

Polish Academy of Sciences  
University of Engineering and Economics in Rzeszów

# **MOTROL**

**COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS  
IN AGRICULTURE**

AN INTERNATIONAL JOURNAL  
ON OPERATION OF FARM AND AGRI-FOOD INDUSTRY MACHINERY

Vol. 15, No 7

LUBLIN – RZESZÓW 2013

**Editor-in-Chief:** Eugeniusz Krasowski  
**Assistant Editor:** Jerzy Grudziński

#### **Associate Editors**

1. Agricultural machinery: *Valeriy Dubrovin*, Kiev, *Mariusz Szymanek*, Lublin
2. Machinery of agri-food industry: *Leszek Mościcki*, Lublin
3. Energetics: *Ilija Nikolenko*, Simferopol, *Janusz Wojdalski*, Warszawa
4. Land management, urban planning, architecture and geodesy: *Karol Noga*, Kraków, *Roman Kadaj*, Rzeszów, *Michał Proksa*, Rzeszów, *Lech Lichołaj*, Rzeszów
5. Mathematical, statistics: *Andrzej Kornacki*, Lublin, *Rostisław Bun*, Lviv

#### **Editorial Board**

Dariusz Andrejko, Lublin, Poland  
Andrzej Baliński, Kraków, Poland  
Volodymyr Bulgakow, Kiev, Ukraine  
Zbigniew Burski, Lublin, Poland  
Karol Cupiał, Częstochowa, Poland  
Aleksander Dashchenko, Odessa, Ukraine  
Kazimierz Dreszer, Lublin, Poland  
Valeriy Dyadychev, Lugansk, Ukraine  
Dariusz Dziki, Lublin, Poland  
Stepan Epoyan, Kharkiv, Ukraine  
Sergiy Fedorkin, Simferopol, Ukraine  
Jan Gliński, Lublin, Poland  
Dimitriy Goncharenko, Kharkiv, Ukraine  
Aleksandr Hołubenko, Lugansk, Ukraine  
L.P.B.M. Jonssen, Groningen, Holland  
Stepan Kovalyshyn, Lviv, Ukraine  
Józef Kowalczuk, Lublin, Poland  
Elżbieta Kusińska, Lublin, Poland  
Andrzej Kusz, Lublin, Poland  
Janusz Laskowski, Lublin, Poland  
Nikołaj Lubomirski, Simferopol, Ukraine  
Kazimierz Lejda, Rzeszów, Poland  
Dmytro Melnychuk, Kiev, Ukraine  
Jerzy Merkisz, Poznań, Poland  
Ryszard Michalski, Olsztyn, Poland  
Aleksander Morozov, Simferopol, Ukraine

Janusz Mysłowski, Szczecin, Poland  
Ignacy Niedziółka, Lublin, Poland  
Paweł Nosko, Lugansk, Ukraine  
Gennadij Oborski, Odessa, Ukraine  
Yurij Osenin, Lugansk, Ukraine  
Marian Panasiewicz, Lublin, Poland  
Sergiy Pastushenko, Mykolayiv,  
Iwan Rohowski, Kiev, Ukraine  
Józef Sawa, Lublin, Poland  
Povilas A. Sirvydas, Kaunas, Lithuania  
Wołodymyr Snitynskiy, Lviv, Ukraine  
Jerzy Sobczak, Kraków, Poland  
Stanisław Sosnowski, Rzeszów, Poland  
Ludvikas Spokas, Kaunas, Lithuania  
Jarosław Stryczek, Wrocław, Poland  
Aleksander Sydorczuk, Kiev, Ukraine  
Wojciech Tanaś, Lublin, Poland  
Viktor Tarasenko, Simferopol, Ukraine  
Giorgiy F. Tayanowski, Minsk, Belarus  
Leonid Tishchenko, Kharkiv, Ukraine  
Henryk Tylicki, Bydgoszcz, Poland  
Denis Viesturs, Ulbrok, Latvia  
Dmytro Voytiuk, Kiev, Ukraine  
Anatoliy Yakovenko, Odessa, Ukraine  
Oleg Zaitsev, Simferopol, Ukraine  
Tadeusz Złoto, Częstochowa, Poland

All the scientific articles positive evaluations by independent reviewers  
Lingusitic consultant: Leonid Tishenko, Aleksandr Naumenko  
Typeset: Hanna Krasowska-Kołodziej  
Cover design: Hanna Krasowska-Kołodziej  
Photo on the cover: Janusz Laskowski

Editorial Office address: Commission of Motorization and Energetics in Agriculture  
Wielkopolska Str. 62, 20-725 Lublin, Poland  
e-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl  
ISSN 1730-8658

© Copyright by Polish Academy of Sciences 2013  
© Copyright by University of Engineering and Economics in Rzeszów 2013  
In co-operation with Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture 2013

Edition 200 + 16 egz.

## ANALYTICAL RESEARCHES OF METHODS AND CONSTRUCTIONS OF GRINDERS OF CORN FORAGE

*Alexander Nanka, Ivan Boyko*

*Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Peter Vasilenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Summary.** In this work are given the final results of analytical researches of methods and constructions of grinders of corn forage with the purpose of estimation their economic efficiency and determination of directions of their improvement.

**Key words:** methods, grinders, power-hungryness, economic efficiency.

### ACTUALITY OF PROBLEM

Development of agroindustrial complex of Ukraine is one of basic priorities of socio-economic policy of the state and by a strategic task in food safety of country. In modern economic terms at the saturation of market and constantly making progress competition basic direction at the production of products of stock-raising is creation of new energy-saving technologies and hardwares which are able to realize intensive economic processes. One of decision terms of growth of rates of production of stock-raising goods, increase of its quality acceleration a decline of prime price is a feed base Part of forage in general charges on the production of goods of stock-raising grows and makes a 60-75% prime price. It is known that the nutritives of forage are actively mastered by animal in the ground up kind, as an active surface of particles, which is instrumental in the acceleration of process of digestion and comprehensibility of nutritives [3], is increased in the ground up stems. It is known also, that growing shallow is one of the most power-hungry processes at the production of forage and which consumes to 70% electric power which is outlaid on all technological process. Therefore, exactly power-hungryness of process of growing of corn forage shallow, is one of major indexes of efficiency of production of products of stock-raising on the modern stage. The problem of situation consists in that the traditional grinding devices of corn forage and scientific knowledges in this area can not provide subsequent native perfection of this process. In this connection, development and creation of new machines for growing of corn

forage, which own more wide technological possibilities, less power-hungryness and level of containing metals, provide the good value of growing shallow, shallow will allow to promote the competitiveness of products of stock-raising due to the decline of its prime price.

### ANALYSIS OF THE LAST RESEARCHES AND PUBLICATIONS

Growing of solids shallow is a process of division of body on his more shallow parts [4, 12, 17], and in spite of plenty of methods of growing shallow, in his basis the same phenomenon lies is an origin in a body at his loading of maximum tension which brings bodies over to violation of integrity, to the decoupling of atoms and molecules between itself.

To research of technological processes of growing of corn forage shallow with the purpose of decline of power-hungryness at growing by a blow shallow, research works of Ziganshin B.G. [21], Kurmanova A.K. [11], Revenko I.I. [7] and other authors works are devoted. Presently by the scientists Sergeev N.S. [8], Abramov A.A. [9] at all research works are conducted from creation of machines for growing of corn forage shallow that work on principle of growing cutting shallow or to splitting off, which guarantee the considerable decline of power-hungryness of processes of growing shallow.

### RAISING OF TASK

Purpose of work is to conduct the analysis of methods and constructions of grinders of corn forage to estimate them economic to efficiency and to define directions of their improvement.

### EXPOSITION OF BASIC MATERIAL

Depending on the method of action of working organ of machine on the ground down material and kind in him deformations, growing shallow can be executed by squashing, blow, cleaving, elimination, sawing, cutting by a blade, cutting by a puncheon, cutting by a chisel [1] (Fig. 1).

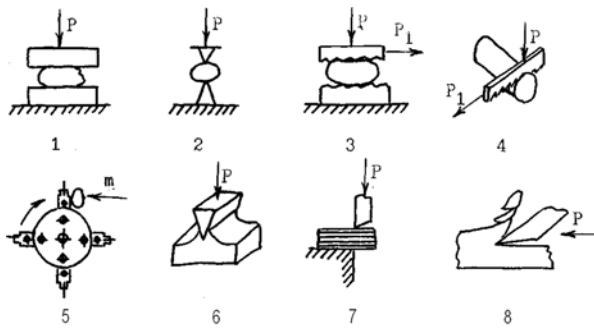


Fig. 1. Methods of growing of solids shallow: 1 is squashing, 2 is cleaving, 3 is elimination, 4 is sawing, 5 is a blow, 6 is cutting by a blade, 7 is cutting by a puncheon, 8 is cutting by a chisel

Depending on mechanical - technological properties of material and requirements to the product of growing shallow apply one of the indicated types of growing shallow. Yes, for micronizing of viscid and soft materials apply elimination, for the receipt of lump materials - cleaving, and for the receipt of particles of the set size - cutting or sawing, and others like that [14].

Every type of growing shallow is executed by the certain type of grindings down, which engulf the large group of machines which differ structural implementation and chart of organization of working process.

For to the types of influence a crush material, grinders are divided by five basic groups: millstone carriages, roller mills, shtift grinders (desintegrators), to the hammer of crusher, centrifugal-rotor grinders.

Structurally millstone carriages are simple after a structure, but bulky, power-hungry and underproductive, cause over-temperature of product pulverulent and flour factions which reduce quality of feed prevail in which [20].

To the lacks of roller mills it costs to take that even the small vibrations of size of gap between rollers cause the considerable change of degree of growing, loading on rollers and charges of energy shallow. Considerable part of energy which is outlaid grows into a warmth which results in heating of product and rollers. It is necessary also to mark, that for taking of dust and moist necessary devices for aspiration of roller mills [13].

The basic lack of the shtift grinders is an enhanceable wear of crush shtifts [19].

In an agricultural production for growing of corn forage shallow a blow, cleaving, squash-

ing, elimination and cutting, is used. Thus in none of types of grindings down the resulted methods are executed in a clean kind, however in each of them it is possible to select a prevailing method [2].

Among facilities of mechanization for growing of corn forage of most distribution shallow the universal crushers of shock type purchased with the joint suspended hammers - to the hammer of crusher. They are able to grind down the various types of raw material, comparatively simple for constructions and comfortable in service and exploitation. Their construction allows easily to change fast wear details (hammers, sounding boards, grates). However much they have a row of the substantial failings, namely, above all things, high specific charges of energy on the process of growing shallow, (18.20 kW hours/tonns) relatively high containing of metals (to 500 kg of hours/tonns) and intensive wear of hammers and sieves of crushers. In addition, the not leveled grain-size distribution has the prepared product with megascopic content of pulverulent faction which arrives at to 20%.

These failings are explained by that such methods of growing shallow as free-kick and elimination are realized in hummer crushers. Thus co-operating of grain with hammers carries casual character, and under a direct central blow gets only 5% from their general amount. The last grains are ground down for 15.40 shock co-operations [6]. It follows notices also, that in hummer crushers is created mobile ring air-grain-growing a layer, in which more large particles bed near-by a sieve and the same hinder to the exit of the ground up product from the area of co-operation of hammers, which conduces to his considerable regrinding and additional charges of energy. In addition speed air-grain-growing has a considerable size a layer and arrives at the half of angle speed of hammers [18], which results in diminishing of force of blow. In this connection, traditional crush machines - to the hammer of crusher and scientific knowledge in this area exhausted the positive potential and can not provide the subsequent native improvement of process of growing of corn forage shallow.

For more detailed analysis we will consider expression for determination of general charges of energy on the process of growing shallow. Directly before the process of growing shallow there

is deformation of material, which is accompanied by the change of his volume. Therefore work which is outlaid on the process of growing shallow in hummer crushers can be shown in the type of the following power balance:

$$A = A_d + A_s + A_k + A_u, \quad (1)$$

where: are charges of energy on resilient and plastic deformation of material;

$A_t$  - charges of energy are on creation of new surfaces of the ground up particles,

$A_k = mv^2 / 2$  - expenses of energy are on the grant of kinetic energy to the circular layer of material,

$m$  - mass of circulating circular layer of material,

$v$  - a rate of movement of circular layer is in a crush chamber,

$A_u$  - charges of energy are on a wear and heating of workings organs of crusher.

Examining the first two constituents of the resulted equalization, then it follows notices, that charges are directed directly on growing of material shallow is useful. The third constituent of equalization, grant of kinetic energy to the circular layer of material, is harmful for this type of crusher, as diminishes force of blow, due to diminishing of difference of relative speeds of hammer of crusher and ground down material. Fourth constituent, charges of energy on a wear and heating of workings organs, peculiar for all crush machines and can be diminished due to creation of new workings organs application of modern materials for their making.

Thus, from the resulted analysis follows, that the size of unproductive power charges depends on the choice of rational chart of organization of working process of growing shallow. What touches the power charges of directed directly on the process of growing and their decline shallow then it is necessary in machines for growing of corn forage shallow to realize the less power-hungry methods of growing shallow, for example, of cutting in which power charges in four times are less from squashing and seven-fold less from growing by a blow shallow.

In the last years abroad and in Ukraine with the purpose of decline of power-hungryness of processes of growing of corn forage shallow find the use centrifugal-rotor grindings [16] down, in which growing of corn forage shallow takes

place a cutting method and they practically on all indexes exceed before resulted.

Besides, in grinders, which have knife workings organs, almost absent element of elimination – grain is ground down on the particles of the set size, and content in to the prepared product of pulverulent faction considerably less than, than in the machines of other constructions. In grinders, which work on principle of cutting, the product of growing shallow is not heated, and mass of workings organs considerably less than, than in other constructions [15]. Also diminishing of power-hungryness that sliding motion of blade, which diminishes pressure of knife on the product of growing [10] shallow, has a decision value in the technological process of cutting is instrumental in accordingly, effort which needs to be attached to the worker of the organ of grinder diminishes. In addition, centrifugal-rotor crushers differ substantially less contain of metals, as compared to grinders of other constructions [8, 5].

As a result of the executed analytical researches basic principles of improvement and creation of new energykeepings machines are for growing of corn forage shallow it is possible to formulate thus:

- growing of material shallow must be conducted only to the that degree which is needed for his subsequent processing or use;

- growing shallow must be forecast, factious composition must be homogeneous, set sizes and not to have pulverulent faction;

- particles of material, ground up to the set sizes, there must be the immediately remote from an area growings shallow;

- growing shallow must be «at leisure» that not to become complicated by extraneous operations, except for overcoming of forces of the between molecules coupling, which are useful work that is outlaid on the process of growing shallow;

- diminishing of work of resilient deformations by the use of workings organs which consume the least of energy and that work on the method of growing cutting or splitting off shallow;

- increase of work on creation of new surfaces due to the increase of contacts between the ground down grain and working organs;

- a removal of the repeated co-operation of the ground up material is with the workings organs of machine.

## CONCLUSIONS

As a result of analytical researches of methods and constructions of machines for grinding of corn forage, comparison of power charges shallow it is set on the process of growing by the different constructions of grinders shallow, that to the hammer of crusher of corn forage and scientific knowledge in this area can not provide subsequent native perfection of this process. Being based on the results of researches basic principles of improving and designing of machines for grinding of friable forages are formulated with the purpose of reducing energy waste on the process of grinding.

## REFERENCES

1. Abramov Aleksandr Aleksandrovich 2006. Obosnovanie parametrov i regimov raboti izmel'chitelya zerna skalivayushogo tipa. : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: 05.20.01 Donskoi gosudarstvenniy tehnicheskiy universitet. / Rostov-na-Donu, – 21.
2. Bogorodskiy A. V. 1980. Intensifikacija processa izmelcheniya v mel'nichah dezintegratornogo tipa : Izv. vuzov. Himiya i himicheskaya tehnologiya. T.23, vip.5, 643-645.
3. Boyarskiy L. G. 2001. Tehnologiya kormleniya i polnocennoe kormlenie sel'skohozyaistvennich jivotnih : Rostov N/D: Feniks, - 200.
4. Cherepanov G. P. 1974. Mechanika hrupkogo razrusheniya : M.: Nauka, - 640.
5. Andrejko Dariusz, Mariusz Kania, Anna Latka, Leszek Rydzak. 2011. Wplyw obrobki cieplnej promieniami podczerwonymi na proces przemialu ziarna pszenicy odmiany korynta. Motrol, - Motoryzacja I energetyka rolnictwa. - Lublin. Tom 13. - 7-13.
6. Eliseev V. A. 1969. Teoreticheskoe i eksperimental'noe obosnovanie metodov povisheniya effektivnosti processa izmel'cheniya zernovih kormov na jivotnovodcheskih fermah. : avtoref. dis. ... dok. tehn. nauk: 05.20.01 / Voronejskaya sel'skohozyaistvennaya akademiya. Voronej. – 50.
7. Ermichev V. A., Kupreenko A. I. 2005. Energosberejenie v tehnologiyah kormoproizvodstva. : Mehanizaciya i elektrifikaciya sel'skogo hozyaistva. – №4. – 11-13.
8. Goryachkin V. P. Sobranie soch. / M.: Kolos, 1968. – 384.
9. Jislin Ya. M. 1981. Oborudovanie dlya proizvodstva kombikormov, obogatitelnih smesei i premiksov. / M.: Kolos, – 320.
10. Kartashev Boris Viktorovich 1996. Obosnovanie osnovnih parametrov izmelchitelya furajnego zerna rotorno-nojevogo tipa. : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: 05.20.01 / Chelyabinskiy gosudarstvenniy agroinjenerniy universitet. – Chelyabinsk, – 22.
11. Kolobov Michail Georgievich 2010. Energosberegayushaya tehnologiya i tehnicheskie sredstva centrobegnogo deistviya dlya obrabotki dispersnih materialov sel'skohozyaistvennogo naznacheniya. : avtoref. dis. ... dock. tekhn. nauk: 05.20.01 / ; Ivanovskaya gosudarstvennaya sel'skohozyai-stvennaya akademiya imeni akademika D.K. Belyaeva. - Ryazan', – 39.
12. Libovic G. K. 1975. Razrushenie MIR, – 766.
13. Makarov A. P. 1964. Issledovanie tehnologicheskogo processa izmel'cheniya furajnego zerna v molotkovih drobkah. : Nauchn. tr. VIESH. – M.: Kolos, – T. XIV. – 66-88.
14. Melnikov, S. V., Andreev P. V., Bazhenkov V. F., Vagin B. I., Jevlakov P. K., Farbman G. Ya. 1969. Mehanizaciya jivotnovodcheskih ferm. / M., "Kolos". - 35.
15. Myand A. Ya. 1970. Kormo-prigotovitel'nie mashini i agregati / M.: Mashinostroenie, – 256.
16. Horynski M.. 2005. Wykorzystanie wlasciwosci elektrycznych do weryfikacji stopnia przemialu ziarna zboz. / Motrol, - Motoryzacja I energetyka rolnictwa. - Lublin. Tom 7. - 92-96.
17. Nadai A. 1969.- Plastichnost' i razrushenie tverdih tel / M. – Mir, 863.
18. Revenko I. I. 1980. Fizicheskaya sushnost' razrusheniya kormovih materialov pri ih izmel'chenii / Mehanizaciya I elektrifikaciya sel'skogo hozyaistva.. - K.: Urojai, - 65-67.
19. Sergeev Nikolai Stepanovich. 2008. Centrobegno-rotornie izmelchiteli furajnego zerna. : avtoref. dis. ...dok. tehn. nauk.: 05.20.01 / Chelyabinskiy gosudarstvenniy agroinjenerniy universitet. // Chelyabinsk, – 42.
20. Sidenko P. M. 1977. Izmelchenie v himicheskoi promishlennosti. / M.: Himiya. – 368.
21. Ziganshin Bulat Gusmanovich. 2004. Povishenie effektivnosti tehnicheskih sredstv prigotovleniya kormov v jivotnovodstve na osnove rasshireniya tehnologicheskikh vozmozhnostei izmelchitelei : avtoref. dis. ... dock. tekhn. sciences: 05.20.01 / Kazanskaya gosudarstvennaya akademiya imeni akademika D.K. Belyaeva. - Kazan', – 39.

darstvennaya sel'skohozyaistvennaya  
akademiya. – Kazan', – 48.

**АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ  
СПОСОБІВ І КОНСТРУКЦІЙ  
ПОДРІБНЮВАЧІВ ЗЕРНОВИХ КОРМІВ**

**Анотація.** В роботі приведені результати аналітичних досліджень способів конструкцій подрібнювачів зернових кормів з метою оцінки їх економічної ефективності та визначення напрямків їх удосконалення.

**Ключові слова:** способи, подрібнювачі, енергоємність, економічна ефективність.

## DEVELOPMENT OF ENERGYKEEPING CONSTRUCTION OF GRAVITY METERING DEVICE OF FRIABLE FORAGES

*Vitaliy Sementsov, Ivan Boyko*

*Kharkov National Technical University of Agriculture after Peter Vasilenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Summary.** In this work are given the final results of analysis of existent constructions of metering devices of friable materials of continuous action, marked them economic efficiency in relation to power charges on the process of dosage, the scientific hypothesis of creation of energykeeping construction of metering device is offered in which the process of dosage will be carried out due to gravity forces.

**Key words:** metering device, friable materials, power-hungryness, evenness of dosage.

### RAISING OF PROBLEM

The decline of prime price and increase of competitiveness of products of stock-raising depends on feeding of animals and bird valuable stems, balanced after nutritives, vitamins and oligoelements, in accordance with the planned productivity [9,10]. On the whole prepares mixture of vitamins, oligoelements, amino acid and filler the method of their dosage and mixing, and its concentrate is named premix. In future, premixes will enrich the concentrated stems which are given to the bird and pigs as the mixed fodder, and given to a cattle in the type of feed mixture together with rough and juicy stems. A basic operation at preparation of the mixed fodders and feed mixture is a dosage of components, so as its quality depends on exactness of work of metering devices.

Inaccuracy of dosage reduces the feed and biological value of feed, and surplus of components which have a large cost conduces to the increase to the unit cost to violation of balance of nutritives, and on occasion - to the disease of animals and bird [2, 13, 14]. Therefore there is a necessity for creation of such batching devices which are able to work in the wide turn-down of their productivity at different mechanical and technological properties of components, to differ simplicity of construction, high technological reliability, simplicity of tuning on the set productivity, to have a low cost and main low power-hungryness.

### ANALYSIS OF THE LAST RESEARCHES AND PUBLICATIONS

The technological process of dosage is known from ancient times and used as early as ancient Egypt at making of embalming mixture by the method of measurement of necessary portions (doses) of separate components. Under a dosage it is accepted to understand such mechanical process where material as a result formed in doses or began to flow with preliminary certain parameters. A size which characterizes the process of dosage is an expense of material which is measured out (volume or mass). The value of expense which it is aimed to support is named the set expense, value of expense presently to time – by an instantaneous expense. Substantial payment to development of theory practices of dosage of friable materials brought in: Y.D.Vidineev [18], P.M.Vasilenko [17], I.I.Revenko [5], V.V.Shatskiy [6], N.V.Braginets [3] and row other. The analysis of publications, devoted to the questions of dosage of friable materials, shows all complication of this mechanical process. Two methods of dosage of friable materials are known in practice: volume and gravimetric, each of which can be a la carte or continuous. Mathematical model of process of continuous dosage which is offered by Y.D. Vidineev. [3], consists in delivery an indissoluble stream with providing of set and, in particular, permanent amounts of friable material or his separate components with rejections no more possible in the elements of stream, proper to the set intervals of time:

$$\|G_p(t) - G_{\text{зад}}\| \leq \Delta G_{\text{дон}}, \quad (1)$$

where: is an amount of material in a dose,

$Q(t)$  – a current value of expense is on a perimeter (t),

$\Delta G_{\text{дон}}$  – possible rejection of dose,

$t$  – current time; it is duration of forming of dose.

More frequent all quality of work of by volume metering devices of continuous action is estimated by relative standard deviation (by the



DEVELOPMENT OF ENERGYKEEPING CONSTRUCTION OF GRAVITY METERING  
DEVICE OF FRIABLE FORAGES

coefficient of variation) [6, 4], that, by the rejection of the instantaneous productivity of metering device in this loop of it's work:

$$v = \frac{1}{x} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (2)$$

where:  $x$  – is mass of the portion,  
 $\bar{x}$  – mean value of mass of portion,  
 $n$  – amount of the selected tests.

RAISING OF TASK

Purpose of work - to conduct the analysis of methods and constructions of metering devices of friable materials, estimate them economic efficiency, to define directions of their improvement and offer the new construction of metering device, which will provide high-quality dosage of friable forage with minimum power charges on the process of dosage.

EXPOSITION OF BASIC MATERIAL

For realization of process of dosage of friable materials the great number of constructions of metering devices, which differ structural decisions, is created, and their names originate from the structure of working organ, for example, screw, band, drum, plate etc. [11, 15, 16].

With the purpose of ground of optimum technical decision the classification chart of batchings devices, which is presented on Picture 1, was developed by us, in basis of which the types of metering devices are incorporated on functional, structural and second properties in groups: on purpose; on principle of action; after consistency of batching material; on the method of loading of material; on the type of batchings working organs; on principle of unloading of dose; on the method of adjusting of the productivity; after the type of occasion of batching element.

Process of dosage of friable materials, it is possible to divide into three phases: feed or filling of working organ of metering device by material; forming of dose or even stream of material; delivery of material. Basic influence here on the unevenness of dosage give phase of filling of batching device by material and phase of forming of dose or stream of material [12]. Work of phase of filling of batching device depends on friable material, structural parameters of bunker and form of tape-holes of bunker,

which provide the trouble-free entering of material area of forming of dose or stream. Work of phase of forming of dose or stream depends on the structural features of batching device and renders basic influence on the unevenness of dosage. From point of power expenses for will be phases following: filling of working organ of metering device mainly takes place friable material due to gravity forces, at forming of stream, that to moving of friable material, needs considerable power expenses, delivery of friable material also takes place due to gravity forces.

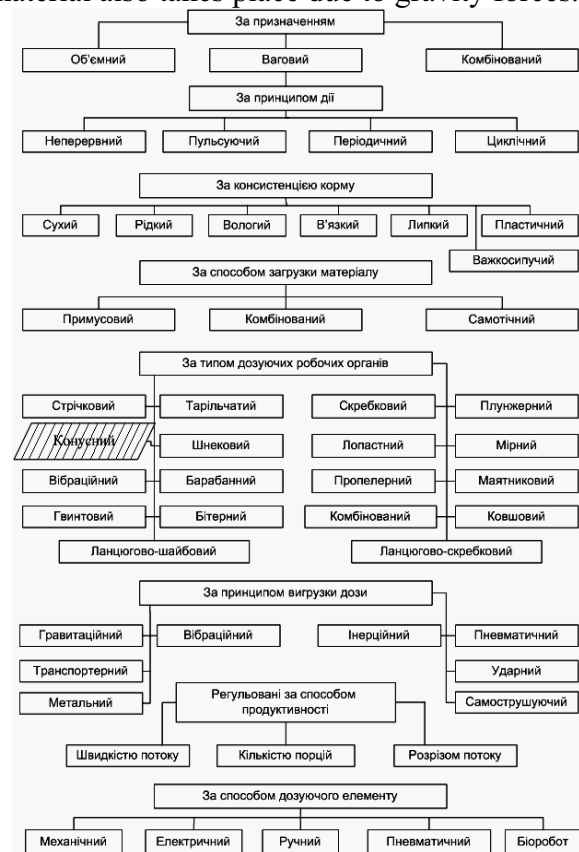


Fig. 1. Classification of metering devices of friable materials

In practice of dosage of friable materials the known constructions of metering devices are in which the process of dosage takes place due to gravity forces.

Simplest construction of gravity metering device [1] (Picture 2), it is in a general view a bunker with a sloping bottom in the underbody of which is located tape-hole with a shutter.

Advantages of similar metering devices is that they do not need power expenses for their work. However much they have a large unevenness of dosage, so as their productivity largely depends on the height of friable material which is in a bunker.

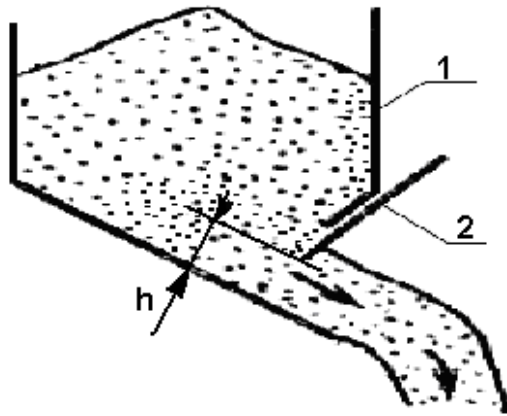


Fig. 2. Gravity metering device: 1 – bunker;  
2 – shutter

If to accept physicists [7,8] into consideration of utterance, that friable material is fully surprising material. At the proper terms he can behave and as a solid, and as a liquid, and as gas. From the physical point of view, dosage at certain terms it is possible to examine as a profluvium of friable material from a capacity, like the profluvium of liquid, which takes place under the action of gravity forces. Therefore in our view [12], [19] with the purpose of the use of gravity forces, during realization of process of dosage, it is needed to give such properties which will induce him to the profluvium and such phenomenon is possible at his dilution friable material.

As a result of the conducted analytical research of directions of improvement of constructions of metering devices of friable materials, it follows notices, that efforts of designers were directed on the improvement of workings organs of metering devices without interference with transformation of properties of friable material.

Taking into account the higher expounded facts it is possible to formulate the following scientific hypothesis:

- increase of efficiency of technological process of dosage of friable forage due to the power cost cutting on the process of dosage by dilution of friable forage and motive of them to the profluvium under the action of gravity forces.[20]

Being based on this hypothesis it is suggested by us to create such construction of metering device in which dilution of friable material will take place due to destruction of vaults, which appear above tape-holes the diameters of which are apt at creation of vaults, and the pro-

fluvium of friable material will take place under the action of gravity forces.

The gravity metering device of friable forage (Picture 3) is offered consists of bunker 1, bottom of bunker 2 executed in the type of the horizontally located part of cylinder pipe with openings 3, the diameters of which are apt at creation of vaults, into a pipe the mover is set 4, that consists of two disks 5 fastened on a drive shaft 6 and connected by between itself small twigs 7. Adjusting of the productivity of metering device is carried out by a shutter 8, due to ceiling of openings of bottom of metering device.

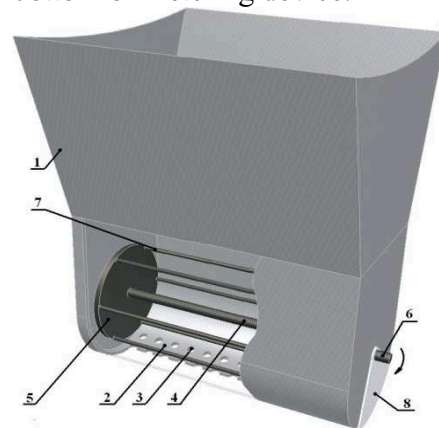


Fig. 3. Gravity metering device of  
friable forages

A metering device works as follows. Friable stems are loaded in a bunker 1 and form above openings 3 of bottom 2 proof vaults and their pouring out doesn't take place. At the rotation of mover 4 there is destruction of vaults and friable stems under the action of gravity forces evenly pour out from a metering device. The set productivity of metering device is carried out by a shutter 8, for an account to ceilings of part of openings 3 of bottom 2. In addition the mover interactive with a friable feed stabilizes his closeness in the area of forming of dose which provides evenness of dosage.

## CONCLUSIONS

As a result of analysis of methods of continuous dosage of friable forage, constructions of metering devices and taking into account physical and mechanical properties of friable forage the new construction of gravity metering device is offered in which due to dilution of friable materials there is it's profluvium under the action of gravity forces, in condition of destruction of vaults what helps to reduce the waste of energy on the process of dosage.

DEVELOPMENT OF ENERGYKEEPING CONSTRUCTION OF GRAVITY METERING  
DEVICE OF FRIABLE FORAGES

REFERENCES

1. A.s. 1434264 SSSR, MKI G 01 F 11/00. Dozator poroshkovogo materiala. : Bobryakov A.P., Revujenko A.F. / (SSSR) – №4177952/24-24; Zayavl. 07.01.87; Opubl. 30.10.88, Byul. №40. – 35.
2. Boyars'kiy L. G. 2001. Tekhnologiya kormleniya i polnocennoe kormlenie sel'skohozyaistvennich животnih. : Rostov N/D : Feniks, - 200.
3. Braginets N. V., Volvak S. F., Langazov V. V. 2002. K obosnovaniyu znachimosti dozirovaniya kormov. Zbirnik naukovih prac` Lugans'kogo nacionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya: Tehnichni nauki. - Lugansk. – Vidavnictvo LNAU, №17, 29-33.
4. Cherkun V. Ya. 1976. K viboru kriteriya ocenki tochnosti dozirovaniya. Nauchn. tehn. bul. po meh. i elektrif. животnovodstva. – Zaporozhie, CNIPTIMEJ, Vip. 5, 45- 51.
5. Kukta G. M. 1975. Tehnologicheskie harakteristiki dozatorov. Meh. elektr. soc. s. h. – №2, 19-21.
6. Liyvakan A. A. 1978. Pogreshnost` dozirovaniya kombikormov obyemnimi dozatorami. Sbornik nauchnih trudov Estonskogo NII животnovodstva i veterinarii. - Tartu, №47, 114-119.
7. Nigmatulin R. I. 1978. Osnovi mehaniki geterogennih sred. -M.: – Nauka, 336.
8. Obshie principy normirovanogo pitaniya животnih po detalizirovanim normam. : Efektivne ptahivnictvo, 2006. №4, 25-34.
9. Kaletnik G. M., Kulik M. F., Petrichenko V. F., Horishko V. D. 2007. Osnovi perspektivnih tehnologiy virobnictva produktsii tvarinnictva. / Za red. G. M. Kaletnika, M. F. Kulika, V. F. Petrichenko. - Vinnica : “Enozis”, 584.
10. Pishelka V. A. 2006. Stan ta perspektivi rozvitku kombikormovoi galuzi v Ukraini. Efektivni kormi ta godivlya, №3, 5-8.
11. Revenko I. I., Radchuk V. V. 2005. Rezultati eksperimentalnih doslidgen barabannogo dozatora konckormiv. Naukoviy visnik Nacionalnogo agrarnogo universitetu. – № 80 Ch1 Kyiv
12. Sementsov V. V., Boyko I. G., Nanka O. V. 2011. Rozrobka energozberigayuchoyi konstruktsiyi dozatora sipuchih kormiv. Visnik TDAU, Vip. 1, Tom 3. Melitopol – Elektronne vidannya, 125-129.
13. Sirovatka V. I. 1981. Prigotovlenie kombikormov, obogatitelnih i lechebnih dobavok. - M.: Rosselhozizdat, 45.
14. Shaferman M. I. 1976. Dozirovanie i smeshivanie ingredientov kombikormov. - M.: Kolos., – 78.
15. Stepuk L. Ya. 1986. Mehanizacija dozirovaniya v kormoprigotovlenii. - Minsk: Uradjai, 152.
16. Stepuk L. Ya. 1986. Mehanizacija dozirovaniya v kormoprigotovlenii. - Minsk – Uradjai, 169.
17. Vasilenko P. M., Vasilenko I. I. 1985. Mehanizaciya i avtomatizaciya processov prigotovleniya i dozirovaniya kormov. Naukoviy visnik TDAU 66. Vipusk 1, Tom 3 M. : Agropromizdat, 224.
18. Vidineev Yu. D. 1981. Dozatori neprerivnogo deistviya. - M. : Energiya, 273.
19. Siarkowski Z., Maciejewski M. 2005. Weryfikacja energetyczna metody doboru maszyn i urzadzen do produkcji zboz na cele paszjwe. Motrol – Motoryzacja I energetyka rolnictwa. Lublin. Tom 7, 182 – 188.
20. Siarkowski Z., Maciejewski M. 2005. Energetyczne warunki rozwojuchowu trzody chlewnej w polsce. / Motrol – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. Lublin. Tom 7, 176 – 181.

**РОЗРОБКА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОЇ  
КОНСТРУКЦІЇ ГРАВІТАЦІЙНОГО  
ДОЗАТОРА СИПУЧИХ КОРМІВ**

**Анотація.** В роботі приведені результати аналізу існуючих конструкцій дозаторів сипучих матеріалів безперервної дії, відзначена їх економічна ефективність відносно енергетичних витрат на процес дозування, запропонована наукова гіпотеза створення енергозберігаючої конструкції дозатора в якому процес дозування буде здійснюватись за рахунок гравітаційних сил.

**Ключові слова:** дозатор, сипучі матеріали, енергоємність, рівномірність дозування.

## ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ С ПОМОЩЬЮ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УСТРОЙСТВА

*Іван Бойко, Александр Русалев, Виталий Семенцов*

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Ivan Boyko, Alexander Rusaljev, Vitaliy Sementsov*

*Kharkov National Technical University of Agriculture after Peter Vasilenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В статье описано автоматизированное устройство для определения неравномерности дозирования сыпучих материалов, рассмотрена предложенная и разработанная методика, по которой рассчитывается коэффициент вариации.

**Ключевые слова:** Дозирование, неравномерность дозирования, сыпучий материал, автоматизированное устройство..

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Крупным резервом повышения продуктивности животных и снижение ее себестоимости является полноценное кормление, которое обеспечивается применением концентрированных кормов, сбалансированных по энергетической ценности, а также обогащением концентрированных кормов биологически активными кормовыми добавками [1, 2, 5, 6, 9]. В лаборатории Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. Петра Василенко изобретено устройство для смешивания сыпучих материалов [10], в котором для подачи микроэлементов и биологически активных добавок предусматривается конусный дозатор [11].

Дозирование – неотъемлемая часть технологического процесса приготовления кормов и кормовых смесей [12, 14, 18].

Очень важной задачей в дозировании сыпучих кормов является обеспечение равномерности потока сыпучего материала, т.к. этот фактор напрямую влияет на точность формирования доз [3, 4]. Определение неравномерности потока сыпучего материала – довольно трудоёмкая задача, особенно при большом количестве доз. В связи с этим, было предложено устройство, автоматически фиксирующее неравномерность потока в процессе работы дозатора.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Неравномерность потока сыпучего материала, в большинстве случаев, оценивается по показателю коэффициента вариации (в процентах). Для того чтобы получить значение коэффициента вариации, необходимо взвесить все выданные дозатором порции сыпучего корма и определить составляющие коэффициента вариации по известным формулам [8, 13, 17, 19, 20].

Вопросами автоматизированного управления и измерения технологических процессов занимались Сукач М.К., Литвиненко І.М. [15, 16] и др. ученые. Однако автоматизированного устройства для определения неравномерности дозирования в литературных источниках найдено не было.

В лаборатории Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. Петра Василенка разработано устройство для определения неравномерности дозирования [7], в котором используются фоторезисторы и АЦП.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Описать автоматизированное устройство для определения неравномерности дозирования сыпучих материалов, разработать методику для определения коэффициента вариации.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Определение неравномерности потока сыпучего материала – довольно трудоёмкая задача, особенно при большом количестве доз. В связи с этим, было предложено устройство, фиксирующее неравномерность потока в процессе работы дозатора, предложена и разработана методика определения неравномерности дозирования (коэффициента вариации).

## ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ С ПОМОЩЬЮ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УСТРОЙСТВА

В первую очередь была разработана и предложена конструктивная схема датчика неравномерности потока сыпучего материала. Датчик основан на высокочувствительных фоторезисторах, увеличивающих сопротивление при уменьшении уровня освещения.

Схема конструкции устройства, содержащего датчик неравномерности потока сыпучего материала, показана на рисунке 1.

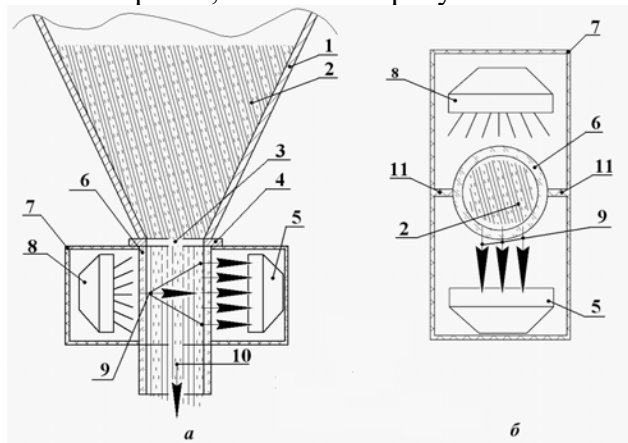


Рис. 1. Схема датчика неравномерности дозирования сыпучего материала: а) вид сбоку в разрезе; б) вид сверху в разрезе;

- 1 – стенка выпускного сопла дозатора;
- 2 – сыпучий материал;
- 3 – выпускное отверстие дозатора;
- 4 – уплотнительное кольцо;
- 5 – фоторезистор;
- 6 – стеклянная трубка;
- 7 – корпус датчика;
- 8 – светодиод повышенной яркости;
- 9 – направление потока света;
- 10 – направление дозируемого сыпучего материала;
- 11 – перегородки

Fig. 1. For the transmitter, the uneven dosing of bulk material: a) a sectional side view and b) a top view, in section: 1 - wall outlet nozzle dispenser 2 - particulate material 3 - outlet spout 4 - O-ring, 5 - photoresistor 6 - glass tube, 7 - the transducer housing 8 - LED high brightness, 9 - the flow of light, 10 - the direction of the dosing of bulk material, 11 - partitions

Датчик неравномерности дозирования сыпучего материала состоит из корпуса 7, в котором расположена стеклянная трубка 6, равная по диаметру сечению выпускному отверстию дозатора. Корпус делится на два отсека перегородками 11. В одном из отсеков расположен светодиод повышенной яркости 8, направленный на стеклянную трубку 6, а в другом – фоторезистор 5, чувствительным фотоэлементом также направленный к стеклянной трубке 6, навстречу световому потоку.

Сыпучий материал 2, проходя через стеклянную трубку 6, нарушает равномерность светового потока, вследствие чего фоторезистор изменяет своё сопротивление. На рисунке 2 показан общий вид подключенного к персональному компьютеру датчика неравномерности дозирования сыпучего материала.

Вследствие изменения фоторезистором своего сопротивления при прохождении сыпучего материала сквозь световой поток, аналого-цифровой преобразователь 3 фиксирует изменение напряжения на выходе из датчика. Изображение осциллограммы неравномерности дозирования отображается на мониторе ПК, туда же можно вывести многие другие значения, например, количество насыпанных порций (предварительно задав время насыпания одной порции), и т.д.

Устройство для определения неравномерности дозирования представляет собой комплект приборов и приспособлений, подобранных для этой цели. Общий вид устройства показан на рис. 2.

Датчик неравномерности потока сыпучего материала подсоединяется к выпускному окну дозатора. К датчику подключаются АЦП и ПК. При выключенном дозирующем устройстве, т.е. при отсутствии потока дозируемого материала, АЦП выдает выходной сигнал (в данном случае измеряется разность потенциалов) определенной величины (рис. 3, участок 1).

При включении дозатора поток сыпучего материала поступает от дозирующего устройства и проходит через выпускное окно и датчик неравномерности.

Датчик неравномерности потока сыпучего материала подсоединяется к выпускному окну дозатора. К датчику подключаются АЦП и ПК. При выключенном дозирующем устройстве, т.е. при отсутствии потока дозируемого материала, АЦП выдает выходной сигнал (в данном случае измеряется разность потенциалов) определенной величины (рис. 3, участок 1). При включении дозатора поток сыпучего материала поступает от дозирующего устройства и проходит через выпускное окно и датчик неравномерности. При этом вследствие изменения фоторезистором своего сопротивления при прохождении сыпучего материала сквозь световой поток, аналого-цифровой преобразователь фиксирует изме-

нение напряжения на выходе из датчика (рис. 3, участок 2). Изображение фрагмента осциллограммы неравномерности дозирования отображается на мониторе ПК.

Показания выходного сигнала фиксировались ежесекундно. Одновременно с графиком на мониторе ПК указывается величина разницы потенциалов (рис.4). Также на экран можно вывести и другие значения, например, количество насыпанных порций (предварительно задав время подачи одной порции), производительность в данный момент времени и т.д.

Неравномерность дозирования определяется следующим образом.

При отсутствии потока материала выходной сигнал имеет величину  $U_0$  (рис. 3, участок 1). При прохождении потока дозируемого материала через датчик неравномерности выходной сигнал изменяется до какой-либо величины  $U_i$  в зависимости от количества поступающего материала. Колебания напряжения  $U_i$

выражают неравномерность дозирования.

Определяется рабочее напряжение в каждый момент отсчета:

$$U_{pi} = U_i - U_0, \quad (1)$$

где:  $U_i$  - напряжение при прохождении дозируемого материала через датчик, В,

$U_0$  - напряжение при отсутствии сыпучего материала.

Определяется среднее арифметическое значение рабочего напряжения:

$$\bar{U}_p = \frac{\sum_{i=1}^n n_i U_{pi}}{n}, \quad (2)$$

где:  $n$  - общее количество фиксированных значений напряжения,

$U_{pi}$  - отдельное значение напряжения в каждый момент отсчета.

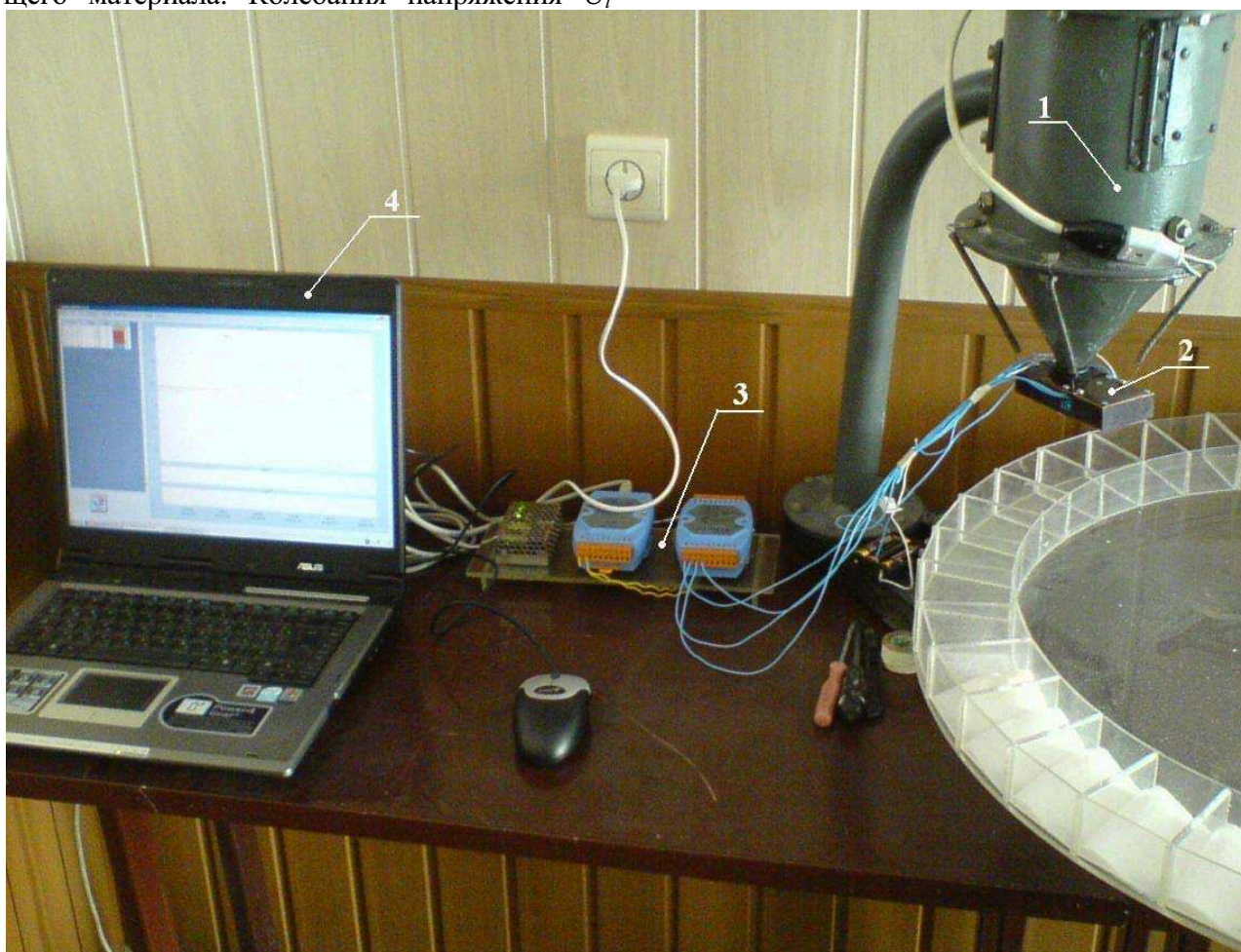


Рис.2. Общий вид устройства: 1 – дозатор сыпучих материалов; 2 – датчик неравномерности дозирования сыпучих материалов; 3 – аналого-цифровой преобразователь; 4 – персональный компьютер

Fig.2. Product Overview: 1 – metering silo; 2 – sensor uneven dosing silo; 3 – ADC; 4 – PC

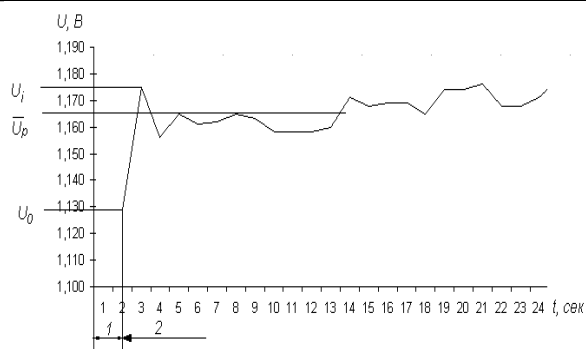


Рис.3 Фрагмент осциллограммы неравномерности дозирования

Fig.3. A fragment of the waveform irregularity of dosing

	A	B	C
1	C	ID1_B	Время
2	0	1,129	10:01:13
3	1	1,129	10:01:14
4	2	1,175	10:01:15
5	3	1,156	10:01:16
6	4	1,165	10:01:17
7	5	1,161	10:01:18
8	6	1,162	10:01:19
9	7	1,165	10:01:20
10	8	1,163	10:01:21
11	9	1,158	10:01:22
12	10	1,158	10:01:23

Рис.4 Фрагмент таблицы данных выходного сигнала

Fig.4. Extract data table output

Вычисляется среднее квадратичное отклонение напряжения:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (U_{pi} - \bar{U}_p)^2}{n-1}} \quad (3)$$

Исходя из этих значений, определяется коэффициент вариации (в процентах):

$$\nu = \frac{\sigma}{\bar{U}} \cdot 100\% \quad (4)$$

Таблица данных выходного сигнала оформлена в программном обеспечении «Excel». С помощью этого же программного обеспечения составляется программа для расчета неравномерности дозирования.

## ВЫВОДЫ

Предложенное автоматизированное устройство для определения неравномерности дозирования сыпучих материалов, а также разработанная методика определения коэффициента вариации позволяет быстро определить качественные показатели работы конусного дозатора. В дальнейшем предполагается разработать программу, которая позволяла бы по полученным графическим данным и табличным значениям мгновенно рассчитывать коэффициент вариации и выводить результат на монитор ПК.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Boyarskiy L. H. 2001. Tehnologiya kormleniya i polnozennoe kormlenie sel'skokhozyaystvennikh zhivotnikh. - Rostov n/D : Feniks, - 208.
2. Boyko I. G., Naumenko A. A. 2007. Intensifikatsiya protsessa smeshivaniya sipuchikh kormov. Ekologiya i selskokho-zyaystvennaya tekhnika: Materialy 5-y mezhduнародnoy nauchno-prakticheskoy koferentsii – Sank-Peterburg, Tom 3. 46-54.
3. Brahinez N. V., Vol'vak S. F., Lanhazov V. V. 2002. K obosnovaniju znachimosti dozirovaniya kormiv. Zbirnik naykovukh praz' Lyhans'koho nazional'noho ahrarnoho univertsutety : Seriya: Tekhnichni nayku. - Lyhans'k. : Vudavnuztvo LNAU, №17, 29-33.
4. Cherkun V. Ya. 2003. K vyboru kriteriya otsenki tochnosti dozirovaniya. Nauchn.- tekhn. byul. po mekh. i elektrif. zhivotnovodstva. – Zaporozhye, - 258.
5. Georgievskiy V. I., Annenkov B. N., Samokhin B. T. 1979. Mineral'noe pitanie zhivotnukh. - Moskva : Kolos, - 471.
6. Popkov N. A., Fisinin V. I., Egorov I. A. 2005. Korma i biolohicheski aktyvnie veshchestva : monografiya. / za zag. red. N. A. Popkova. – Minsk : «Belarusskaia nauka». -264.
7. Kudinov E. I., Boyko I. G., Rusalyov A. M. 2011. Ustroystvo dlya avtomatizirovannogo opredeleniya neravnomernosti dozirovaniya sypuchikh materialov / Visnik KhNTUSG. Vip. 109. – Kharkiv, 217-220.
8. Liyvakan A. A. 1978. Pogreshnosty dozirovaniya kombikormov ob'emnimi doztorami. Sbornik naychnukh trudov Estonskogo NII zhivotnovoztva I veturenariji. – Tartu, №47, 114-119.

9. Obschie printsipi normirovaniya pitaniya zhi-votnirh po detalizirovannim normam. Efektivne ptakhivnutctvo. - 2006. №4. 25-34.
10. Pat. 86538 Ukraina, MPK GO1F 11/00. Vidzentrovuy zmishuvach supychuh komponen-tiv / Boyko I. H., Pusal'ov O. M. - №a 200801430, zayvl. 04.02.2008, opubl. 27.04.2009, Byul. №8. - 3.
11. 8. Pat. 200605866 Ukraïna, MPK GO1F 11/00. Dozator sipuchikh materialiv / Boyko I. G., Shchur T. G. - №19992 ; zayavl. 29.05.06; opubl. 15.01.07, Byul. №1..
12. Roginsky G. A. 1978. Dozirovaniye sypu-chikh materialov. - M., Khimiya, - 267.
13. Smirnov N. V., Dunin-Barkovskiy I. V. 1969. Kurs teorii veroyatnostey i mate-maticheskoy statisteke. / [3-e izd., stereotipnoe]. - M.: Nauka, 512.
14. Stepuk L. Ya. 1986. Mekhanizatsiya doziro-vaniya v kormoprigotovlenii. - Minsk: Uradz-hay, 152.
15. Sukach M. K., Lytvynenko I. M., Puzakov D. V. 2007. Kompleks dlya tenzometrychnykh vymiryuvan ta upravlinnya eksperymentom / Novi tekhnolohii v budivnytsvi, № 2(14), 28-32.
16. Sukach M. K., Lytvynenko I. M., Bondar D. 2009. Systema avtomatyzovanogo keruvannya ta vymiryuvannya parametriv technolohichnykh protsesiv / Motrol, - Motorizacija I energetyka rolnictva/ - Lublin. Tom11B, 186-189.
17. Vedenyapin H. V. 1973. Obschaiy metodika eksperementalnogo issledovaniya i obrabotki opitnykh dannikh. [3-e izd., pererab. i dop.], M. : Kolos, - 198.
18. Vidineyev Yu. D. 1981. Dozatory nepreryv-nogo deystviya. - M.: Energiya, 273.
19. Yakovlev K. P. 1950. Matematicheskaya obrabotka rezultatov izmereny. - M.-L. : Gos. izd. tekhn.-teor. lit., - 388.
20. OST 70.19.2-83. Ispitanie selyskokho-zjaystvennoy tekhniki. Mashini I oborudovanie dlja prigotovleniya kormov. Programmi I metodi ispitanij. Vzamen OCT 70.19.2-74; Vved. 13.01.84. - M. : Izdatelystvo standartov, 1984. 118.

#### DEFINITIONS OF NON-UNIFORM FEEDING OF BULK MATERIALS BY MEANS OF AUTOMATED DEVICES

**Summary.** The paper describes an auto-mated device for determination of uneven feed-ing of bulk materials, proposals and developed the methodology used to calculate the coeffi-cient of variation.

**Key words:** Dosing, dosing uneven, loose material, automated device.



## ОЦЕНКА ТЕРМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ НОВЫМ МЕТОДОМ НАПЛАВКИ

*Тамара Скобло, Иван Рыбалко, Александр Сидашенко, Александр Тихонов,  
Артём Науменко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

***Tamara Skoblo, Ivan Rybalko, Aleksandr Sidashenko, Aleksandr Tikhonov, Artem Naumenko***

*National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** Предложена методика и проведена оценка напряженного состояния восстанавливаемых деталей при использовании предложенного метода и определена оптимальная скорость наплавки, обеспечивающая минимизацию формируемого уровня напряжений.

**Ключевые слова:** наплавка, напряжения, деформация, температура, скорость наплавки.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Предложен новый способ восстановления деталей машин в условиях малых ремонтных предприятий сельскохозяйственной техники [8], который отличается эффективностью и малозатратностью, поскольку позволяет использовать дешевые проволоки с нанесением на них различных порошковых композиций [10, 13, 15, 16, 18, 20].

При такой технологии восстановления с введением легирующих добавок важно установить характер напряженного состояния, формируемого в зонах наплавки и термического влияния.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Распределение химических компонентов анализировали методом микрорентгеноспектрального анализа на установках JEOL JSM-6390LV, JSM-820 Link “JEOL” с системой рентгеновского микроанализа Link AN10/85S “Link Analytical”. Исследования проводили на деталях типа тел вращения Ø 35мм [12, 14, 19]. Они показали, что при легировании хромоникелевой композицией (порошок ПГ-10Н-01) колебания в распределении хрома в зоне наплавки не превышают 3,0%, а никеля – 1,0%. В зоне термического концентрация хрома возрастает в 2 раза, а никеля ~ на 30%. Отсюда следует, что существенное влияние

на увеличение концентрации компонентов оказывает уровень формируемых напряжений в зоне термического влияния.

Кроме того, как показали исследования [6, 7], существенный вклад в однородность распределения компонентов и структуры металла вносит скорость наплавки и уровень возникающих напряжений [9, 11, 17].

Целью данной работы являются разработка методики и проведения оценки напряженного состояния восстанавливаемых деталей при использовании предложенного метода и определение оптимальной скорости наплавки, обеспечивающей минимизацию формируемого уровня напряжений.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

В задачи исследований входило: оценить оптимальную скорость наплавки для минимизации формируемых напряжений. Исходными данными для расчета напряжений были выбраны температурные поля, формируемые при наплавке. Неравномерность в распределении температур по сечению приводят к появлению напряжений и она всегда существует по глубине сечения. За основу расчета принята методика, приведенная в работах [1, 2]. Расчеты выполнены методом расчленения тела. При этом такая методика в данном исследовании обобщена до вариационной постановки при условии многослойной наплавки при формировании наносимого слоя с определением остаточных деформаций и напряжений. Новизна подхода в оценках заключается в том, что сначала рассчитываем напряжения нагрузки, а затем разгрузки. Разгрузка происходит сразу же после приложения нагрузки. Сначала рассчитывали деформации и напряжения при нагрузке с учетом остаточных деформаций от предыдущей на-

грузки, затем определяли разгрузку, и так повторяли при каждом цикле расчета.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Расчет по приращению деформаций (оценивали по скоростям деформаций).

Деформация по оси  $x$ :

$$\varepsilon_{xij} = \mu(T_{ij-1\tau} - T_{ij\tau} - \Delta T_{cp\tau}) + \varepsilon_{oxij}, \quad (1)$$

$ij$  - индексы точек сеточной области ( $i$  - номер строки,  $j$  - номер столбца),

$\tau$  - время,

$T_{ij\tau}$  - температура в точке с индексами

$ij$  в момент времени  $\tau$ ,

$T_{ij-1\tau}$  - температура в точке с индексами  $ij-1$  в момент времени  $\tau$ , то есть, точка находящаяся в одном ряду с рассматриваемой и индексами  $ij$ , но слева от нее,

$\mu$  - коэффициент линейного расширения,

$\varepsilon_{oxij}$  - остаточная деформация от расчета на предыдущем цикле по времени (в начальный момент она принята равной нулю),

$\Delta T_{cp\tau}$  - величина, значение которой определяется из условия равновесия.

Деформация по оси  $y$ :

$$\varepsilon_{yij} = \mu(T_{i-1j\tau} - T_{ij\tau} - \Delta T_{cp\tau}) + \varepsilon_{oyij}, \quad (2)$$

$\varepsilon_{oyij}$  - остаточная деформация от расчета на предыдущем цикле по времени (в начальный момент она принята равной нулю),

$\Delta T_{cp\tau}$  - величина, значение которой определяется из условия равновесия.

Выполнен расчет деформаций по приращению температур по времени в одной и той же точке. Эта деформация соответствует продольной по оси  $z$ :

$$\varepsilon_{zij} = \mu(T_{ij\tau} - T_{ij\tau-\Delta\tau} - \Delta T_{cp\tau}) + \varepsilon_{ozij}, \quad (3)$$

$\varepsilon_{ozij}$  - остаточная деформация от расчета на предыдущем цикле по времени (в начальный момент она принята равной нулю),

$\Delta T_{cp\tau}$  - величина, значение которой определяется из условия равновесия.

При расчете напряжений учитывали следующее. Модуль упругости зависит от тем-

пературы и его рассчитывали по эмпирической формуле:

$$E_{Tij} = (23.023 - \frac{3706}{10^6} T_{ij\tau} - \frac{892}{10^8} T_{ij\tau}^2) \cdot 1000. \quad (4)$$

Напряжение тепловой нагрузки рассчитывали согласно закону Гука:

$$\sigma_{*ij} = E_{Tij} \varepsilon_{*ij}. \quad (5)$$

Значок \* в индексе означает  $x$ , или  $y$ , или  $z$ , в соответствии с осью рассчитываемых напряжений.

Определение параметров  $\Delta T_{cp\tau}$ ,  $\Delta T_{cp\tau}$ ,  $\Delta T_{cp\tau}$  производили с учетом работы деформации при тепловой нагрузке и рассчитывали по формуле:

$$A_* = \sum_{ij} \varepsilon_{*ij} \sigma_{*ij} V_{ij}, \quad (6)$$

$V_{ij}$  - объем ячейки сеточной области. Поскольку все объемы одинаковы, величину  $V_{ij}$  можно принять равной 1.

Тогда работы деформации по направлениям осей будут равны

$$A_x = \sum_{ij} [\mu(T_{ij-1\tau} - T_{ij\tau} - \Delta T_{cp\tau}) + \varepsilon_{oxij}]^2 E_{Tij}, \quad (7)$$

$$A_y = \sum_{ij} [\mu(T_{i-1j\tau} - T_{ij\tau} - \Delta T_{cp\tau}) + \varepsilon_{oyij}]^2 E_{Tij}, \quad (8)$$

$$A_z = \sum_{ij} [\mu(T_{ij\tau} - T_{ij\tau-\Delta\tau} - \Delta T_{cp\tau}) + \varepsilon_{ozij}]^2 E_{Tij}. \quad (9)$$

Для вычисления средних значений  $\Delta T_{cp\tau}$ ,  $\Delta T_{cp\tau}$ ,  $\Delta T_{cp\tau}$  применили к оценке каждой работы деформации  $A_x$ ,  $A_y$ ,  $A_z$  принцип минимума. Для примера подробно рассмотрим его для  $A_x$ .

При этом следует найти такое значение  $\Delta T_{cp\tau}$ , при котором  $A_x = \min$ . Для этого нужно определить производную  $A_x$  по  $\Delta T_{cp\tau}$  и приравнять ее к нулю:

$$\frac{\partial A_x}{\partial \Delta T_{cp\tau}} = -2 \sum_{ij} [\mu(T_{ij-1\tau} - T_{ij\tau} - \Delta T_{cp\tau}) + \varepsilon_{oxij}] E_{Tij} = 0 \quad (10)$$

Отсюда:

$$\Delta T_{cp\tau} = \frac{\sum_{ij} [\mu(T_{ij-1\tau} - T_{ij\tau}) + \varepsilon_{oxij}] E_{Tij}}{\sum_{ij} \mu E_{Tij}}. \quad (11)$$

Аналогично:

# ОЦЕНКА ТЕРМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ НОВЫМ МЕТОДОМ НАПЛАВКИ

$$\Delta T_{ср\gamma\tau} = \frac{\sum_{ij} [\mu(T_{i-1j\tau} - T_{ij\tau}) + \varepsilon_{о\gamma ij}] E_{Tij}}{\sum_{ij} \mu E_{Tij}}, \quad (12)$$

$$\Delta T_{ср\tau} = \frac{\sum_{ij} [\mu(T_{ij\tau} - T_{ij\tau-\Delta\tau}) + \varepsilon_{о\tau ij}] E_{Tij}}{\sum_{ij} \mu E_{Tij}}. \quad (13)$$

Определенные таким образом значения средних приводят к условиям равновесия по каждой из осей значения суммы напряжений.

Для определения разгрузки приняли следующие условия. Если  $|\varepsilon_{*ij}| \leq \varepsilon_{tek}$ , то  $\varepsilon_{*oij} = \varepsilon_{*ij}$ , где по-прежнему значок \* относится к названию соответствующей оси координат, а  $\varepsilon_{tek}$  - максимальной предельно упругой деформации, соответствующей началу текучести.

Если  $|\varepsilon_{*ij}| > \varepsilon_{tek}$ , то  $\varepsilon_{*oij} = \varepsilon_{tek} \operatorname{sgn}(\varepsilon_{*ij})$ . Значок \* также соответствует названию оси координат, а выражение  $\operatorname{sgn}(\varepsilon_{*ij})$  характеризует знак деформации нагрузки. Эта зависимость физически описывает, что деформация нагрузки достигла значений выше предела текучести. В этом случае разгрузка происходит без упрочнения.

Важным является учет структурных деформаций. Они приводят к увеличению объема (уменьшению плотности) при переходе  $\alpha$  в  $\gamma$  железо. Величина структурной деформации сравнима с деформацией предела текучести. При этом существует много областей, в которых происходит неполная перекристаллизация. Если какая-то точка (зона) нагрета выше точки  $Ac3$ , но ниже точки  $Ac1$ , то имеет место неполная перекристаллизация. Полная перекристаллизация происходит при условии, когда вся область нагрева выше  $Ac1$ , охлаждалась равномерно с температуры ниже точки  $Ac3$ . Если такое охлаждение происходит с достаточно большой скоростью, то тогда в используемой программе расчета предусмотрен переход температуры от области выше  $Ac3$  к более низкой. При этом следует добавлять к расчетной деформации по описанной выше методике деформацию текучести.

Для учета неполной перекристаллизации предложено ввести два дополнительных массива чисел. Первый из них предназначен для

возрастающих температур, второй – для убывающих. Размерность массивов в точности совпадает с размерностью массивов температур. На каждом этапе расчета деформаций и напряжений в точку с индексами  $ij$  в один из массивов вводится значение  $T_{ij\tau}$  по следующему правилу:

Если  $T_{ij\tau} > T_{1ij}$ , то  $T_{1ij} = T_{ij\tau}$ , а если  $T_{ij\tau} \leq T_{2ij}$ , то  $T_{2ij} = T_{ij\tau}$ .

В этих обозначениях  $T_{1ij}$  соответствующая температура в точке  $ij$  для первого массива, а  $T_{2ij}$  - температура в точке  $ij$  для второго массива.

Такой подход дает возможность отследить в каждой точке, проходила ли она температуру  $Ac1$  для первого массива и –  $Ac3$  для - второго. Это дает возможность определить зоны полной и неполной перекристаллизации. Кроме того, если ввести еще два дополнительных массива для средних скоростей охлаждения или нагрева, то можно рассчитать их средние скорости в зонах перекристаллизации.

Такой расчет можно выполнить и на основе алгоритма по термокинетическим диаграммам, на которых следует фиксировать температуры каждой точки во времени. Такой подход удобен для одномерных задач. В данной работе исследована – трехмерная.

На основе расчетов получены различные сочетания зон полной и неполной перекристаллизации (рис. 1).

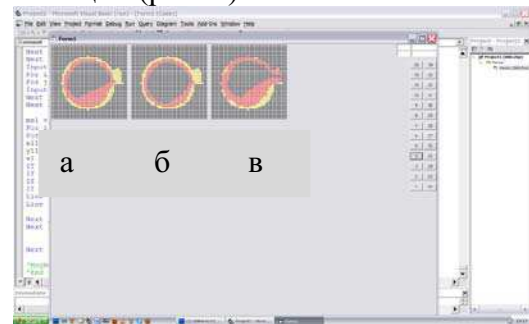


Рис. 1. Различные сочетания зон полной и неполной перекристаллизации

Fig. 1. Various combinations complete and incomplete recrystallization zones

Слева направо показаны зоны полной (желтый цвет) и неполной (красный цвет) перекристаллизации. Рисунок (рис 1, а) со-

ответствует скорости 0,786 м/мин, следующий (рис 1, б) – скорости 2,4-3,1 м/мин, и (рис 1, в) – скорости 0,260 м/мин.

Наименьшая зона неполной перекристаллизации соответствует наибольшей скорости наплавки, а наибольшая - наименьшей скорости. При наименьшей скорости наплавки существуют зоны, где нет полной перекристаллизации.

Полечены графические зависимости средних величин абсолютных значений остаточных деформаций и средних величин абсолютных напряжений нагрузки (рис. 2).

$$\overline{|\varepsilon|_{o^*r}} = \frac{\sum_{ij} |\varepsilon|_{o^*ijr}}{N_{*r}}, \quad (14)$$

$$\overline{|\sigma|_{*r}} = \frac{\sum_{ij} |\sigma|_{*ijr}}{N_{*r}}. \quad (15)$$

$N_{*r}$  равно или  $N_{x\tau}$ , или  $N_{y\tau}$ , или  $N_{z\tau}$ .

Вначале процесса наплавки области имеют переменное количество точек.

При постоянных областях значения  $N_{*r}$  могут быть не равны для разных осей. Например, для оси  $z$  рассматриваются все точки, в том числе и граничные, для осей  $x$  и  $y$  часть граничных точек не входит в расчет среднего значения.

На рис. 2 приведены средние значения абсолютных величин остаточных деформаций и напряжений.

Линии красного цвета соответствуют скорости 2,4-3,1 м/мин, а желтого цвета - скорости 0,786 м/мин, линии синего цвета – скорости 0,260 м/мин.

Из приведенных зависимостей видно, что сначала идет стадия пластических деформаций, и чем выше скорость наплавки, тем возникают большие пластические деформации и напряжения. На второй стадии происходит более интенсивное уменьшение деформаций и напряжений для больших скоростей наплавки. Таким образом, для уменьшения остаточных напряжений оптимальной будет скорость 2,4-3,1 м/мин.

Верхние и средние графики (рис. 2, в, г) более четко соответствуют приведенному выше выводу. На нижних графиках (рис. 2, д) такое заключение просматривается не так четко. В какой-то мере это связано с тем, что расчет деформаций и напряжений

сделан по несколько отличающейся методике, что для верхних и средних графиков.

Для последних расчет произведен по приращению деформаций (по скоростям деформаций), а для нижних - выполнен по методике В.В. Абрамова [7]. Эта методика более обобщена и применялась ранее в работах [3-5].

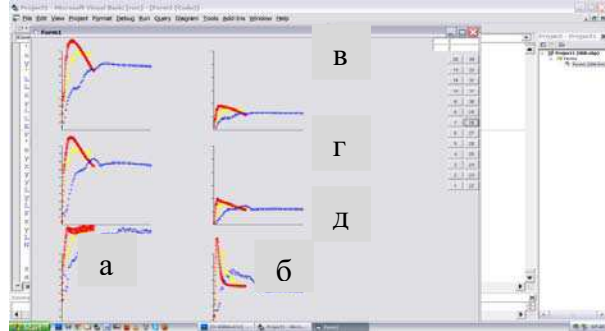


Рис. 2. Средние величины абсолютных значений остаточных деформаций (а) и средние величины абсолютных напряжений нагрузки (б): в – деформация и напряжения по оси  $x$ ; г - деформация и напряжения по оси  $y$ ; д - деформация и напряжения по оси  $z$

Fig. 2. Average absolute values of residual strain (a) and mean values of the absolute load voltage (b): в – strain and stress along  $x$  axis, г – strain and stress along  $y$  axis, д – strain and stress along  $z$  axis

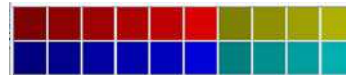


Рис. 3. Цвета, используемые для оценки остаточных деформаций  
Fig. 3. Colors used for evaluation of the residual strain

На рис. 3 в верхнем ряду слева направо представлены цвета, соответствующие остаточным деформациям от -0,0001 до -0,001. В нижнем ряду слева направо представлены цвета, соответствующие остаточным деформациям от +0,0001 до +0,001

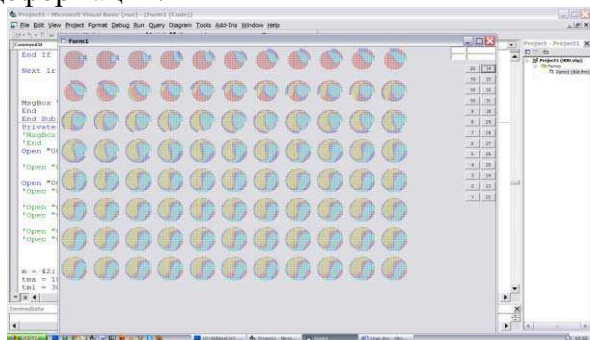
Желтые и красные оттенки цветов соответствуют отрицательным деформациям. А синие и зеленые - положительным деформациям.

Наибольшие по величине отрицательные деформации светложелтые, наибольшие по величине положительные деформации светлосиние.

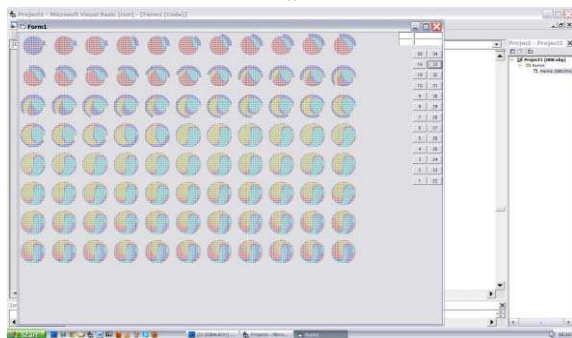
На рис. 4 приведены различные сочетания цветов при изменяющихся параметрах наплавки.

## ОЦЕНКА ТЕРМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ НОВЫМ МЕТОДОМ НАПЛАВКИ

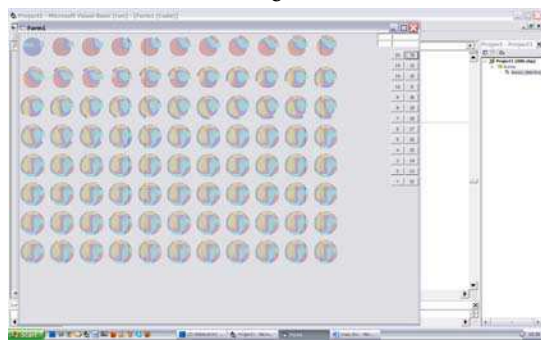
Аналогичные расчеты выполнены и по осям  $y$  и  $z$ . При скорости 0,786 м/мин (рис. 4, а) переходные зоны между желтым и синим очень малы, что свидетельствует о том, что отрицательные пластические деформации переходят почти без промежуточной зоны в положительные пластические деформации.



а



б



в

Рис. 4. Различные сочетания цветов при изменении параметров наплавки по анализируемым осям; по оси  $x$ :

а – скорость наплавки 0,786 м/мин; б - скорость наплавки 2,4-3,1 м/мин; в – скорость наплавки 0,260 м/мин

Fig. 4. Various color combinations appearing when changing the facing parameters along the analyzed axes ( $x$ -axis):

а – 0,786 m/min facing velocity, б – 2,4-3,1 m/min facing velocity ; в – 0,260 m/min facing velocity

При скорости 2,4-3,1 м/мин (рис. 4, б) переходные зоны между желтым и синим малы, но больше, чем для предыдущей. В начале процесса отрицательные пластические деформации переходят почти без промежуточной зоны в положительные.

По оси  $y$  во всех аналогичных трех случаях отмечается резкий переход от положительной к отрицательной пластичности. А по оси  $z$  во всех трех случаях отличается изгиб в продольном направлении. Возможно, что этот изгиб может компенсироваться продольно наплавляемыми слоями.

### ВЫВОДЫ

В результате исследований показана зависимость скорости наплавки на формирование напряжений в различных зонах, учитывающих степень перекристаллизации (полная, и неполная). Проведенный анализ позволяет определить оптимальную скорость наплавки (2,4-3,1 м/мин), при которой отмечается снижение остаточных напряжений.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Abramov V. V. 1963. Ostatochnyye napryazheniya i deformatsii v metallah : raschetyi metodom raschleneniya tela. - Moskva : Mashgiz, - 355.
2. Abramov V. V. 1984. Utochnenie mekhanicheskikh metodov opredeleniya ostatochnykh napryazheniy. Ustalostnaya prochnost i povyshenie nesushchey sposobnosti izdeliy metodami PPD., Perm, dom NTO, - 70-74.
3. Skoblo T. S., Klochko O. Yu., Sidashenko A. I., Burtsev S. A. 2012. Analiz temperaturnykh poley otlivok prokatnykh valkov pri kristallizatsii. Promyshlennost. Focus Plus. Ezheмесяchn. promyshl. Zhurnal. Poliart, Harkov. №8., 38-44.
4. Goncharenko A. A. Skoblo T. S. 2003. Metod opredeleniya ostatochnykh napryazheniy pri vosstanovlenii shlitsevykh valov. Visnik Shidnukrayins-kogo natsionalnogo universitetu im. Volodimira Dalya. Naukoviy zhurnal №11 [69], Lugansk, 240-245.
5. Goncharenko A. A. Skoblo T. S., Sidashenko A. I. 2009. Raschet temperaturnogo polya i urovnya napryazheniy pri vosstanovlenii shlitsevykh valov. Vestnik Harkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta. Sbornik nauchnykh trudov. Harkov, Vyipusk 69.

69-71.

6. Skoblo T. S., Rybalko I. N., Sidashenko A. I., Tihonov A. V. 2013. Innovatsionnaya tehnologiya vosstanovleniya detaley dlya sel'skikh masterskikh. Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Perspektivnyie tehnologii i tehnicheckie sredstva v sel'skohozyaystvennom proizvodstve", 11-12 aprelya – Minsk, 2013. 118-123.
7. Skoblo T. S., Rybalko I. N., Belkin E. L., Sidashenko A. I., Tihonov A. V. 2013. Issledovanie kinetiki kristallizatsii metalla pri vosstanovlenii detaley tipa tel vrascheniyad. Promyishlennost v focuse. Ezhemesyachn. promyishl. Zhurnal. Poliart, Harkov.-№4. 55-58.
8. Patent №48353 Ukrayina, MPK (2009) V24V39/00. Sposib vidnovlennya ta zmitsnennya detaley. / T. S. Skoblo, I. M. Rybalko, O. I. Sidashenko, O. V. Tihonov, V. V. Loenko, O. V. Saychuk; zayavnik ta patentoutrimuvach T. S. Skoblo. №200910791. zayavl. 26.10.09.; opubl. 10.03.10., Byul. № 5.
9. Popov A. Butakov B., Marchenko D. 2011. Opredelenie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya tel pri ih kontaktnom vzaimodeystvii. Kontaktnaya zadacha. Motrol, – Motoryzatsiya i energetyka rol'nictva. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. Tom 13 A. – 13–24.
10. Sidashenko O. I., Naumenko O. A., Skoblo T. S., Tihonov O. V. 2010. Remont mashin ta obladnannya: Pidruchnik. / Za red. prof. O. I. Sidashenko, O. A. Naumenko. // H.: "Miskdruk", – 744.
11. Rogovskiy L. L. 2011. Znosostiykist vidnovlenih poverhon korpusnih detaley silskogospodarskikh mashin. Motrol, – Motoryzatsiya i energetyka rol'nictva. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. Tom 13 B. 107–110.
12. Rybalko I. N. 2012. Vosstanovleniya detaley s mikrolegirovaniem naplavlennogo sloya. Fizicheskie i kompyuternyye tehnologii. Trudy 18-y Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, 5-6 dekabrya 2012 g. – Harkov: GP HMZ "FED", 160-165.
13. Scoblo T. S. Tihonov A. V., Rybalko I. N. 2011. Razrabotka ustanovki dlya vosstanovleniya i uprochneniya detaley / Visnik Harkivskogo natsionalnogo tehnicheckogo universitetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. Tehnichecki nauki. "Tehnicheckiy servis APK, tehnika ta tehnologiyi u silskogospodarskomu mashinobuduvanni". Vipusk 118. Harkiv, – 13-16.
14. Scoblo T. S. Tihonov A. V., Rybalko I. N. 2012. Novoe oborudovanie, tehnologiya i kachestvo ekonomno legiro vannyih pokrytiy. Promyishlennost Fokus + plyus, № 04/04. 36-38.
15. Scoblo T. S. Tihonov A. V., Rybalko I. N. 2011. Razrabotka konstruksii naplavochnoy golovki s funktsiyey mikrolegirovaniya. Problemi konstruyuvannya, vir-va ta ekspluatatsiyi s.-g. tehniki. -Kirovograd, -23-28
16. Scoblo T. S. Tihonov A. V., Rybalko I. N. 2011. Razrabotka ustanovki dlya vosstanovleniya i uprochneniya detaley. Visnik Harkivskogo natsionalnogo tehnicheckogo universitetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. Tehnichecki nauki. "Tehnicheckiy servis APK, tehnika ta tehnologiyi u silskogospodarskomu mashinobuduvanni". Vipusk 118. - Harkiv – 13-16.
17. Shebanin V. Cepuric E. 2011. Raschet prochnosti sterzh-nevyih elementov stalnyih konstruksiy v oblasti ogranichennyih plasticheskikh deformatsiy. Motrol, – Motoryzatsiya i energetyka rol'nictva. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. Tom 13 A. – 160–166.
18. Scoblo T. S. Tihonov A. V., Rybalko I. N. 2011. Sposob polucheniya uprochnyayuschih pokrytiy pri vosstanovlenii detaley na servisnyih predpriyatiyah. Visnik Harkivskogo natsionalnogo tehnicheckogo universitetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. "Resursozberigayuchi tehnologiyi, materialy ta obladnannya u remontnomu virobnitstvi". Vipusk 110. - Harkiv – 85-92.
19. Stukach A. V. 2008. Metodika rascheta termicheskikh ostatochnyih napryazheniy v antifriktsionnyih pokrytiyah pri izmenenii temperatury. Metalloobrabotka, №3 - Sankt-Peterburg, Izdatelstvo "Politehnika", - 24-26.
20. Sidashenko A. I., Naumenko A. A., Skoblo T. S. 2005. Teoreticheskie osnovy tehnologii remonta mashin: Uchebnik v 3-h t. / Pod red. A. I. Sidashenko, A. A. Naumenko. // Tom 1 (Teoriya i tehnologiya proizvodstvennyih protsessov remonta mashin) – Harkov : HNTUSH, – 590.

**EVALUATION OF THERMAL STRESS  
WHEN RECONSTRUCTION THE  
DETAILS USING THE NEW FACING  
TECHNIQUE**

**Summary.** The technique is developed and the analyses of stress condition of the details recovered using the proposed method is carried out. The facing velocity optimum for minimizing the generated stress level is determined.

**Key words:** surfacing, stress, strain, temperature, surfacing speed.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШНЕКА С ЗЕРНОМ В АГРЕГАТЕ «МОКРОГО» ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

*Наталія Меринец*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
им. Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Nataliia Merinets*

*Kharkov National Technical University of Agriculture after Peter Vasilenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В статье приведены результаты математического моделирования процесса взаимодействия шнека с зерном в агрегате «мокрого» измельчения и получены математические выражения для определения превращения механической энергии в тепловую и затрат мощности для осуществления технологического процесса измельчения.

**Ключевые слова:** шнек, диссипативные силы, измельчение, мощность, концентрированные корма.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Успешное ведение свиноводства возможно только при бесперебойном биологически полноценном кормлении свиней с использованием доброкачественных кормов [1]. Строение желудочно-кишечного тракта определяет «меню» животных и птицы и их способность переваривать те или иные корма. В практике кормления свиней применяют следующие физические формы кормов: сухие рассыпные, гранулированные, влажные и жидкие.

Сухой рассыпной комбикорм даже при соблюдении всех требований в какой-то мере негативно влияет на продуктивность свиней. Пылевидные части комбикорма, которые составляют до 20% его физического состава, раздражают верхние дыхательные пути и приводят к легочным заболеваниям [16].

Поэтому совершенствование средств механизации приготовления жидких кормов, которые будут отличаться простотой конструкции, низкой энергоемкостью и металлоемкостью является актуальной и перспективной научной задачей для развития животноводческой отрасли Украины.

Для реализации гидродинамической технологии измельчения зерновых кормов кафедрой технических систем и технологий

животноводства Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко предложена новая технология и конструкция измельчающего устройства [10,12,13].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Впервые способ изучения взаимосвязи между составом продукта измельчения и использованием энергии, необходимой для помола, выполнил Риттингер [17]. Дальнейшие исследования в этой области были продолжены Ребиндером [15], Свенсоном [20], Чарльзом [2] и другими учёными.

Несмотря вроде бы на достаточное исследование процесса измельчения при сухом трении сыпучих материалов [6], равномерной подачи зерна в рабочую камеру измельчителя [8], все теории есть узкоспециализированные, в том числе такие малоизученные виды, как «мокрое» комбинированное измельчение.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы - повышение эффективности процесса приготовления гомогенной кормовой смеси для животных путем разработки новых машинных технологий и технических средств механизации, которые обеспечат улучшение качества кормовой смеси, экономию трудовых затрат и электроэнергии

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО СОДЕРЖАНИЯ

Принципиальная схема машины для приготовления полужидких концентрированных кормов из зерна представлена следующей схемой (рис. 1).

Сначала в устройство заливают определенный объем жидкости (воды) через загрузку



## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШНЕКА С ЗЕРНОМ В АГРЕГАТЕ «МОКРОГО» ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

зочное окно в области шнека, затем равномерно подают зерно. Шнек, который вращается, транспортирует эту смесь в направлении неподвижного ножа 1 и подвижного ножа шнека 8 («область неподвижного ножа»). Здесь происходит первичное измельчение зерна и дальнейшее его проталкивание вместе с водой через круглые отверстия неподвижного ножа. Эта смесь попадает в полость 3 в область подвижного ножа 2 (вторичное измельчение), который выполняет одновременно функции центробежного насоса, откуда она транспортируется через отверстие 4 из дробилки в приемную емкость. Выбор подходящего диаметра отверстий неподвижного ножа определяет степень измельчения зерна [9].

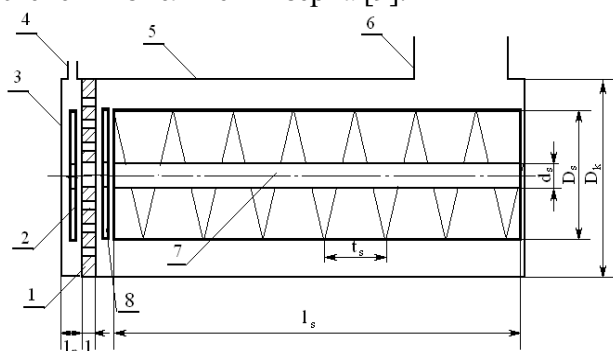


Рис. 1. Принципиальная схема машины для приготовления полужидких концентрированных кормов: 1 - неподвижный нож; 2 - подвижный нож, выполняющий одновременно функции центробежного насоса; 3 - корпус подвижного ножа; 4 - выходное отверстие для смеси измельченного зерна и воды; 5 - корпус шнека; 6 - загрузочное отверстие для смеси неизмельченного зерна и жидкости; 7 - вал шнека; 8 - подвижный нож шнека

Fig. 1. Schematic scheme of the machine for the preparation of semi-concentrated feed:

1 - fixed knife; 2 - movable knife that performs both the functions of centrifugal pump; 3 - case moving knife 4 - outlet for the mixture of crushed grain and water; 5 - the case of the screw; 6 - filling opening for the mixture of unground grain and liquids; 7 - shaft of the screw, 8 - movable knife screw

Данная среда (вода + зерно) является многофазной средой (в данном случае двухфазная), где вода выполняет роль среды, которая транспортирует (диспергирующая), а зерно - роль дисперсной среды [18,19]. Обо-

значим через  $\varepsilon$  объемную плотность дисперсной среды:

$$\varepsilon = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta V_3}{\Delta V_0}, \quad (1)$$

где:  $\Delta V_3$  - объем зерна, который находится в выделенном объеме  $\Delta V_0$  многофазной среды.

Сначала проведем моделирование рабочего процесса в области шнека.

К области шнека отнесем объем дробилки, который ограничен цилиндрической поверхностью  $\Sigma_{s1}$ , длиной  $l_s$  и валом шнека  $\Sigma_{s2}$  (рис. 2).

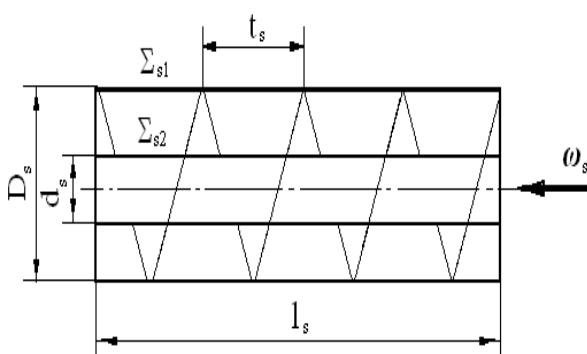


Рис. 2. Строение шнековой части агрегата для «мокрого» измельчения зерна  
Fig. 2. The structure of screw machine parts for the "wet" grinding grain

Для подвижной между винтовыми поверхностями шнека смеси можно применить аналогию с подвижным русловым потоком, как это рассматривается в гидравлике [3,4]. На движущийся поток действует, в частности, сила сопротивления  $T_C$ :

$$T_C = \tau_0 P_s l, \quad (2)$$

где:  $\tau_0$  - средняя касательная напряжения на поверхности соприкосновения потока с руслом,  $P_s$  - смоченный периметр,  $l$  - длина русла потока.

Величина  $\tau_0$  связана со средней по сечению скоростью потока  $V_s$  соотношением:

$$\tau_0 = \rho \frac{\lambda_g}{8} V_s^2, \quad (3)$$

где:  $\lambda_g$  - гидравлический коэффициент трения, определяемый для гладких стенок русла формулой Блазиуса:

$$\lambda_g = \frac{0.3164}{\text{Re}^{1/4}}, \quad (4)$$

через число Рейнольдса  $Re$ :

$$\text{Re} = \frac{V_* L}{\nu}, \quad (5)$$

где:  $V_*$  - характерная скорость потока,  $L$  - характерный линейный размер поперечного сечения,  $\nu$  - кинематическая вязкость жидкой среды, связанная с динамической вязкостью  $\mu$  и плотностью среды соотношением  $\mu = \nu\rho$ .

Для случая, рассматриваемого здесь, характерную скорость  $V_*$  можно принять равной средней скорости потока в канале:

$$V_s = Q_s / \Sigma_s, \quad (6)$$

характерный размер  $L$  равный гидравлическому радиусу:

$$R_g = \Sigma_s / P_s, \quad (7)$$

где:  $\Sigma_s$  - площадь живого сечения потока.

Сила трения является диссипативной силой, приводящей к превращению механической энергии в тепловую. Мощность  $W_s$  энергии, переходящей в тепло в объеме всего потока, при этом равна:

$$W_s = T_C V_s. \quad (8)$$

В применении к области шнека руслом есть канал между винтовыми поверхностями  $\Sigma_1$  и  $\Sigma_2$ , а живым сечением является поперечное сечение ABCDEK канала плоскостью  $N_s$ , перпендикулярной к его оси (рис.3).

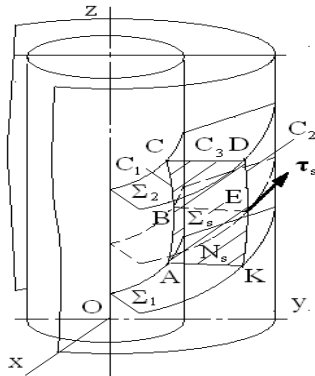


Рис. 3. Поперечное сечение канала шнека плоскостью перпендикулярной к его оси  
Fig. 3. The cross section of the channel the screw plane perpendicular to its axis

Для определения площади и периметра этого пересечения выполним следующие построения. Введем декартову систему координат  $(x, y, z)$  с осью  $Oz$ , лежащей на оси вала шнека, и соответствующую цилиндрическую систему координат  $(x, y, z)$ .

Линии пересечения плоскости  $N_s$  с поверхностями  $\Sigma_1$ ,  $\Sigma_2$  располагаются симметрично относительно оси  $O\xi$  (или  $Ox$ ). Поэтому при определении как площади живого сечения, так и смоченного периметра достаточно рассмотреть только фигуру BCDE, что является криволинейным четырехугольником:

$$\begin{aligned} \xi &= r \sin \varphi, \\ -\zeta t_s / \pi &= r \sin \varphi, \\ \sqrt{4D_s^2 + \left(\frac{t_s}{\pi}\right)^2} &= r \sin \varphi, \\ \frac{2D_s \zeta}{\sqrt{4D_s^2 + \left(\frac{t_s}{\pi}\right)^2}} &= \frac{t_s}{\pi} \varphi + \frac{t_s}{2}. \end{aligned} \quad (9)$$

Исключая из данных соотношений переменные  $r, \varphi$ , получим уравнение кривой  $C_3$  в переменных  $\xi$  и  $\zeta$ .

$$\xi = \frac{t_s \zeta}{\sqrt{4D_s^2 \pi^2 + t_s^2}} \text{ctg} \left( \frac{4D_s \pi^2 \zeta}{t_s \sqrt{4D_s^2 \pi^2 + t_s^2}} \right). \quad (10)$$

Для определения  $\zeta$ -вой координаты точек пересечения  $C_3$  с  $C_1$  (или  $C_2$ ) нужно в соотношение (10) подставить значения  $\xi = d_s$  (или  $\xi = D_s$ ) и решить полученное уравнение относительно  $\zeta$ . Правая часть функции (10) имеет асимптоту, ближайшая из которых до  $\zeta = 0$ , является вертикальной прямой, определяемой уравнением:

$$\frac{4D_s \pi^2 \zeta}{t_s \sqrt{4D_s^2 \pi^2 + t_s^2}} = \pi, \quad (11)$$

Откуда находим величину  $\zeta^*$ :

$$\zeta^* = \frac{t_s \sqrt{4D_s^2 \pi^2 + t_s^2}}{4D_s \pi}, \quad (12)$$

значение которой можно принять за приближенное значение  $\zeta$ -вой координаты линии  $C_3$ . В этом случае смоченный периметр

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ  
ШНЕКА С ЗЕРНОМ В АГРЕГАТЕ «МОКРОГО» ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

$P_s$  и площадь  $\sum_s$  живого сечения канала шнека будут равны:

$$P_s = 2 \left( D_s - d_s + \frac{t_s \sqrt{4D_s^2 \pi^2 + t_s^2}}{4D_s \pi} \right), \quad (13)$$

$$\sum_s = \frac{t_s \sqrt{4D_s^2 \pi^2 + t_s^2}}{2D_s \pi} (D_s - d_s).$$

Для определения мощности  $W_s$  энергии, что превращается в тепло в шнеке, необходимо найти длину  $l$  канала – длину кривой  $L_s$ , определенной ранее на интервале  $\left[ 0 \leq \varphi \leq \frac{2\pi l_s}{t_s} \right]$ ,

$$\begin{cases} x = D_s \cos \varphi \\ y = D_s \sin \varphi \\ z = t_s \varphi / 2\pi \end{cases} \quad (14)$$

Длина кривой, как известно, определяется интегралом [5,7,11,14]:

$$l = \int_0^{2\pi l_s / t_s} \frac{ds}{d\varphi} d\varphi. \quad (15)$$

Окончательно:

$$l = \int_0^{2\pi l_s / t_s} \frac{ds}{d\varphi} d\varphi = \sqrt{D_s^2 + \left( \frac{t_s}{2\pi} \right)^2} \frac{2\pi l_s}{t_s}. \quad (16)$$

Определим среднюю скорость  $V_s$  через производительность шнека  $Q_s$ :

$$V_s = \frac{Q_s}{\sum_s}. \quad (17)$$

Тогда, используя формулы (2)-(8), (13), (16) получим выражение для мощности  $W_s$ :

$$W_s = 0.03955 \rho \frac{Q_s^3 P_s l}{\sum_s^3} \left( \frac{P_s V}{Q_s} \right)^{1/4}, \quad (18)$$

где:  $P_s, \sum_s$  определяются соотношениями (13).

### ВЫВОДЫ

В результате математического моделирования процесса взаимодействия шнека с зерном в агрегате «мокрого» измельчения и получены математические выражения для определения превращения механической энергии в тепловую и затрат мощности для осуществления технологического процесса измельчения.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Kozlovskiy V. G. 1981. Tekhnologiya promyshlennogo svinovodstva. – M. : Kolos, – 240.
2. Callcott T., Lunch A. 1962. An analysis breake processes with in rod mills. Proc. Austzinstm in metal, , v.3, 109-131.
3. Goldshtik M. A. 1984. Protsessi perenosa v zernistom sloe / Novosibirsk: SO AN SSSR. In-t teplofiz., – 163.
4. Konstantinov Yu. M. 1988. Gidravlika. – K : Vyshcha shkola. – 398.
5. Koshlyakov N. S., Gliner E. B, Smirnov M. M. 1970. Uravneniya v chastnykh proizvodnykh matematicheskoy fiziki. - M. : Izd-vo "Vyisshaya shkola", – 712.
6. Kovbasa V., Solomka V., Solomka A. 2012. Analiz protsessa podachi zerna v rabochuiu kameru izmelchitelia. Motrol – Motoryzacja I energetyka rolnictva. – Lublin. Tom 14, №3, 47-55.
7. Loitsianskiy L. G. 1978. Mehanika zhidkosti i gaza. - M. : Nauka. – 727.
8. Loveikin V., Chovniuk Yu., Kulyk V. 2012. Optimizatsiia rezhimov kolebani zernovykh smesei pri nalichii suchogo treniia. Motrol – Motoryzacja I energetyka rolnictva. Lublin, Tom 14, №3, 140-147.
9. Melnikov S. V. 1978. Mekhanizatsiia i avtomatizatsiia zhivotnovodcheskikh ferm. L. : Kolos, Leningradsk.otd., – 560.
10. Merinets N. A, Dziuba A. I., Troianov M. M, Nanka O. V, Fisiachenko O. I, Sementsov V. I. 2010. Suchasni tekhnologii prigotuvannia gomogennoi kormovoï sumishi / Suchasni problemy vdoskonalennia tekhnichnikh system i tekhnologii tvarinnitstva : Visnik KHNTUSG im. P. M. Vasilenka. – Kharkiv: KHNTUSG, Vip. 95, 199-204.
11. Mikheyev M. A., Mikheyeva I. M. 1973. Osnovy teploperedachi / M. : Energiia, – 320.
12. Pat. 73370 Ukraina, MPK V02S 7/02, A01F 29/00. Podribniuvalni pristrii dlia prigotuvannia ridkikh kormiv / Dziuba N. A., Dziuba A. I., Troianov M. M., Nanka O. V., Boiko I. G. ; zaiavniki i patentovlasniki Dziuba N. A., Dziuba A. I., Troianov M. M., Nanka O. V., Boiko I.G. - №2003032165; zaiavl.12.03.03 ; opubl. 15.07.05, Biul. № 7.
13. Pat. 93769 Ukraina, MPK V02S 18/30, V02S 7/302. Podribniuvalni pristrii dlia prigotuvannia ridkikh kormiv / Merinets N. A., Dziuba A. I., Nanka O. V., Troianov M. M., Se-

- mentsov V. I., Dziuba O. A. ; zaiavniki i patentovlasniki Merinets N. A., Dziuba A. I., Nanka O. V., Troianov M. M., Sementsov V. I., Dziuba O. A.. - №a200908083 ; zaiavl.31.07.09 ; opubl. 10.03.11, Biul. № 5.
14. Pogorelov A. V. 1967. Lektsii po differentsial'noi geometrii. - Kharkov : Izd-vo Kharkovskogo. gos. universiteta, – 163.
15. Rebinder P. A., Akunov V. I. 1959. Fiziko-khimicheskiye osnovy zakonov tonkogo izmelcheniia tverdykh tel / Zhurnal prikladnoi khimii., t.28 ; - 312.
16. Tsarenko O. M., Kriatov O. V., Kriatova R. Ye., Bondarchuk L. V. 2004. Resursozberigaiuchi tekhnologii virobnitstva svinini: teoriya i praktika / Sumy: VTD «Universitetska kniga», – 269.
17. Rittinger P. R. 1867. Lehrbuch der Aufbereitungskunde/ Berlin, – 341.
18. Sedov L. I. 1976. Mekhanika sploshnykh sred. T. 1. M. : Nauka. – 536.
19. Sou S. 1971. Hidrodinamika mnogo-faznykh system. - M. : Mir, – 536.
20. Swensson J., Murkes J., 1957. An Empirical Relationship Between Work Input and Particle Size Distribution Before and After Grinding. Int. Mineral Dressing. Congress, Stockholm, 37-66.

**MATHEMATICAL MODELING OF  
PROCESS OF THE INTERACTION  
SCREW WITH GRAIN IN THE  
AGGREGATE OF "WET" GRINDING**

**Abstract.** The article presents results of mathematical modeling of process of the interaction screw with grain in the aggregate of "wet" grinding and obtained mathematical expressions for the conversion of mechanical energy into heat and power costs for the implementation of the technological process of grinding.

**Key words:** auger, dissipative forces, grinding, power, concentrated feed.

## ТЕХНИЧЕСКОЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ДЕЗИНФЕКЦИИ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

*Андрей Палий*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Анатолий Палий*

*Национальный научный центр “Институт экспериментальной и клинической  
ветеринарной медицины”*

*Ул. Пушкинская 83, Харьков, Украина. E-mail: admin@vet.kharkov.ua*

*Andriy Paliy*

*Kharkov National Technical University of Agriculture after Petro Vasilenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Anatoliy Paliy*

*National Scientific Center “Institute of Experimental and Clinical Veterinary Medicine”*

*St. Pushkinskaya 83, Kharkiv, Ukraine. E-mail: admin@vet.kharkov.ua*

**Аннотация.** В работе рассмотрены существующие технические и технологические средства обеспечения процесса дезинфекции на фермах и промышленных комплексах по производству молока, а также представлены новые решения по обеспечению эффективного осуществления дезинфекции в общем комплексе ветеринарно-санитарных мероприятий.

**Ключевые слова:** дезинфекция, устройство, меры, способы, чистота, эффективность.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Отечественная отрасль животноводства, несмотря на активное развитие в последние годы, требует внедрения современных высокоэффективных технологий, позволяющих реализовать имеющийся потенциал основных направлений животноводства и устойчивое развитие отрасли в целом. Во всех развитых странах мира проблема обеспечения населения высококачественными молочными продуктами питания решается, в большинстве, за счет интенсивного развития отрасли специализированного молочного скотоводства [11].

Дезинфекция является основным мероприятием в комплексе ветеринарно-санитарной системы. Основное ее назначение – обезвредить среду обитания сельскохозяйственных животных и птиц от возбудителей инфекционных болезней и тем самым обеспечить благополучие животно-

водства относительно заразных болезней. Дезинфицируют производственные и другие помещения, сооружения и оборудование, транспортные средства, корма, инвентарь – все, что контактирует с животными при их содержании, выращивании и перевозках [8].

Очистка и дезинфекция является важнейшим и неотъемлемым условием для ведения высокоинтенсивного современного животноводства. Надлежащие качественные и своевременные меры по очистке и дезинфекции значительно снижают уровень патогенных и условно-патогенных микроорганизмов в окружающей среде. Поэтому строгое и постоянное соблюдение правил санитарии и гигиены является решающим фактором успешной работы сельскохозяйственного предприятия [1, 9].

В связи с этим, разработка, создание и внедрение новых технических средств и технологических приемов осуществления дезинфекции и контроля ее качества на молочных предприятиях является актуальной задачей, решение которой обеспечит повышение эффективного функционирования аграрного сектора и его конкурентоспособности.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Дезинфекция – это процесс уничтожения на объектах внешней среды или удаление из них патогенных и условно-патогенных микроорганизмов, общей целью которой является

расторжение эпизоотической цепи, действуя на ее важное звено – передачу возбудителя заболевания от источника инфекции к восприимчивому организму животного [15, 16, 18].

Исследованию в области дезинфекции посвящены научно-исследовательские работы выдающихся ученых Полякова А.А. [15], Сидорчука А.А. [18], Чорного М.В. [16], Закомырдина А.А. [19], Завгороднего А.И. [20], Badd J. [3] и других авторов.

В настоящее время учеными Михальченко Н.В., Галкиным О.Ю., Дуганом А.Н. [7], Крупальник В.Л., Поповым М.И., Васенко С.В. [5], Кузиной Ж.И. [6], Батлук В., Маркарчуком В., Параняком Н. [4] и другими ведутся научно-исследовательские работы по созданию новых препаратов с широким спектром действий, средств проведения и контроля дезинфекции, которые гарантируют эффективное уничтожение патогенных микроорганизмов в окружающей среде.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Цель работы – провести анализ средств осуществления процесса дезинфекции на объектах животноводства и разработать способ и устройства для ее эффективного проведения и контроля качества выполнения мероприятия.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Качественное проведение дезинфекции зависит не только от выбора дезинфицирующего препарата, а и от метода его нанесения на объекты животноводства, использования специальных аппаратов и приспособлений.

Вследствие трудоемкости процесса дезинфекции для ее проведения используются следующие средства механизации: автомобильная дезинфицирующая установка Комарова (ДУК), установка ЛСД, ветеринарная дезинфекционная машина (ВДМ), автомобильно-дезинфекционный агрегат (АДА), установка дезинфекционная самоходная (УДС). С целью применения порошков хлорной и негашеной извести используют установки ОШУ-50, ДАН-У-1, РУМ.

Апробированы и рекомендованы в производство для дезинфекции животноводческих помещений больших площадей аэрозольные генераторы термомеханического типа: АГ-Л6, АГ-УД-2, АГП, ПЭГ-ТГУ, а

также высокоэффективные генераторы аэрозолей ААП, АРЖ, АПД, ТАН-3, ЦАГ, САГ-1, ДАГ-2, РСЖ, установок УДП, УДП-М, УДС-2, ЛСД-2, ЛСД-3, ВСО.

Для аэрозольной дезинфекции применяют пневматическую вихревую насадку (ПВАН) и турбулирующую аэрозольную насадку (ТАН). В небольших животноводческих помещениях устанавливают дисковые генераторы МАГ-3 и ДЧГ. Сконструирован портативный аэрозольный комплект (ПАК).

При применении электрохимически-активных дезинфицирующих средств широко применяют аэрозольные комплексы СТЕЛ и СТЕЛ-Туман.

Одними из наиболее перспективных установок для термохимической дезинфекции производственных помещений являются «Аист» и «Аист-2». Разработаны две дезинфицирующие установки УД-Ф-20 и УД-Ф-20-1, моюще-дезинфицирующие установки высокого давления ОМ-22613 и ОМ-22614 [16, 17, 18].

Кроме общей дезинфекции производственных помещений, организуют также ряд других, не менее важных дополнительных мер, направленных на защиту предприятий от заноса возбудителей инфекционных болезней: оборудование ограждающих сооружений, санпропускников, тщательный контроль над внутренне-хозяйственным передвижением автотранспорта и людей, создание условий для выполнения требований личной гигиены обслуживающего персонала.

На молочных предприятиях Украины для дезинфекции обуви животноводов, в основном, применяют дезинфицирующие коврики [10], недостатками которых является их очень низкая эффективность по обеззараживанию обуви, потому что происходит обработка только подошвы, при этом отсутствует очистка обуви в целом. Также необходимо тратить значительное количество дезинфицирующих растворов и постоянно увлажнять дезинфицирующие коврики. Срок использования данного средства дезинфекции весьма ограничен.

Нами разработан и предложен к использованию в производственных условиях дезинфектор обуви [13] (рис. 1).

Дезинфектор обуви состоит из водонепроницаемого ящика 1 с дном более широким чем верхняя часть, который заполнен

## ТЕХНИЧЕСКОЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ДЕЗИНФЕКЦИИ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

дезинфицирующим раствором 8, нижнего патрубка 2 для удаления отработанного раствора, вала-щеткой 3, которая закреплена в верхней части водонепроницаемого ящика 1, электродвигателя 4 с частотой вращения 2 об/с., который служит приводом вала-щеточки 3, пульта управления 5 с кнопкой «пуск» 6 и кнопкой «стоп» 7.

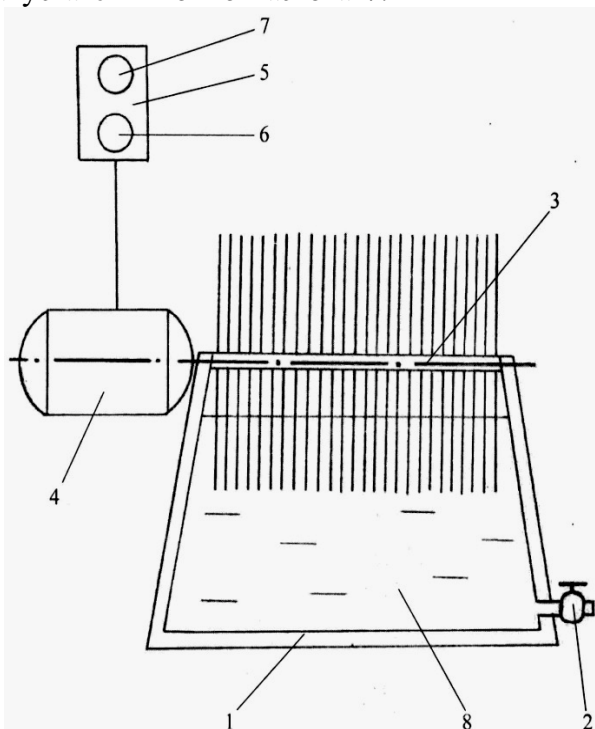


Рис. 1. Общая конструктивная схема дезинфектора обуви

Fig. 1. The general structural scheme of disinfectant shoes

Устройство устанавливается непосредственно перед входом (выходом) в производственную зону и работает следующим образом: нажатием кнопки «пуск» 6 на пульте 5 включается электродвигатель 4 и начинает вращаться вал-щеточка 3, к которой подносится загрязненная обувь. При взаимодействии вала-щеточки 3 с грязной обувью достигается очистка обуви путем смывания загрязнения и дезинфекция. По завершению очистки нажимают кнопку «стоп» 7, выключая, таким образом, электродвигатель 4.

Замену рабочего дезинфицирующего раствора проводят после удаления отработанной жидкости через нижний патрубок 2.

Проведение дезинфекции на производстве – ответственное мероприятие с точки зрения технологии ее осуществления.

На производстве дезинфекцию животно-

водческих помещений и объектов ветеринарного надзора проводят с применением растворов формальдегида, едкого натрия, нейтрального гипохлорита кальция, хлорной извести. Указанные дезинфицирующие средства обладают высокой коррозионной активностью, имеют неприятный запах и раздражают слизистые оболочки глаз и верхних дыхательных путей, достаточно токсичны и требуют особых условий хранения.

Нами предложен эффективный способ дезинфекции молочных залов на фермах промышленного типа [12].

Способ выполняется следующим образом: после окончания технологического процесса доения коров, животных выводят из доильного зала. Затем проводят тщательную механическую очистку от навоза и других загрязнений. Очистке подвергают все технологическое оборудование от технического и органического загрязнения.

Водой под давлением промывают пол, потом стены, потолок. После удаления воды из помещений проводят влажную дезинфекцию препаратом, который содержит алкилдиметилбензиламоний хлорид – 0,022 %, октилдецилдиметиламоний хлорид – 0,0165 %, дидецилдиметиламоний хлорид – 0,00825 %, диоктилдиметиламоний хлорид – 0,00825 %, вспомогательные инертные компоненты – 0,945 %. Экспозиция действия препарата составляет 5 часов при норме расхода 0,5 л/м<sup>2</sup> суммарной площади обрабатываемых поверхностей.

После проведения дезинфекции проводят бактериологический контроль ее качества по выделению санитарно-показательных микроорганизмов – бактерий группы кишечной палочки. Для этого после проведения дезинфекции ватно-марлевыми тампонами, смоченными в стерильной дистиллированной воде, берут смывы из 10 различных участков помещения площадью 10 × 10 см с помощью металлической рамки-трафарета, которая ограничивает необходимую площадь. Пробирки, каждую в отдельности, отмывают в той же пробирке путем нескольких погружений и отжиманий тампона. Отжатые тампоны удаляют, а жидкость центрифугируют в течение 20 – 30 минут при 1500 об/мин. Надосадочную жидкость сливают, а в пробирки наливают равное количество стерильной

дистиллированной воды, осадок встряхивают и снова центрифугируют в течение 20 – 30 минут. После центрифугирования надосадочную жидкость сливают, а с центрифугата делают посевы по 0,5 см<sup>3</sup> на питательные среды: мясопептонный бульон (МПБ) и мясопептонный агар (МПА). Посевы инкубируют в термостате 24 часа при температуре 37 °С. Учет роста посевов проводят через 12 и 24 часа. Культуру, выросшую на среде, исследуют под микроскопом. Качество дезинфекции признают удовлетворительной, если нет роста колоний микроорганизмов во всех исследуемых пробах.

Важным вопросом на производстве остается оперативный и достоверный контроль качества проведения переддезинфекционной механической очистки животноводческих помещений и объектов ветеринарного надзора.

Так на производстве оценку качества осуществляют по определению количества микробов на 1 см<sup>2</sup> поверхности (путем бактериального исследования) [2].

Недостатком этого способа является то, что все работы выполняются только в лабораторных условиях. Он трудоемкий и требует значительных материальных затрат и соответствующих навыков персонала для его осуществления.

Нами предложено к использованию устройство для определения чистоты животноводческих помещений [14] (рис. 2).

Устройство состоит из корпуса прямоугольной формы 1, общей площадью 200 см<sup>2</sup>, ручки 2 для работы с прибором, тыльной стороны устройства 3, рабочей поверхности 4, на которую с помощью механизма крепления 5 и винтов 6 крепится калибровочный элемент 7.

Калибровочным элементом 7 служит фильтровальная бумага [ГОСТ 12026-76 Бумага фильтровальная лабораторная. Технические условия], который имеет площадь поверхности 200 см<sup>2</sup> и позволяет определить наличие загрязнения на различных плоских поверхностях.

Определение чистоты животноводческих помещений производится следующим образом: калибровочный элемент 7 с помощью механизма крепления 5 устанавливают на рабочую поверхность устройства 4 и фикси-

руют винтами 6. С помощью ручки 2 рабочей поверхностью устройства 4 с установленным калибровочным элементом 7 контактируют с плоской поверхностью объекта животноводства. После взятия проб, калибровочный элемент 7 снимают (отсоединяют) от устройства, для чего ослабляют винты 6 механизма крепления 5.

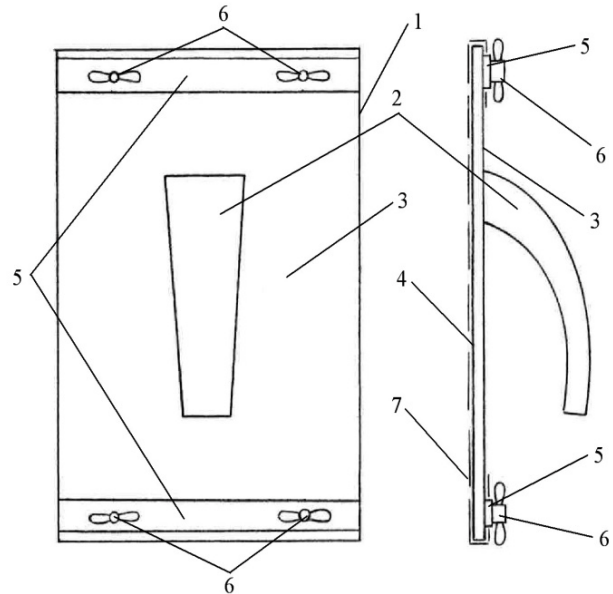


Рис. 2. Схема устройства для определения чистоты животноводческих помещений  
Fig. 2. Scheme of the device for determining the purity of livestock buildings

Сравнение санитарного состояния калибровочных элементов с эталонным образцом проводят после их размещения на листе чистой белой бумаги формата А 4 (210 × 297 мм).

Итак, эффективное проведение дезинфекции на животноводческих объектах является ответственным мероприятием с точки зрения технологии ее осуществления, а именно применения новейших средств и способов.

## ВЫВОДЫ

В результате научных исследований разработаны и предложены дезинфектор обуви, способ дезинфекции молочных залов на фермах промышленного типа и устройство для определения чистоты животноводческих помещений, комплексное использование которых в производственных условиях обеспечит: качественную дезинфекцию помещения и обеззараживания обуви обслуживающего персонала; видимую оперативную и



достоверную оценку чистоты животноводческих помещений и объектов ветеринарного надзора, что, в свою очередь, будет способствовать эпизоотическому благополучию предприятия и получению животноводческой продукции наивысшего качества.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Alagezian R. G. 1981. Moushie i dezinficiruuchie sredstva v molocnoy promishlennosti. Legkaia i pishevaia promishlennost', M., - 167.
2. Arxangel'skiy I. I., Kartachova V. M. 1996. Gigiena moloka i kontrol' ego sanitarnogo kachestva. - M. : Kolos, - 103-106.
3. Badd J. 1993. Methods of cleaning and disinfection. Zentr Sterilization № 4, 227 – 237.
4. Batluk V., Makarchuk V., Paraniak N. 2011. Rozrobka visokoeftivnix aparativ dlia ochistki povitria vid pilu. Motrol, – Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. Volume 13C, - 32 – 42.
5. Krupal'nik V. L., Popov N. I., Vasenko S. V. 2005. Veterinarnaia sanitaria. / ucheb. Posobie. – M. : MGAVMiB, - 135.
6. Kuzina J. I. 2010. Nauchnoe obosnovanie i promichlennaia realizacia innovacionnix tehnologiy sanitarnoy obrabotki oborudovania v molochnoy promichlennosti. avtoref. dis. na soiskanie nauch. stepeni dok. texn. nauk – Moskva, - 48.
7. Mixalchenko M. V., Galkin O. U., Dugan O. M. 2011. Osoblivosti biotexnologii otrimannia entomopatogenного preparatu na osnovi BACILLUS THURINGIENSIS. Motrol, – Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. Volume 13B, 49 – 55.
8. Mkrtumian A. V. 2001. Apparati i ustanovki dlia provedenia dezinfekcii. / Veterinaria № 11, 8 – 11.
9. Zavgorodniy A. I., Stegnii B. T., Paliy A. P. 2013. Naukovi i praktichni aspekti dezinfekcii u veterinarii medicini / Xarkiv : FOP Brovin O.V., - 222.
10. Nikitin E. B. 1985. Veterinarnaia sanitaria na obektax veterinarnogo nadzora. Pavlodar : Izdatel'stvo Arman-PV, - 31.
11. Paliy A. P., Paliy A. P. 2013. Veterinarno – sanitarnaia zaschita jivotnovodcheskih ferm i kompleksov. Vestnic altaiskogo gosydarstvennogo agrarnogo universiteta. № 4 (102), 53 – 55.
12. Patent Ukraine № 66888, МРК А61L2/16. Sposib dezinfekcii molochnix zaliv na fermax promislovogo tipu / Paliy A. P., Paliy A. P. – № u2011 07424 ; zaiavl. 14.06.2011 ; opubl. 25.01.2012, Bul. № 2.
13. Patent Ukraine № 77343, МРК А61L2/00. Dezinfektor vzuttia / Paliy A. P., Paliy A. P., Golubenko A. V. – № u2012 09278 ; zaiavl. 30.07.2012 ; opubl. 11.02.2013, Bul. № 3.
14. Patent Ukraine № 78933, МРК А01J7/00. Pristriy dlia viznachennia chistoti tvarinnikih primichen' / Paliy A. P., Zavgorodniy A. I., Paliy A. P. – № u2012 09562 ; zaiavl. 06.08.2012 ; opubl. 10.04.2013, Bul. № 7.
15. Poliakov A. A. Veterinarnaia dezinfekcia / A. A. Poliakov. – M. : Kolos, 1975. – 559.
16. Chorniy M. V., Nalivaiska N. M., Pasichnik V. A., Rijkova T. M. 2010. Sanitaria i gigiena na pidpriemstvax z virobniactva ta pererobki moloka i molochnix produktiv. - Xarkiv : Grif, 284.
17. Tupozleev A. A., Golovko V. A., Kochmarskiy V. A. 2012. Dezmachini i apparati dlia provedenia dezinfekcii. Zbirnik naukovix prac' XZVA : Problemi zooinjenerii ta veterinarnoi medicini. – Vipusk 24, chastina 2. 347 – 352.
18. Sidorchuk A. A., Krupal'nik V. L., Popov N. I. 2011. Veterinarnaia sanitaria: uchebnoe posobie / Sankt – Piterburg : SPb. : Izdatel'stvo "Lani", - 376.
19. Zakomirdin A. A. 2002. Ekologicheski bezopasnie dezinficiruuchie rastvori na osnove elektroximii. Veterinaria № 11, 12 – 14.
20. Zavgorodniy A. I. 2007. Dezinfekciyni zasobi dlia znezarajenn' mikobakteriy. Veterinarna medecina № 7, 41 – 43.

#### TECHNICAL AND TECHNOLOGICAL SUPPORT OF DISINFECTION IN LIVESTOCK

**Summary.** In this work the existing technical and technological means to ensure thermal disinfection on farms and industrial complexes producing milk, and presented new solutions that to ensure effective implementation of disinfection in general veterinary-sanitary measures.

**Key words:** disinfection, device, measures, ways, cleanliness, efficiency.

## QUICKENED DEFINING TESTS WITH LIMITING COMBINED REGIMENS

*Oleksandr Grynchenko, Oleksiy Alfiorov*

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Summary.** Method peculiarities of quickened tests for dependability of machine elements in limiting combined regimens are expounded. The possibility of introduction of method of standardization in agricultural machinery industry is grounded.

**Key words:** Tests, combined regimens, linear summation, reliability.

### INTRODUCTION

Quickening of defining tests performance for machines dependability and their parts requires solving of many technical and methodological problems. The necessity to meet the requirements of physical similarity of failures emerging in their real exploitation and during test performance and, at the same time having the possibility of quick determination of failures whereby prognosis of dependability measures which are expected from the item in the regimens of its real operation, is the key problem [4,5,13,15]. In many cases it is possible to meet these requirements applying limiting combined regimens of quickened tests [6,7]. Different ways of realization of such approach and possibilities of standardization of methods of measures determination of mechanic dependability due to the tests results are presented.

### EXPOSITION OF BASIC MATERYALU

Mobile agricultural and transportation machines are usually used in several regimens which are quite different according to their damaging effect upon machine parts. Being informed about major damaging effects and regimens emerging in their real exploitation, it is necessary before defining tests performance to analyze the damaging effect of each of item regimens. The real range of possible exploitation regimens due to damaging effect should be divided into two components. One or several extreme regimens causing the most intensive accumulation of the item's mechanical failures must be referred to quickened regimen during its tests. The rest bulk of regimens is referred to the second component, i.e. complementary test regimen. Limiting combined test regimen is formed from these two

components which are emerged in certain proportion.

Planned quantity of item's samples for tests is divided into some groups. Each group is tested in certain combined regimen which differs from one another by operating time of the item running in quickened regimen. Quickening principle of tests means that the share of quickened regimen is always larger than that in the conditions of real exploitation. Each sample is tested until mechanical failure emerging or preset limiting damage level. The condition of physical similarity of failures must be performed to some extent due to the fact that limiting combined test regimens consist of those regimens which emerge in the real exploitation. But at the same time physical similarity of damages must be monitored according to their main parameters in order not to exaggerate allowable value of share of quickened regimen. During tests processes it is necessary to ensure sufficiently great quantity of serial changes of quickened regimen from complementary one and vice versa.

Taking into account said above, tests give the possibility of quickened determination or prognosis of mechanic dependability measures. It is better to use famous linear hypothesis of mechanic failures accumulation [1,2,8,9, 16,17,18] which is widely used during test and calculations for fatigue test. Mathematic formula corresponding to this hypothesis looks like the following:

$$\frac{\bar{t}_1}{T_1} + \frac{\bar{t}_2}{T_2} = 1, \quad (1)$$

where:  $\bar{t}_1$  - is the mean component of operating time to failure emerged in quickened regimen;  $\bar{t}_2$  - the mean component of operating time to failure emerged in complementary regimen;  $T_1$  - the mean item operating time to failure emerged only in quickened regimen;  $T_2$  - the mean item operating time to failure emerged only in complementary regimen.

Values  $\bar{t}_1$  and  $\bar{t}_2$  characterizes the item dependability during its operation in preset combined regimen, their sum equals certain value of the mean operating time to failure. There is

geometric interpretation of the ratio (1) due to which it should be considered as linear regressive dependence with parameters  $T_1$  and  $T_2$  which can be found as the result of lifetime tests performed in several combined regimens. Each of these regimens is characterized by certain value of a share of realization of quickened regimen in it.

The results of tests in limiting combined regimens are selective mean components of operating time to failure:  $\bar{t}_{1i}$  – in quickened regimen and  $\bar{t}_{2i}$  – in complementary regimen which correspond to preset values of  $\alpha_i$  share of quickening component in the combined regimen. Test quickening is ensured by obligatory conditions observing:  $\alpha_i > \alpha^*$ , where  $\alpha^*$  is the mean share of quickened regimen during the item real exploitation.

Considering (1) as the linear regression equation, it can be accepted like orthogonal one [6]. Such assumption needs calculations of the mean operating time to failure or the mean lifetime in the following consequence:

\* general mean components of operating time to failure in quickened and complementary regimens are determined due to test results:

$$\bar{t}_1 = \sum_{i=1}^k \omega_i \bar{t}_{1i}; \quad \bar{t}_2 = \sum_{i=1}^k \omega_i \bar{t}_{2i}, \quad (2)$$

where:  $\omega_i = \frac{n_i}{N}$  - "weight" coefficients,

$N = n_1 + n_2 + \dots + n_k$  - general amount of item tested samples,

the sum value is calculated  $S = \sum_{i=1}^k \omega_i \bar{t}_{1i} \bar{t}_{2i}$

and compared with its derivative  $\bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2$ ,

if  $S < \bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2$ , complementary coefficients are defined:

$$\chi = \frac{\sum_{i=1}^k \omega_i (\bar{t}_{2i})^2 - \sum_{i=1}^k \omega_i (\bar{t}_{1i})^2 + (\bar{t}_1)^2 - (\bar{t}_2)^2}{2(\bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2 - S)}, \quad (3)$$

$$\beta = \sqrt{1 + \chi^2} - \chi. \quad (4)$$

and then the mean time operating to failure in the conditions of real exploitation is predicted whereby the formula:

$$T = \frac{\bar{t}_1 + \beta \bar{t}_2}{\beta + \alpha^*(1 - \beta)}, \quad (5)$$

if  $S \geq \bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2$ , it means that performed tests did not detect damaging action of complementary regimen, thus predicted mean operating time to failure is determined by the formula:

$$T = \frac{\bar{t}_1}{\alpha^*}. \quad (6)$$

Prediction of gamma-percent measures: gamma-percent lifetime or operating time to failure can be defined by general formula [3]:

$$T_\gamma = T \cdot \theta(\gamma, V_t), \quad (7)$$

where:  $\theta(\gamma, V_t)$  - coefficient which depends on reliability function  $\gamma$ , expected coefficient in variation of resource  $V_t$  and the kind of reliability function distribution.

The value  $\theta(\gamma, V_t)$  for most widely used laws of reliability function distribution is calculated by the following formulae:

normal distribution

$$\theta_u = 1 - U_\gamma V_t, \quad (8)$$

where:  $U_\gamma$  - quantile of normal distribution;

logarithmically normal distribution

$$\theta_n = \left\{ \sqrt{1 + V_t^2} \exp \left[ U_\gamma \sqrt{\ln(1 + V_t^2)} \right] \right\}^{-1}. \quad (9)$$

Weibul distribution:

$$\theta_b = \frac{(\ln 1/\gamma)^{1/b}}{\Gamma(1 + 1/b)}, \quad (10)$$

where:  $b \approx \frac{1,126}{V_t} + \frac{0,011}{V_t^2} - 0,137$ .

In practice the engineer very often does not have exact information about expected distribution type to failure or item useful life in exploitation conditions. Taking into account the possibility of such uncertainty, from the perspective of ensuring granted from exaggerated prognosis of gamma-percent measures, it is reasonably to use (7) to determine the coefficient this way  $\theta(\gamma, V_t)$  to meet the requirement of:  $\theta(\gamma, V_t) = \min\{\theta_n, \theta_u, \theta_b\}$ . Harmonized meanings of this "minimized" by three distributions of the coefficient are presented in the Table. They depend on the variation coefficient  $V_t$  and reliability function  $\gamma$ .

The analysis of statistic data about the item useful life which is similar by design and parameters with its previous analogue can provide us with the most faithful information as for the coefficient variations  $V_t$  which has been exploiting for a long time in the same conditions as the item being tested. If it is necessary, the data concerning coef-

ficients value  $V_i$  which depend on the machine element and damage process type can be found in works [10,11,12,14,19].

Table 1. Minimized coefficient  $\theta$ 

$V_T$	$\Gamma, \%$				
	50	80	90	95	99
0,20	0,981	0,830	0,733	0,647	0,489
0,25	0,970	0,787	0,667	0,569	0,398
0,30	0,958	0,740	0,604	0,498	0,302
0,40	0,928	0,645	0,488	0,374	0,204
0,50	0,894	0,553	0,387	0,274	0,126
0,60	0,857	0,468	0,302	0,199	0,077
0,70	0,819	0,392	0,234	0,142	0,046
0,80	0,781	0,326	0,180	0,101	0,028
0,90	0,743	0,270	0,138	0,072	0,017
1,00	0,693	0,223	0,105	0,051	0,010

Realization of the method described above concerning the prognosis dependability measures due to the results of quickened test is illustrated by the following example. Useful time of impeller of water ring vacuum pump of the unit for individual milking is defined by leftover deformation of the polymer creep which it is made of. Damage is caused by complex action of mechanic load and the temperature influence of working fluid upon the blades under specified pressure level in the pump. But except specified exploitation regimen of operation, the pump impeller is running in extreme regimen for some time period (nearly 2%) during the pump preparation for running and its starting etc. Thus, during the exploitation two-stage regimen scheme of impeller operation is observed. This scheme was taken into account during planning and conducting quickened tests in combined regimens for determination of the mean gamma-percent useful life of impeller. Tests were conducted until gaining limited state when left over deformation of the blade exceeded minimal clearance between impeller and the pump body.

Four series of tests of impeller blades were performed with different time share in extreme (quickened) regimen. Obtained data are presented in the Table 2.

Determination of values of general mean of useful life components gained in quickened  $\bar{t}_1$  and complementary regimens  $\bar{t}_2$  are estimated by the following formulae (2):

$$\begin{aligned}\bar{t}_1 &= 0,158 \cdot 154 + 0,210 \cdot 153 + 0,316 \cdot 141 + \\ &+ 0,316 \cdot 147 = 147 \text{ hours} \\ \bar{t}_2 &= 0,210 \cdot 173 + 0,316 \cdot 419 + \\ &+ 0,316 \cdot 520 = 333 \text{ hours}\end{aligned}$$

Table 2

Number of blades $n_i$	Weight coefficients $\omega_i$	Operation share in quickened regimen $\alpha_i$	Operating time to limited state, hours.	
			Quickened regimen $\bar{t}_1$	Complementary regimen $\bar{t}_2$
3	0,158	1	154	0
4	0,210	0,47	153	173
6	0,316	0,25	141	419
6	0,316	0,22	147	520

Then the sum  $S = 48382$  and derivative  $\bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2 = 48951$  are calculated. The condition  $\bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2 > S$  is taking into account that means that complementary test regimen was damaging for impeller. That is why after sum calculations of squares  $\sum_{i=1}^4 \omega_i (\bar{t}_{1i})^2 = 21773$  i  $\sum_{i=1}^4 \omega_i (\bar{t}_{2i})^2 = 147208$  whereby formulae (3) and (4) optional coefficients are defined:

$$\begin{aligned}\chi &= \frac{147208 - 21773 + 147^2 - 333^2}{2(48951 - 48382)} = 31,77, \\ \beta &= \sqrt{1 + 31,77^2} - 31,77 = 0,015734.\end{aligned}$$

Taking into account that share of pump operation in quickened regimen in real conditions of its operation is approximately 2% (i.e.  $\alpha^* = 0,02$ ), prognosis value of mean impeller useful time is calculated (5)

$$T = \frac{147 + 0,015734 \cdot 333}{0,015734 + 0,02(1 - 0,015734)} = 4298 \text{ hours}$$

Due to findings about the process of damage it is possible to accept variation coefficient  $V_i = 0,2$ . Then, according to data of the Table 1, prognosis values of gamma-percent of useful life of impeller are calculated for  $\gamma = 80$  and 99%, therefore:

$$T_{80} = 4298 \cdot 0,83 = 3567 \text{ hours},$$

$$T_{99} = 4298 \cdot 0,489 = 2102 \text{ hours}.$$

Thus, the results of conducted tests display that granted with high probability (99%) the impeller useful time must exceed 2 thousand hours of milking unit operation. Mean time of tests was 480 hours.

## CONCLUSIONS

The technique of conduction of quickened definitive tests of machine elements to dependability in limited combined regimens has universal character. Due to tests results the technique allows to apply clear statistic algorithm which does not require the usage of preset coefficients of test quickening like the standard [20] does. The technique is considered to be perspective from the point of view of supplying new information and improvements of the system of the branch standards on dependability of agricultural machinery which is needed during conducting of certification tests.

## REFERENCES

1. Birger I. A. 1985. Determinirovannyye i staticheskie modeli dolgovechnosti. – V Kn.: Problemy nadezhnosti letatelnykh apparatov. M.: Mashinostroenie, , 105 – 150.
2. Bolotin V. V. Resurs mashin i konstrukciy. M.: Mashinostroenie, 1990. 448.
3. DSTU 2860-94. Nadiynist tehniki. Terminy ta vyznachenya. - 88.
4. Grigoryev G. A., Mirtov K. D., Petuhov V. G. 1974. Ispolzovanie dolamyvaniya elementov s ekspluatsionnoy narobtkoy dlya opredeleniya dolgovechnosti konstrukciy. Sb. Uskorenyye ispytaniya na nadezhnost' tehnikeskikh system. Izd-vo standartov, M., – 113 – 119.
5. Golubev A. A. 1974. Nakoplenie ustalostnykh povrezhdeniy v stali 20X pri programmnom nagruzhennii. Sb. Mehanicheskaya ustalost v staticheskom aspekte,- M., – 92 – 96.
6. Grinchenko A. S. 2012. Mehanicheskaya nadezhnost mobilnykh mashin: Otsenka, modelirovaniye, kontrol, - Kh.: Virovets A.P. "Apostrof", - 259.
7. Grinchenko A. S. 2004. Osobennosti postroeniya invertiruemykh stohasticheskikh modeley mehanicheskoy nadezhnosti pri parametricheskikh otkazah. Visnyk HNTUSG. Vyp. 23, Kharkiv, 140 – 145.
8. Kogaev V. P. 1977. Raschety na prochnost' pri napryazheniyah, peremennykh vo vremeni. M.: Mashinostroenie, 232.
9. Kogaev V. P., Muhatov N. A., Gusenkov A. P. 1985. Raschety detaley mashin i konstrukcii na prochnost' i dolgovechnost'. M.: Mashinostroenie, 224.
10. Konarchuk V. E., Polyanskiy S. K., Dmytriev M. M. 2003. Nadiynist mashin. - K.: Lybid', 424.
11. Kugel R. V. 1982. Ispytaniya na nadezhnost mashin i ih elementov. - M.: Mashinostroenie, 181.
12. Kugel R. V. 1981. Nadezhnost mashin massovogo proizvodstva. - M.: Mashinostroenie, - 244.
13. Metodika obrabotki rezultatov ispytaniy po maloy vyborke pri stacionarnom iznashivaniy s ispolzovaniem informacii o dinamike processa nakopleniya iznosa. VNIINMASH, Gorkiy, 1975. – 24.
14. Reshetov D.N., Ivanov A. S., Fadeev V. Z. 1988. Nadezhnost mashin. - M.: Vyssh. shk., 238.
15. Nadezhnost mashinostroitelnoy produktcii: Prakticheskoe rukovodstvo po normirovaniyu, podtverzhdeniyu i obespecheniyu. – M.: Izdatelstvo standartov, 1990. – 328.
16. Oleynik N.V., Sklyar S.P. 1985. Uskorenyye ispytaniya na ustalost'. Kiev: Nauk. Dumka. - 304.
17. Serensen S. V. 1972. Prochnost' elementov konstrukciy v staticheskom aspekte i ochenka ih ekspluatsionnoy nadezhnosti. V Kn.: Nadezhnost' i dolgovechnost' mashin i oborudovaniya. M.: Iz-vo standartov, 136 – 146.
18. Shkolnik L. M. 1978. Metodika ustalostnykh ispytaniy. Spravochnik. M.: Metallurgiya, 304.
19. Skovorodin V. Ya., Tishkin L. V. 1985. Spravochnaya kniga po nadezhnosti selskohozyaystvennoy tehniki. - L.: Lenizdat, - 204.
20. SOU 74.3-37-135:2004. Vyprobuvannya sil'skogospodarskoi tehniki. Mashiny sil'skogospodarski. Pryskoreni vyprobuvannya na nadiynist. - Kyiv.: Minagropolityky Ukrainy, 2004. - 47.

### УСКОРЕННЫЕ ОПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ С ПРЕДЕЛЬНЫМИ КОМБИНИРОВАННЫМИ РЕЖИМАМИ

**Аннотация.** Изложено содержание и рассмотренные особенности метода ускоренных определительных испытаний на надежность элементов машин в предельных комбинированных режимах. Указано на возможности стандартизации метода в отрасли сельскохозяйственного машиностроения.

**Ключевые слова:** Испытания, комбинированные режимы, линейное суммирование, надежность.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ МАШИНЫ НА ПОТЕРИ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

*Сергей Шевченко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенко  
Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Sergey Shevchenko*

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** Получены зависимости числовых характеристик потерь урожая (математическое ожидание, дисперсия, коэффициент вариации) от числовых характеристик длительности восстановления машины после отказа. При этом учтено влияние времени возникновения отказа на потери продукции. Анализ выполнен для линейной и параболической зависимостей уменьшения коэффициента реализации биологического потенциала растений от времени выполнения технологической операции.

**Ключевые слова:** растениеводство, машина, надежность, отказ, длительность восстановления, числовые характеристики, урожай.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Увеличение продолжительности выполнения технологических операций вследствие отказов сельскохозяйственных машин и машинно-тракторных агрегатов (далее – машин) приводит к снижению урожайности сельскохозяйственных культур [2, 3, 14, 16].

Методы определения потребности в машинах (с учетом их надежности) при планировании сельскохозяйственных работ приведены в [4, 5, 12, 14]. При этом учитывались лишь средние потери времени на восстановление машин после отказов и потери урожая. Однако при оптимизации системы по усредненному значению показателя качества следует также устанавливать вероятностное ограничение на его предельно-допустимое значение [11]. Применительно к растениеводству в качестве такого ограничения целесообразно применять вероятность того, что потери урожая не превзойдут допустимое значение [20]. Аналогичная задача возникает и при обосновании системы технического обслуживания машин [8].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализ работ [1, 3, 9, 10, 15, 21] показал, что исследования надежности преимущественно направлены на определение их коэффициентов готовности и технического использования. Но эти показатели надежности характеризуют машины и системы их технического обслуживания безотносительно к поставленным задачам. Однако для аграрного предприятия важен анализ их пригодности для выполнения производственных задач, что требует оценивания возможных потерь урожая вследствие отказов машин [18].

В [2, 16] получены выражения для расчета вероятности безотказной работы технологических комплексов на протяжении заданного времени и их коэффициента готовности. В [14] разработана методика и осуществлено компьютерное имитационное моделирование выполнения технологического процесса комплексами машин, которые отличаются, в частности, надежностью. В [9] получена зависимость коэффициента эксплуатационной надежности комплекса машин в зависимости от их надежности при различном количестве машин в ненагруженном резерве.

Влияние продолжительности технологических операций на коэффициент реализации биологического потенциала (КРБП) растений исследованы в [7, 13, 14].

Взаимосвязь объема работ и производительности машин при условии выполнения работ в заданные агротехнические сроки с гарантированной вероятностью определено в [6].

В [20] разработана методика определения соответствия технологических комплексов машин производственному заданию. Решение принимается по результатам вычисления вероятности того, что выпуск продукции будет большим, чем минимально-допустимое значение, и сравнения этой ве-

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ МАШИНЫ НА ПОТЕРИ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

роятности с пороговым значением.

Нерешенной частью проблемы является получение вероятностных зависимостей потерь продукции растениеводства от показателей надежности сельскохозяйственной техники. При использовании современных высоконадежных машин или при сравнительно небольших возделываемых площадях вероятность возникновения нескольких отказов при выполнении технологической операцией одной машиной мала. В этих случаях можно полагать, что при выполнении технологической операции произойдет не более одного отказа.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – определение зависимостей числовых характеристик коэффициента реализации биологического потенциала растений от числовых характеристик длительности восстановления машины после отказа.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В работе [17] показано, что при линейной зависимости КРБП растений от времени зависимость потерь урожая от продолжительности восстановления агрегата и времени наступления отказа выражается следующей формулой:

$$\Delta k = \tau k_1 (1 - \varphi), \quad (1)$$

где:  $\Delta k$  – уменьшение КРБП растений вследствие отказа,

$\tau$  – продолжительность восстановления агрегата, с,

$k_1$  – коэффициент пропорциональности в линейной зависимости КРБП растений от продолжительности технологической операции, 1/с,

$\varphi$  – доля обработанной площади поля до момента возникновения отказа.

Поскольку продолжительность восстановления машины и доля обработанной площади поля до момента возникновения отказа являются случайными величинами, то уменьшение КРБП растений вследствие отказа также является случайной величиной, которую целесообразно характеризовать числовыми характеристиками.

Определим математическое ожидание уменьшения коэффициента реализации биологического потенциала растений вследствие отказа:

$$M[\Delta k] = \int_0^1 \int_0^{\tau_{\max}} \tau k_1 (1 - \varphi) f(\tau) d\tau d\varphi. \quad (2)$$

$$M[\Delta k] = \frac{k_1 M[\tau]}{2}, \quad (3)$$

где:  $\tau_{\max}$  – продолжительность восстановления агрегата, при которой КРБП растений уменьшается до нуля,

$f(\tau)$  – плотность вероятности продолжительности восстановления агрегата, 1/с.

Дисперсию уменьшения КРБП растений вследствие отказа определим по формуле:

$$D[\Delta k] = M[\Delta k^2] - (M[\Delta k])^2. \quad (4)$$

Для этого необходимо определить квадрат математического ожидания уменьшения КРБП растений вследствие отказа:

$$M[\Delta k^2] = \int_0^1 \int_0^{\tau_{\max}} \tau^2 k_1^2 (1 - \varphi)^2 f(\tau) d\tau d\varphi, \quad (5)$$

$$M[\Delta k^2] = \frac{k_1^2 M[\tau^2]}{3}. \quad (6)$$

Это позволяет, с учетом (3), определить дисперсию уменьшения КРБП растений вследствие отказа согласно (4):

$$D[\Delta k] = k_1^2 \left( \frac{M[\tau^2]}{3} - \frac{(M[\tau])^2}{4} \right). \quad (7)$$

Используя формулы (3) и (7), определим коэффициент вариации КРБП растений вследствие отказа:

$$v_{\Delta k}^2 = \frac{D[\Delta k]}{(M[\Delta k])^2} = \frac{\frac{M[\tau^2]}{3} - \frac{(M[\tau])^2}{4}}{\left(\frac{M[\tau]}{2}\right)^2}, \quad (8)$$

$$v_{\Delta k} = \sqrt{\frac{4v_{\tau}^2 + 1}{3}}. \quad (9)$$

Следовательно, коэффициент вариации КРБП превышает коэффициент вариации продолжительности восстановления машины. График зависимости (9) показан на рис. 1.

При экспоненциальном законе распределения продолжительности восстановления агрегата, который зачастую применяется при анализе надежности машин:

$$v_{\Delta k} = \sqrt{\frac{5}{3}} \approx 1,3. \quad (10)$$

При увеличении вариации продолжительности восстановления агрегата коэффициент пропорциональности между коэффициентами вариации указанной величины и КРБП растений уменьшается:

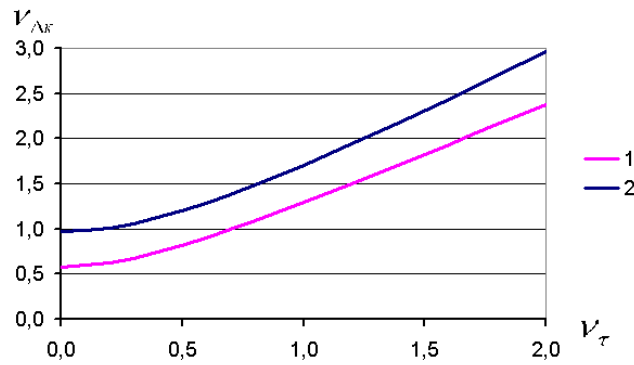


Рис. 1. Зависимость коэффициента вариации потерь урожая от коэффициента вариации продолжительности восстановления машины: 1 – линейная аппроксимация зависимости коэффициента реализации биологического потенциала растений от времени выполнения технологической операции; 2 – параболическая аппроксимация зависимости коэффициента реализации биологического потенциала растений от времени выполнения технологической операции

Fig. 1. The dependence of the coefficient of variation of crop losses from the coefficient of variation of the duration of recovery machine: 1 – linear approximation of the dependence of the coefficient of the biological potential of plants from the time of the of technological operation; 2 – parabolic approximation of the dependence of the coefficient of the biological potential of plants from the time of the of technological operation

$$v_{\Delta\kappa} \approx \frac{2}{\sqrt{3}} v_{\tau}. \quad (11)$$

Получим зависимости числовых характеристик потерь КРБП растений при квадратичной зависимости этого коэффициента от времени выполнения операции.

При отсутствии отказов:

$$\kappa_0 = \frac{1}{S} \int_0^S \kappa(s) ds = \left\| \begin{matrix} s = W t \\ ds = W dt \end{matrix} \right\| = \frac{1}{T} \int_0^T \kappa(t) dt, \quad (12)$$

где:  $\kappa_0$  – КРБП растений при отсутствии отказов при выполнении технологической операции,

$S$  – площадь поля,  $m^2$ ,

$W$  – производительность машины,  $m^2/c$ ,

$t$  – время,  $c$ .

С учетом квадратичной зависимости КРБП растений от времени выполнения операции:

$$\kappa(t) = 1 - k_2 t^2, \quad (13)$$

преобразуем (12):

$$\kappa_0 = \frac{1}{T} \int_0^T (1 - k_2 t^2) dt = 1 - \frac{k_2 T^2}{3}. \quad (14)$$

Принимая, что при выполнении технологической операции произошел лишь один отказ, определим зависимость КРБП растений от длительности восстановления машины и от момента возникновения отказа. Для

этого будем рассматривать выполнение технологической операции в два этапа: до отказа (интервал времени  $[0, \varphi \cdot T]$ , где  $0 \leq \varphi < 1$ ) и после восстановления, которое длится время  $\tau$  (интервал времени  $[\varphi \cdot T + \tau, T + \tau]$ ):

$$\kappa = \frac{1}{T} \left( \int_0^{\varphi T} \kappa(t) dt + \int_{\varphi T + \tau}^{T + \tau} \kappa(t) dt \right), \quad (15)$$

$$\kappa = 1 - \frac{k_2 T^2}{3} - k_2 \tau (1 - \varphi) (\tau + T(1 + \varphi)), \quad (16)$$

где:  $\kappa$  – КРБП растений при возникновении отказа при выполнении технологической операции.

Определим уменьшение КРБП растений вследствие отказа:

$$\Delta\kappa = \kappa_0 - \kappa, \quad (17)$$

$$\Delta\kappa = k_2 \tau (1 - \varphi) (\tau + T(1 + \varphi)). \quad (18)$$

Полагая, что продолжительность восстановления меньше, чем время выполнения технологической операции при отсутствии отказов, упростим (18):

$$\Delta\kappa = \tau (1 - \varphi^2) T k_2. \quad (19)$$

Определим математическое ожидание уменьшения КРБП растений (19) вследствие отказа:

$$M[\Delta\kappa] = \int_0^1 \int_0^{\tau_{\max}} \tau (1 - \varphi^2) T k_2 f(\tau) d\tau d\varphi, \quad (20)$$



ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ МАШИНЫ НА  
ПОТЕРИ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

$$M[\Delta k] = \frac{2k_2 T M[\tau]}{3}. \quad (21)$$

Определим квадрат математического ожидания уменьшения КРБП растений (18) вследствие отказа:

$$M[\Delta k^2] = \int_0^1 \int_0^{\tau_{\max}} (\tau(1-\varphi^2) T k_2)^2 f(\tau) d\tau d\varphi, \quad (22)$$

$$M[\Delta k^2] = \frac{13k_2^2 T^2 M[\tau^2]}{15}. \quad (23)$$

Это позволяет, с учетом (21), определить дисперсию уменьшения КРБП растений вследствие отказа согласно (4):

$$D[\Delta k] = \frac{13k_2^2 T^2 M[\tau^2]}{15} - \left( \frac{2k_2 T M[\tau]}{3} \right)^2. \quad (24)$$

Используя формулы (21) и (24), определим коэффициент вариации КРБП растений вследствие отказа:

$$v_{\Delta k}^2 = \frac{39}{20} \cdot \frac{M[\tau^2]}{(M[\tau])^2} - 1. \quad (25)$$

Выразим коэффициент вариации КРБП растений вследствие отказа через коэффициент вариации длительности восстановления (см. рис. 1):

$$v_{\Delta k} = \sqrt{\frac{39v_{\tau}^2 + 19}{20}}. \quad (26)$$

Формулы (21, 24, 26) были получены при допущении, что продолжительность восстановления меньше, чем время выполнения технологической операции при отсутствии отказов. Если же продолжительность восстановления превышает время выполнения технологической операции при отсутствии отказов (например, из-за значительной длительности доставки запасных частей), то формулу (18) можно упростить следующим образом:

$$\Delta k = k_2 \tau^2 (1 - \varphi). \quad (27)$$

В этом случае

$$M[\Delta k] = \frac{k_2 M[\tau^2]}{2}, \quad (28)$$

$$M[\Delta k^2] = \frac{k_2^2 M[\tau^4]}{3}, \quad (29)$$

$$D[\Delta k] = \frac{k_2^2 M[\tau^4]}{3} - \left( \frac{k_2 M[\tau^2]}{2} \right)^2. \quad (30)$$

Если четвертый центральный момент времени восстановления, входящий в (29), неизвестен, то он может быть вычислен с

использованием величин асимметрии и эксцесса указанного времени. Это позволит вычислить коэффициент вариации КРБП растений вследствие отказа по формуле (4).

### ВЫВОДЫ

Получены зависимости числовых характеристик потерь урожая (математическое ожидание, дисперсия, коэффициент вариации) от числовых характеристик длительности восстановления машины после отказа. При этом учтено влияние времени возникновения отказа на потери продукции. Перспективным направлением дальнейших работ является обоснование требований к качеству диагностирования машин, применяемых в растениеводстве (в частности, путем акустико-эмиссионного диагностирования пар трения [19]).

### ЛИТЕРАТУРА

1. Aleksandrovskaia L. N., Afanasev A. P., Lisov A. A. 2001. *Sovremennye metodi obespecheniia bezotkaznosti slozhnykh tekhnicheskikh sistem.* – М : Logos, – 208.
2. Anilovich V. Y., Grinchenko A. S., Savchenko V. B., Lupandina A. P. 1996. *Bezotkaznost i nadezhnost tekhnologicheskikh kompleksov / Vestnik KGTUSK. Povishenie nadezhnost vosstanavlivaemikh detalei mashin.* – 20–25.
3. Boyko A., Dumenko K. 2011, *Research on reliability of subsystems of grain harvesting combine / TEKA Kom. Mot. i Energ. Roln.* – OL PAN, 11, 5–11.
4. Grachev R. Y. 2007. *Povishenie effektivnosti ekspluatatsii mashin tekhnologicheskogo kompleksa metodom chastichnogo rezervirovania (na primere kulturteknicheskikh rebot) Avtoref. dis...d-ra tekhn. nauk: 05.20.01 / Moskovskii gos. un-t prirodoobustroistva.* / М. – 18.
5. Koniuszy A. A 2008. *New method of usability evaluation of agricultural tractors based on optimum working index [OWI] // TEKA Kom. Mot. Energ. Roln.* – OL PAN, 8a, 93–99.
6. Kozachenko O. V. 2008. *Problemi resursozberzhennia u cil'crjgospodarskikh agregatakh / Kharkiv : Tornado.* – 272.
7. Kovtun Y. I., Mazorenko D. I., Pastukhov V. I., Dzholos P. A. 2000. *Agrokvalimetriia / Za*

- red. D. I. Mazorenka, Y. I. Kovtuna. – Kharkiv : RVP "Original". – 312.
8. Kushnarev L. I. 2003. Sovershenstvovanie tekhnicheskogo servisa mashinno-traktornogo parka MTS : monografiia / M. : MGAU im. V. P. Goriachkina, – 136.
9. Matveevskiy V. R. 2002. Nadezhnost tekhnicheskikh sistem / M.: MGIEM, – 113.
10. Chornovol M. I., Cherkun V. Y., Aulin V. V. ta in. 2010. Nadiinist' sil's'kogospodars'koi tekhniki: Pidruchnik / Za zag. red. M. I. Chornovola. –Kirovograd: KOD, – 320.
11. Avduevskii V. S. 1988. Nadezhnost i effektivnost v tekhnike : Spravochnik: V 10 t. M. Mashinostroenie, T. 3. Effektivnost tekhnicheskikh sistem / Pod obsch. red. V. F. Utkina, Y. V. Kriuchkova. – 328.
12. Pazova T. H., Dzuhanov V. B. 2011. Obosnovanie sostava parka mashin mashinno-tekhnologicheskoi stantsii / Mekhanizatsiia i elektrifikatsiia selskogo khoziaistva, – №10. – 2–3.
13. Pastukhov V. I. 2002. Yakist' mekhanizovanikh tekhnologichnikh operatdii i biopotentsial pol'ovikh kultur : naukovi rekomendatsii dlia pratsivnikiv mekhanizovanogo roslinnitstva / Kharkiv : Ranok-NT, –124.
14. Pastukhov V. I. 2006. Obruntuvannia optimalnikh kompleksiv mashin dlia mekhanizatsii pol'ovikh robit: Avtoref. dis...d-ra tekhn. nauk: 05.05.11 / KNTUSG. – Kharkiv, –38.
15. ReliaSoft Corp. 2006. Economical Life Model for Repairable Systems / Reliability HotWire. —№6.
16. Savchenko V. B. 2001. Zabezpechennia nadiinosts sil's'kogospodars'kikh mashin i tekhnologichnikh kompleksiv : Avtoref. dis...kand. tekhn. nauk: 05.05.11 / KDTUSG. – Kharkiv, – 18.
17. Shevchenko S. A. 2010. Doslidzhennia vplivu vidmovi tekhniki na koefitsient realizatsii biologichnoho potentsialu roslin / Visnik KNTUSG. Problemi tekhnichnoi ekspluatatsii mashin. Sistemotekhnika i tekhnologii lisovogo kompleksu. Kh. : KNTUSG, Vipusk 94. – 22–25.[http://archive.nbu.gov.ua/portal/Natural/Vkhdusg/2010\\_94/22.pdf](http://archive.nbu.gov.ua/portal/Natural/Vkhdusg/2010_94/22.pdf)
18. Shevchenko S. A. 2010. Issledovanie vliianiia pokazatelei nadezhnosti sel'skokhoziaistvennoi mashini na veroiatnost' vipolnenia tekhnologicheskoi operatsii s zadanim kachestvom. Visnik KNTUSG. Problemi nadiinosti mashin i zasobiv mekhanizatsii sil's'kogospo-darskogo virobnitstva. – Kharkiv: KNTUSG, – Vipusk 100. – 54–58.  
[http://archive.nbu.gov.ua/portal/Natural/Vkhdusg/2010\\_100/09.pdf](http://archive.nbu.gov.ua/portal/Natural/Vkhdusg/2010_100/09.pdf)
19. Shevchenko S. A. 2012. Klasifikatsiia ta obruntuvannia vimog do akustyko-emisiinikh oznak defektiv par tertia mehanizmiv. Visnik KNTUSG. Problemi tekhnichnoi ekspluatatsii mashin. –Kharkiv : KHNTUSG, – Vipusk 121. – 159–163.  
[http://archive.nbu.gov.ua/portal/Natural/Vkhdusg/2012\\_121/162.pdf](http://archive.nbu.gov.ua/portal/Natural/Vkhdusg/2012_121/162.pdf)
20. Shevchenko S. A. 2010. Analiz vlianiia nadezhnosti mashin tekhnologicheskogo kompleksa na veroiatnost' vipolnenia proizvodstvennogo zadania / Vestnik GGTU im. P. O. Sukhogo. – Gomel : GGTU, –№4. – 30–36.  
[www.gstu.by/sites/default/files/issues/vestnik/2010-04.pdf](http://www.gstu.by/sites/default/files/issues/vestnik/2010-04.pdf)
21. Voytyuk V. 2007 An analysis of operational reliability of the work of a technical object / V. Voytyuk // TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. - OL PAN, 7, 261–265.

#### INVESTIGATION OF INFLUENCE OF RECOVERY MACHINE DURATION ON LOSS OF PLANT PRODUCTION

**Summary.** The dependencies of the numerical characteristics of crop losses (expected value, variance, coefficient of variation) from numerical characteristics of duration recovery of the machine after failure are obtained. At the same time take into account the impact of a failure on the loss of production.

The analysis is performed for linear and parabolic dependencies reduce the coefficient of the biological potential of plants from the time of the of technological operation.

**Key words:** plant growing, machine, reliability, failure, duration of recovery, numerical characteristics, harvest.

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЗАТРАТЫ ОПЕРАТОРА ПРИ УПРАВЛЕНИИ МОТОАГРЕГАТОМ

*Сергей Овсянников*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Sergei Ovsyannikov*

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе представлена методика определения энергозатрат оператора при управлении мотоагрегатом, продолжительности выполнения работы и времени отдыха. Обосновано необходимость применения коэффициента участия оператора в расчетах производительности агрегата.

**Ключевые слова:** мотоагрегат, оператор, мышечная энергия, производительность мотоагрегата.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Работа агрегатов на базе мотоблоков и мотоорудий осуществляется от действия двух источников энергии: энергии сгорания топлива в двигателях внутреннего сгорания и физической энергии оператора [17]. Энергия оператора расходуется на обеспечение курсового движения (управление в горизонтальной плоскости), обеспечение агротехнических параметров работы агрегата (управление в вертикальной плоскости), силовое участие в тяговой динамике агрегата (управление в продольном направлении), обеспечение устойчивости агрегата от опрокидывания, пешеходное передвижение самого оператора по обработанной поверхности [14]. Степень физического участия оператора в процессе работы агрегата не изучен, однако из практики работы с мотоагрегатами известно, что продолжительность непрерывной работы составляет 0,25-0,5 часа, а время перерыва на отдых – 0,25-0,75 часа [10]. Таким образом, производительность мотоагрегатов и мотоорудий непосредственно зависят от степени участия оператора в работе агрегата.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Тяговая динамика мотоагрегатов описывается в работе [11, 15, 16, 18], где отмечает-

ся, что под действием колебаний тягового сопротивления рабочих органов орудий и неровностей поверхности передвижения вследствие действия реактивного момента на штангах управления происходит постоянное изменение их положения.

Основными факторами, влияющими на тяговые свойства и курсовую стойкость движения, является сцепление движителей с опорным основанием, которые достаточно полно описываются в работах [3, 4, 6, 8, 12, 15, 20]. Разгонные качества и тяговая динамика работы агрегата описываются в работах [6, 11]. Для восстановления заданного положения штанг оператор вынужден прикладывать физическую силу как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях [4].

Интенсивность воздействия оператора на органы управления непосредственно влияет на его усталость и определяет периодичность и длительность циклов "работа-отдых". Такие исследования на сегодняшний день проводятся в основном для спортсменов.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ.

Целью работы является теоретическое обоснование периодичности циклов "работа-отдых" оператора мотоагрегата в зависимости от его физического участия в управлении движением агрегата. Для достижения поставленной цели предполагается решить следующие задачи: определить энергозатраты оператора на самопередвижение; определить энергозатраты оператора на управление мотоагрегатом; определить продолжительность циклов "работа-отдых" в зависимости от интенсивности физической нагрузки оператора; обосновать необходимость учета степени участия оператора в общей производительности агрегата.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Оператор во время работы мотоагрегата передвигается пешком со средней скоростью 1,8-3,6 км/ч (0,5-1,0 м/с) по обработанной рыхлой почве. Одновременно он прикладывает усилия на штанги мотоблока для управления работой. Тогда общие затраты энергии оператора будут составлять:

$$E_{on} = E_x + E_{упр} + E_{общ}, \quad (1)$$

где:  $E_x$  – энергия, затрачиваемая на ходьбу по рыхлой почве,

$E_{упр}$  – энергия, затрачиваемая на управление мотоагрегатом,

$E_{общ}$  – энергия основного обмена организма.

Расход энергии при ходьбе по твердой поверхности (дороге) со скоростью 0,5-0,7 м/с составляет 2,86 ккал/час на 1 кг веса оператора [2]. При движении по рыхлой почве расход энергии дополнительно увеличивается на 3,6 ккал/час. Таким образом расход энергии оператора по рыхлой почве составит:

$$E_x = 2,86 + 3,6 = 6,46 \text{ ккал/час}\cdot\text{кг.}$$

Расход энергии на основной обмен (работа внутренних органов и теплообмен) зависит от пола, возраста, роста оператора, температуры окружающей среды и других факторов. На протяжении суток человек тратит разное количество энергии основным обменом, в дневное время – больше, в ночное – меньше. Зависимость основного обмена энергии мужчин и женщин от массы тела и возраста по данным [9] представлен на рис. 1.

Если принять, что операторы имеют средний возраст 30-39 лет и учесть, что работы с

мотоагрегатом выполняют мужчины со средним весом 70 кг, затраты энергии на основной обмен составят 1990 ккал/сутки, или 1,2 ккал/час·кг. Учитывая, что активность работы внутренних органов в дневное время выше, чем в ночное, окончательно принимаем расход энергии в активный период 1,33 ккал/час·кг и в период сна 0,89 ккал/час·кг.

Для определения затрат энергии на управление мотоагрегатом проведены исследования [11], в результате которых установлены: средние значения усилий; их средне квадратические отклонения; скорость изменения усилий в горизонтальной и вертикальной плоскостях (табл. 1 и 2) соответственно для пахотного и транспортного агрегата.

По интенсивности и силовым нагрузкам работу оператора мотоагрегата можно приравнять к пилению дров ручной пилой [5]. При интенсивном режиме работы, что соответствует управлению пахотным агрегатом, расход энергии составляет  $E_{упр} = 6,86$  ккал/час·кг, а при спокойном режиме, что соответствует управлению транспортным агрегатом,  $E_{упр} = 4,98$  ккал/час·кг. Тогда суммарный расход энергии оператора во время работы с мотоагрегатом составит:

при выполнении рабочих операции:

$$E_{on.p} = 6,46 + 6,86 + 1,33 = 14,65 \text{ ккал/час}\cdot\text{кг,}$$

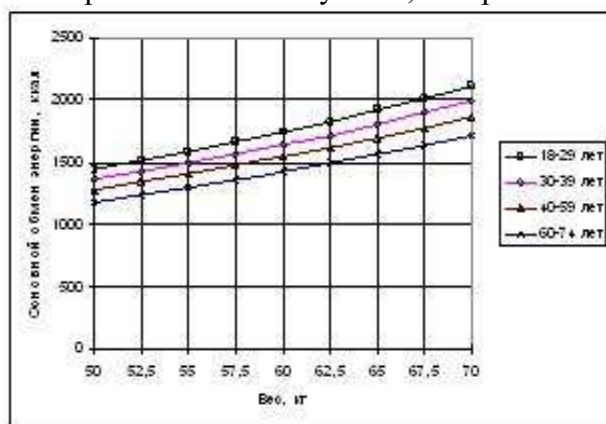
при выполнении транспортных операции:

$$E_{on.mp} = 6,46 + 4,98 + 1,33 = 12,77 \text{ ккал/час}\cdot\text{кг.}$$

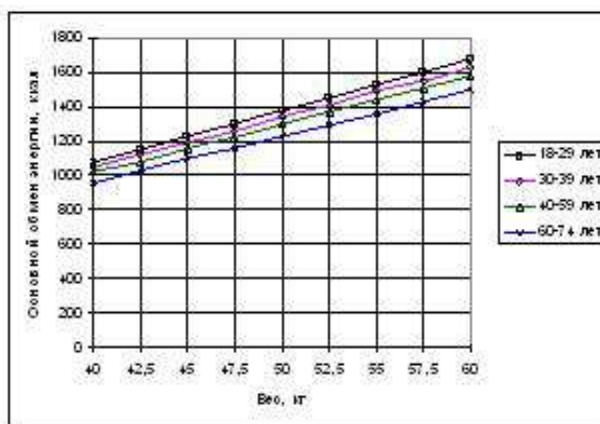
При среднем весе оператора 75 кг:

$$E_{on.p} = 1099 \text{ ккал/час} = 14,65 \text{ ккал/мин,}$$

$$E_{on.mp} = 958 \text{ ккал/час} = 12,77 \text{ ккал/мин.}$$



а)



б)

Рис. 1. Зависимость основного обмена энергии от массы тела и возраста человека:

а – мужчин; б – женщин

Fig. 1. Dependence of basic exchange of energy on body and age of man weight: a – men;

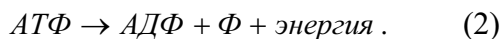
b – women

Таблица 1. Усилия  $F$ , среднеквадратичные отклонения усилий  $\sigma$ , скорость изменения силы  $V_{Fcp}$ , среднеквадратичное отклонение скорости  $\sigma_v$  на штангах управления мотоблока "Мотор Сич" при движении на стерне и грунтовой дороге

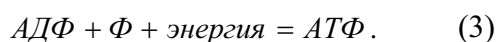
Table 1. Efforts of  $F$ , standard deviations of efforts  $\sigma$ , speed of change of force of  $V_{Fcp}$ , standard deviation of speed  $\sigma_v$  of  $v$  on the barbells of management of walking tractor "Motor-Sich" at motion on stubble and dirt road

Почвенный фон	Fкр.с р, Н	Верт. плоскость				Гориз. плоскость			
		Fcp, Н	$\sigma$ , Н	V <sub>Fcp</sub> , Н/с	$\sigma_v$ , Н/с	Fcp, Н	$\sigma$ , Н	V <sub>Fcp</sub> , Н/с	$\sigma_v$ , Н/с
Стерня	770	176	240	-3,7	134	-72	16,6	-1	64,8
Грунтовая дорога	228	-54	72,6	-1,8	30	1,38	12,3	-0,2	8,5

Мышечная энергия образуется при расщеплении аденозинтрифосфата (АТФ) на аденозиндифосфат (АДФ) и фосфат (Ф). Полученная энергия (примерно 1/3) вызывает сокращение мышечной ткани и выделение тепла (примерно 2/3) [9]. Условно этот процесс можно записать так:



Продолжительность получения таким образом энергии составляет всего 1-3 сек, т.к. запасы АТФ очень малы. Одновременно организм запускает механизм обратного синтеза АТФ, который называется фосфорилированием:



В зависимости от участия кислорода в получении энергии различают анаэробное (без участия кислорода) и аэробное (с участием кислорода) энергообразование.

Анаэробное энергообразование обеспечивает интенсивное выделение энергии за короткий промежуток времени и осуществляется двумя способами:

- при взаимодействии с креатинфосфатом: выход энергии примерно такой же, как с АТФ, но его хватает только на 7-12 сек (максимально 15-30 сек интенсивного сокращения мышц);

- расщепление содержащегося в мышце гликогена: расщепление происходит не полное, а лишь до образования молочной кислоты (анаэробная лактатная система). Выделение энергии при этом в несколько раз меньше, чем при расщеплении креатинфосфата. Но энергии хватает на 2-3 мин интенсивной работы, т.к. накапливаемая в мышце кислота приводит к снижению скорости расщепления гликогена.

В такой ситуации человек вынужден остановиться, чтобы "перевести дыхание" и дожидаться вывода из работающих мышц излишков молочной кислоты, или же снизить интенсивность выполняемой работы, чтобы запустить следующую систему получения энергии.

Аэробное энергообразование происходит с участием кислорода, поставляемого в мышцы вместе с кровью. При наличии достаточного количества кислорода, гликоген может распадаться до углекислого газа и воды с высвобождением энергии. Процесс происходит в два этапа: гликоген расщепляется до молочной кислоты; окисление молочной кислоты с выделением углекислого газа, воды и большого количества энергии. Такая же реакция может происходить и с жирными кислотами, но энергии при этом выделяется в три раза больше!

Однако эти процессы требуют значительного поступления кислорода, которое ограничено работой легочной и сердечно-сосудистой системами, особенно для расщепления жирных кислот. Поступление жирных кислот к мышцам обеспечивается также потоком крови. У тренированных людей эта способность развита сильнее, что обеспечивает им большую выносливость.

Аэробная система запускается практически сразу с момента начала физической нагрузки, но выходит на максимальную мощность через 2-3 мин. Распад жирных кислот начинается через 20-30 мин. Однако, при недостатке кислорода происходит смешанное одновременное аэробно-анаэробное энергообразование. При чем доля анаэробного составляет от 0,1 до 0,3 в общем энергообеспечении и зависит от интенсивности работы человека (табл. 2). Таким образом,

максимальная продолжительность работы оператора составляет 30-45 мин на транспортных операциях и 15-20 мин при выполнении с.-х. операций.

Процесс восстановления энергии осуществляется путем окислительных операций при помощи кислорода [19], продолжительность которого составляет:

- восстановление креатин фосфатов (первоочередное) – 2-5 мин;
- устранение молочной кислоты – 0,5-1,5 часа в зависимости от величины кислородного голода;
- восстановление мышечного и печеночного гликогена – 12-48 часов;
- усиление синтеза белков (мышечных тканей) – 12-72 часа;
- восстановление запасов кислорода в мышцах – очень быстро.

Учитывая, что мышечная работа оператора осуществляется смешанным способом, в мышцах накапливается кислота и на ее окисление необходимо минимум 0,5 часа. В случаях досрочного прекращения отдыха, запас энергии в мышцах уменьшается, следовательно уменьшается продолжительность работы до следующего отдыха, а время отдыха увеличивается. Физическая подготовка и тренировки способствуют увеличению работоспособности до 10-15%.

Таким образом, продолжительность работы оператора составляет 15-20 мин с последующим отдыхом 30-40 мин. Если оператор работает более 4 часов в сутки, в организме возникает дефицит гликогена, для восстановления которого необходимо не менее 24 часов.

Таким образом, производительность мотоагрегата, кроме всех известных составляющих, будет зависеть от интенсивности участия оператора в работе агрегата. Произ-

водительность мотоагрегата в общем случае определяется по формуле:

$$W_a = B \cdot V \cdot T \cdot K_{cm} \cdot K_m, \quad (4)$$

где:  $B$  – ширина захвата агрегата;  $V$  – скорость движения агрегата;  $T$  – полное время работы агрегата;  $K_{cm}$  – коэффициент использования времени смены;  $K_m$  – технологический коэффициент, учитывающий время подготовки и обслуживания агрегата, степень перекрытия рабочих проходов и т.п.

Однако данная зависимость не учитывает время на отдых оператора. Для этого в формулу (4) предлагается ввести коэффициент полезного действия оператора  $\eta_{on}$ :

$$W_{ma} = B \cdot V \cdot T \cdot K_{cm} \cdot K_m \cdot \eta_{on}. \quad (5)$$

Учитывая, что время работы агрегата состоит из чистого времени выполнения операции и времени отдыха оператора, получим:

$$T = T_p + T_{omd}, \quad (6)$$

где:  $T_p$  – время выполнения операции,  $T_{omd}$  – время отдыха оператора.

Коэффициент полезного действия оператора зависит от интенсивности силового управления, рабочей скорости передвижения агрегата и других факторов. В общем случае коэффициент полезного действия можно определить как:

$$\eta_{on} = 1 - K_{on} = 1 - \frac{E_{on}}{E_{on.max}}, \quad (7)$$

где:  $K_{on}$  – коэффициент силовой интенсивности оператора;  $E_{on}$  – энергия, затрачиваемая оператором, ккал/мин;  $E_{on.max}$  – максимальная энергия, развиваемая оператором под действием анаэробных процессов восстановления энергии.

Таблица 2. Зависимость продолжительности работы человека от доли анаэробного энергообеспечения в общей системе получения энергии

Table 2. Dependence of uptime of man on the stake of anaerobic formation of energy in the general system of receipt of energy

Доля анаэробного энергообеспечения	0,06	0,1	0,15	0,30
Продолжительность работы человека, мин	24-45	12-20	8-13	4-6

**ВЫВОДЫ**

На основе проведенных исследований образования и восстановления мышечной энергии человека уточнена зависимость определения производительности мотоагрегатов путем введения коэффициента полезного действия оператора.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Fiziologia cheloveka : Uchebnik dlya studentov medizinskih institutov / Pod red. Kosizkogo G. - M. : Medizina, 1985. - 544.
2. Gorchakova N., Gudivok Ya., Gunina L. 2010. Farmokologia sporta. pod obsh. red. S. Oleynik, L. – K. : Olimp. 1-ra, - 640.
3. Guskov V. V., Velev N. N. , Atamanov Yu. E. 1988. Traktory: teoriya: Uchebnik dlya studentov vuzov po spetsialnosti Avtomobili i traktory» / Pod obshch. red. V.V. Guskova. – M.: Mashinostroyeniye, 376.
4. Guzol O., Kovbasa V., Kurka V. 2011. Fizychni rivniannia deformazii gruntu z suttevyym proiavom vyazkoplasychnykh vlastyvoitei. Motrol. Motoryzacija i energetyka rol'nictva, Lublin, Tom 13, 145-155.
5. Keller N., Zvetkov A. 2003. O koncepciyah razvitiya mobilnoy minitehniki na sovremenom etape. Traktory i sel'skoho-zyaistvennyye mashyny., № 4, 7-10.
6. Levin N. 1986. Opredelenie nekotorykh pokazatelei vzaimodeystvia kolesnogo dvijatelya traktora s pochvogruntom. Traktory i sel'skoho-zyaistvennyye mashyny. №6, 6-10.
7. Loveikin V., Romasevich U. 2012. Optimisazija rejima razgona odnomassovoi dinamicheskoi systemy s integralnymi ogranicheniyami. Motrol. Motoryzacija i energetyka rol'nictva. Lublin, Tom 14-3, 158-163.
8. Malesa V. 2012. Primenenie metoda konechnykh elementov v obosnovanii vybora parametrov vzaimodeystvia shiny s opornym osnovaniem v kontakte. Motrol. Motoryzacija i energetyka rol'nictva. Lublin, Tom 13. 136-144.
9. Myshzy. Ih stroenie i rabota. / Rejim dostupa do resursa: <http://www.hudeika.ru/pitanie-do-i-posle-trenirovki.html>
10. Ovsyannikov S. 2010. Klassifikazija i koncepcija razvitiya miniagrotehniki. Visn. nauk. praz' KhNTUSG. Vyp. 94. –Kh. : KhNTUSG, 304-309.
11. Ovsyannikov S., Marchishak A. 2012. Issledovaniya silovogo upravliaushogo

vzaimodeystvia v podsysteme "Operator-motoblok". Visn. KhNTUSG, vyp. 123 "Systemotekhnika i tehnologiy lisovogo kompleksu". – Kh. : 20-26.

12. Ovsyannikov S. 2012. Issledovanie tiagovykh parametrov pnevmaticheskikh shyn motoagrotehniki na ryhlyh pochvah. Visn. KhNTUSG. Tehnichni nauky: vyp. 124 "Mehanizazija s.-g. vyrobnyztva", tom 2. – Kh.: 75-80.
13. Ovsyannikov S. 2013. K voprosu o kachenii jestkogo kolesa motoagrotehniki. Visn. KhNTUSG : vyp. 136 "Systemotekhnika i tehnologiy lisovogo kompleksu". Kh, 43-53.
14. Ovsyannikov S. 2012. Silovoe vzaimodeystvie operatora pri upravlenii motoagregatom. Visnyk NTU "KhPI", seria : Avtomobile- ta traktorobuduvannya. № 60. 25-30.
15. Ovsyannikov S. I. 2013. K voprosu o kachenii zhestkogo kolesa motoagrotehniki. Visnik KhNTUSG № 136, 43-54.
16. Ovsyannikov S. I. 1997. Pidvishchennya tyagovozchepnykh vlastyvoitey malogabaritnykh traktoriv v roslinnitstvi. Avtoreferat disertatsii na zdobuttya naukovoogo stupenya kand. tekhn. nauk. Kh. : KhDTUSG, 20.
17. Ovsyannikov S., Remarchuk N. 2010. Aspekty funkczionalnoi stabilnosti sel'skohozyaistvennykh agregatov na baze motoblokov. Sil'skogospodarski mashyny : Sb. nauk. st. – Vyp. 20. Luzk : Red. vyd. viddil LNTU, 234 – 242.
18. Remarchuk M. P., Kholodov A. P., Muzh Ya. V., Bayramashvili T. T., Ovsyannikov S. I. 2010. Stvorenniya gidromotoriv na osnovi vikoristannya standartnykh gidro tsilindriv. Naukoviy visnik budivnitstva, - Kh.: KhDTUBA, KhOTV ABU, vip. 57, 430-434.
19. Vosstanovlenie myshechnogo glikogena. Pitatelnye veshstva dlya myshz. / Rejim dostupa k resursu <http://meduniver.com/Medical/Physiology/1411.html> MedUniver.
20. Zolotarevskaya D. 1991. Vliyanie vyazkouprugih svoistv pochvy i sil trenia na tyagovyie svoistva i uplotnyaushee vozdeystvie kolesnykh traktorov na pochvu. Traktory i sel'skohozyaistvennyye mashyny. №3. 13-17.

**POWER EXPENSES OF OPERATOR AT MANAGEMENT OF WALKING TRACTOR**

**Summary.** The method of determination of expenses of energy of operator is in-process

presented at the management of walking tractor, execution of work and rest-time time. The necessity of application of coefficient of participation of operator is grounded for the calculations of the productivity of aggregate.

**Key words:** walking tractor, operator, energy of muscles, productivity of walking tractor.



## THE STAND FOR RESOURCE TESTS OF DRIVE LINES IN THE CLOSE CIRCUIT

*Alexander Pastukhov*

*Belgorod state agricultural academy of a name of V.Ya.Gorin  
Vavilov St., 1, settlement. May, Belgorod area, Belgorod region, Russia*

*Александр Пастухов*

*Белгородская государственная сельскохозяйственная академия имени В.Я. Горина  
Россия, Белгородская область, Белгородский район, пос. Майский, ул. Вавилова, 1*

**Summary.** In work the material on development of a technical solution of a rational design of the stand for resource tests of drive lines for the purpose of increase of their accuracy and reliability by probes of influence of technological environments on durability of drive lines is presented.

**Keywords:** stand, resource tests, toothed gearing, conical reducer, drive line, durability, contact tension.

### PROBLEM STATEMENT

Increase of power of power means, increase in working speeds and use of multipurpose difficult cars led to growth of requirements for reliability of transport and technological machine (TTM), in communication with what probes at design, technological and operational stages develop in the following directions [13]:

- improvement and modernization of designs for the purpose of increase of reliability and material capacity drop;
- development of new designs of drive gears for again created equipment with use of components of a modern technological level;
- improvement of technological processes and modernization of technical means of production and improvement of the maintenance operation and repair (MOR) methods.

However introduction of the developed perspective actions is slowed down by lack of high-quality experimental working off of decisions, that is obtaining information, for example, about a resource of the restored details, repaired assembly units and the upgraded units of equipment for short time. In this regard it is necessary to develop and improve means and methods of the bit-by-bit accelerated tests for an experimental assessment of a resource of the serial, skilled and repaired units, for example, drive lines [6].

### ANALYSIS OF THE LAST PROBES AND PUBLICATIONS

In the field of probe of reliability of agricultural machinery works devoted to the solution of questions of diagnosing of a technical condition of transmission [3], modeling of process of ensuring reliability of difficult technological cars [5] and development of methods of forecasting of a residual resource of gears of agricultural cars [14] are known. However in the presented works the attention isn't paid to questions of the accelerated methods of probe of operability of cars and their units.

Development of methods for fatigue tests TTM studied by I.N. Velichkina, R.V. Kugel, L.M. Klyatisa, M.I. Lisova, J.N. Lomonosova and others, in which the issues of improving the methods of resource and posters of accelerated reliability testing, the application of the tests to the evaluation of quality indicators of production, accelerated-test-reliability of new and repaired bathrooms components of vehicles, tractors, etc. Moreover, poster tests on the basis of modeling loads acting in the real world, give an idea of the true picture of failure of parts [9].

The following principles are put in a basis of the theory of the accelerated bench tests: justification of modes of loading, combination of bench tests to the laboratory and field tests, the accelerated mechanical tests at the stand without and with speeding up of loadings, use of methods of calculation of optimum life cycles of cars by results of the accelerated bench tests, etc. [15].

Practical issues of development of perspective designs of stands for resource tests for the purpose of realization of achievements of the theory of the accelerated bench tests are resolved now not fully.

### PROBLEM DEFINITION

Technical solutions on development of stands for tests of elements of drive lines which, contain the loading and closing toothed gear-

ings, two propeller shafts, located in parallel among themselves and having on two tested hinges, and the electric motor bringing into rotation a power circuit, and also measuring equipment and the technological cameras [1, 2, 10] installed on shaft are known.

These stands possess the following essential shortcomings:

- short circuit of a power circuit by toothed gearings leads to energy consumption;
- metal consumption of the stand leads to energy consumption when modeling at the stand of fluctuations of a corner of a break of cardan joints, when modeling real conditions of their work;
- existence of axial considerable efforts in spline joints of shaft at change of a corner of a break in cardan joints which are absent in actual practice;
- low accuracy of results owing to impossibility of carrying out tests in conditions of the dusty (technological) environment.

The specified shortcomings testify to rather high energy consumption and the insufficient accuracy of bench tests.

Problem of the real work – development of a perspective design of the stand for carrying out resource tests for the purpose of an assessment of reliability of the serial, upgraded and repaired drive lines under operating conditions, taking into account drop of expenses of energy and increase of accuracy of tests.

#### STATEMENT OF THE MAIN MATERIAL

Bases of development of stands with the closed power circuit are put in works of employees NATI, NAMI, VISHOM and VNIIPP however developed by them stands possess small durability of technological toothed gearings, incomplete modeling of modes of loading and the technological conditions, raised by an expense of the electric power and a material capacity.

Proceeding from the revealed shortcomings of designs of existing stands [1, 2, 10] and on the basis of the principles of the theory of the accelerated bench tests in relation to TTM drive lines the skilled design of the stand with short circuit of a power circuit by one technological toothed gearing with reduction ratio equal to unit [11] was developed. Further modernization of the stand (fig. 1) is directed on its equipment

by a technological chamber with possibility of creation of a steered electrostatic field [12].

Distinctive feature of mechanical part of the mentioned stand with a technological chamber is existence of an one-stage conical reducer with reduction ratio equal to unit in the form of technological drive which is located coaxially with the tested drive line, forming the closed power circuit (fig. 2).

The offered stand contains minimum possible number of gear gearings for short circuit of a power circuit that will allow to realize at tests of drive lines the major operational loading factors with the minimum expenses of energy. The increased radial sizes of tooth gears of a reducer in comparison with the radial sizes of joints of the tested drive line, at the same torque in a power circuit, allow to reduce considerably effort in a gears mesh, having provided its big durability in relation to the tested drive line.

Technological process of resource tests at the stand is carried out as follows. By means of a clutch 7 load the drive line 9 with the twisting moment which becomes isolated in a power circuit it is transferred through a conical reducer of wheels 5 and 6. The size of a corner of a break of hinges of the tested drive line 9 is defined by a corner of traverse of shafts of shaft 3 and 8. The electric motor 1 provides rotary movement through a clutch 2 and a shaft 3 located in a bearing part 4, the tested drive line 9.

Except basic elements the stand contains the technological camera 10 located between technological gear wheels 5 and 6 which by means of elastic insulators 11 is installed on the mentioned technological tooth gears 5 and 6 and covering a zone of an arrangement of the tested drive line 9. In a body of a main shaft 8 the axial port from which one party are established the fan 12, the accumulator 13, the adjustable gate 14, connected by the pipe duct 15, and from other party the valve 16 located in the camera 10 is executed. The conductor 17 connects the tested drive line 9 through a stand metal construction, an adjuster 18, the power supply 19 and probing devices 20 to the technological camera 10. The mentioned technological camera 10 can be executed from a conducting elastic material or with an internal conducting covering.

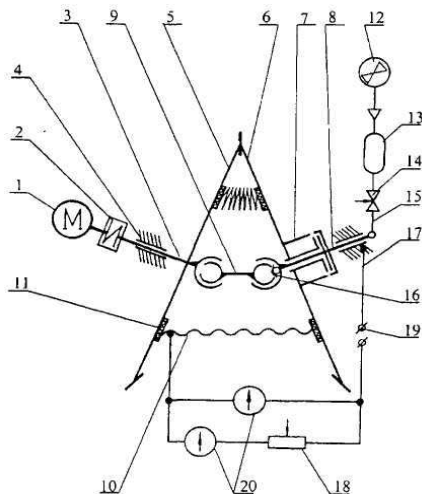


Fig. 1. The kinematic scheme of the stand for test of drive lines in the technological camera (RU 2205377)



Fig. 2. General view of details of a power circuit

Preparation of the technological environment carry out by means of a bookmark in the accumulator of 13 necessary components in demanded quantity and their hashing with air by means of the fan 12. Then by means of the adjustable gate 14, the pipe duct 15 through a main shaft 8 and the valve 16 enter part of contents of the accumulator 13 into the technological camera 10. Operations of preparation of the technological environment and its introduction in the mentioned camera 10 can be carried out both at the disconnected stand, and in the course of tests, varying structure and concentration of components of the technological environment. For active influence on particles of the technological environment being in the active technological camera 10, give tension on a metal construction of the stand and an elastic mantle of the mentioned technological camera 10. By means of an adjuster 18 and measuring instruments 20 establish and supervise the size and the direction of an electrostatic field in a zone of the technological camera 10.

Existence of the accumulator of the technological environment and its joint with space of a technological chamber by means of the constructive and technological elements executed in details of the stand, allows to vary structure and concentration of components of the technological environment in the course of tests with a research objective of influence of various components of the technological environment on operability of object of tests.

Application of elements and tools for an adjustable electrostatic field in a zone of a technological chamber gives opportunity to steer process of influence of particles of the technological environment on tested object by countersteering to inertia forces forces of the electrostatic field regulated both in size, and in the direction. Such action can provide, for example, pushing away of particles of the technological environment from walls of a technological chamber in countersteering to inertia forces, and the purposeful accelerated movement of particles of the technological environment from the periphery of a technological chamber to tested object can be considered as a factor toughening a mode of tests. Thus, use of the offered stand will allow to increase the accuracy of results and to expand possibilities of bench tests of drive lines and their elements.

The main problem of strength of the stand is design of technological drive for the purpose of determination of the demanded radial sizes of its bearing components from a condition of equality of torques in drives which (index T) and tested (index I) of drives follows from the constructive scheme of a power circuit with a coaxial arrangement technological. In this regard for this power circuit we have:

$$F_{iT} \cdot \frac{d_{mT}}{2} = F_{rI} \cdot (H_I - L_{wI}),$$

where:  $F_{rI}$  – radial force in bearing mount assemblies, N;  $H_I$  – distance between butts of thorns of a crosspiece, mm;  $L_{wI}$  – length of a needle roller, mm;  $F_{iT}$  – district force in the toothed gearing, N;  $d_{mT}$  – the average delitelny diameter of a tooth gear, mm.

Comparison of sizes of efforts in a power circuit for the accepted constructive parameters of the drive line allows to claim that district force in the toothed gearing makes 57% from the size of the radial force operating on a bearing mount assembly of the tested cardan joint.

The main reason for failure of bearings and toothed gearings is fatigue failure of a blanket of a material of thorns of a crosspiece and the teeth, resulting influence of sign-variable contact tension. In this regard the equation of interrelation of load parameters of technological and experienced drives on the basis of the equation of curve fatigue looks like [4]:

$$\sigma_{HT}^{m_T} \cdot L_{HT} = \sigma_{HI}^{m_I} \cdot L_{HI} = const,$$

where:  $\sigma_{HT}$ ,  $\sigma_{HI}$  – contact tension in contact piece of details of technological and experienced drives, MPa;  $L_{HT}$ ,  $L_{HI}$  – durability of details of the specified drives, h;  $m_T$ ,  $m_I$  – exponents of curve fatigue of a materialov.

Contact tension in a cardan a bearing mount assembly at initial linear contact piece defined on the basis of a formula [4]

$$\sigma_H = \frac{2 \cdot \sqrt{\frac{5 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K}{i \cdot Z \cdot \cos \alpha \cdot (H - L_w)}} \cdot \sqrt{\frac{2}{D_w \cdot \left(1 - \frac{D_w}{D_0}\right)}}}{\pi \cdot l^{0.5} \cdot 3,34 \cdot 10^{-3}},$$

where:  $T$  – a given torque, Nm;  $K$  – loading coefficient;  $i$  – number of ranks of bodies of swing;  $Z$  – number of needle rollers among the bearing;  $\alpha$  – a contact piece corner, a hail;  $l$  – length of a contact platform equal to length of a roller, mm;  $D_w$  – diameter of a needle roller, mm;  $D_0$  – the average diameter of the bearing, mm.

Contact tension on working surfaces of pryamozuby conical wheels we determine on the basis of calculation of equivalent cylindrical wheels [4]

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{3,85 \cdot 10^3 \cdot K_H \cdot T}{\gamma \cdot (1 - k_{be}) \cdot k_{be} \cdot d_{el}^3 \cdot u}},$$

where:  $Z_E$  – the coefficient considering mechanical properties,  $M\text{Па}^{0,5}$ ;  $Z_H$  – the coefficient considering a form of interfaced surfaces of teeth;  $Z_\varepsilon$  – the coefficient considering total length of contact lines;  $K_H$  – coefficient of increase in rated voltage;  $\gamma$  – coefficient of kick-down of bearing ability of conical drives;  $k_{be}$  – coefficient of width of a ring gear;  $d_{el}$  – the external delitelny diameter of a gear wheel, mm;  $u$  – reduction ratio.

Comparison of calculated values of contact tension in elements of technological and experienced drives shows a underloading of the first by 7,6 time.

The resource of the drive line is defined by durability of bearing mount assemblies [7]

$$L_{ha} = \frac{2,2 \cdot 10^6}{n \cdot \beta \cdot \sqrt{\Delta_H}} \cdot \left[ \frac{f_c \cdot Z^{3/4} \cdot D_w^{29/27} \cdot L_w^{7/9} \cdot (H - L_w)}{T \cdot K_d} \right]^{3,165},$$

where:  $f_c$  – coefficient of geometry of details of the bearing, accuracy of their production and a material;  $\beta$  – a corner of a break of the hinge, a hail;  $\Delta_H$  – an initial radial play in bearing mount assemblies, micron;  $n$  – rotary speed of the drive line,  $\text{min}^{-1}$ ;  $K_d$  – dynamism coefficient.

Comparison of settlement durability of technological and experienced drives in the range of loading of the drive line shows that the durability of technological drive exceeds durability tested almost in 4,5 million times that allows to increase number of the tested objects by one set of technological drive.

## CONCLUSIONS

1. The modern system of experimental working off of perspective decisions on units of mechanical transmissions has to be based on the resource accelerated bench fail-safe tests.

2. The proposed technical solution is perspective from the point of view of realization of mechanics of a power circuit and expands the range of modeling of test conditions at increase of their accuracy and reliability.

3. Analysis of technical advantages and mathematical confirmation of operability of the stand testify to the high potential of its use in the conditions of resource fail-safe tests.

## REFERENCES

1. A.S. №355527 SSSR, MKI G 01 M 13/04, G 01 N 3/56. Mashina dlja ispytaniya kardannyh podshipnikov / Bokov E. S. (SSSR). - №1413550/25-28; zajavleno 06.03.70; opubl. 16.10.72; Bjul. №31.
2. A.S. №479980 SSSR, MKI G 01 M 13/02. Stend dlja ispytaniya sharnirov kardannyh valov / Degtjarev M. G. i Djagis Z. S. (SSSR). - №1768793/27-11; zajavleno 05.04.72; opubl. 05.08.75; Bjul. №29.
3. Abdulgazis U., Abdulgazis A., Podrigalo M., Poljanskij A., Podrigalo N. 2012. Metod diagnostirovanija tehničeskogo sostojanija dvigatelja i transmissii. Motrol. Motoryzacija i energetyka rolnictwa. – Lublin. Vol. 14. № 1, 37 – 41.
4. Birger I. A., Shorr B. F., 1993. Iosilevich G. B. Raschet na prochnost' detalej mashin: spravochnik. M. : Mashinostroenie, 640.

5. Dumenko K., Shevchenko E. 2012. Modelirovanie processa obespechenija nadezhnosti zernouborochnyh kombajnov. Motoryzacija i energetyka rolnictwa. Motrol. – Lublin. Vol. 14. № 2, 51-56.
6. Erohin M. N., Pastukhov A. G. 2008. Nadezhnost' kardannyh peredach transmissij sel'skohozhajstvennoj tehniki v jekspluatacii. : monografija. – Belgorod : Izd-vo BelGSHA, 160.
7. Flik Je. P. 1984. Mehanicheskie privody sel'skohozhajstvennyh mashin. – M. : Mashinostroenie, 272.
8. Gadolin, V. L., Drozdov N. A., Ivanov V. N. 1979. Mashiny i stendy dlja ispytanija detalej. ; pod red. D. N. Reshetova. – M. : Mashinostroenie, 343., il. (s. 324, ris. 8.5).
9. Kljatis L. M. 1984. Teorija uskorenyh stendovyh ispytanij. Mehanizacija i jelektrifikacija sel'skogo hozhajstva. № 4. 53-56.
10. Lysov M. I. 1945. Kardannye mehanizmy. - M. : Mashgiz, 110.
11. Pat. 2134412 Rossijskaja Federacija, MPK7 G 01 M 13/02. Stend dlja ispytanija kardannyh peredach / Sigaev A. M., Pastukhov A. G., Lopatin G. P.; zajavitel' i patentoobladatel' Belgorodskaja gosudarstvennaja sel'sko-hozhajstvennaja akademija. - № 98101414/28; za-javl. 23.01.98; opubl. 10.08.99, Bjul. № 22. - 4.
12. Pat. 2205377 Rossijskaja Federacija, MPK7 G 01 M 13/02. Stend dlja ispytanija kardannyh peredach / Pastukhov A. G., Timashov E. P., Koshelev A. I.; zajavitel' i patentoobladatel' Belgorodskaja gosudarstvennaja sel'skohozhajstvennaja akademija. - № 2002112352/28; zajavl. 7.05.2002; opubl. 27.05.2003, Bjul. № 15. - 4.
13. Puchin E. A. 2013. Osnovy teorii nadezhnosti i diagnostiki tehniceskikh sistem : nauchno-prakticheskoe izdanie. - M. : FGBNU «Rosinformagroteh», 182.
14. Rogovskij I., Dubrovina O. 2012. Metodika prognozirovanija ostatochnogo resursa mehanizmov sel'skohozhajstvennyh mashin. Motoryzacija i energetyka rolnictwa. Motrol,– Lublin. Vol. 14. № 3, 200-205.
15. Velichkin I. N. 1999. Uskorennye ispytanija – zalog konkurentosposobnosti tehniki. Traktory i sel'skohozhajstvennye mashiny. № 3. 41-43.

### СТЕНД ДЛЯ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ В ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ

**Аннотация.** В работе представлен материал по разработке технического решения рациональной конструкции стенда для ресурсных испытаний карданных передач с целью повышения их точности и достоверности путем исследований влияния технологических сред на долговечность карданных передач.

**Ключевые слова:** стенд, ресурсные испытания, зубчатая передача, конический редуктор, карданная передача, долговечность, контактные напряжения.

## ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

*Виктор Войтов, Андрей Кравцов, Игорь Сысенко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Viktor Voytov, Andrey Kravtsov, Igor Sysenko*

*National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko*

**Аннотация.** В статье рассмотрены перспективы использования растительных масел как базового сырья для изготовления смазочных материалов и рабочих жидкостей для объемных гидроприводов. Определены основные физико-механические и трибологические характеристики смазочных материалов на базе растительных масел по сравнению с товарными нефтяными и синтетическими. Определены скорость изнашивания модельных трибосистем при использовании масел на базе растительных масел.

**Ключевые слова:** растительные масла, жирнокислотный состав, скорость изнашивания.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Смазочные материалы и рабочие жидкости является неотъемлемой составляющей как простых подвижных узлов и механизмов, так и сложных силовых агрегатов, таких как ДВС, объемных гидроприводов и других. На сегодняшний день большинство смазочных материалов изготавливаются на базе нефти, ежегодные запасы которой безостановочно сокращаются. Агрегаты, на которых установлено объемные гидроприводы, в основном работают в зонах с повышенной экологической чувствительностью, как сельскохозяйственное производство. Ухудшение экологической обстановки побуждает к поиску новых альтернативных смазочных материалов, которые смогли бы обладать всеми эксплуатационными показателями товарных нефтяных и синтетических, и быть экологически безвредными.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Хорошей альтернативой нефтяным и синтетическим маслам могут быть растительные масла, а именно, масла и рабочие жидкости изготовленные на базе раститель-

ных масел. Данным направлением занимаются зарубежные ученые: например, в США недавно открыт мощный завод по переработке сои в технические масла. В странах ЕС, а именно, в Германии, разработаны технологии и налажено производство промышленных, трансмиссионных и энергетических смазочных материалов из рапсового масла [5 - 9]. Этой проблемой занимаются также и в республике Молдова. Необходимо отметить работы, которые ведутся в Российской Федерации. Хотя в России пока не стоит остро проблема по нехватке нефтепродуктов, но экологическое положение при использовании биологически безвредных смазочных материалов может значительно улучшиться. Среди ведущих научных исследований России можно отметить МГАУ им. В.П. Горячкина и работы Фукса И.Г. при РГУ Нефти и Газа [2]. Учитывая мировой опыт в использовании растительных масел в качестве смазочных материалов, можно сказать, что и для нашей страны данное направление является перспективным и необходимым для улучшения, в первую очередь, экологического состояния и снижения зависимости от импорта нефти [3, 4]. Соответствующие работы проводились на базе завода технических масел "АРИАН", а именно, исследования по применению рапсового масла в производстве гидравлических, промышленных и трансмиссионных масел [10]. Подобными исследованиями занимается УкрНИИ НП «МАСМА». Также весьма продуктивно идут исследования на базе Института биоорганической химии и нефтехимии НАН Украины под руководством доктора химических наук Г.С. Поп [18 - 20]. Активная работа проводится на базе Прикарпатского национального университета им. Василия Стефаника под руководством Г.А. Сиренко [21, 22]. По данной проблематике ведутся работы в Хмельницком

## ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

национальном университете [11, 12]. Институтом растениеводства им. В.Я. Юрьева НААНУ селекционными методами разработаны новые гибриды подсолнечника с генетически измененным жирнокислотным составом олеинового типа и рапса с высоким содержанием олеиновой кислоты. Масло этих культур может использоваться в качестве сырья для изготовления экологически безвредных технических масел.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является определение основных эксплуатационных свойств, таких как физикомеханические и трибологические показатели рабочих жидкостей на базе растительных масел в сравнении с товарными нефтяными и синтетическими, и скорости изнашивания модельных трибосистем. Именно эти свойства влияют на ресурс и надежность работы агрегатов.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для достижения поставленной цели были взяты масла на базе подсолнечного и рапсового масел с высоким содержанием олеиновой кислоты, изготовленных из подсолнечных и, соответственно, семян рапса, выведенных селекционными методами на базе Института растениеводства им. В. Я. Юрьева НААН Украины. Для сравнения были взяты соевое, касторовое и оливковое масла, а также рабочие жидкости нефтяного и синтетического происхождения, и рабочая жидкость на базе рапсового масла известного производителя смазочных материалов Shell HF - R. Смазочные материалы на базе растительных масел для удобства написания были обозначены под кодовыми названиями: на базе подсолнечного масла – X-526, на базе рапсового - P (0:0), соя С-1, касторовое P-1, оливковое О-1. Жирнокислотный состав масел приведен в таблице 1. Все исследования проводились по сравнению с существующими и достаточно распространенными смазочными материалами нефтяного и синтетического происхождения. Определение физико-механических показателей, таких как кинематическая вязкость, индекс вязкости, температура вспышки в открытом тигле, плотность, коррозионная стойкость на медной пластинке, температура

застывания и термоокислительная стабильность, которые существенно влияют на работу агрегата, проводились в соответствии с действующими стандартами и методик. Полученные результаты сведены в таблицу 2.

МГЕ - 46В - рабочая жидкость нефтяного происхождения, которая предназначена для объемных гидроприводов сельскохозяйственной и другой техники группа НМ по ISO. ТУ 38.001347-83.

Shell Naturelle Fluid HF-R – биологически безвредная рабочая жидкость на базе глубоко очищенного рапсового масла и присадок. Предназначена для гидравлических силовых систем, рассчитанных на использование минеральных масел класса вязкости ISO 22-68.

Shell Naturelle Fluid HF-E 46 – биологически безвредная рабочая жидкость высшего качества на основе синтетических сложных эфиров с композицией высокоэффективных присадок. Предназначена для гидравлических систем наземных механизмов трансмиссий и приводов, работающих в зонах, чувствительных к загрязнению окружающей среды DIN 51524-2/3 HLP/HVLP.

Лабораторные исследования по определению трибологических характеристик проводились в соответствии со всеми требованиями ГОСТ 9490-75 [14] на четырехшариковой машине трения (ЧШМ).

С помощью ЧШМ можно определить следующие показатели, характеризующие смазочные свойства масел:

➤  $D_1$  (мм) – диаметр пятна износа, является средним диаметром пятен износа нижних неподвижных шариков;

➤  $P_K$  (Н) – критическая нагрузка, которая характеризует пределы работоспособности поверхностно-активных веществ (ПАВ). Перечисленные выше показатели характеризуют противоизносные свойства смазочного материала;

➤  $P_C$  (Н) – нагрузка сваривания, которая характеризует наличие в масляной среде противозадирных присадок в виде химически активных веществ (ХАВ), границы работоспособности смазочной среды в целом.

Стабильность исследуемых рабочих жидкостей и растительных масел определялась по критерию среднеквадратического отклонения показателя износа  $D_1$ , критической нагрузки  $P_K$

и нагрузки сваривания  $P_c$ , которые являются корнем квадратным из дисперсии полученных результатов на четырехшариковой машине трения, и представлены на рис. 1 - 3.

Для статистической проверки однородности результатов исследования относительно определения трибологических характеристик

растительных масел была использована гипотеза об однородности ряда дисперсий (критерий Кохрена). Проведя расчеты для Показателей  $D_i$ ,  $P_k$  и  $P_c$ , получили расчетные значения критерия Кохрена ( $G_i$ ). Как выяснилось, гипотеза однородности ряда дисперсий подтверждается с вероятностью 0,95.

Таблица 1. Жирнокислотный состав растительных масел

Table 1. Fatty acid composition vegetables oils

Содержание жирных кислот, % от общей суммы	Культура				
	Подсолнечник	Рапс	Соя	Касторка	Оливковая
	X-526	P(0:0)	C-1	P-1	O-1
Пальмитиновая	3,6	3,9	6	1,7	11,43
Пальмитолеиновая	0,2	0,2	-	-	0,82
Стеариновая	3,3	2,0	3,5	1,7	2,27
Олеиновая	<b>88,8</b>	<b>65,3</b>	<b>32,5</b>	<b>4,6</b>	<b>77,05</b>
Линолевая	2,2	19,0	50,3	6,4	6,63
Линоленовая	0,2	8,6	7,7	1,2	0,57
Ейкозановая	0,5	0,37	-	-	0,26
Бегеновая	1,0	0,28	-	-	0,11
Эруковая	-	0,35	-	-	0,4
Касторовая	-	-	-	84,4	-
Арахидовая	-	-	-	-	0,35
Гептадеценовая	-	-	-	-	0,11

Таблица 2. Сравнительная характеристика рабочих жидкостей по физико-химическим показателям

Table 2. The comparative characteristic working fluids on the physical and chemical indicators

Показатели	Название рабочей жидкости							
	Нефтяная	Синтетическая	На базе растительных масел					
			MGE-46B	Shell HF-E 46	Shell HF-R	X-526	P(0:0)	C-1
Вязкость кинематическая 40/100°C, мм <sup>2</sup> /с (ГОСТ 33-82)	41,4-50 6	46 9,1	35 8,1	42 8,9	37,1 9,1	44 8,5	47,2 9,5	39,1 8,3
Индекс вязкости (ГОСТ 25371-82)	50 - 90	150	162	153	165	146	150	154
Температура вспышки в открытом тигле, °C (ГОСТ 4333-87)	190	219	186	225	230	225	275	205
Плотность, кг/м <sup>3</sup> при 15°C (ГОСТ Р 51069-97)	895	919	925	913	919	925	970	918
Коррозионная стойкость (ГОСТ 6321-92)	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a
Температура застывания, °C	-32	-51	-36	-20	-10	-15	-16	-6
Термоокислительная стабильность, мин не меньше (ГОСТ 23175-78)	19	29	27	24	25	22	21	26



## ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

По результатам дисперсионного анализа были выбраны базовые растительные масла, которые имели наибольшую стабильность: подсолнечное высокоолеиновое масло X-526 и рапсовое безэруковое олеинового типа P(0:0). Стабильность данных масел можно объяснить высоким содержанием олеиновой кислоты в их составе. Это позволило сформировать рабочую гипотезу, которая заключалась в том, что именно высокое содержание олеиновой кислоты, которая, в свою очередь, является мощным поверхностно-активным веществом, в составе растительных масел обеспечивает высокие трибологические характеристики.

Для улучшения эксплуатационных показателей было спланировано и проведено трехфакторный эксперимент с целью определения оптимального процентного содержания соответствующих функциональных присадок и процесса термостабилизации. В качестве факторов были выбраны: процентный массовое содержание кремнийорганической противопенной присадки ПМС-200А; процентное массовое содержание антикоррозионной присадки АНТИКОР, температура термостабилизации рабочей среды после введения присадок. Функцией отклика служили показатель износа  $D_i$ , мм; критическое нагрузки  $P_k$ , Н; нагрузка сваривания  $P_c$ , Н.

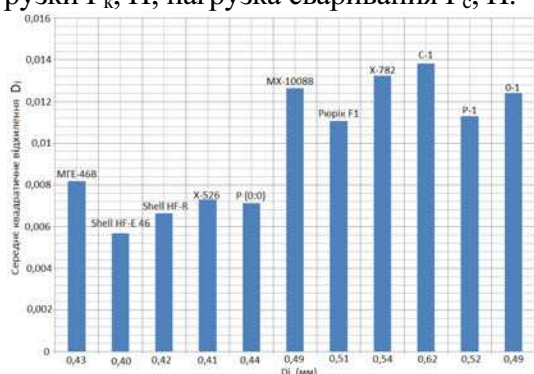


Рис. 1. Зависимость среднее квадратичного отклонения противоизносного показателя  $D_i$   
Fig. 1. Dependence of the mean square deviation antiwear indicator  $D_i$

Анализ регрессионных уравнений позволил построить поверхности отклика и определить оптимальный состав подсолнечного масла (PC): содержание противопенной присадки – 0,0026%, содержание антикоррозионной присадки - 0,16%, температура термостабилизации – 103 °C; рапсового масла (PP):

содержание противопенной присадки – 0,006%, содержание антикоррозионной присадки – 0,1%, температура термостабилизации – 100 °C.

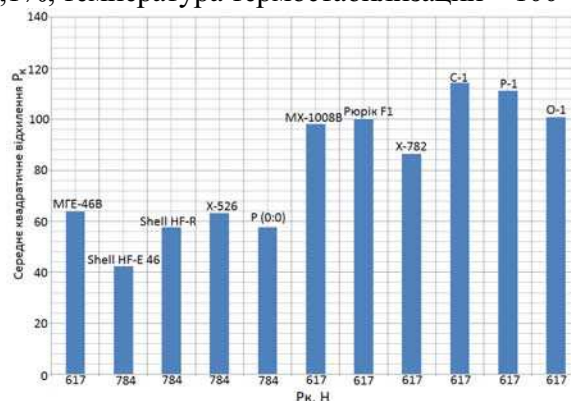


Рис. 2. Зависимость среднее квадратичного отклонения критической нагрузки  $P_k$   
Fig. 2. Dependence of the mean square deviation critical load  $P_k$

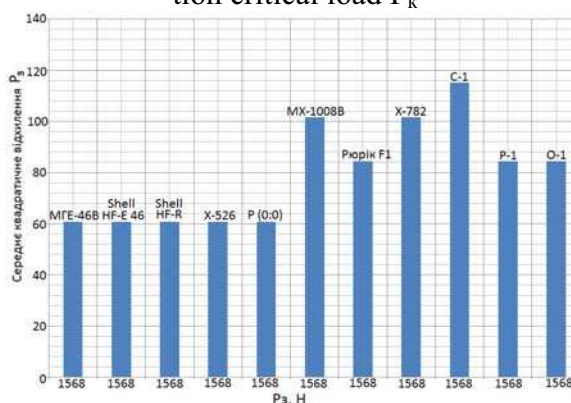


Рис. 3. Зависимость среднее квадратичного отклонения нагрузка сваривания  $P_c$   
Fig. 3. Dependence of the mean square deviation weld load  $P_c$

*Методика определения скорости изнашивания трибосистем.* Исследования по определению скорости изнашивания проводились по схеме «кольцо-кольцо», форма и размеры образцов для модельных триботехнических испытаний соответствовали требованиям ГОСТ 30480-97 [16] с коэффициентом взаимного перекрытия  $K_{вз} = 0,2$ . Испытания проводились при нагрузке 2000Н в течение 60 мин с предыдущей приработки образцов [15, 17]. Частота вращения приводного вала машины трения составляла 400  $\text{мин}^{-1}$ , что обеспечивало скорость скольжения  $v = 0,5$  м/с, в качестве смазочной среды были использованы опытные образцы рабочих жидкостей на базе подсолнечного и рапсового масел олеинового типов по сравнению с распространенной

рабочей жидкостью нефтяного происхождения МГЕ-46В ТУ 38.001347-83, и рабочими жидкостями известного производителя Shell. В качестве исследуемых трибосистем были выбрано следующие: обратная трибосистема по геометрии (сталь - латунь); прямая трибосистема (латунь - сталь); обратная трибосистема по материалам и геометрии (латунь - чугун). Материалы, из которых были изготовлены опытные образцы трибосистем, приведены в таблице 4.

Проанализировав работу [1], где приведен анализ существующих методов определения износа, наиболее приемлемым для решения поставленной нами задачи является метод искусственных баз, который позволяет определять линейный износ каждого из элементов трибосистемы. Использование данного метода определено ГОСТ 23.301-78, сущность методики измерения износа изложена в работе [24]. Отличием использованной нами методики от изложенной автором работы [24] является применение вместо квадратной алмазной пирамиды с углом при вершине между противоположных ними гранями  $136^\circ$  алмазного конуса с углом при вершине  $120^\circ$ .

Вычисление полученных результатов осуществлялось с помощью методов матема-

тической статистики [13]. Точность определения скорости износа модельных трибосистем по выбранной методике подсчитывалось с помощью формул теории случайных погрешностей. По результатам пяти параллельных исследований погрешность составила 6%.

Результаты определения скорости изнашивания модельных трибосистем с использованием в качестве смазочной среды рабочих жидкостей на базе подсолнечного и рапсового масел по сравнению с товарной нефтяной, синтетической и биологически безвредной на базе рапсового масла сведены в таблицу 5.

*Обсуждение и анализ полученных результатов.* Из результатов, приведенных в таблице 2, видно, что смазочные материалы на базе растительных масел обладают достаточно хорошими физико-механическими показателями и по некоторым из них, даже преобладают существующие нефтяные рабочие жидкости и синтетические, например, по значению индекса вязкости. Это, в свою очередь, влияет на уменьшение потерь энергии на преодоление трения, возникающего между слоями рабочих жидкостей или масел при пуске агрегата в холодный период эксплуатации, а, соответственно, значительно меньший расход топлива.

Таблица 4. Материалы, из которых были изготовлены опытные образцы трибосистем  
Table 4. The materials of which were manufactured experimental samples tribosystem

Материал	Твердость
Сталь 40 ХФДА – ТУ 14-143-498-97	52-56 HRC
Латунь ЛМцСКА 58-2-2-1-1 ТУ 48-21-356-74	HRB>80
Латунь ЛМцЛНС 58-3-1,5-1,5-1 ТУ 184570-106-037-97	HRB>80
Сталь ШХ15СГ-О-ОГ ГОСТ 801-78	56-62 HRC
Латунь ЛМцСКА 58-2-2-1-1 ТУ 48-21-356-74	HRB>80
ВЧ 500-3 ДСТУ 3925-99	50 -56 HRC

Таблица 5. Скорость изнашивания модельных трибосистем  
Table 4. Rate of wear of model tribosystems

Трибосистемы	Название рабочей жидкости				
	Нефтяная	Синтетическая	На базе растительных масел		
			МГЕ-46В	Shell HF-E 46	Shell HF-R
Скорость изнашивания I, мкм/год					
Прямая трибосистема	10,9	8,7	9,1	9,3	9,5
Обратная трибосистема по геометрии	5,1	4,01	4,1	4,35	4,6
Обратная трибосистема по материалам и геометрии	29,2	22,1	22,9	24,7	25,1

## ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Что касается температуры вспышки и плотности, то эти показатели почти одинаковы и различаются в пределах 5-7%. Из испытания на медной пластинке видно, что все рабочие жидкости мало агрессивны по отношению к цветным металлам. Это является достаточно весомым показателем, так как основные трибосистемы объемных гидроприводов изготовлены из цветных металлов. Растительные масла уступают по показателю температуры застывания, но это не является критическим, так как корректируются присадками. Также достаточно весомым показателем масел и рабочих жидкостей биологического происхождения является то, что они менее подвержены лаковым отложениям и максимально приближены к высококачественным синтетическим.

Из рис. 1, 2, 3 видно, что по трибологическим характеристикам рабочие жидкости на базе подсолнечного и рапсового масла почти не уступают качественным и дорогим синтетическим и подобным биологически безвредным на базе рапсового масла. Но следует отметить, что производитель Shell вводит в состав своих рабочих жидкостей мощный пакет противоизносных и других функциональных присадок. По сравнению с товарной нефтяной рабочей жидкости на базе растительных масел преобладают по противоизносным свойствам, которые характеризуются диаметром пятна износа ( $D_i$ ), и по показателю критической нагрузки ( $P_k$ ). Такую смазывающую способность смазочных материалов на базе растительных масел можно объяснить наличием высокого содержания молекул олеиновой кислоты, которая, в свою очередь, является достаточно мощным поверхностно-активным веществом (ПАВ) и вводится в качестве присадки в нефтяные и синтетические масла.

Результаты по скорости износа трибосистем, приведенные в таблице 5, свидетельствуют о том, что рабочие жидкости на базе подсолнечного и рапсового масла с высоким содержанием олеиновой кислоты в полной мере могут конкурировать с высококачественными синтетическими и биологически безвредными рабочими

жидкостями, а по сравнению с отечественной нефтяной МГЕ-46В несколько преобладают. Например, при использовании рабочей жидкости Х-526 скорость изнашивания обратной трибосистемы по геометрии уменьшается на 14,6%, прямой трибосистемы на 14,7%, обратной трибосистемы по материалам и геометрии на 15,4%. Эти результаты в дальнейшем с помощью физического моделирования и критерия подобия позволят спрогнозировать ресурс агрегата в целом.

Кроме положительных свойств смазочных материалов на базе растительных масел им присущи некоторые недостатки. К существенным недостаткам смазочных материалов на базе растительных масел следует отнести их способность к пенообразованию, что может вызвать трудности в эксплуатации агрегатов с циркуляционной системой смазки. Также они подвержены окислению при хранении и в процессе эксплуатации. Обычно эти недостатки можно устранить путем подбора необходимых присадок.

### ВЫВОДЫ

Подводя итог можно сказать, что использование биологически безвредных масел и рабочих жидкостей на базе подсолнечного и рапсового масла с высоким содержанием олеиновой кислоты прежде всего позволит расширить сырьевую базу для изготовления смазочных материалов и уменьшить зависимость от импортируемых нефтепродуктов и улучшить экологическую обстановку, что является сейчас весьма актуальным.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Chikhos Kh. 1982. Sistemnyj analiz v tribonike. [per. s angl. S. A. Kharlamova]. – М.: Mir, 351.
2. Fuks I. G., Evdokimov A. Ju., Dzhamalov A. A., Luksa A. 1992. Rastitel'nye masla i zhivotnyye zhiry – syr'e dlja prigotovlenija tovarnykh smazochnykh materialov. Khimija i tekhnologija topliv i masel. – №4, 34-39.
3. Gavrish V. 2011. Perspektivi zabezpečennja ag-rarnogo sektora ekonomiki ponovljuvanimi energetichnimi resursami. Motrol, – Motoryzacija i energetyka rolnictva. Motorization and

- power industry in agriculture. – Lublin. Tom 13 A, 107 – 116.
4. Gavrish V., Pilip V. 2012. Strategija ispol'zovaniya ehner-geticheskogo biosyr'ja. Motrol, – Motoryzacija i energetyka rolnictva. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. Vol. 14, №2, 39 – 45.
5. <http://www.bioschmierstoffe.info/>
6. <http://www.nachwaxsenderrohstoffe.de/>. Bericht über biologisch schnell abbaubare Schmierstoffe und Hydraulikflüssigkeiten. 2007/2008
7. <http://www.nachwaxsenderrohstoffe.de/.Bioschmierstoffe.2007/2008>
8. [http://www.nachwaxsenderrohstoffe.de/.Kosten und Nutzen technischer Bioöle. 2007/2008](http://www.nachwaxsenderrohstoffe.de/.KostenundNutzentechnischerBioöle.2007/2008)
9. [http://www.nachwaxsenderrohstoffe.de/.Nachwachsende Rohstoffe in der Industrie. 2007/2008](http://www.nachwaxsenderrohstoffe.de/.NachwachsendeRohstoffeinderIndustrie.2007/2008)
10. <http://www.ukroil.com.ua>
11. Kyrychenko L. M., Kyrychenko V. I., Sirenko T. O. 1996. Tribotekhnichni kharakterystyky novykh mastyl'nykh kompozytsij na osnovi khimichno modyfikovanoyi ripakovoyi oliyi. Problemy suchasnogo mashynobuduvannya. – Khmel'nyts'kyj, 142.
12. Kyrychenko V. V., Polumbryk O. M., Kyrychenko V. I. 2008. Yakisni mastyl'ni bioma-terialy z tekhnichnykh olij. Stan i perspektyvy pererobky. Khim. prom-st' Ukrayiny. – № 3, 9-18.
13. L'vovskij E. N. 1988. Statisticheskie metody postroeniya ehmpiricheskikh formul. : ucheb. posobie dlja vuzov – M. : Vyssh. shkola, 239.
14. Materialy smazochnye zhidkie i plastichnye. Metod opredeleniya tribologicheskikh svojstv na chetyreksharikovoj mashine: GOST 9490-75. – [Vved. 1978-01-01]. – M.: IPK Izdatel'stvo standartov, 1980. 8. – (Mezhgosudarstvennyj standart).
15. Obespechenie iznosostojkosti izdelij. Metod ocenki frikcionnoj teplostojkosti materialov. GOST 23.210–80. – [Vved. 1981-07-01]. – M. : Izdatel'stvo standartov, 1981. 10. – (Mezhgosudarstvennyj standart).
16. Obespechenie iznosostojkosti izdelij. Metody ispytaniy na iznosostojkost'. Obshhie trebovaniya: GOST 30480-97. – [Vved. 1998-07-01] – M.: IPK Izdatel'stvo standartov, 1998. 11. – (Mezhgosudarstvennyj standart).
17. Oksenenko A. Ja., Kharchenko V. P., Dubnov I. N., Zhernjak A. I. 1987. Nasosy bol'shojj edini-chnoj moshhnosti dlja KPO i unikal'nogo obo-rudovaniya. -M. : VNIITEhMR, 73.
18. Pop Gh. S. 2006. Mastyl'ni materialy z roslennykh olij. Khim. prom-st' Ukrayiny. № 5. 22-29.
19. Pop Gh. S. 2003. Stan, perspektyvy vyrobnytstva ta zastosuvannya palyv i mastyl'nykh materia-liv iz roslennykh olij. Katalyz y neftekhymya. № 12, 21-26.
20. Pop Gh.S., Bodachivs'ka L Yu., Vecherik R. L. 2008. Poverkhnevoaktyvni rechovyny ta kompozytsijni systemy na osnovi roslennykh olij i fosfatydiv. Khim. prom-st' Ukrayiny. № 3, 33-37.
21. Sirenko Gh. O., Midak L. Ya., Kuzyshyn O. V., Kyrychenko L. M., Kyrychenko V. I. 2008. Antyfyryktsijni vlastyvoli polikomponentnykh kompozytsij na osnovi khimichnomodyfikovanoyi ripakovoyi olyvy pid chas mashchennya pary aromatychnyj poliamid - stal'. Polimer. zhurn. Vyp.30, № 4. 338-344.
22. Sirenko Gh. O., Sav'yak O. L. 2006. Doslidzhennya roslennykh olyv u yakosti mastyl'nykh materialiv. Polimer. zhurn. №1 (28), 69-78.
23. Sirenko T. O., Kyrychenko L. M., Sviders'kij V. P. 1997. Mastyl'na kompozytsiya. Patent Ukrayiny na vykhid № 18077A. Promyslova vlasnist'. №5.
24. Slovar'-spravochnik po treniju, iznosu i smazke detalejj mashin / [V. D. Zozulja i dr.]. – K.: Nauk. dumka, 1990. 259.

#### PROSPECTS OF USING VEGETABLE OILS FOR THE MANUFACTURE OF LUBRICANTS AND WORKING FLUID

**Summary.** The article discussed prospects of using vegetable oil as a basic raw material for the manufacture of lubricants and working fluids for hydraulic volume. The main physical-mechanical characteristics of tribology and oils based on vegetable oils as compared to trade oil and synthetic. Determined the rate of wear model tribosystem using oils based on vegetable oils.

**Key words:** vegetables oils, fatty acid composition, rate of wear.

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЛЕЗВИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЛАП КУЛЬТИВАТОРОВ

*Алексей Козаченко, Александр Шкрегаль, Олег Блезнюк,  
Александр Вотченко, Александр Дроботенко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Aleksey Kozachenko, Alexandr Shkrehal, Oleg Bleznyuk,  
Alexandr Votchenko, Alexandr Drobotenko*

*Kharkov Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture*

**Аннотация.** Приведены результаты исследований износа лап культиваторов с криволинейной формой и локально упрочненными по длине лезвиями.

**Ключевые слова:** культиваторная лапа, форма лезвия, износ, долговечность

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Состояние рабочих органов почвообрабатывающих машин, работающих в условиях абразивной среды почвы, существенно влияет на качество технологического процесса и затраты энергии на выполнение работы. В процессе культивации лезвия лап быстро изнашиваются и затупляются, что приводит к снижению их эффективности. Действующие требования к почвообрабатывающим рабочим органам по долговечности, в том числе и культиваторов, при их рассмотрении как элементов трибосистемы, побуждают к более глубокому изучению процессов и явлений, возникающих при контактном взаимодействии и трении рабочих органов с почвой.

Несмотря на большое количество выполненных исследований в направлении повышения эффективности почвообрабатывающих рабочих органов [1, 2, 5, 7, 14], форма и геометрия лезвия пока не получили значительного теоретического и экспериментального обоснования с точки зрения износа и агротехнических требований, предъявляемых к лапам культиваторов. Этим осложняется выбор оптимальных значений параметров при создании новых рабочих органов.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Как показывают результаты исследований в направлении повышения износостойкости и долговечности лезвийных

рабочих органов, потеря работоспособности является результатом изменения параметров лезвия лап. В первую очередь это касается остроты лезвия, образование затылочной фаски, износ лапы по ширине захвата и др. Согласно техническим требованиям гарантийная наработка стрелчатых лап культиватора должна быть не менее 25 га. Вместе с тем, как показывают результаты исследований, их наработка на отказ не превышает 16-19 га. Известны исследования в направлении повышения эффективности рабочих органов почвообрабатывающих машин указывают на целесообразность выполнения лезвия криволинейным [8, 11]. В этом случае контактное взаимодействие рабочего органа с почвой может рассматриваться с точки зрения геометрических неоднородностей, что приводит к дискретности контакта. Это вносит неоднородность в распределение контактных напряжений, приводит к цикличности нагрузки на элементы поверхности лезвия лапы.

Определяющим фактором износа рабочих органов культиваторов является давление на поверхность трения. В.П. Горячкин считал, что наибольшее давление почвы имеет место на участках поверхностей, которые имеют наибольший износ [6] и они связаны между собой линейной зависимостью.

По данным [18] взаимосвязь давления грунта на определенные участки рабочих органов с их износом носит сложный неопределенный характер. Автором установлено, что на их величину существенно влияет тип обрабатываемой почвы. В зависимости от типа почвы зафиксировано, что на носок культиваторной лапы приходится давление  $0,016...0,132 \text{ кг/см}^2$ , на среднюю часть лезвия -  $0,014... 0,122 \text{ кг/см}^2$ , на пяту лапы -  $0,017...0,130 \text{ кг/см}^2$ . При этом,

такие данные не совпадают с результатами других исследователей [3, 17], что указывает на сложность выполнения тензометрических измерений в различных условиях.

Наибольшая интенсивность износа лап имеет место в начальный период эксплуатации с последующим снижением при дальнейшей работе [19]. Уменьшение ширины крыла в средней части лапы до 36...38 мм является предельным для ее выбраковки [20]. Дальнейшее уменьшение этих размеров приводит к снижению прочности и деформацию лап. Автором также установлено, что при скорости движения до 2,1 м/с предельная толщина режущей кромки лезвия не должна быть более 0,8 мм, а при более высоких скоростях допустимое увеличение толщины лезвия возможно до 0,8...1,0 мм.

Геометрическая форма лапы также оказывает существенное влияние на износ и тяговое сопротивление культиватора. Все это определяет большое внимание к изучению работы лап, поиск новых конструкций, способов предотвращения износа и методов поддержания их работоспособности.

Анализ последних исследований в направлении повышения эффективности рабочих органов культиваторов [4, 10, 12, 13, 15] указывает на целесообразность применения зубчатых лезвий, которые обеспечивают частичную замену процесса смещения при взаимодействии с рабочей поверхностью грунта на его отрыв. Это приводит к уменьшению тягового сопротивления и повышению долговечности. При этом зубчатая поверхность лезвия может формироваться при изготовлении, как это реализовано в конструкции лапы фирмы HORSCH [4], или непосредственно в процессе взаимодействия локально упрочненного лезвия с почвой [12].

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является анализ износа монометаллических стрелчатых лап культиваторов с криволинейной формой лезвия и локально упрочненных по их длине при взаимодействии с почвенной средой за наработкой и сравнение их с серийными рабочими органами.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для реализации цели исследований был изготовлен комплект монометаллических стрелчатых лап согласно [8, 11] и имеющих локальное упрочнение по длине лезвия [12, 16] (рис. 1).



Рис.1. Экспериментальная стрелчатая лапа с криволинейной формой лезвия с нижним локальным упрочнением (вид снизу)  
Fig. 1. Experimental pointed paw with curved blades with lower local strengthening (bottom view)

Испытания экспериментальных лап проводили по сравнению с серийными монометаллическими стрелчатыми лапами отечественного производства шириной захвата 0,330 м и лапами фирмы «Case» (рис.2), которые имеют криволинейное зубчатое лезвие с нижним локальным упрочнением.



Рис.2. Культиваторная лапа фирмы «Case» с криволинейным зубчатым лезвием с нижним локальным упрочнением (вид снизу)  
Fig.2. Cultivator paw firm «Case» a curved serrated blade with lower local strengthening (bottom view)

Монометаллические лапы изготовлены из стали 65Г и имеют нижнюю заточку. Упрочненные лапы выполнены с верхней заточкой лезвий и нижним локальным

упрочнением, что обуславливает их самозатачивание при износе по классической схеме. Износ лап контролировали линейным и весовым способами.

Для проведения исследования влияния формы лезвия на износ рабочих поверхностей лапы по наработке в производственных условиях был принят комплект экспериментальных культиваторных лап с криволинейной формой лезвия согласно [8], которые устанавливались на культиватор КПС-4, который агрегатировался с трактором МТЗ-80. Полевые испытания проводились с апреля по октябрь 2012 года на опытных полях Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко Харьковского района Харьковской области.

Методика условий испытаний предусматривала определение: метеорологических условий, принимались на метеорологической станции, вблизи проведения испытаний; типа почвы и названия его по механическому составу; рельефа участка, на котором проводились испытания; влажности почвы; твердости почвы. Так, рельеф - ровный; микрорельеф - выровненный, тип почвы - чернозем типичный суглинистый с содержанием гумуса 5,1%, физической глины - 58%, сумма поглощенных оснований составляет 38 мг.экв на 100 г почвы, рН солевой - 6,7; твердость почвы в обрабатываемом слое составила в пределах 1,3...1,7 МПа; плотность грунта - 1,34...1,37 г/см<sup>3</sup>; влажность почвы составляла 17...20%. При проведении сравнительных испытаний серийных и экспериментальных культиваторных лап в полевых условиях для получения достоверных результатов придерживались следующих требований: испытания проводились на одном и том же поле, в один и тот же промежуток времени при одинаковой глубине обработки (0,08 м) и скорости движения агрегату 1,94 - 2,22 м/с.

Износ исследуемой лапы культиватора определяли по известной методике - методом контрольных точек по выбранной схеме (рис.3).

На каждой контрольной точке определялись следующие показатели: - расстояние от контрольной точки до кромки

лезвия,  $L$ , мм - среднее значение  $\bar{L}$  и среднее квадратическое отклонение расстояния от контрольной точки до кромки лезвия  $\sigma$ , мм, коэффициент вариации  $V$  и среднее значение износа лапы  $\bar{U}$ , мм при наработке 20 га на одну лапу.



Рис. 3. Схема расположения точек на исследуемой монометаллической лапе  
Fig. 3. Location of control points in the investigated monometallic paw

Зависимость износа монометаллического лезвия экспериментальной и серийной культиваторных лап ширины захвата 0,330 мм по ее длине крыла представлены на рис.4.

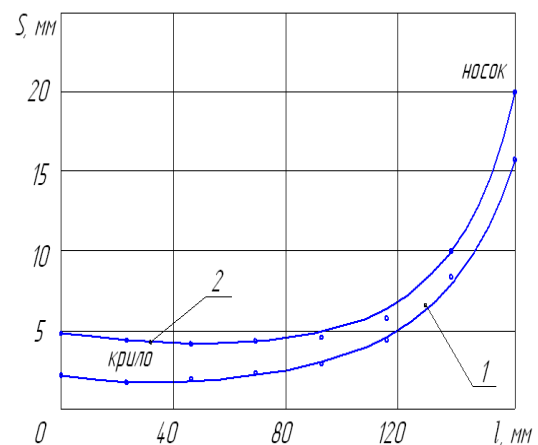


Рис.4. Зависимость износа лапы культиватора по длине лезвия: 1 - экспериментальная лапа с криволинейным лезвием, 2 - серийная лапа  
Fig. 4. Dependence of wear cultivator feet along the length of the blade: 1 - experimental paw with curved blade, 2 - serial paw

Размер достоверности аппроксимации для приведенных зависимостей составила 0,999. Погрешность эксперимента составляла до 5%.

Анализ полученных результатов исследований (рис. 4) указывает на то, что использование культиваторных лап с криволинейным лезвием обеспечивает уменьшение износа крыльев в среднем на 2 мм и носка лапы на 4,1 мм по сравнению с серийной стрелчатой прямолинейной лапой. Характер износа лапы в контрольных точках представлены на рис. 5.

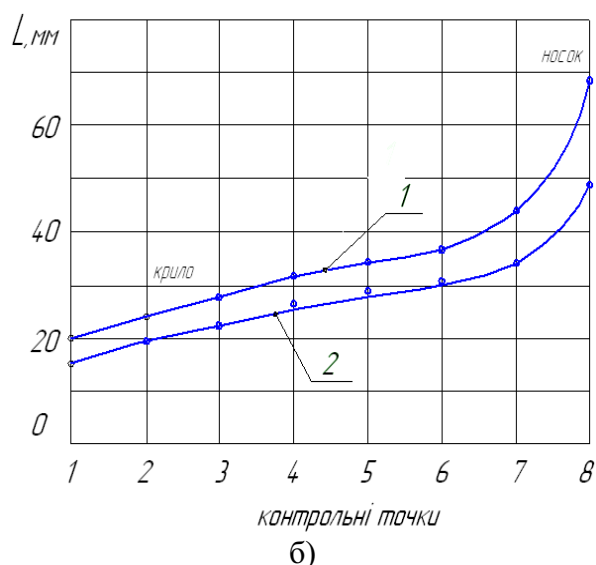
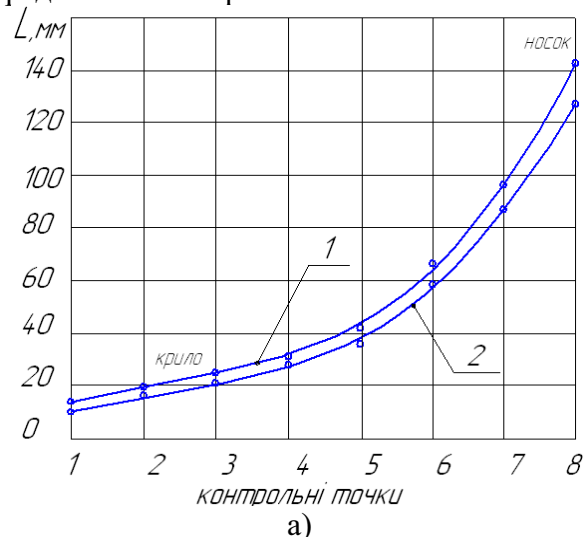


Рис. 5. Характер износа лапы в контрольных точках: а - экспериментальная лапа б - серийная, 1 - новая, 2 - после наработки 20 га

Fig. 5. The nature of deterioration in the clutches of control points: a - experimental paw; b – serial; 1 – New; 2 - 20 working hours after ha

Из полученных зависимостей видно, что форма лезвия лапы существенно влияет на величину износа по наработке. Так, экспериментальные лапы с криволинейной формой лезвия, в отличие от серийных прямолинейных, обеспечивают более

равномерный износ по всей поверхности лапы за счет рациональной формы. Вторым этапом исследований было определение износа экспериментальных культиваторных лап с локально упрочненной поверхностью лезвия по длине при взаимодействии с грунтовой средой, наработкой и сравнение их с серийными рабочими органами фирмы «Case» весовым методом (рис.6).

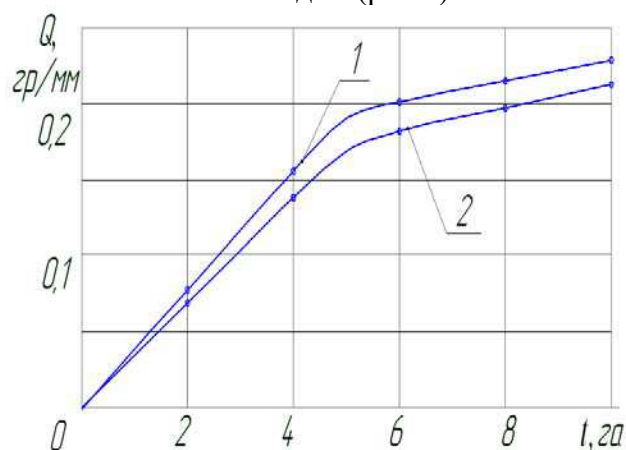


Рис.6. Зависимость износа культиваторных лап с локально упрочненной поверхностью лезвия по наработке: 1 - экспериментальные, 2 - серийные фирмы «Case»

Fig. 6. Dependence of wear Cultivator shanks with locally reinforced blade surface for elaboration: 1 – experimental; 2 - serial firms «Case»

Исследованиями (рис.6) установлено, что износ культиваторных лап с локально упрочненной поверхностью лезвия весовым методом указывает на то, что экспериментальные культиваторные лапы имеют меньший удельный износ по сравнению с серийными лапами фирмы «Case» в среднем на 0,5 г/га на одну лапу.

## ВЫВОДЫ

По результатам полевых испытаний экспериментальных культиваторных лап можно сделать следующие выводы:

1. Экспериментально доказано, что форма лезвия лапы существенно влияет на процесс износа по наработке. Более равномерный износ присущ экспериментальным лапам с криволинейной формой лезвия.

2. Использование культиваторных лап с криволинейным лезвием обеспечивает уменьшение износа крыльев, в среднем, на 2 мм; носка лапы - на 4,1 мм по сравнению с



серийной стрелчатой прямолинейной лапой.

3. Экспериментальные стрелчатые лапа с криволинейной формой лезвия с нижним локальным укреплением имеют меньший износ по сравнению с серийными лапами фирмы « Case » с криволинейным зубчатым лезвием с нижним локальным укреплением в среднем на 0,5 г/га на одну лапу.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Aulin V. V., Bobritskiy V. M., Aulina T. M. 2004. Keruvannya charakterom ta Intensivnistyu znoshuvannya rizalnih chastin robochih organiv gruntoobrobnih mashin. Visnik Harkivskogo derzhavnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva. – Harkiv: HDTUSG, Vip. 23, 270 - 273.
2. Balabuha O. V. 2001. Pidvischennya dovgovichnosti i effektivnosti roboti rizhuchih elementiv gruntoobrobnih mashin shlyahom upravlinnya spratsyuvannyam pri diskretnomu zmitsnenni : avtoref. dis. kand. tehn. nauk : 05.05.11 – Kirovograd, - 18.
3. Chikovani A. S. 1975. Obosnovanie parametrov skorostnyih kultivatornih lap. Mehanizatsiya i eletrifikatsiya sotsialisticheskogo selskogo hazayaystva. № 2, 11-13.
4. Elektronnyiy resurs : – Rezhim dostupu : <http://www.dozator.lg.ua>
5. Gavrilchenko O. S. 2005. Obgruntuvannya parametrov ta rozrobka konstruktsiyi kultivatornih lap z krivoliniynim lezom. : avtoref. dis. kand. tehn. nauk : 05.05.11 / Kiyiv. – Glevaha, – 20.
6. Goryachkin V. P. 1965. Sobranie sochineniy. T. 3. – M. : Kolos, 384.
7. Kobets A. S., Volik V. A., Pugach A. N. 2007. Issledovanie iznosa kultivatornyih lap osnaschennyih elementami lokalnogo uprochneniya rabochey poverhnosti. Visnik Harkivskogo natsionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva im. P. Vasilenka. – Harkiv : HNTUSG, T.1.- Vip 59. 76–80.
8. Kozachenko O. V., Shkregal O. M., Bleznyuk O. V. 2010. Teoretichne obgruntuvannya parametrov kultivatornoyi lapi. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin, – Tom 12 B, 130-134.
9. Kozachenko O. V., Shkregal O. M. 2010. Doslidzhennya konstruktsiy i rezhimiv roboti robochih organiv kultivatoriv. Tehnika ta energetika APK : Naukoviy visnik NUBIP Ukraini. – Kiyiv : NUBIP, Vip. 144, ch. 4, 122 – 127.
10. Kushnarev A. S., Hohotva A. S., Dyachenko M. N. 1984. Ploskorez s zubchatyimi rabochimi organami. Zemledelie, – №3, - 62.
11. Pat. 39713 Ukrayina, MPK A01V 35/00. Robochiy organ kultivatora / Kozachenko O. V., Shkregal O. M., Bleznyuk O. V. ; zayavnik ta vlasnik HNTUSG im. P. Vasilenka. – №u200811612 ; zayavl. 29.09.08 ; opubl. 10.03.09, Byul. №5. – 3.
12. Pat. 77000 UkraYina, MPK A01V 35/20. Robochiy organ kultivatora / Kozachenko O. V., Shkregal O. M., Votchenko O. S. ta in. ; zayavnik ta vlasnik HNTUSG im. P. Vasilenka. – № u201208102 ; zayavl. 02.07.12; opubl. 25.01.13, Byul. № 2. – 2.
13. Pugach A. M. 2008. Metodika proektuvannya strilchastoyi lapi kultivatora z lokalnimi elementami zmitsnennya. Visnik Harkivskogo natsionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva im. P. Vasilenka. – Harkiv : HNTUSG, T. 1, Vip 75. 89–94.
14. Sainsus O. D. 2008. Pidvischennya dovgovichnostiI lap kultivatoriv kompozitsiynim pokrityam pereminnogo skladu : avtoref. dis. kand. tehn. nauk : 05.05.11 / Sainsus O. D. – Kirovograd, – 20.
15. Sidorov S. A., Sidorov A. I. 2003. Povyishenie resursa pochvoobrabatyivayuschih robochih organov naplavochnyimi splavami. Mehanizatsiya i elektifikatsiya selskogo hazayaystva. – №9, 20-22.
16. Shkregal O. M. 2013. Pidvischennya dovgovichnosti robochih organiv kultivatoriv. Problemi nadiynosti mashin ta zasobiv mehanizatsiy silskogospodarskogo virobnitstva : Visnik HNTUSG. – Harkiv : HNTUSG, Vip. 139, 168-173.
17. Tihiy A. A. 2012. Keruvannya protsesami znoshuvannya robochih organiv gruntoobrobnih mashin v geterofaznomu seredovischi grunt: avtoref. dis. kand. tehn. nauk : 05.02.04 / Tihiy A. A.– Hmelniyskiy, – 20.
18. Vasilenko P. M., Babiy P. T. 1961. Kultivatoriyi. K. : Izdatelstvo UASA, 237.
19. Vasilev S. P., Ermolov L. S. 1960. Ob iznashivayuschey sposobnosti pochv / S. P. Vasilev, Povyishenie dolgovechnosti robochih detaley pochvoobrabatyivayuschih mashin: sbornik : - M. Mashgiz, 83-88.
20. Vinokurov V. N., Malov A. K., Kopanov V. V. 1976. Opredelenie vybrakovochnyih pa-

rametrov rezhuschih elementov rabochih organov pochvoobrabatyivayuschih mashin i orudiy. Traktoryi i selskohozyaystvennyie mashinyi. № 10, 23-25.

**EXPERIMENTAL STUDY OF  
HOMOGENEOUS WEAR CURVED  
BLADE**

**Summary.** The results of experimental studies of the impact form blade paws on the process of wear under elaboration.

**Key words:** Cultivator paw, shape blades, wear, durability.

## ПОСТРОЕНИЕ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЛАЗЕРНОМ ДЕЛЕНИИ ЭМБРИОНА

*Артур Левкин, Дмитрий Левкин*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Artur Levkin, Dmitry Levkin*

*Kharkiv Petro Vasylenko national technical university of agriculture*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Анотация.** Рассмотрена формализация и анализ особенностей задачи оптимизации тепловых процессов при лазерном делении ранних эмбрионов в племенном животноводстве. Основным критерием качества технологического процесса является не превышение температурным полем заданных значений, которые обеспечивают температурную стойкость (жизнеспособность) частей эмбриона. Указанные в статье особенности оптимизационной задачи выбора рабочих параметров технических средств для лазерного деления эмбрионов позволяют сделать вывод о том, что рассчитывать на получение точного решения задачи не приходится. Сделан вывод о том, что целесообразно на основе особенностей объекта исследования и упрощения ограничений, без потери основной цели решения задачи по обеспечению качества технологического процесса, рассмотреть возможность применения приближенных методов синтеза основных параметров процесса лазерного деления эмбриона крупного рогатого скота.

**Ключевые слова:** биотехнологический процесс, животноводство, эмбрион крупного рогатого скота, лазерное деление, тепловая стойкость, задача оптимизации.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одной из значимых задач в аграрно-промышленном комплексе, которую необходимо решать на основе современных научных достижений, является обеспечение населения высококачественной продукцией животноводства [9, 14, 20].

Биотехническим методом ускоренного воспроизводства высокопродуктивных животных, составной частью селекции и одним из средств интенсификации использования генетического потенциала коров-

рекордисток является трансплантация эмбрионов крупного рогатого скота [8, 10, 17]. Если учесть, что от одного донора можно получать эмбрионы четыре–пять раз в год, то уже на современном этапе развития биотехнологии трансплантации очевидна реальная возможность иметь по 20–25 телят от каждой коровы–рекордистки. Используя 20 коров для получения эмбрионов, только в течение одного года можно создать высокопродуктивное молочное стадо в 200 коров со средней производительностью, определяемой составом животных–доноров. Природным путем от тех же 20 коров за год можно получить не более 20 телок и бычков.

Создание современных технологий трансплантации эмбрионов требует последующего их совершенствования. В частности, следует внедрять новейшие методы деления эмбрионов с последующей пересадкой их реципиентам, что поможет решить задачу копирования генотипов высокопродуктивных животных и увеличения поголовья стада крупного рогатого скота в целом. Применение микрохирургических методов для деления эмбрионов в животноводстве требуют больших расходов времени и дорогого оборудования, зависят от квалификации специалистов и имеют низкий уровень стерильности проведения деления [18,19]. Поэтому исследования выдающихся ученых направлены на совершенствование существующих и разработку новых методов деления эмбрионов, результаты которых доказали эффективность использования лазерных систем [1, 2, 3, 4, 5, 15].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В работах [6, 12, 13] рассматривались вопросы анализа и синтеза систем, содержа-

щих подвижные локальные источники физического поля. Однако, вопросом моделирования процессов, что происходят в биологических объектах при действии на них, например, лазерным источником энергии - уделяется еще мало внимания. Эти вопросы весьма важны при лазерном делении ранних элитных эмбрионов сельскохозяйственных животных с последующим использованием разделенных частей эмбриона на станциях искусственного оплодотворения [11, 12, 13, 14, 15,16].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Задача заключается в оптимизации рабочих параметров технических средств для автоматизации биотехнологического процесса в животноводстве, а именно лазерного деления эмбрионов элитных животных по ограничениям на температурное поле в эмбрионе и параметры подвижного источника, с целью обеспечения тепловой стойкости (жизнеспособности) получаемых частей эмбрионов.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Сформулируем критерий качества протекания теплового процесса в эмбрионе при его делении лазерным источником и соответствующие ограничения на переменные параметры.

Связь между температурным полем и подвижным источником лазерного излучения в общем виде представляется как:

$$A_T \{ T[P(x, y, z, t), x, y, z, t] \} = 0, \quad (1)$$

где:  $A_T$  - дифференциальный оператор, посредством которого описывается распределение температурного поля  $T(x, y, z, t)$ ,  $x, y, z$  - пространственные переменные,  $t$  - время,  $P(x, y, z, t)$  - функция, что описывает подвижной лазерный источник.

При этом, естественно, задаются соответствующие начальные и граничные условия [12, 13].

Локальность действия источника определяется соотношением:

$$P(x, y, z, t) = \begin{cases} P(x, y, z, t), & \text{если } (x, y, z) \in S, \\ 0, & \text{если } (x, y, z) \in \bar{\Omega} \setminus S \end{cases}$$

где:  $S$  - носитель источника лазерного излучения,  $\bar{\Omega} = \Omega \cup \Gamma$ ,  $\Omega$  - внутренние точ-

ки эмбриона,  $\Gamma$  - внешняя граница эмбриона.

Количество выделенной источником энергии  $W$  за время его действия определяется как:

$$W = \int_0^{t_u} \int_S P(x, y, z, t) ds dt, \quad (2)$$

а интенсивность источника определяется, как интегральная характеристика по его носителю:

$$g(t) = \int_S P(x, y, z, t) ds. \quad (3)$$

Геометрическая форма носителя  $S$  подвижного лазерного источника характеризуется видом источника (пятно, сфера, протяжный в виде отрезка) и его геометрическими параметрами: радиус пятна или сферы, два размера прямоугольника для плоского вытянутого источника, три размера для объемного вытянутого источника и т.п.

Закон движения источника определяется траекторией  $s(t)$  и скоростью его движения по этой траектории.

На основании соотношения (1) сформулируем функционал, формализующее значение, что укладывается в понятие качества протекания технологического процесса лазерного деления эмбриона, и формализуем ограничение на переменные параметры.

Как отмечалось в постановке основной проблемы, значение критерия качества деления эмбриона заключается в обеспечении тепловой стойкости (жизнеспособности) частей эмбриона, полученных в результате деления. Это будет обеспечено, если в технологическом процессе лазерного деления эмбриона максимальное значение температурного поля эмбриона (его частей) не превысит заранее заданного значения, что обеспечивает жизнеспособность частей эмбриона.

Функционал качества протекания технологического процесса лазерного деления эмбриона имеет следующий вид:

$$\Phi = \left| \max_{(x,y,z) \in \bar{\Omega}, t \in [t_0, t^*]} T[P(x,y,z,t), x,y,z,t] - T^* \right| < \varepsilon, \quad (4)$$

где:  $T(x, y, z, t)$  - температурное поле,  $T^*$  - допустимое значение поля,  $\varepsilon$  - отклонение максимального значения температурного поля от заданного допустимого значения

# ПОСТРОЕНИЕ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЛАЗЕРНОМ ДЕЛЕНИИ ЭМБРИОНА

поля,  $\bar{\Omega} = \Omega \cup \Gamma$ ,  $\Omega$  - внутренние точки эмбриона,  $\Gamma$  - внешняя граница эмбриона,  $x, y, z$  - пространственные переменные,  $t$  - время,  $t_0$  - время начала процесса,  $t^*$  - время окончания процесса.

Критерием оптимальности технологического процесса лазерного деления эмбриона на основе соотношения (4) является:

$$\left| \max_{(x,y,z) \in \bar{\Omega}, t \in [t_0, t^*]} T[P(x,y,z,t), x,y,z,t] - T^* \right| \Rightarrow \min. \quad (5)$$

Отметим, что частным случаем функционала (4) качества технологического процесса лазерного деления эмбриона может быть критерий непревышения температурным полем в заданной контролируемой точке заранее заданного допустимого значения. В этом случае функционал (4) принимает вид:

$$\Phi = \left| T(x^*, y^*, z^*, t) - T^* \right| < \varepsilon, \quad (6)$$

где:  $(x^*, y^*, z^*)$  точка контроля температурного поля.

Критерием оптимальности в случае (6) будет:

$$\left| T(x^*, y^*, z^*, t) - T^* \right| \Rightarrow \min.$$

Ограничения на параметры технологического процесса имеют следующий вид.

Ограничение на мощность лазерного источника:

$$W_{\min} \leq \int_0^{t_u} \int_S P(x, y, z, t) dt \leq W_{\max}, \quad (7)$$

где:  $W_{\min}, W_{\max}$  - соответственно минимальное и максимальное значение мощности.

Частным случаем ограничения (7) является:

$$W_{\min} \leq W \leq W_{\max}, \quad (8)$$

где:  $W = const$ .

Ограничение на интенсивность лазерного источника имеет вид:

$$g(t)_{\min} \leq \int_S P(x, y, z, t) ds \leq g(t)_{\max}, \quad (9)$$

где:  $g_{\min}, g_{\max}$  - соответственно минимальное и максимальное значение интенсивности.

Частным случаем ограничения (9) является:

$$g_{\min} \leq g \leq g_{\max}, \quad (10)$$

где:  $g = const$ .

Ограничение на геометрические параметры носителя лазерного источника, например, для носителя в виде круга или объемного в виде сферы, имеет следующий вид:

$$r_{\min} \leq r_0 \leq r_{\max}, \quad (11)$$

где:  $r_{\min}, r_{\max}$  - соответственно минимальное и максимальное значение радиуса носителя источника.

В том случае, когда, например, носитель трехмерный прямоугольник, то задаются соответствующие предельные минимальные и максимальные значения его трех размеров  $x_0, y_0, z_0$ :

$$x_{\min} \leq x_0 \leq x_{\max}, \quad (12)$$

$$y_{\min} \leq y_0 \leq y_{\max}, \quad (13)$$

$$z_{\min} \leq z_0 \leq z_{\max}. \quad (14)$$

Ограничение на траекторию движения лазерного источника имеет следующий вид:

$$s(t) \in L^*, \quad (15)$$

где:  $L^*$  - множество траекторий движения источника.

Ограничение на скорость  $v(t)$  движения источника по траектории имеет следующий вид:

$$v(t)_{\min} \leq v(t) \leq v(t)_{\max}, \quad (16)$$

где:  $v(t)_{\min}, v(t)_{\max}$  - соответственно минимальное и максимальное значение скорости движения источника.

Частным случаем ограничения (16) является:

$$v_{\min} \leq v \leq v_{\max}, \quad (17)$$

где:  $v = const$ .

Ограничение на градиент температурного поля от действия лазерного источника на эмбрион имеет вид:

$$gradT(x, y, z, t) \leq T^{**}, \quad (18)$$

где:  $T^{**}$  - допустимое значение градиента температурного поля.

Ограничение на значение температурного поля в фиксированной точке контроля поля имеет следующий вид:

$$T(x^*, y^*, z^*, t) \leq T^*, \quad (19)$$

где:  $(x^*, y^*, z^*)$  точка контроля температурного поля,  $T^*$  - допустимое значение температурного поля в точке контроля.

Отметим основные особенности оптимизационной задачи (5) с набором тех или дру-

гих ограничений (7 – 19).

1. Функция цели задачи (5) зависит от нелинейного распределения температурного поля в области эмбриона, поэтому оптимизационная задача (5) с набором ограничений (7 – 19) относится к нелинейным задачам математического программирования специального вида.

2. Размерность задачи определяется размерностью температурного поля и числом переменных параметров источника лазерного действия.

3. Поскольку в результате решения оптимизационной задачи (5) необходимо по ограничениям на температурное поле доопределить параметры краевой задачи (параметры источника), то этот класс задач относится к обратным задачам математической физики [12].

4. Температурное поле описывается нестационарной краевой задачей для уравнения параболического типа второго порядка, поэтому оптимизационная задача (5) относится к задачам оптимизации систем с распределенными параметрами [12].

5. Нелинейность функционала, нестационарность тепловых процессов в эмбрионе и наличие ограничений на параметры, что входят в краевую задачу – все эти особенности выводят эту задачу за рамки классических задач оптимального управления системами с распределенными параметрами [7,12, 13].

#### ВЫВОДЫ

Перечисленные в статье особенности оптимизационной задачи выбора рабочих параметров технических средств для лазерного деления эмбрионов позволяют сделать вывод о том, что рассчитывать на получение точного решения задачи не приходится. Имеем дело с нестационарной, нелинейной, неоднородной, многомерной теплофизической системой, которая содержит дискретный, подвижный источник лазерного действия на биологический объект. Кроме того, энергия лазерного излучения, которая попадает на эмбрион, в основном расходуется на: испарение жидкости и термомодеформации в точках траектории движения лазерного источника, распространение тепла за счет теплопроводности в ближайшие к месту непосредственного действия излучения клетки эмбриона. Поэтому целесо-

образно на основе особенностей объекта исследования и упрощения ограничений, без потери основной цели решения задачи по обеспечению качества технологического процесса, рассмотреть возможность применения приближенных методов синтеза основных параметров процесса лазерного деления эмбриона.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Boulnois J. L. 1986. Photophysical processes in recent medical laser developments: a review. *Lasers in Medical Science*. Vol. 1, № 7. 177–185.
2. Brem G., Krausslich H. 1983. Experimentelle Erstellung monozygoter Zwillinge und Arrwendungsmoglichkeiten in der Rinderzucht. – 34 th. Annual Meeting of the Study Commissions EAAP, Madrid, 120.
3. Brem G., Tenhumberg H., Kraublich H. 1984. Chimerism in cattle through microsurgical aggregation of morulae // *Theriogenology*. Vol. 22, № 5. 609 – 613.
4. Greguss P. 1985. *Biotechnology. Opt. and Laser Technol*, Vol. 17, - 151.
5. Casey P. L., Youngs C. R., Godke R. A. 1990. Using computerized image analysis to evaluate cattle embryos before transfer. *Louisiana Agriculture*. Vol. 33, № 4, 9–12.
6. Chubarov E. P. 1977. *Kontrol i regulirovanie s podvizhnyim lokalnyim vozdeystviem*. M. : Energiya, - 208.
7. Fedorenko R. P. 1978. *Priblizhennoe reshenie zadach optimalnogo upravleniya*. M. : Nauka, - 488.
8. *Instruktsiya po transplantatsii embrionov krupnogo rogatogo skota*. - M. : - Gosagroprom SSSR, 1987. - 91.
9. Karwinski A., Zólkiewicz Z. 2011. Application of Modern Ecological Technology Lost Foam For The Implementation Of Machinery. *Lublin., TEKA, V. XIC*, 91-99.
10. Levkin A. V. 2002. *Biotehnologichni metodi pidvischennya efektyvnosti tvarinnitstva v period restrukturizatsii. Problemi energozabezpechennya ta energozberezhennya v APK Ukraini*. *Visnik Harkivskogo derzhavnogo tehnichnogo universitetu sllskogo gospodarstva*. Vip. 10, – HarkIv, 240 – 242.
11. Levkin A. V., Chaliy I. V. 2000. *Shlyahi pidvischennya reproductivnoii zdatnosti tvarin*. *Naukoviy visnik Natsionalnogo agrarnogo universitetu*. Vip. 22, – K.: NAU, 169 – 171.

ПОСТРОЕНИЕ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ  
ЛАЗЕРНОМ ДЕЛЕНИИ ЭМБРИОНА

12. Stoyan Yu. G., Putyatin V. P. 1988. *Optimizatsiya tehnikeskikh sistem s istochnikami fizicheskikh poley*. Kiev: Naukova dumka, - 192.
13. Stoyan Yu. G., Putyatin V. P. 1982. *Razmeschenie istochnikov fizicheskikh poley*. Kiev: Naukova dumka, - 186.
14. Szymanek M. Tanas W. 2007. *MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. Aktualnosci Uniwersytetu Przyrodniczego w Lublinie* R. 12 nr 2 (46), - 21.
15. Ozi1 J. P., Heyman Y., Renard J. P. 1981. *Production of monozygotic twins in cow by micromanipulation and cervical transfer. Society for the Study of Fertility, Fourth Anglo-French Meeting 16-18. 12. at King's College. - Cambridge, Abstract of Papers. 75 - 81.*
16. Pat. 20967A Ukraina, MPK 6 A 01 K 67/02, A 61 D 19/04. *Sposib oderzhannya himer silskogospodarskikh tvarin / M. V. Zubets, V. P. Burkat, Yu. E. Megel, V. P. Putyatin, A. V. Levkin (Ukraina). - # 93007654. Zayavleno 26.07.93. Opubl. 07.10.97. Byul. # 1. - 6.*
17. Pat. 99042015 Ukraina, MPK 6 A 61 D 1/00. *Sposib oderzhannya monozygotnih tvarin / M. V. Zubets, Yu. E. Megel, V. P. Putyatin, A. V. Levkin (Ukraina). Zayavleno 09.04.99. Pozit. rish. vId 14.12.99. - 6.*
18. Pat. 191957 Vengriya, MKI A 61 D 1/00. *Sposob polucheniya odnoyaytsovyih bliz-netsov / Csillag Laszlo, Kroo Norbert, Kovaco Andras, Soos Pol (Vengriya). Zayavl. 12.10.84. Opubl. 29.08.88. - 7.*
19. Vereskun O. V., Megel Yu. E., Putyatin V. P. 2000. *Modelirovanie etalonov embrionov. Problemyi bioniki. Vyip. 53. - Harkov : Harkovskiy gosudarstvennyiy tehnikeskyy universitet radioelektroniki. 79 - 87.*
20. Zavertyaev B. P. 1989. *Biotehnologiya v vosproizvodstve i selektsii krupnogo rogatogo skota. L. : Agropromizdat, - 201.*

**CONSTRUCTING AN OPTIMIZATION  
PROBLEM OF THERMAL PROCESSES  
AT LASER DISTRIBUTION EMBRYOS IN  
ANIMAL**

**Summary.** Considered the formalization and analysis features of the optimization problem of thermal processes in laser dividing early embryos in animal breeding. The main criterion for the quality of the process is not exceeding the temperature field given values that ensure temperature stability (sustainability) the embryo. Referred to in Article particular optimization problem of choice of working parameters for hardware laser dividing embryos suggest that rely on obtaining a precise solution is not necessary. It is concluded that it is appropriate based on the characteristics of the research object and simplifying restrictions, without losing the main objective solution to ensure the quality of the process, consider the possibility of the use of approximate methods for the synthesis of the main parameters of the laser division of the embryo of cattle.

**Key words:** biotechnological processes, livestock, cattle embryos, laser division, thermal stability, optimization problem.

## РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ РЕМОНТНО-ОБСЛУЖИВАЮЩИХ УСЛУГ В АПК УКРАИНЫ

*Александр Науменко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Aleksandr Naumenko*

*National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В статье выполнен анализ нынешнего состояния машинно-тракторного парка Украины, раскрывается эволюция технического сервиса машин, исследованы технологические особенности работ по сервисному обслуживанию и их функциональные связи, преимущественные направления развития инфраструктуры технического сервиса.

**Ключевые слова:** сервис техники, техническое обслуживание, ремонт.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Глобализация социально-экономических процессов свидетельствует о том, что процессы стремительного роста отрасли технического сервиса в сельском хозяйстве происходят и будут происходить в Украине.

Это связано с расширением потребления сервисных услуг в странах с высокоразвитым сельским хозяйством и промышленностью, что стало одним из наиболее выдающихся явлений экономической жизни в XXI столетии. Переориентация производства из простого создания материальных благ на предоставление услуг является фундаментальным фактором перехода общества от индустриального к постиндустриальному уровню развития.[4].

Вместе с этим интенсивное увеличение и значительное усложнение конструкции технических средств в АПК требуют скорейшего развития инфраструктуры технического сервиса сельскохозяйственной техники, создание условий для обеспечения качества услуг, выполненных по техническому обслуживанию и ремонту, которые соответствуют мировым и европейским стандартам, улучшением экологической безопасности.

Дальнейшее развитие сети объектов технического обслуживания и ремонта технических средств связано с расширением направ-

лений деятельности существующих фирм, технических центров, мастерских, проведением реконструкции, модернизации, специализации, а также стимулирование создания новых сервисных предприятий [2,3,5].

Актуальность развития такого направления подчеркивается в постановлениях правительства направленных на развитие обслуживающих кооператоров[16,9].

Перспективными направлениями развития сети объектов технического сервиса, является создание дилерских предприятий и независимых технических центров[3,8].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В постсоветских странах были исследованы условия и разработаны перспективы развития с основополагающими принципами стратегии технического сервиса, однако с нашей точки зрения не в полной мере была сформулирована концептуальные положение, независимость самостоятельных предприятий и потребность сельхозпроизводителей в индивидуальных сервисных услугах [11,17,8].

Исследования [10,12,6] свидетельствуют, что площадь пахоты в Украине остается стабильной, то есть объемы механизированных работ уменьшатся не будут. Количественных состав парка тракторов стабилизируется при заметной тенденции пополнения более мощными моделями (за последние 5 лет средняя мощность увеличилась на 18 %).

По регионам наблюдается неоднородность количества и загрузки технических средств, что требует регионального обоснования сети и сервисных предприятий.

В сфере отраслевого аграрного технического сервиса внедрения указанных принципов требует корректировки и дополнений



базовых положений разработанных И.С. Левицьким, Ю.А. Конкиным, О.Д. Семкович, В.С. Краморовым и другими, и при этом среди ученых и производителей до сих пор нет четкого, согласованного направления стратегического развития сервисной деятельности в АПК [1,3].

Цель работы - исследовать этапы развития и эволюцию концепции технического сервиса машин, проанализировать возможные направления развития объектов сервисных услуг и структуры предприятий с учетом технологических особенностей и функциональных взаимосвязей работ.

**ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА**

Тенденция развития технического сервиса очевидна он приобретает стремительное развитие, объемы значительно увеличиваются в связи с тем, что парк машин и оборудования еще много лет будет расти и возобновляться; он становится наиболее перспективным бизнесом на рынке сельскохозяйственной техники.

В отличие от стран Евросоюза мы находимся в начале внедрения сервисной стратегии технического обеспечения АПК. Более того среди научных работников и госуправленцев нет четкой констатации очевидного стратегического направления, не определены приоритеты, не делается хотя бы моральной поддержки энтузиастам сервисной деятельности [1,2,3,9].

Анализ эволюции концепций техниче-

ского сервиса свидетельствует о том, что состоялся переход от серийного и массового типа производства предоставления сервисных услуг - к индивидуальному. Это требует пересмотра всех теоретических основ ремонтно-обслуживающего производства и создание теоретической базы основанной на индивидуализации обслуживания сельхозпроизводителей. В этих условиях ограниченное применение находят и типовые проекты производств [14,13,18].

Специалистами и научными работниками рассматриваются в качестве перспективных следующие направления развития технического сервиса сельхозхозяйственной техники:

**Первое направление-** заключается в том, что сервис выполняется производителем техники, оно уже десятки лет рассматривается отдельными специалистами как основное. Но реалии свидетельствуют о том, что такая система возможна при поставках небольшого количества технически сложного оборудования, которое требует высококвалифицированных специалистов. Например, в настоящий момент по такой схеме работает завод доильного оборудования „Брацлав". Но нужно заметить, что потребители не совсем довольны уровнем услуг. Кроме того поступает огромное количество машин и оборудования бывшего в эксплуатации в других странах. Заводские изготовители сняли его с обслуживания, поэтому для сервисных услуг нужны другие варианты.

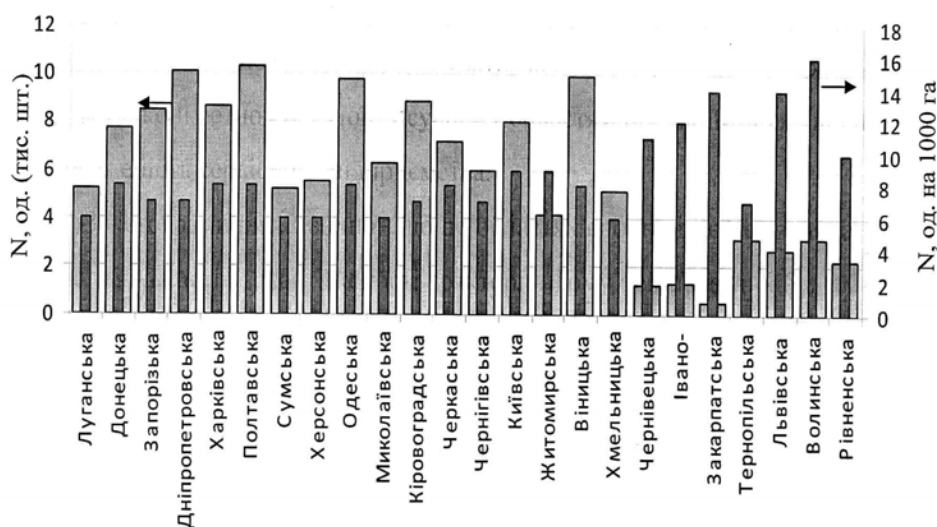


Рис. 1. Наличие тракторов в сельскохозяйственных предприятиях  
Fig. 1. Availability tractors to agricultural enterprises

**Второе направление-сервис** работа сельхозпроизводителя, занимало приоритетное место в предыдущих системах технического сервиса. До 70% объемов ремонта и технического обслуживания сельскохозяйственной техники выполнялись непосредственно в хозяйствах. Но анализ показывает, что в нынешнее время:

- вновь созданные сельскохозяйственные предприятия не создают и не планируют создавать ремонтно-обслуживающую базу, так как это требует значительных инвестиций, которые быстро не окупятся;

- получившие в наследство ремонтные мастерские постепенно сужают их деятельность.

Это связано с тем, что сельхозпроизводители сосредоточивают все внимание на производстве продукции, конкурировать становится все тяжелее. Ремонт машин нуждается в квалифицированных рабочих, современном оборудовании, красивых производственных помещениях, которые при малых объемах производства окупить невозможно. Механизаторы, напряженность работы которых растет из года в год, сложность машин и с.х инвентаря увеличивается лавинообразно, не могут и не хотят выполнять ремонтные работы своими силами, и, откровенно говоря, это не их специальность.

Таблица 1. Этапы развития технического обеспечения АПК и эволюция концепций технического сервиса

Table 1. Stages of development of the technical support of agroindustrial complex and the evolution of concepts of technical service

Периоды	Отраслевая форма технического обеспечения	Концепция технического сервиса	Производственная идея
Конец XIX Начало XX столетия	Мастерские по изготовлению и ремонту ивектора	Индивидуальная	Устранение поломок инвентаря, машин непосредственно на месте использования и в мастерских
30-ые - 60-ые	До 1959 г. - машино-тракторные станции (МТС) 1959- 1961 ремонтно-тракторные станции (РТС)	Производственная	Обслуживание и ремонт непосредственно на с.х. предприятии
60-ые - 80-ые	1959- 1961 гг.-РТС 1961 - 1978-ВО „Союзсельхозтехника”	Товарно - снабженческая	Усовершенствование техники, реализация техники, запчастей, материалов.
80-ые - 90-ые	1978- 1991 - Государственный комитет по материально-техническому обеспечению сельского хозяйства	Снабженческо-сервисная	Создание сети предприятий по ремонту ТО с массовым типом производства и предоставления сервисных услуг
90-ые - до нынешнего времени	Начало создания и развитие технических центров, снабженческо-сервисных фирм, построение основ будущей системы технического сервиса	Зарождение сервисной	Удовлетворение интересов сельхозпроизводителей в индивидуализированных сервисных услугах

- большие агрофирмы сохранили ремонтно-обслуживающую базу, но машино-тракторный парк комплектуют, как правило, новыми заграничными моделями, сложной конструкции с электронными системами. Поэтому регламентное техническое обслуживание проводят, а для выполнения ремонтных работ не хотят тратиться на специализированное оборудование и учебу ремонтников и создавать запасы агрегатов и запасных частей.

**Третье направление** - сервис предоставляется дилерам, сервисным центрам и т.д, получило наибольшее распространение в экономически и развитых странах при предоставлении услуг по техническому сервису тракторов, автомобилей, зерноуборочных комбайнов, кормозаготовительных комплексов и других сельскохозяйственных машин, особенно в гарантийный период.

Опыт посредников в Украине показывает, что они хорошо знают своих потребителей, условия эксплуатации техники, структуру посевов, состояние полей, квалификацию механизаторов. Поэтому сельхозпроизводители выполнение сервисных работ отдают преимущественно посредникам. Конечно же, техническая база большинства дилеров в Украине очень слаба.

**Четвертое направление** - состоит в предоставлении услуг многофункциональными компаниями существует и будет иметь место в будущем для сельхозпредприятий, которые комплектуются оборудованием и техническими системами производства разных фирм, а иногда и стран. Например, птицефабрики, свинокомплексы, перерабатывающие предприятия.

**Пятое направление** - предоставление сервиса небольшими ремонтными мастерскими и станциями технического обслуживания, получает все большее распространение. Небольшие мастерские выполняют ремонты части техники в послегарантийный период, ремонтируют приобретенные на вторичном рынке машины и инвентарь. Привлекательность их для сельхозпроизводителей связана с невысокой стоимостью и скоростью выполнения работ и небольшим расстоянием по расположению. Это отвечает и мировым тенденциям, где за последние 20

лет объемы работ в таких мастерских выросли почти на 20%. Некоторые машиностроительные компании для таких мастерских разрабатывают оборудование для сервисных работ, учат персонал, разрабатывают соответствующие технологии.

Организационной основой независимо от системного направления, как правило, выступает технический центр (сервисный центр, агротехсервис и т.п.).

Структурный состав такого центра может включать следующие основные подразделения (табл.2.)

Дилерские стандарты предусматривают минимальную оснащенность рабочих мест и минимальные требования к оснащению мастерских.

Создание участков характеризуется технологическими особенностями, при этом необходимо увязывать с функциональной их взаимосвязью и как следствие архитектурными решениями [7].

Таким образом технологическая структура предприятия будет зависеть от технологических особенностей выполнения работ, которые делают невозможным а порой и нецелесообразным их выполнения на одном участке.

Анализ показателей (табл.2), удостоверяющий что существует более десяти направлений деятельности сервисного предприятия, которые могут существовать самостоятельно (автономно), как отдельный вид сервисной деятельности, или как многоотраслевое сочетание в разных взаимосочетаниях.

В случае создания предприятия из одного вида технологической деятельности, оптимизация производства осуществляется путем нахождения максимальной его доходности. При этом учитываются необходимые инвестиции на приобретение технологического оснащения и аренду (или приобретение) помещений и земельного участка. Оптимизационная задача многоменклатурная, но ее можно свести к однопредметной так, как параметр оптимизации одинаковый (количество машин, или стоимость запасных частей, количество агрегатов, и т.д.) .На первой стадии создания предприятия это возможно, и даже целесообразно.

Таблица 2. Характеристика структурных подразделений сервисного предприятия  
Table 2. Characteristics of the structural units of the service enterprise

Подразделение (участок,)	Технологические особенности	Направленность инвестиций	Территориальные ограничения
ТО и ремонта (тракторов, комбайнов, с.г.техники)	Обслуживание и текущий ремонт техники	Технологическое оборудование и оргоснастка	Помещения для рабочих мест
Реализация запасных частей	Входной контроль, складирования, выдача	Оснащение складских операций	Зона обслуживания клиентов, склады
Салон продажи новых машин(тракторов, комбайнов, с.г.машин)	Подготовка к продаже, демонстрация	Оборудования салона, демонстрационный фонд машин	Площадка для хранения новой техники
Перепродажи поддержанных машин и инвентаря	Экспертиза , диагностика, ТО и ремонт, модернизация, предоставление товарного вида	Оборудования салона	Площадки для приобретенных и подготовленных для продажи машин
Мобильного сервиса (машин и особенно животноводческого оборудования)	Обслуживание и ремонт техники в агропроизводителя	Передвижная мастерская	Площадка для приобретенных и подготовленных для продажи машин
Ремонта агрегатов	Разборки, дефекация, замена деталей, регулировка узлов и агрегатов	Рабочие места по ремонту отдельных агрегатов	Производственные площади для создания рабочих мест
Разборки и утилизации техники	Разборки, сортировки по видам материалов, подготовка к сдаче	Приспособления, инструменты, оргоснастка	Площадки для техники и утиля, производственная площадь
Сезонное хранение (аккумуляторов, шин и т.д)	Мелкий ремонт, во зарядки, консервация, постановка на хранение	Оснащение складских помещений	Площадь складов
Мойка и очистка машин	Мойка высокого танке, удаление ржавчины, чистка полости	Моечная оборудования	Нормативная площадь на одну машину
Специализированный сервис (турбокомпрессоры, кондиционеры, топливные насосы, электронные системы)	Специальные технологические процессы	Комплект специального оборудования	Площадь в соответствии с нормами на рабочие места
Диагностика и технический осмотр машин	Выявление дефектов, контроль параметров	Комплект диагностических средств	Площадь на одну машину
Прокат и аренда с.г. техники	Обслуживание с.г. техники	Помещение для хранения агрегатов, машин	Площадки для хранения с.х. техники
Сектор заботы о клиентах	Обслуживание клиентов	Инфраструктура клиентов	Площадки для транспорта клиентов, бытовые помещения

Каждое из таких производств может быть прибыльным в определенных границах. Особенность сервисного производства то, что оно может расти до определенной величины, пока не будут исчерпаны возможности рынка данного вида услуги.

Дальнейший рост бизнеса возможен только за счет интегрированных образований, то есть организации других направлений предоставления услуг. В этом случае необходимо учитывать функциональные взаимосвязи производственных единиц, которые будут характеризовать функциональную структуру сервисного предприятия.

Из рис.2. видно, что участок ТО и ремонта будет обслуживать  $N_{тов}$  единиц товарных машин,  $N_{вжс}$  поддержанных единиц машин и  $N_{п.п}$  машин которые пройдут перепродажное обслуживание. Запасные части будут реализовываться через магазин как товарные ( $n_T$ ), будут потребляться на техническое обслуживание и ремонт ( $n_{тр}$ ), для поддержанных машин ( $n_{вжс}$ ), для мобильного сервиса ( $n_{моб}$ ) и ремонта агрегатов ( $n_a$ ).

Участок разборки и утилизации техники будет иметь прибыль с реализации утиля ( $Y_c$ ), а также реализации деталей  $n_{zn}$  с остаточным ресурсом.

Все эти взаимосвязи должны быть учтены в оптимизационной модели многопрофильного предприятия.

**ВЫВОДЫ**

1. Рост значения технического сервиса АПК обусловлено стойкими объективными тенденциями развития общества.
2. Анализ эволюции концепций технического сервиса свидетельствует, что отрасль переходит к сервисной концепции с предоставлением индивидуальных услуг.
3. Переход к индивидуализации сервисных услуг требует пересмотра теоретических основ ремонтно-обслуживающего производства.
4. Все рассмотренные направления развития технического сервиса заслуживают на внимание и будут в дальнейшем составляющими сервисной системы.

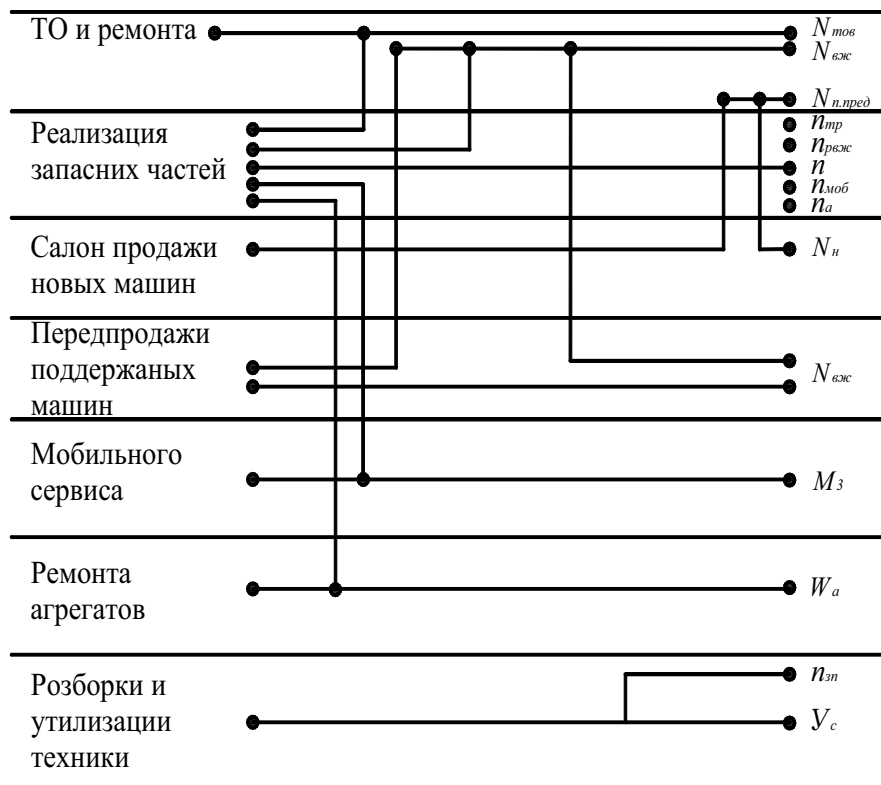


Рис.2. Функциональная связь производственных единиц  
Fig. 2. The functional relation of production units

5. Производственная структура сервисного предприятия определяется технологическими особенностями с последующим определением границ прибыльной деятельности

6. Приведены производственные подразделения могут быть приняты за основу для дальнейшей оптимизации структуры предприятия.

7. Оптимизационная математическая модель должна учитывать функциональные связи в интегрированных производственных структурах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Chernoiivanov V. I., Goryachev S. A. 2012. Osnovnye podkhody k remontu i povysheniyu urovnya servisa selskokhozyaystvennoy tekhniki. «Tekhnika i oborudovaniye dlya sela», №12 (185), 2-4.
2. Kravchuk V. 2012. Algoritm rozvitku silskogospodarskogo mashinobuduvannya na suchasnomu etapi. Tekhnika i tekhnologii APK №1, sichen, 6-9.
3. Kravchuk V., Pogorily V., 2013. Do pitannya formuvannya bagatofunktionalnikh tsestriv tekhnichnikh i tekhnologichnikh poslug v APK. Tekhnika i tekhnologii APK №4 (43), 7-10.
4. Kulebanova V. V. 2006. Marketing servisnykh uslug. - SPb. : Vektor, - 192.
5. Khaksever K., Render B., Rassel G., Merdik R. 2002. Upravleniye i organizatsiya v sfere uslug. 2-oye izd. Spb. : Piter, – 752.
6. Naumenko A. A. 2011. Strategiya razvitiya infrastruktury tekhnicheskogo servisa APK. trudy Agrarnogo universiteta Moldovy t.28, Kishinev, 35-40.
7. Naumenko O. A., Petrusha E. Z., Sementsov V. I. 2011. Tekhnichne osnashchennya silgosppidpriemstv Ukraïni za 1990-2008 roki. Pratsi tavriskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. Vipusk 11, tom 5, Melitopol, 52-55.
8. Naumenko O. A., Naumenko I. V. 2013. Tekhnologichna i funktsionalna struktura servisnogo pidpriemstva. Visnik KhNTUSG im.P. Vasilenka., vip. 132 "Tekhnichni sistemi i tekhnologii tvarinnitstva, 121-125
9. Naumenko A. A. 2003. Selkhozproizvoditel - yadro deyatelnosti servisnogo predpriyatiya. Vestnik KhNTUSG. Vypusk №17 3-5.
10. Organizatsiyni formi tekhnichnogo servisu i

prognoz ikh rozvitku v rinochnikh umovakh vedennya gospodarstva v agropromislovomu kompleksi Ukraïni, Kiïv, NNTs "IMESG", 2001-170.

11. Statistichny byuletен «Nayavnist silskogospodarskoï tekhniki ta energetichnikh potuzhnostey u silskomu gospodarstvi u 2011 rotsi». Derzhavna sluzhba statistiki Ukraïni, Kiïv 2012.

12. Lagucha Yu. O., Nazin Ye. I., Mitin S. G. 2012. Strategiya mashinno-tekhnologicheskogo obespecheniya proizvodstva selskokhozyaystvennoy produktsii Rossii na period do goda. M. : Rosselkhozakademiya, - 50.

13. Voytov V. A. Naumenko I. V. 2013. Doslidzhennya rinku servisnikh poslug v APK Ukraïni. Visnik KhNTUSG im.P. Vasilenka vip.134 "Tekhnichny servis mashin v roslinnitstvi" Kharkiv, - 192-196

14. Volgin V. V. 2005. Avtoservis: Sozdaniye i sertifikatsiya: Prakticheskoye posobiye. - 2-oye izd. «Dashkov i Ko», - 620.

15. Tekhnichny servis mashin u tvarinnitstvi. / Za red. O. A. Naumenka, V. D. Voytyuka. // - Kiïv-Kharkiv, 2007, 280.

16. Vimogi do dileriv zrostayut. «The Ukrainian Farmer», sichen 2013.

17. Zakon Ukraïni № 229-V «Pro sistemu inzhenerno-tekhnichnogo zabezpechennya agropromislovogo kompleksu Ukraïni», 2006.

18. Zakon Ukraïni №4572-VI "Pro gromadski ob'ednannya" 22.03.2012r.

19. Norbert Chamier-Gliszczyński. 2010. Kryteria oceny realizacji odzysku z swe. MOTROL: - Lublin т. 12, 54 - 59.

20. Norbert Chamier-Gliszczyński. 2010. Odzysk elementow samochodu po jego kasacji. MOTROL. - Lublin т. 12, 60 - 65

#### DEVELOPMENT OF REPAIR FACILITIES SERVICES IN AIC UKRAINE

**Summary.** This article gives an analysis of the current state of the machine and tractor Ukraine, revealed the evolution of technical service vehicles, studied the technological features works on service and their functional relationnye, the main directions of development of the infrastructure of technical service.

**Key words:** service vehicles, thosenical service and repair.

## МОДИФИКАЦИЯ СТРУКТУРЫ И МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТАЛИ Пониженной прокаливаемости при импульсном закалочном охлаждении жидкостью

*Григорий Бетенья, Геннадий Анискович*

*(УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»)*

*Пр. Независимости 99, Минск, Беларусь E-mail: rektorat@batu.edu.by*

*Grigory Betenya, Gennady Aniskovich*

*(EE "Belarusian State Agrarian Technical University")*

*Pr. Nezavisimosti 99, Minsk, Belarus E-mail: rektorat@batu.edu.by*

**Аннотация.** В статье приведены сведения о микроструктурном строении упрочненных деталей рабочих органов из углеродистых сталей пониженной прокаливаемости. Установлено, что применение импульсного закалочного охлаждения и низкого отпуска обеспечивает получение стальных изделий с объемной нанокристаллической структурой, являющейся основой повышения конструкционной прочности и износостойкости деталей.

**Ключевые слова:** сталь, прочность, износостойкость, нанокристаллическая структура.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Традиционно применяемые материалы и технологии упрочнения деталей рабочих органов сельскохозяйственных машин достигли своего предела в получении требуемой конструкционной прочности и износостойкости и требуют эффективной замены. Основная причина состоит в том, что с увеличением прочности (твердости) и износостойкости пластичность сталей уменьшается [1,11]. Наличие абразивной среды, значительных ударных нагрузок, высоких напряжений и ряд других причин, обусловили необходимость поиска новых подходов для повышения свойств конструкционных сталей в результате формирования в них объемного микро - и наноструктурированного состояния [1, 12, 18].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

На современном этапе развития металловедения из уже получивших практическую реализацию на наномасштабном уровне явлений можно выделить два основных направления:

1. Упрочнение стали путём контролируемого введения ультра- и мелкодисперсных наночастиц [1, 11, 20];

2. Упрочнение за счёт фрагментации - специального управляемого измельчения структуры стали [2, 3, 8].

В последнее время установлено, что наряду с интенсивной пластической деформацией эффективное формирование мелкодисперсных структур может быть достигнуто и при закалке конструкционных сталей за счёт фазового превращения в процессе охлаждения [12]. Практические результаты достигнуты европейскими, американскими и японскими производителями. В работе [2] сообщается о получении в промышленных условиях стальных заготовок толщиной более 200 мм с размером структурных элементов не более 40 нм.

В случае углеродистых конструкционных сталей, в частности сталей пониженной прокаливаемости (ПП), отличающихся относительно дешевой и недефицитностью, возможен вариант термической обработки на получение мартенситной структуры с повышением их прочностных характеристик на 25-30% без снижения ударной вязкости [17].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Основной целью настоящей работы являлось предоставление информации и ознакомление заводских технологов с возможностями формирования объемной нанокристаллической структуры в углеродистых сталях пониженной прокаливаемости при реализации импульсного закалочного охлаждения жидкостью (ИЗОЖ) рабочих органов с последующим низким отпуском, а также получаемых механических свойствах.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Термическая обработка деталей рабочих органов из углеродистой стали 60ПП, выполнялась на экспериментальной закалочной установке с различной интенсивностью ох-

лаждения. Детали нагревались до температуры закалки с точностью  $\pm 5^\circ\text{C}$ , время аустенизации составляло 10 минут. Охлаждение осуществлялось потоком воды при различных значениях давления и расхода. Температура воды находилась в пределах  $5\text{--}35^\circ\text{C}$ , время охлаждения - в интервале 0,5-5 с в зависимости от толщины изделия.

Исследование микроструктуры упрочненных поверхностей деталей после закалки и низкого отпуска проводилось на образцах в двух плоскостях по схеме, представленной на рисунке 1. Образцы вырезались из деталей рабочих органов (лемехов, дисков и др.) почвообрабатывающих машин после различных режимов термической обработки.

Микроструктура упрочненного слоя и сердцевины изучалась на световом микроскопе «MeF-3» фирмы «Reichert» (Австрия) при увеличении  $\times 500$ . Микроструктура упрочненных слоев дополнительно исследовалась на сканирующем электронном микроскопе высокого разрешения «Mira» фирмы «Tescan» (Чехия) при увеличении  $\times 5000, \times 20000, \times 50000, \times 80000$  и с использованием детектора *Nordlys II EBSD (Oxford Instruments)* обратно рассеянных электронов.

Характеристика и балл мартенсита определялись по ГОСТ 8233, размеры фрагментов мартенсита с использованием метода секущих (метод подсчета пересечений границ зерен по ГОСТ 5639).

Фазовый состав, количество остаточного аустенита определялось на дифрактометре общего назначения ДРОН-3.0 в *CuK* монохроматизированном излучении, вторичная монохроматизация осуществлялась пиролитическим графитом с вращением образца в собственной плоскости. Количество остаточного аустенита и мартенсита рассчитывались с помощью программы автоматизированного рентгеновского исследования «WinDif», по отношению интенсивностей линий всех фаз, присутствующих в образце.

Твердость по Роквеллу определялась на твердомере ТК14-250 по ГОСТ 9013. Испытания на трехточечный изгиб проводили на универсальной испытательной машине «Инстрон 1195» в соответствии ГОСТ 473.8.

Сталь 60ПП в исходном состоянии (в состоянии поставки после отжига) имеет феррито-перлитную структуру, что не обеспечивает

требуемых механических и эксплуатационных свойств. Термическое упрочнение изготавливаемых деталей рабочих органов осуществляется путём закалки с последующим низким отпуском для получения структуры мартенсита отпуска повышенной твердости (60 - 62HRC). Применяемые температурно-временные режимы классической закалки приводят к высокой хрупкости стальных изделий, снижая их ресурс [17]. Использование интенсивного импульсного водяного охлаждения при термообработке стали 60ПП позволяет избежать этого недостатка в результате получения объемной нанокристаллической структуры и фрагментации зерен мартенсита.

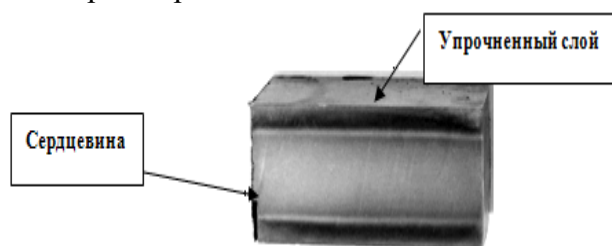


Рис. 1. Схема расположения исследуемых поверхностей образца стали 60ПП  
Fig. 1. Map of the surfaces of the sample were investigated 60PP

На рисунке 2 (а, б) показаны микроструктуры упрочненного слоя образца стали 60ПП при увеличениях  $\times 5000, \times 20000$ . Максимальная длина игл мартенсита составляет 5-6 мкм, толщина игл - порядка 0,2 – 0,3 мкм. Структура образца характерна для мартенсита пакетного (реечного) типа со средним поперечным размером реек 450 – 550 нм. Твердость по Роквеллу упрочненного слоя - 56 -57 HRC.

Только при увеличениях  $\times 50000$  и  $\times 80000$  методом электронной микроскопии выявлена фрагментация мартенсита рисунке 2 (в, г). В результате исследований определено, что мартенситные иглы частично фрагментированы, размер фрагментов находится в диапазоне 20 – 150 нм, их средний размер составляет 40 – 50 нм.

На отдельных фрагментах проявляются очертания субмикрозерен. Края мартенситных пластин и фрагментов частично размыты, что говорит об их аморфно-кристаллическом состоянии.

Статистические данные по средней длине фрагментов мартенситных пластин стали 60ПП после упрочнения рабочей поверхности



# МОДИФИКАЦИЯ СТРУКТУРЫ И МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТАЛИ ПОНИЖЕННОЙ ПРОКАЛИВАЕМОСТИ ПРИ ИМПУЛЬСНОМ ЗАКАЛОЧНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ЖИДКОСТЬЮ

деталей толщиной 6-12мм показали, что размер 80% фрагментов находится в диапазоне 0,02 - 0,08мкм (таблица 1 и рисунок 3) После низкого отпуска при 180°C размер фрагментов изменяется незначительно, 60% составляют фрагменты зерен мартенсита размерами 0,02-0,06 мкм.

Результаты рентгеноструктурных исследований и расчетов параметров тонкой структуры образца толщиной 6мм в упрочненном слое только после закалки приведены в таблице 2.

Из таблицы 2 видно, что в упрочненном слое размер ОКР уменьшается в 1,1 раза от

116 до 101Å, что подтверждается уширением линии на рентгенограмме. В 1,3 раза увеличивается величина средней относительной деформации от  $1,095 \times 10^{-3}$  до  $1,403 \times 10^{-3}$ . Плотность дислокаций увеличивается в 1,6 раза от  $0,780 \times 10^{10} \text{ см}^{-2}$  до  $0,128 \times 10^{11} \text{ см}^{-2}$  относительно упрочненного слоя образца толщиной 12мм. Распределение относительной среднеквадратической микродеформаций - ОСМД -  $\langle E^2(L_n) \rangle^{1/2}$  – степенное, характеризующееся скоплением дислокаций. Расчет количества остаточного аустенита в программе PdfWin показал, что он составляет 6 – 10 %.

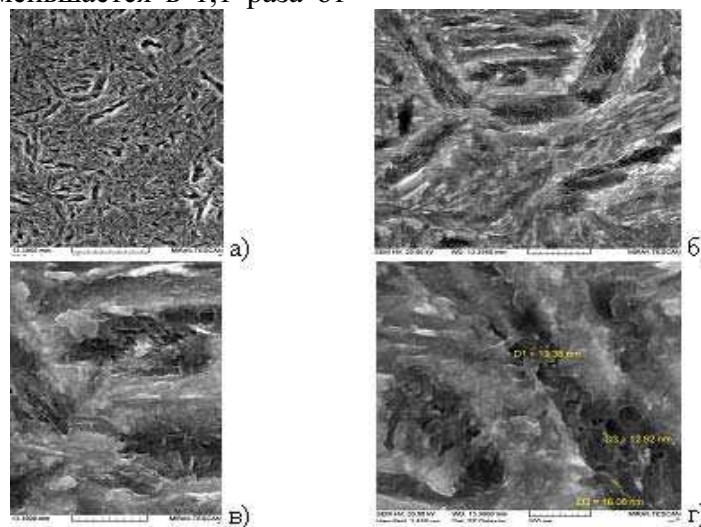


Рис. 2. Микроструктура упрочненного слоя образца стали 60ПП толщиной 8мм после импульсного закалочного охлаждения водой и низкого отпуска: а) - х5000; б) - х20000; в) - х50000; г) - х80000

Fig. 2. The microstructure of the hardened layer of the sample 60PP 8mm thick steel after quenching pulse cooling water and low-temperature: a) - h5000 b) - h20000 c) - h50000 d) - h80000

Таблица 1 - Разбиение на классы по длине фрагментов в мартенситных пластинах детали из стали 60ПП после низкого отпуска

Table 1 - Splitting into classes according to the length of the fragments in the martensite plates, steel parts 60PP after low tempering

Класс	Количество, штук	Интервал, мкм	Доля по количеству, %	Доля по массе, %
1	0	0 – 0,02	0	0
2	2	0,02 – 0,04	3,08	1,14
3	29	0,04 – 0,06	44,62	30,08
4	26	0,06 – 0,08	40	45,04
5	7	0,08 – 0,1	10,77	20,88
6	1	0,1 – 0,12	1,54	2,85
7	0	0,12 – 0,14	0	0
8	0	0,14 – 0,16	0	0
9	0	0,16 – 0,18	0	0
10	0	0,18 – 0,2	0	0

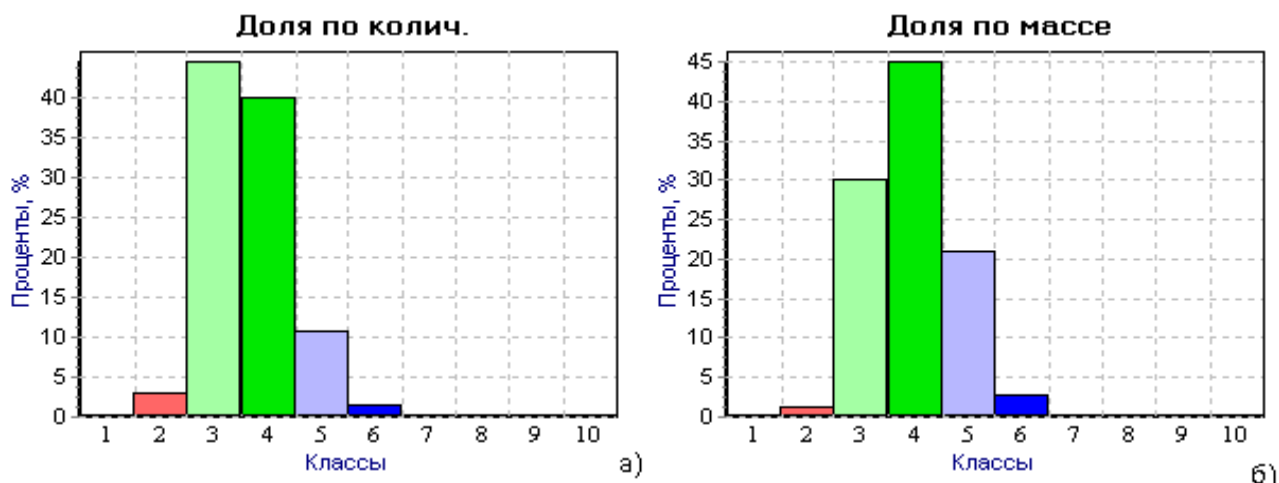


Рис. 3. Гистограммы распределения фрагментов мартенсита по длине в рабочей части детали из стали 60ПП после низкого отпуска: а) доля по количеству; б) доля по массе

Fig. 3. Histograms of the distribution of fragments along the length of the martensite in the working part of steel parts 60PP after low tempering: a) the proportion of the number, and b) the proportion by weight

Таблица 2. Расчетные параметры тонкой структуры в упрочненном слое стали 60ПП  
Table 2. Estimated parameters of the fine structure in the hardened layer steel 60PP

Параметр тонкой структуры	Упрочненный слой
Ширина ФФУ	1,9211
Средняя относительная деформация, $\times 10^{-3}$	1,403
Плотность дислокаций, $\text{см}^{-2} \times 10^{11}$	0,128
Размер ОКР, Å	$101 \pm 3$
Параметр ячейки Å	2,8651

Результаты исследований упрочненного слоя образцов стали 60ПП с углубленным изучением микроструктуры мартенсита при больших увеличениях, выявили предпосылки для определения влияния фрагментации игл мартенсита на её механические свойства (таблица 3). Несущественное изменение значений структурно – нечувствительного свойства (твердости) для различных режимов термического упрочнения в полной мере не отражают эту зависимость.

Результаты испытаний на трехточечный изгиб образцов стали 60ПП после термической обработки приведены в таблице 4. Изучение механических свойств стали 60ПП после закалки (без и с отпуском) показали, что наноструктурные изменения приводят к значительному увеличению предела прочности на изгиб в 1,35 - 1,45 раза.

Для получения более полной информации изучалось строение упрочненных слоев методом дифракции обратно рассеянных электронов. Исследования осуществляли на образце

толщиной 12мм после закалки и низкого отпуска в зоне упрочнения и вне её на сканирующем электронном микроскопе «Mira». Была проведена оценка разориентации фрагментов зерен мартенсита при различных режимах методом обратного рассеивания вторичных электронов. В результате исследований упрочненного слоя и вязкой сердцевины выявлена повышенная концентрация малоугловых границ в крупных зернах. Наибольшее количество фрагментов характеризуются разориентировкой границ меньше  $2^\circ$ .

На рисунке 4 представлены карта и гистограммы ориентации кристаллита с обозначенными границами зерен на участке упрочнения. Видно, что в упрочненном слое зерна разбиты на фрагменты (субзерна) с углами разориентации больше двух градусов. Преобладают зерна размером порядка 0,02 – 0,08 мкм. Размер субзерен меньше 0,1 мкм.

В случае сердцевины разбиение зерен на фрагменты практически отсутствует, преобладают зерна размерами порядка 1 - 2 мкм.

**МОДИФИКАЦИЯ СТРУКТУРЫ И МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТАЛИ ПОНИЖЕННОЙ  
ПРОКАЛИВАЕМОСТИ ПРИ ИМПУЛЬСНОМ ЗАКАЛОЧНОМ ОХЛАЖДЕНИИ  
ЖИДКОСТЬЮ**

Таблица 3. Структурные характеристики углеродистой конструкционной стали 60ПП при различных режимах термической обработки

Table 3. Structural characteristics 60PP carbon structural steel in various modes of heat treatment

Толщина образца, мм	Режим термической обработки	Структурные параметры мартенсита		Аустенит ост., %	Твердость, HRC	Характеристика структуры упрочненного слоя
		Максимальная длина игл, мкм	Средние размеры фрагментов, нм			
8	ИЗОЖ+низкий отпуск	6	40-50	-	57	Мелкоигольчатый мартенсит, балл 4
8	ИЗОЖ+низкий отпуск	4	10-50	-	56	Мелкоигольчатый мартенсит, балл 3
8	ИЗОЖ+низкий отпуск	3	40-70	-	54	Мелкоигольчатый мартенсит, балл 2-3, аморфно-кристаллическое состояние мартенситных пластин
12	ИЗОЖ+низкий отпуск	4	5-50	-	58	Мелкоигольчатый мартенсит, балл 4, аморфно-кристаллическое состояние мартенситных пластин
6	ИЗОЖ+низкий отпуск	4	30 - 60	6-10	60	Мелкоигольчатый мартенсит, балл 4

Таблица 4. Результаты испытаний упрочненной стали 60ПП на трехточечный изгиб

Table 4. Test Results hardened steel three-point bending 60PP

Номер образца	Геометрические размеры сечения образцов		Разрушающая нагрузка, кН	Предел прочности на изгиб, МПа
	Толщина, мм	Ширина, мм		
04/850/ без отпуска	11,93	7,59	50	3022,5
05/800/ без отпуска	11,92	7,92	50	2796,4
1т/800/+ низкий отпуск	9,75	8,05	50	3803,3
2т/850/+ низкий отпуск	9,46	8,62	50	4433,6

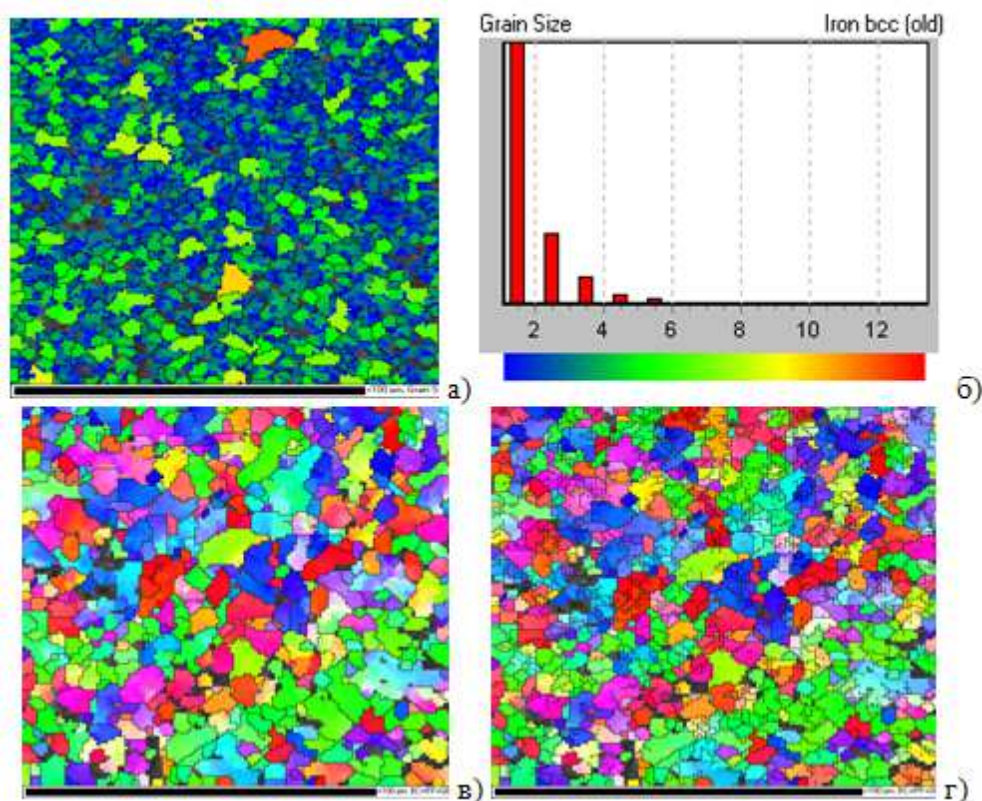


Рис. 4. Строение упроченного слоя образца стали 60ПП

а) карта распределения зерен по размерам; б) гистограмма распределения зерен по размерам; в) границы зерен с углами разориентации больше десяти градусов; г) границы зерен и фрагментов – субзерен с углами разориентации больше двух градусов

Fig. 4. Structure of the hardened layer of the sample were 60PP

a) The map of the distribution of grain sizes, and b) a histogram of the grain size distribution, and c) the grain boundaries with misorientation angles of more than ten degrees, and d) the grain boundaries and fragments - subgrains with misorientation angles of more than two degrees

### ВЫВОДЫ

1. В объёмных деталях рабочих органов из углеродистых сталей ПП при их импульсном закалочном охлаждении и низком отпуске формируется фрагментированная нанокристаллическая структура мартенсита, что позволяет достигнуть оптимального соотношения прочностных и вязкостных характеристик, с максимальным обеспечением требуемых технико-экономических показателей.

2. Фрагментация микроструктуры углеродистых конструкционных сталей является не только предметом исследований, но становится реальной технологической операцией термической обработки стальных деталей рабочих органов сельскохозяйственных машин.

3. В результате выбранных режимов термообработки для стали 60ПП мелкоугольчатый мартенсит с наибольшей длиной игл 1 - 4 мкм дробится на отдельные, разориентиро-

ванные под определёнными углами фасетки размерами 20-80нм внутри пластинок мартенсита. При этом характеристики её механических свойств (например, предел прочности на изгиб) возрастают на 35 - 45%, что существенно превосходит аналогичные показатели при традиционных режимах закалки и отпуска.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Arzamasov B. N. 2008. Materialovedeniye: uchebnyk dlya vuzov. Izd. 8-e. Moskva: Izd-vo MGTU, 648.
2. Bulk nanocrystalline steel. Ironmaking and steelmaking.-2005.-V.32-405-410. 7
3. Bykov Yu. A. 2010. Struktura i svoystva konstruktsionnykh nanomaterialov. Prilozheniye №7 k zhurnalu «Spravochnik. Inzhenerny zhurnal», №7, 1-24.
4. Simonov Yu. N., Nishta A. P., Yugay S. S., Pertsev A. S. 2010 Dispergirovaniye struktury

МОДИФИКАЦИЯ СТРУКТУРЫ И МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТАЛИ ПОНИЖЕННОЙ  
ПРОКАЛИВАЕМОСТИ ПРИ ИМПУЛЬСНОМ ЗАКАЛОЧНОМ ОХЛАЖДЕНИИ  
ЖИДКОСТЬЮ

- stali 35Kh vplot do nanourovnya s tselyu sozdaniya materiala dlya sudov vysokogo davleniya. Metallovedeniye i termicheskaya obrabotka metallov. – №11. 7-12.
5. Maslenkov S. B., Lyapunov V. M., Zinchenko V. M., Ushakov B. K. 2003. Entsiklopedichesky spravochnik termista-tehnologa : v 3 T. : T.1 Pod obshch. red. S.B. Maslenkova. M. : Nauka i tekhnologii, – 392.
6. Maslenkov S. B., Lyapunov V. M., Zinchenko V. M., Ushakov B. K. 2004. Entsiklopedichesky spravochnik termista-tehnologa : v 3 T. : T.3 Pod obshch. red. S.B. Maslenkova. M.: Nauka i tekhnologii, – 704.
7. Sarychev V. D., Granovsky A. Yu., Starovatskaya S. N., Gromov V. E. 2012. Gidrodinamicheskaya model obrazovaniya nanostrukturnykh sloyev. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeny. Chernaya metallurgiya. – №6. – 57-60.
8. Gorynin I. V. 2008. Ekonomnolegirovannyye stali s nanomodifitsirovannoy strukturoy dlya ekspluatatsii v ekstremalnykh usloviyakh. Voprosy materialovedeniya. №2(54), 7-19.
9. Khronika. Vtoroy Vserossysky seminar po problemam zakalochnogo okhlazhdeniya. - M i TOM. 1997. №10. 37-38.
10. Kobasko N. I. 1980. Zakalka stali v zhidkikh sredakh pod davleniyem – K. : Naukova Dumka, -208.
11. Lakhtin Yu. M., Leontyev V. P. 1990. Materialovedeniye. : Uchebnik dlya vysshikh tekhnicheskikh uchebnykh zavedeny. – M. : Mashinostroyeniye, – 528.
12. Lyakishev N. P., Alymov M. I. 2006. Nanomaterialy konstruktsionnogo naznacheniya. Rossyskiye nanotekhnologii, T.1, № 1-2, 71 - 81.
13. Ksenevich I. P., Varlamov G. P., Kolchin N. N. 2002. Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. - M. : Mashinostroyeniye. Selskokhozyaystvennyye mashiny i oborudovaniye. / pod red. I.P. Ksenevicha. // T. IV-16. – 720.
14. Kechin V. A., Vaganov V. E. 2010. Osnovnyye tendentsii sozdaniya nanostrukturirovannykh materialov. Metallurgiya mashinostroyeniya. – №2. 27-30.
15. Panin V. E., Yegorushkin V. E. 2009. Fizicheskaya mezomekhanika i neravnovesnaya termodinamika kak metodologicheskaya osnova nanomaterialovedeniya. Fizicheskaya mezomekhanika – T. 12. № 4. – 7-26.
16. Panin V. E., Yegorushkin V. E. 2010. Nanostrukturnye sostoyaniya v tverdykh telakh. Fizika metallov i metallovedeniye – T. 110. №5, – 486-496.
17. Shilo I. N. 2010.-Povysheniye rabotosposobnosti detaley rabochikh organov selskokhozyaystvennykh mashin. - Minsk : BGATU, 320.
18. Rybin V. V., Malyshevsky V. A., Khlusova Ye. I. 2009. Tekhnologii sozdaniya konstruktsionnykh nanostrukturirovannykh staley. MITOM, №6 (643), 3-7.
19. Vaganov V.E., Kechin V. E., Yevdokimov I. A. 2010. Sovremennyye dostizheniya po polucheniyu materialov s nanokristallicheskoy strukturoy. Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya. – №6. 3-11.
20. Usherenko S. M. 1998. Sverkhglubokoye pronikaniye chastits v pregrady i sozdaniye kompozitsionnykh materialov. Minsk : NII IP s OP, – 210.
21. Volokushin V. 2005. Metallovedeniye i termicheskaya obrabotka. Uch.-sprav. posobiye. Vinnitsa : Kniga-Vega. - 504.

**MODIFICATION OF THE STRUCTURE  
AND MECHANICAL PROPERTIES OF  
STEEL LOWER HARDENABILITY AT  
PULSE HARDENING LIQUID COOLING**

**Summary.** The article presents information on the microstructural details of the structure of the hardened working parts from low carbon steel hardenability. Found that the use of pulsed cooling and hardening of low holiday provides steel products with a bulk nanocrystalline structure, the basis of the strength and wear resistance.

**Key words:** steel, toughness, wear resistance, nanocrystalline structure.

## **ВИБРАЦИОННАЯ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНАЯ МАШИНА ДЛЯ ДООЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР**

*Петр Заика, Николай Бакум, Анатолий Михайлов, Александр Козий, Антон Усков*  
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства*  
*имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Petr Zaika, Nickolay Bakum, Anatoliy Mikhaylov, Alexander Koziy, Anton Uskov*  
*Kharkov national technical university of agriculture of the named after Petra Vasilenko*  
*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** Описан новый способ очистки и сортирования семян сельскохозяйственных культур по комплексу физико-механических свойств: упругости, фрикционным свойствам и форме семян. Приведена математическая модель движения частиц по рабочему органу вибрационной семяочистительной машины, в которой реализуется разработанный способ сепарации. Указаны семенные смеси, разделение которых эффективно на машине.

**Ключевые слова:** Вибрационная семяочистительная машина, семена сельскохозяйственных культур, очистка, сортирование, математическая модель.

### **ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ**

Доведение до высоких посевных кондиций семян сельскохозяйственных культур традиционными методами с использованием серийных с воздушно-решетно-триерными рабочими органами зерноочистительных машин связано с определенными трудностями из-за своеобразного приспособления семян сорных растений, которые постепенно теряют те признаки делимости, по которым ранее отличались от семян основной культуры [2, 3, 4, 6, 7, 10, 14, 15].

### **АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ**

Повышение урожайности сельскохозяйственных культур связано с применением современных технологий, средств механизации, а также с использованием для посева семенного материала с высокими посевными и урожайными свойствами.

Подготовить семена сельскохозяйственных культур с высокими посевными качествами возможно только опираясь на научное обоснование и промышленные технологии

специализированных заводов, цехов и механизированных токов, которые укомплектованы современным специальным оборудованием для очистки, сортирования, активного вентилирования, сушки и других операций для послеуборочной обработки семян. Необходимо отметить, что разработка, усовершенствование и организация серийного производства новых высокопроизводительных, высокоэффективных машин и оборудования для послеуборочной обработки семенных материалов сельскохозяйственных культур в настоящее время не в полной мере удовлетворяет потребности семеноводов.

Сепарация семенных смесей овощных культур в большинстве хозяйств Украины осуществляется на зерноочистительных машинах общего назначения с тихоходными воздушно-решетно-триерными рабочими органами. Очистка и сортирование семян на этих машинах часто связана со значительными трудностями, потому что семена большинства сорняков и примесей существенно не отличаются от семян основной культуры по аэродинамическим свойствам и размерным характеристикам. Вынужденные многократные пропуски семенных смесей овощных культур через рабочие органы таких машин приводят к травмированию семян и потерям значительной части семян основной культуры в отход.

Несовершенство технологических процессов серийных зерноочистительных машин предопределяет необходимость насыщения технологических линий для послеуборочной обработки специальными семяочистительными машинами для доочистки семян сельскохозяйственных культур. Использование этих машин в свою очередь усложняет технологические линии, их настройку, обслуживание, и не всегда приво-

## ВИБРАЦИОННАЯ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНАЯ МАШИНА ДЛЯ ДООЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

дит к получению высококондиционных семян [3, 5, 6, 7, 13, 14, 15].

В связи с этим, поиск новых признаков разделения и рабочих органов для их реализации в зерноочистительных машинах для очистки и сортирования семенных смесей сельскохозяйственных культур, а также исследование технологического процесса подготовки посевного материала с высокими посевными показателями является актуальным и имеет важное значение.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – обосновать параметры сепарации семенных смесей на виброфрикционных поверхностях с помощью математического моделирования движения частиц по рабочему органу машины, в которой реализуется новый способ сепарации – по комплексу физико-механических свойств. Установить возможность доочистки до высоких посевных качеств семян сельскохозяйственных культур от трудноотделимых семян сорных растений и примесей с одновременным сортированием семян основной культуры на вибрационной семяочистительной машине.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Решение проблемы повышения качества семян связано с созданием новых высокоэффективных средств их очистки и сортирования.

Многолетние исследования в теории и практике вибросепарации [12, 16, 17, 18, 19, 20] дали возможность создать новый способ очистки и сортирования компонентов семенных смесей – по комплексу физико-механических свойств: упругости, фрикционных свойств и форме семян. Этот способ сепарации семян, положенный в основу конструкций новых машин, рабочими органами которых являются вибрирующие неперфорированные фрикционные плоскости.

Рабочие органы этих машин в большинстве режимов технологического процесса очистки и сортирования семян устанавливаются с двойным продольно-поперечным наклоном к горизонту.

При этом вибрирующие плоскости не горизонтальны, а траектории колебаний не лежат в вертикальной плоскости, имеющей нормаль к вибрирующей плоскости, то есть

не лежат в плоскости наибольшего ската. В материалах статьи рассмотрим только прямолинейные гармонические колебания плоскости, которые не лежат в плоскости наибольшего ската.

На рис. 1 показана схема сил, действующих на частицу, находящуюся на колеблющейся плоскости с продольно-поперечным наклоном.

Положение плоскости в пространстве определяется следующими системами координат:  $\xi_0^* \eta_0^* \zeta_0^*$  – абсолютная (неподвижная) система координат;  $\xi \eta \zeta$  – относительная (подвижная) система координат, плоскость которой  $\xi O \eta$  совпадает с фрикционной рабочей плоскостью вибрационной семяочистительной машины;  $\xi' \eta' \zeta'$  – относительная (подвижная) система координат, оси которой во время движения остаются параллельными осям абсолютной системы координат  $\xi_0^* \eta_0^* \zeta_0^*$  (оси  $\xi'$  и  $\eta'$  располагаются в горизонтальной плоскости).

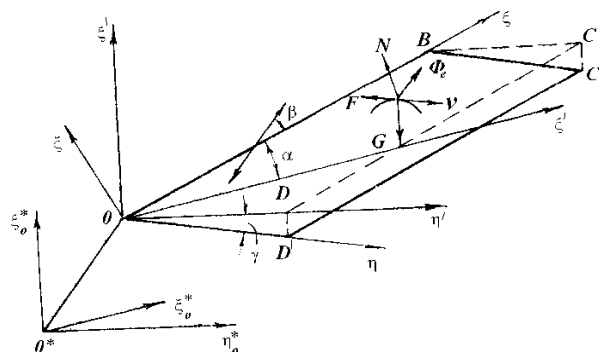


Рис. 1. Схема сил, действующих на частицу, находящуюся на колеблющейся плоскости с продольно-поперечным наклоном

Fig. 1. Chart of forces operating on particle being on the hesitating plane with the longitudinal-transversal inclination

Системы координат  $\xi' \eta' \zeta'$  и  $\xi \eta \zeta$  жестко связаны с шероховатой рабочей плоскостью вибрационной семяочистительной машины. Положение рабочей плоскости  $OBCD'$  относительно системы координат  $\xi' \eta' \zeta'$  определяется продольным углом наклона  $\alpha$  и поперечным углом наклона  $\gamma$ . Вектор возбуждающей силы вибровозбудителя расположен в плоскости, которая параллельна плоскости

$\xi\alpha\zeta'$  под углом  $\beta$  к линии пересечения шероховатой рабочей плоскости с плоскостью  $\xi\alpha\zeta'$  ( $\beta$  – угол направленности колебаний).

Дифференциальные уравнения относительного движения материальной точки имеют такой вид [5, 11]:

$$m\ddot{\xi} = F_{\zeta} + \Phi_{e\xi} + \Phi_{k\xi}, \quad (1)$$

$$m\ddot{\eta} = F_{\eta} + \Phi_{e\eta} + \Phi_{k\eta},$$

$$m\ddot{\zeta} = F_{\zeta} + \Phi_{e\zeta} + \Phi_{k\zeta},$$

где:  $m$  – масса частицы;  $\ddot{\xi}, \ddot{\eta}$  и  $\ddot{\zeta}$  – проекции относительного ускорения;  $F_{\xi}, F_{\eta}, F_{\zeta}$  – проекции действующих на частицу внешних сил на оси  $\xi, \eta, \zeta$ ;  $\Phi_{e\xi}, \Phi_{e\eta}, \Phi_{e\zeta}$  – проекция переносной силы инерции;  $\Phi_{k\xi}, \Phi_{k\eta}, \Phi_{k\zeta}$  – проекции кориолисовой силы инерции.

Действующими на частицу внешними силами будут:  $P$  – сила тяжести:

$$P = mg, \quad (2)$$

$F$  – сила трения;

$$F = fN, \quad (3)$$

где:  $N$  – нормальная реакция. В уравнениях (2) и (3) обозначено  $g$  – ускорение силы тяжести;  $f$  – коэффициент трения скольжения.

Действующая на частицу переносная сила инерции равна:

$$\Phi_e = -mA\omega^2 \sin\alpha t, \quad (4)$$

где:  $A, \omega$  – соответственно, амплитуда и частота колебаний рабочего органа;  $t$  – время.

Кориолисова сила инерции равна нулю, так как рабочая плоскость совершает поступательное движение:

$$\Phi_k = 0. \quad (5)$$

Направляющими синусами силы тяжести  $P$  будут [2]:

$$\cos(\bar{P}, \wedge \xi) = -tg\alpha \cos\gamma \cos\delta, \quad (6)$$

$$\cos(\bar{P}, \wedge \eta) = \sin\gamma;$$

$$\cos(\bar{P}, \wedge \zeta) = -\cos\delta.$$

Направляющими косинусами силы трения  $F$  будут:

$$\cos(\bar{F}, \wedge \xi) = -\frac{\dot{\xi}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2}}, \quad (7)$$

$$\cos(\bar{F}, \wedge \eta) = -\frac{\dot{\eta}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2}},$$

$$\cos(\bar{F}, \wedge \zeta) = 0.$$

Направляющими косинусами переносной силы инерции  $\Phi_e$  будут:

$$\cos(\bar{\Phi}_e, \wedge \xi) = -[tg\alpha \cos\gamma \sin(\beta + \alpha) + \frac{\cos(\beta + \alpha)}{\cos\gamma}] \cos\delta, \quad (8)$$

$$\cos(\bar{\Phi}_e, \wedge \eta) = \sin\gamma \sin(\beta + \alpha), \quad (9)$$

$$\cos(\bar{\Phi}_e, \wedge \zeta) = -\frac{\sin\beta \cos\delta}{\cos\alpha}.$$

Направляющими косинусами нормальной реакции будут:

$$\cos(\bar{N}, \wedge \xi) = 0; \cos(\bar{N}, \wedge \eta) = 0, \quad (9)$$

$$\cos(\bar{N}, \wedge \zeta) = 1.$$

В уравнениях (6) и (9) обозначен угол наибольшего ската:

$$\delta = \arccos \frac{\cos\gamma \cos\alpha}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \cos^2\gamma}}. \quad (10)$$

С учетом изложенного выше, систему дифференциальных уравнений (1) можно записать в таком виде:

$$m\ddot{\xi} = mgt g\alpha \cos\gamma \cos\delta + mA\omega^2 \cdot$$

$$\cdot \left\{ \cos\delta \left[ tg\alpha \cos\gamma \sin(\beta + \alpha) + \frac{\cos(\beta + \alpha)}{\cos\gamma} \right] \right\}.$$

$$\cdot \sin\omega t - fN \frac{\dot{\xi}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2}}, \quad (11)$$

$$m\ddot{\eta} = mg \sin\gamma - mA\omega^2 \sin(\beta + \alpha) \cdot \sin\gamma \sin\omega t - fN \frac{\dot{\eta}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2}}, \quad (12)$$

$$m\ddot{\zeta} = -mg \cos\delta + mA\omega^2 \frac{\cos\delta \sin\beta}{\cos\alpha} \cdot \sin\omega t + N. \quad (13)$$

Если частица движется по плоскости без



**ВИБРАЦИОННАЯ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНАЯ МАШИНА ДЛЯ ДООЧИСТКИ И  
СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР**

отрыва ( $\zeta = 0, \sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2} \neq 0$ ), то из уравнения (13) можно получить выражение для силы нормального давления на плоскость в таком виде:

$$N(t) = mg \cos \delta - mA\omega^2 \frac{\cos \delta \sin \beta}{\cos \alpha} \sin \omega t. \quad (14)$$

С учетом уравнения (14) система уравнений относительного движения частицы будет иметь такой вид:

$$m\ddot{\xi} = mgtg\alpha \cos \gamma \cos \delta + mA\omega^2 \cdot \left\{ \cos \delta \left[ tg\alpha \cos \gamma \sin(\beta + \alpha) + \frac{\cos(\beta + \alpha)}{\cos \gamma} \right] \right\} \cdot \sin \omega t - f \left( mg \cos \delta - mA\omega^2 \cos \delta \frac{\sin \beta}{\cos \alpha} \sin \omega t \right) \cdot \frac{\dot{\xi}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2}}, \quad (15)$$

$$m\ddot{\eta} = mg \sin \gamma - mA\omega^2 \sin(\beta + \alpha) \cdot \sin \gamma \sin \omega t - f \cdot \left( mg \cos \delta - mA\omega^2 \frac{\cos \delta \sin \beta}{\cos \alpha} \sin \omega t \right) \cdot \frac{\dot{\eta}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2}}. \quad (16)$$

Частица остается на вибрирующей плоскости в состоянии покоя ( $\zeta = 0, \sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2} = 0$ ) при условии [1]:

$$\sqrt{(F_{\xi}^0)^2 + (F_{\eta}^0)^2} < f_1 N, \quad (17)$$

где:  $f_1$  – коэффициент трения покоя;  $F_{\xi}^0$  и  $F_{\eta}^0$  – проекции силы сухого трения неподвижной частицы (составляющие реакции связи частицы в плоскости рабочего органа), которые можно получить из условия равновесия ее на плоскости:

$$F_{\xi}^0 = m \left( -gtg\alpha \cos \gamma \cos \delta + A\omega^2 \cdot \left[ \cos \delta \left\{ tg\alpha \cos \gamma \sin(\beta + \alpha) + \frac{\cos(\beta + \alpha)}{\cos \gamma} \right\} \cdot \sin \omega t \right] \right), \quad (18)$$

$$F_{\eta}^0 = m[g \sin \gamma - A\omega^2 \sin(\beta + \alpha) \sin \gamma \sin \omega t]. \quad (19)$$

Частица может оставаться на плоскости при выполнении условия:

$$N(t) > 0,$$

откуда

$$w_0^* = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha} \leq 1. \quad (20)$$

Параметр  $w_0^*$ , равный отношению амплитуды поперечной составляющей силы инерции  $mA\omega^2 \cos \delta \sin \beta \cos^{-1} \alpha$  к поперечной составляющей силы тяжести  $mg \cos \delta$ , называется параметром перегрузки.

Если условие (20) не выполняется, то в определенный момент времени нормальная реакция  $N(t)$ , определяемая по формуле (14), обращается в нуль и частица отрывается от вибрирующей плоскости. Уравнения полета частицы получаются из уравнений (11)-(13), если в них положить  $F_{\xi} = F_{\eta} = N = 0$ :

$$\ddot{\xi} = gtg\alpha \cos \gamma \cos \delta + A\omega^2 \cdot \left\{ \cos \delta \left[ tg\alpha \cos \gamma \sin(\beta + \alpha) + \frac{\cos(\beta + \alpha)}{\cos \gamma} \right] \right\} \cdot \sin \omega t, \quad (21)$$

$$\eta = [g - A\omega^2 \sin(\beta + \alpha) \sin \omega t] \sin \gamma, \quad (22)$$

$$\ddot{\zeta} = \left[ -g + A\omega^2 \frac{\sin \beta}{\cos \alpha} \sin \omega t \right] \cos \delta. \quad (23)$$

Связь между проекциями скорости частицы на нормаль к плоскости и на саму вибрирующую плоскость до и после удара о последнюю определяется формулами аналогичными равенствам (13)-(15).

Нормальная составляющая скорости движения частицы после удара определяется по формуле (13).

В соответствии с гипотезой вязкого трения тангенциальная составляющая скорости движения частицы после удара определяется по формуле:

$$v_+ = (1 - \lambda)v_-$$

$$\text{при } |v_-| < \left| \frac{f(\dot{\xi}_+ - \dot{\xi}_-)}{\lambda} \right|, (0 \leq \lambda \leq 1), \quad (24)$$

где:  $v_-$  – скорость частицы до удара,

$$v_- = \sqrt{\dot{\xi}_-^2 + \dot{\eta}_-^2}.$$

Здесь  $\dot{\xi}_-$  и  $\dot{\eta}_-$  – составляющие скорости движения частицы до удара о вибрирующую плоскость ( $t = t_n$ ) в направлении осей  $\xi$  и  $\eta$ ;  $\lambda$  – коэффициент мгновенного трения частицы при ударе.

В проекциях на оси подвижной системы координат  $\xi\eta$  выражения для составляющих скорости можно записать так:

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_+ &= v_+ \sin \sigma, \\ \dot{\eta}_+ &= v_+ \cos \sigma, \end{aligned} \quad (25)$$

где:

$$\begin{aligned} \sin \sigma &= \frac{\dot{\xi}_-}{v_-} = \frac{\dot{\xi}_-}{\sqrt{\dot{\xi}_-^2 + \dot{\eta}_-^2}}, \\ \cos \sigma &= \frac{\dot{\eta}_-}{v_-} = \frac{\dot{\eta}_-}{\sqrt{\dot{\xi}_-^2 + \dot{\eta}_-^2}}. \end{aligned} \quad (26)$$

В формулах (25) и (26)  $\sigma$  – угол между положительным направлением скоростей  $v_-$  и  $\eta_-$ .

В соответствии с гипотезой сухого трения тангенциальная составляющая скорости движения частицы после удара определяется по формуле:

$$v_+ = v_- - f'(\dot{\xi}_+ - \dot{\xi}_-) \operatorname{sign} v_-$$

$$\text{при } |v_-| > \left| \frac{f'(\dot{\xi}_+ - \dot{\xi}_-)}{\lambda} \right|, \quad (27)$$

где:  $f'$ , как и в предыдущем случае, коэффициент ударного трения, часто принимаемый равным коэффициенту трения скольжения  $f$ .

Соотношения (14)-(27) представляют собой полную систему уравнений, описывающих движение частицы.

Конструктивная схема вибрационной семяочистительной машины разработанной в ХНГУСХ им. П. Василенко приведена на рис. 2.

Рабочим органом машины являются фрикционные неперфорированные сепарирующие поверхности 7 (два пакета по 10-15 штук), установленные с продольно-поперечным наклоном.

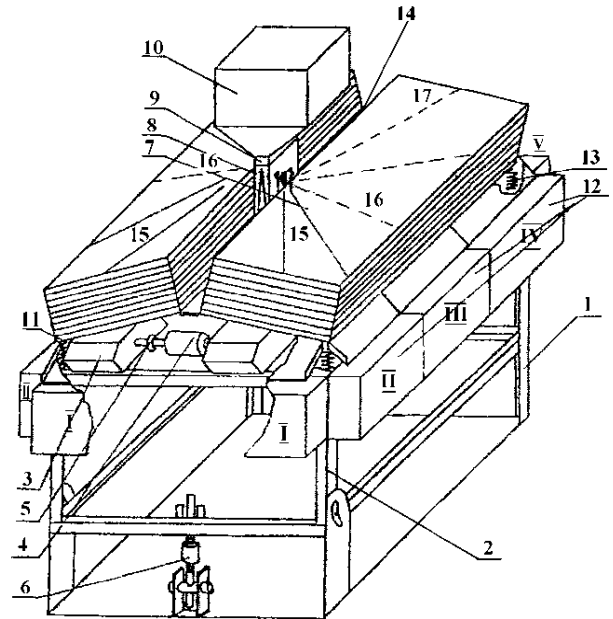


Рис. 2. Конструктивная схема вибрационной семяочистительной машины: 1 – основная рама; 2 – промежуточная рама; 3 – вибровозбудители; 4 – промежуточная передача; 5 – упругие муфты; 6 – механизм регулирования продольного угла наклона рабочих поверхностей к горизонту; 7 – неперфорированные сепарирующие поверхности; 8 – питающее устройство; 9 – переходной патрубков; 10 – бункер; 11 – вибростол; 12 – приемники семян; 13 – пружины; 14 – механизм регулирования поперечного угла наклона рабочих поверхностей к горизонту; 15, 16, 17 – траектории движения семян

Fig. 2. Structural chart of vibration seed-clean machine: 1 – the basic frame; 2 – an intermediate frame; 3 – vibrators; 4 – intermediate transfer; 5 – elastic coupling; 6 – the mechanism of regulation of a longitudinal corner of an inclination of working surfaces to horizon; 7 – not punched separation surfaces; 8 – the having device; 9 – transitive a branch pipe; 10 – the bunker; 11 – vibro-table; 12 – receivers of seeds; 13 – springs; 14 – the mechanism of regulation of a cross-section corner of an inclination of working surfaces to horizon; 15, 16, 17 – trajectories of movement of seeds

Технологический процесс работы машины происходит следующим образом. Под воздействием колебаний исходный семенной материал из бункера 10 через гибкие патрубки 9 и питающие устройства 8 поступает на рабочие поверхности 7. На них компоненты

## ВИБРАЦИОННАЯ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНАЯ МАШИНА ДЛЯ ДООЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

смеси в зависимости от физико-механических характеристик перемещаются по различным траекториям и разделяются. Так, по траекториям 15 перемещаются более округлые, упругие семена и скатываются в нижние приемники продуктов разделения. Плоские, шероховатые и менее упругие семена, а также примеси перемещаются по траекториям 17 в верхние приемники. Частицы, имеющие промежуточные значения этих свойств, поступают по траекториям 16 в боковые приемники.

Исследованиями установлена возможность доочистки до высоких посевных кондиций семян следующих культур [8, 9, 12, 16, 17, 18, 19]:

- овощных (укропа, салата, лука, петрушки, моркови, капусты, щавеля, редиски и др.) – с очисткой от семян сорных растений: повилики, щетинника сизого и зеленого, проса куриного, березки полевой, бодяка, сурепицы, щирицы, мари белой, подмаренника, поврежденных семян основной культуры и др.;

- проса – с очисткой от семян сорных растений: проса куриного, щетинника сизого и зеленого, березки полевой, недоразвитых, семян в чешуйке и др.;

- сахарной свеклы – с очисткой от семян сорных растений: дикой редьки, измельченных стебельков и выделением в отходы многогоростковых и травмированных семян основной культуры;

- трав (люцерны, клевера, эспарцета, тимфеевки луговой и др.) – с очисткой от семян сорных растений: ромашки непахучей, бодяка, проса куриного, щетинника сизого и зеленого и др.;

- конопли - с очисткой от семян сорных растений: амброзии и гречишки вьюнковой и др.;

- льна – с очисткой от семян сорных растений: плевела, василька, березки полевой и др.;

- рапса, сурепицы, горчицы – с очисткой от семян сорных растений: подмаренника цепкого, круглеца метельчатого, склероции белой гнили, комочков почвы, частей стеблей, стручков и др., а также выделением травмированных, проросших, сдвоенных семян, их половинок;

- зерновых культур (пшеницы, ржи, ячменя, овса и др.) – с очисткой от семян сорных растений: гречишки, вьюнка полевого,

овсюга и др.;

- лекарственных растений (ромашки доматской, тимьяна обыкновенного, мачка желтого, катарантуса розового, валерианы лекарственной, ромашки аптечной, мака масличного, подорожника и др.) – с очисткой от семян сорных растений: гречишки развесистой, бодяка полевого, смолевки, мари белой, щирицы, проса куриного, пастушьей сумки, щавеля малого и др.

Кроме того, с доочисткой семян сельскохозяйственных культур до высоких посевных качеств, одновременно имеется возможность сортирования семян основной культуры с выделением неполноценных семян (травмированных, щуплых, проросших, недозрелых), что значительно повышает кондиционность отсортированных семян, позволяет уменьшить норму высева и повысить урожайность.

### ВЫВОДЫ

Предложенный новый способ сепарации семян сельскохозяйственных культур и разработана вибрационная семяочистительная машина позволяют выделить из семян основной культуры трудноотделимые семена сорных растений и другие примеси, которые не возможно выделить на существующих зерноочистительных машинах. Одновременно с очисткой имеется возможность выделить из семян различных культур неполноценные семена (травмированные, щуплые, недоразвитые, проросшие и т.д.) основной культуры и тем самым повысить качества семян целевой (посевной) фракции.

Разработана математическая модель описывающая движение частицы по рабочему органу машины, в которой реализуется разработанный способ сепарации по комплексу физико-механических свойств: фрикционным свойствам, упругости и форме семян позволяет определить основные параметры процесса сепарации.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Blehman I., Dzhanelidze G. 1964. Vibracionnoe peremeshhenie. Moskva : Nauka, – 410.
2. Karpenko A., Halanskij V. 1989. Sel'skohozjajstvennye mashiny. Moskva : Agropromizdat, – 528.
3. Klenin N., Sakun V. 1994. Sel'skohozjaj-

- stvennye i meliorativnye mashiny. Moskva : Kolos, – 751.
4. Komaristov V., Petrenko M., Kosinov M. 1996. Sel'skohozhajstvennye mashiny. – Kiev : Urozhaj, – 240.
5. Lovejkin V., Chovnjuk Ju., Kulik V. 2012. Optimizacija rezhimov kolebanij zernovyh smesej pri nalichii suhogo trenija. Motrol. Motoryzacija i energetyka rolnictva. – Lublin, – Tom 14, №3. – 140–147.
6. Marchenko V. 1999. Sil's'kogospodars'ki mashini. – Kiïv : Vishcha shkola, – 344.
7. Oknin B., Gorbachev I., Terehin A., Solov'ev V. 1989. Mashiny dlja posleuborochnoj obrabotki zerna. – Moskva : Agropromizdat, – 238.
8. Nasinnja sil's'kogospodars'kih kul'tur. Metodi viznachennja jakosti. DSTU 4138-2002. – Kiïv, 2003. – 173. – (Natsional'nij standart Ukraïni).
9. Nasinnja sil's'kogospodars'kih kul'tur. Tehnichni umovi. DSTU 2240-93. Kiïv : Derzhstandart Ukraïni, 1994. – 73.
10. Rybalko A., Volosevich N., Emelin B. 1992. Sel'skohozhajstvennye mashiny. – Moskva : Kolos, – 448.
11. Savin G., Putjata T., Fradlin B. 1973. Kurs teoreticheskoy mehaniki. – Kiev : Vishha shkola. – 312.
12. Zaïka P., Bakum M., Mihajlov A. 2013. Sortuvannja nasinnja kormovih burjakiv na vibratsijnij nasinneochisnij mashini. Vseukraïns'kij naukovo-tehnichnij zhurnal «Vibratsii v tehnitsi ta tehnologijah» – Vinnitsja, № 2 (70). – 171-175.
13. Stepanenko S. 2012. Osobennosti modelirovanija processov separacii zerna v uslovijah zernotoka hazhajstva. Motrol. Motoryzacija i energetyka rolnictva. – Lublin, – Tom 14, №3. 148–157.
14. Vojtjuk D., Gavriljuk G. 2008. Sil's'kogospodars'ki mashini. – Kiïv : Karavela, – 551.
15. Vojtjuk D., Gavriljuk G. 2004. Sil's'kogospodars'ki ta meliorativni mashini. – Kiïv : Vishcha osvita, – 554.
16. Zaïka P. 1986. Ochistka semjan ot trudnootdelimyh semjan sornyh rastenij i primesej. – Moskva : MIISP. – 19.
17. Zaïka P., Maznev G. 1978. Separacija semjan po kompleksu fiziko-mehaničeskikh svojstv. – Kiev : Kolos, – 287.
18. Zaïka P. 2006. Teorija sil's'kogospodars'kih mashin : rozdil 7 : Ochistka i sortuvannja nasinnja. – Kharkiv : Oko, T. 4. – 407.
19. Zaïka P. 1981. Vibracionnye semjaochistitel'nye mashiny i ustrojstva. – Moskva : MIISP. – 141.
20. Zaïka P., Bakum M., Mihajlov A. 2005. Vibratsijna nasinneochisna mashina dlja doochishčennja nasinnja sil's'kogospodars'kih kul'tur. Zhurnal «Propozicija», № 6. – Kiïv. – 102.

**THE VIBRATION SEEDCLEAN  
MACHINE FOR CLEANING AND  
SORTING SEEDS OF THE  
AGRICULTURAL CULTURES**

**Summary.** A new method of cleaning and sorting seeds of agricultural cultures on complex of physical-mechanical properties is described: to the resiliency, roughness and form of seeds. A mathematical model of motion of particles on the working organ of vibration seeds clean machine in which the developed method of separation realizations is led. Seminal mixtures are indicated, division of which effectively on machine.

**Key words:** vibration seeds clean machine, seeds of agricultural cultures, cleaning, sorting, mathematical model.

## К ПРИМЕНЕНИЮ МЕТОДОВ МЕХАНИКИ СПЛОШНЫХ СРЕД ДЛЯ ОПИСАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ НА ВИБРОРЕШЕТАХ

*Леонид Тищенко, Сергей Харченко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Leonid Tishchenko, Sergei Kharchenko*

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе исследовано применение методов механики сплошных сред при моделировании динамики зерновых смесей по решетным поверхностям с учетом периодичности отверстий.

**Ключевые слова:** зерновая смесь, решето, вибрация, сепарация.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективные физические модели, описывающие кинематику и динамику движущейся зерновой смеси (ЗС) по виброрешетам, как правило, основаны на методах механики сплошных сред [2, 3, 8, 9, 11-18, 20]. Одними из первых работ, где применялась аналогия между движением вязкой несжимаемой жидкости и ЗС, находящейся в псевдооживленном состоянии под воздействием вибрационных колебаний решета, по видимому являются [5, 19].

В данной работе на основе методов механики сплошных сред исследована возможность построения математической модели, с помощью которой обосновываются основные динамические и кинематические характеристики движения псевдооживленного зернового слоя по наклонному плоскому виброрешету, совершающего гармонические колебания в своей плоскости.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В последнее время достигнут существенный прогресс в понимании основных закономерностей динамики сепарируемых ЗС. Так, в работах [12-17], с помощью методов гидродинамики разработаны различные варианты математических моделей и исследованы закономерности движения псевдооживленных ЗС по плоским и цилиндрическим виброрешетам. Основным результатом этих работ состо-

ит в создании основ теории виброрешетного сепарирования ЗС. Следует отметить, что в работах [12-17] при постановке и решении краевых задач для уравнения Навье – Стокса авторы ограничились одномерным случаем гармонических колебаний и линейным приближением. Это, с одной стороны, позволило получить решение в замкнутой аналитической форме и на его основе проанализировать в рамках линейного приближения основные закономерности движения зернового слоя по виброрешетам. А, с другой стороны, такие ограничения, не позволяют в полной мере учесть влияние колебаний виброрешета на процесс движения ЗС. Кроме того, уравнения Навье – Стокса, решения которых моделируют движение ЗС по виброрешету, являются нелинейными. Учет нелинейных членов позволяет с принципиально новых позиций исследовать движение ЗС. Поскольку над колеблющимся виброрешетом могут возникать вихревые стационарные потоки, вызываемые силами, величина которых может быть определена только с использованием более высоких приближений, чем линейная теория. Понятно, что такие потоки могут оказывать существенное влияние на эффективность процесса сепарации ЗС. В этой связи актуальной является проблема разработки математических моделей, учитывающих нелинейный характер движения ЗС по виброрешетам.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

В данной работе на основе методов механики сплошных сред движение псевдооживленного зернового слоя моделируем решением краевой задачи для нелинейных уравнений Навье – Стокса. Виброрешето рассматриваем как периодическую структуру с периодом, определяемым расположением отверстий. Взаимодействие виброрешета со

слоем псевдооживленного зернового слоя моделируем краевыми условиями для нормальных и касательных к рабочей поверхности решета компонентами поля скорости. Причем, нормальные компоненты скорости задаем на поверхности расположения отверстий, а касательные - на поверхности их поперечных перемычек. Краевые условия на свободной поверхности псевдооживленного зернового слоя ставят в равенство нулю избыточное давление и компоненты тензора напряжений.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Решение нелинейных уравнений Навье – Стокса, удовлетворяющее указанным выше краевым условиям, строим методом последовательных приближений. Решение первого приближения зависит гармонически от времени с частотой, равной частоте колебаний решета и представляет собой поле скорости псевдооживленной ЗС в линейном приближении. Решение второго приближения, наряду с членами, периодически зависящими от времени и меняющихся с удвоенной частотой колебаний виброрешета, содержат постоянные составляющие. Эти постоянные составляющие описывают эффект возникновения стационарных (не зависящих от времени) потоков. Эти потоки возникают вблизи поверхности колеблющегося виброрешета. Скорость этих потоков остается меньше колебательной скорости ЗС в линейном приближении. Не составляет труда получение решений более высоких приближений, чем второе. Однако, для теории медленных потоков достаточно уравнений первого и второго приближений.

Для краевой задачи в первом приближении решение строится с помощью преобразования Лапласа по времени. В результате получены парные сумматорные уравнения, которые методом задачи Римана-Гильберта [10] сведены к бесконечной системе линейных алгебраических уравнений второго рода относительно коэффициентов разложения в ряды Фурье компонент поля скорости.

Уравнения второго приближения, после усреднения по времени, сведены к неоднородному уравнению Пуассона. Это уравнение движения псевдооживленного зернового слоя под действием внешних объемных сил –

средней по времени объемной силы, определяемой из решения уравнений первого приближения. Его решение описывает поле скорости стационарных потоков, возникающих в псевдооживленном слое ЗС.

Пусть слой ЗС толщиной  $h$  (рис.1) движется по плоскому решету. Введем декартовую систему координат  $x_1, x_2, x_3$  таким образом, чтобы поверхность решета совпадала с плоскостью  $x_1, x_3$ . Предположим, что решето наклонено к горизонту под углом  $\theta$  и совершает вдоль оси  $x_1$  гармонические колебания с амплитудой  $A$  и круговой частотой  $\omega$ . Под воздействием этих колебаний зерновой слой находится в псевдооживленном состоянии. В этом состоянии движения псевдооживленной ЗС можно рассматривать как течение несжимаемой вязкой псевдожидкости [11].

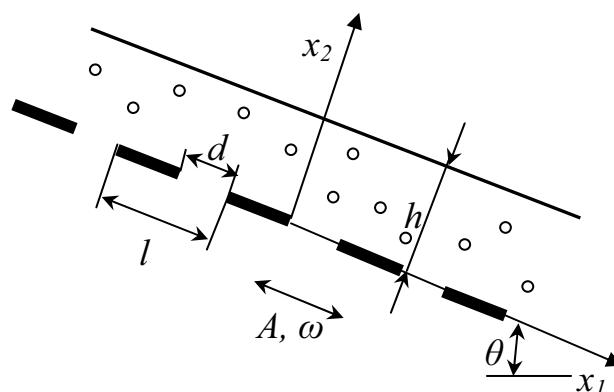


Рис.1. Схема движения зерновой смеси по наклонному виброрешету  
Fig. 1. The scheme of movement of grain mixture on an inclined vibrating sieve

Тогда поле скорости  $\vec{U}$  и избыточное давление  $P$  должны удовлетворять следующей системе уравнений в эйлеровых координатах:

$$\rho \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \rho (\vec{U}, \nabla) \vec{U} = -\nabla P + \mu \Delta \vec{U} + \rho \vec{g}, \quad (1)$$

$$\text{div} \vec{U} = 0, \quad (2)$$

где:  $\rho$  и  $\mu$  – соответственно, усредненные значения плотности и эффективного коэффициента динамической вязкости псевдооживленного зернового слоя [4],  $\vec{g}$  – ускорение свободного падения. Предположим, что величины  $\rho$  и  $\mu$  известны и не зависят от

К ПРИМЕНЕНИЮ МЕТОДОВ МЕХАНИКИ СПЛОШНЫХ СРЕД ДЛЯ ОПИСАНИЯ  
ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ НА ВИБРОРЕШЕТАХ

пространственных переменных  $x_1, x_2, x_3$ . В дальнейшем ограничимся случаем плоского течения. Будем считать, что поле скорости и избыточное давление не зависят от пространственной переменной  $x_3$ . Тогда уравнения (1), (2) можно представить в виде:

$$\frac{\partial U_1}{\partial t} + U_1 \frac{\partial U_1}{\partial x_1} + U_2 \frac{\partial U_1}{\partial x_2} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_1} + \nu \Delta U_1 + g \sin \theta, \quad (3)$$

$$\frac{\partial U_2}{\partial t} + U_1 \frac{\partial U_2}{\partial x_1} + U_2 \frac{\partial U_2}{\partial x_2} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_2} + \nu \Delta U_2 - g \cos \theta, \quad (4)$$

$$\frac{\partial U_1}{\partial x_1} + \frac{\partial U_2}{\partial x_2} = 0. \quad (5)$$

Здесь:  $\nu = \mu / \rho$  – кинематический коэффициент вязкости псевдожидкости,  $U_1$  и  $U_2$  – соответственно, компоненты поля скорости вдоль осей  $x_1$  и  $x_2$ . Кроме (3)-(5), поле скорости и избыточное давление должны удовлетворять краевым условиям на поверхности решета и свободной поверхности зернового слоя.

Потребуем, чтобы на свободной поверхности при  $x_2 = h$  избыточное давление и тензор напряжений обращались в нуль:

$$P|_{x_2=h} = 0, \quad \frac{\partial U_1}{\partial x_1} = \frac{\partial U_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=h} = 0, \\ \left( \frac{\partial U_1}{\partial x_2} + \frac{\partial U_2}{\partial x_1} \right) \Big|_{x_2=h} = 0. \quad (6)$$

Перфорированную поверхность решета будем рассматривать как периодическую структуру вдоль оси  $x_1$  с периодом  $l$ , определяемым взаимным расположением отверстий с усредненным диаметром  $d$ . Тогда на отверстиях нормальная к плоскости решета компонента скорости:

$$U_2 \Big|_{x_2=0} = V_0, \quad (7)$$

а на неперфорированной части решета касательная компонента скорости:

$$U_1 \Big|_{x_2=0} = A \omega \sin \omega t. \quad (8)$$

Следует отметить, что условие (7) моделирует прохождение зерен через отверстия с

некоторой средней скоростью  $V_0$ , а условие (8) хорошо известно в гидродинамике [1]. В случае псевдожидкости, моделирующей ЗС, последнее условие исключает ее скольжение по решету и хорошо выполняется при малых углах  $\theta$  наклона решета.

Сформулированная краевая задача (3)-(8) моделирует движение ЗС без учета условий на концах решета. Кроме того, в процессе просеивания части ЗС (см. условие (7)), толщина слоя изменяется. Поэтому будем предполагать, что объем просеиваемой части ЗС достаточно мал и понимать под  $h$  некоторое усредненное значение толщины ее слоя.

Несмотря на сделанные упрощения при постановке задачи, получение ее решения в аналитическом виде, по-видимому, невозможно, поскольку уравнения (3) и (4) являются нелинейными. Однако, для построения решения этой задачи возможно применение метода последовательных приближений [6], если выполняется неравенство:

$$Re \ll \frac{U_0}{\sqrt{2\nu\omega}}, \quad (9)$$

где:  $U_0$  – характерный масштаб колебательной скорости псевдооживленной ЗС,  $Re = A\omega l / \nu$  – число Рейнольдса. Используя результаты, полученные в [7], можно показать, что неравенство (9) имеет место для широкого класса процессов виброрешетной сепарации зерновых смесей.

В соответствии с методом последовательных приближений представим давление и скорость псевдооживленного зернового слоя в виде разложения в ряды:

$$P = P_0 + P_1 + P_2 + \dots, \\ \vec{U} = \vec{U}_0 + \vec{U}_1 + \vec{U}_2 + \dots, \quad (10)$$

где: значения индекса определяют порядок малости соответствующей величины.

Подставляя (10) в (3)-(5) и группируя члены одного порядка малости, получаем в нулевом приближении:

$$P_0 = \rho g \cos \theta (h - x_2), \\ U_{01} = \frac{g \sin \theta}{2\nu} [h^2 - (h - x_2)^2], \quad (11) \\ U_{02} = 0$$

а для первого и второго приближения следующие уравнения:

$$\frac{\partial \vec{U}_1}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \nabla P_1 + \nu \Delta \vec{U}_1, \quad (12)$$

$$\operatorname{div} \vec{U}_1 = 0,$$

$$\frac{\partial \vec{U}_2}{\partial t} + (\vec{U}_1, \nabla) \vec{U}_1 = -\frac{1}{\rho} \nabla P_2 + \nu \Delta \vec{U}_2. \quad (13)$$

$$\operatorname{div} \vec{U}_2 = 0.$$

Не составляет особых усилий получение уравнений более высоких приближений, чем второе. Однако, для моделирования медленных потоков, достаточно уравнений первого и второго приближений.

Давление и скорость в первом приближении должны удовлетворять краевым условиям (6) и (8) и начальным условиям:

$$P_1|_{t=0} = 0, \quad \vec{U}_1|_{t=0} = 0. \quad (14)$$

Уравнения второго приближения описывает процесс установления течения. Исключая его из рассмотрения, усредним (13) по времени. Тогда вместо (13) имеем:

$$\overline{(\vec{U}_1, \nabla) \vec{U}_1} = -\frac{1}{\rho} \overline{\nabla P_2} + \nu \overline{\Delta \vec{U}_2}, \quad (15)$$

где черта обозначает операцию усреднения.

На свободной поверхности зернового слоя давление и поле скорости второго приближения должны удовлетворять условию (6), а на поверхности решета поле скорости равно нулю. Таким образом, исходная задача нелинейной динамики сведена к построению решений уравнений (12), (15).

### ВЫВОДЫ

Таким образом, использование метода последовательных приближений позволит решать задачу о плоском движении псевдооживленного зернового слоя на плоском решете, совершающем гармонические колебания. Использование предложенного направления позволит получить расчетные формулы для поля скоростей, учитывающие как характеристики колебаний решета (амплитуда и частота колебаний), так и его конструктивные параметры – размеры отверстий и период их повторения.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Betgelor Dj. 1973. Vvedenie v dinamiku zhidkosti. – M. : Mir. – 758.
2. Brilliantov N. Proschel T. 2003. Hydrodynamics and transport coefficients for Granlat Gases. arxiv: cond-mat 0301152. V. 1. 10 Jan.
3. Dufty James W. 2003. Hydrodynamics Models for Granular Gases. arxiv: cond-mat 0302170, V.1, 10 Feb.
4. Kharchenko S. A., Tishchenko L. N. 2013. Algoritm rascheta effektivnogo koefitsienta dinamicheskoi vyazkosti puzirkovoi psevdozhidkosti, modelirujushchei separiruemuju zernovuyu smes. Vibrasii v tehnike i tehnologiyah. – Vinitnya: VNAU, – 64-72.
5. Kosilov O. N. Issledovanie vibrovязkikh svoistv sipuchih selskohozyaistvennih materialov: avtoref. dis. na soiskanie nauch. stepeni kand. tehn. Nauk. - Rostov na Donu : RISHM, 1966. – 20.
6. Lozhnie ultrazvukavie polya / Pod redaksieyu L.D. Rozenberga. - M. : Nauka, 1968.- 357.
7. Modelirovanie protsesiv zernovih separatoriv [Tishchenko L.N., Mazorenko D.I., Piven M.V., Kharchenko S.A., Bredikhin V.V., Mandrika A.V.]. – Kharkiv: KHNTUSG, “Miskdruk”, 2010.- 360.
8. Paolotti D., Cattuto C., Marini V., Marconi D., Puglisi A. / arxiv: cond-mat 0207601. V.1. 25 Jul., 2002.
9. Protodiakonov I. O. Chesnokov Ju. G. 1982. Gidromehanika psevdoozhizhennogo sloya. – L.: khimiya, – 264.
10. Shestopalov V. P. 1971. Metod zadachi Rimana–Gilberda v teorii difraktsii I raspostranenie elektromagnitnih voln. – Kharkiv : Izdatelstvo Kharkiv Universitet. - 400.
11. Tishchenko L.N. 2004. Intensifikasija separirovania zerna. – Kharkiv: Osnova, - 224.
12. Tishchenko L. N., Olshanskiy V. P., Olshanskiy S. V. 2010. Gidrodinamika separirovania zerna. - Kharkiv: “Miskdruk”. - 174.
13. Tishchenko L. N., Olshanskiy V. P., Olshanskiy S. V. 2011. Vibroreshotnaya separasija zernovih smesei. – Kharkiv : “Miskdruk”, - 280.
14. Tishchenko L. N., Olshanskiy V. P., Olshanskiy S. V. 2012. Kolebania zernovih potokov na vibroreshetah. – Kharkiv : “Miskdruk”. - 267.
15. Tishchenko L. N. 2012. Vibroseparirovanie ploskim reshetom neodnorodnogo sloya zerna. MOTROL «Motorization and power industry in



agriculture». – Poland : Lublin, – Vol. 14 D. – 21-30.

16. Tishchenko L. N. 2012. Kolebatelnie protsesi v zernovih smesiah na reshetah vibrotsentrobezhnih separatoriv. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, – Vol. 14 D. – 30-39.

17. Tishchenko L. N. 2012. Modelirovanie potoka zernovogo sloya na reshete s uchetom proseivaniya. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, – Vol. 14 D. – 39-48.

18. Tishchenko L. N., Olshanskiy V. P., Olshanskiy S. V. 2011. On velocity profiles of an inhomogeneous vibrofluidized grain bed on a shaker. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, – Vol. 84, N 3. – 509-514.

19. Zaharov N. M. 1966. Ob analogii vibriru-

emogo sloya z vyazkoi zhidkostiyyu. Dokladi MIISP. - M., T.3, Vol. 1 – 201-210.

20. Zaika P. M. 1977. Dinamika vibrotsionnih zernoochistitelnih mashin. – M. : Mashinostroenie. – 278.

**TO THE APPLICATION METHODS OF  
CONTINUUM MECHANICS TO  
DESCRIBE THE MOTION OF GRAIN  
MIXES ON VIBRATING SIEVES**

**Summary.** We have investigated the application of the methods of continuum mechanics for modeling the dynamics of grain mixes on the sieve surfaces with the periodicity of the holes.

**Key words:** grain mixture, sieve, vibration, separation.

## РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕМЕНА РАСТИТЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР В ПОТОКЕ ВОЗДУХА, МЕТОДОМ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ

*Владимир Лукьяненко, Антон Никифоров*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Vladimir Lukianenko, Anton Nikiforov*

*Kharkov national technical University of agriculture named after Peter Vasilenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В данной работе изложен порядок расчёта коэффициентов аэродинамических сил и моментов, действующих на семена растительных культур в потоке воздуха, методом плоских сечений. Составлен алгоритм расчёта аэродинамических сил и моментов методом разбивки зерна на элементарные аэродинамические профили.

**Ключевые слова.** Аэродинамические силы, аэродинамические моменты, поток воздуха, алгоритм.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Повышение эффективности процессов выделения семян трудноотделимых сорняков и примесей из полезной культуры в настоящее время продолжает оставаться актуальной задачей. В некоторых случаях на существующих воздушно-решетно-триерных и вибрационных зерноочистительных машинах выполнить очистку семян основной культуры без их значительных потерь невозможно [2, 3, 9, 07, 19]. Поэтому изыскание новых рабочих органов семяочистительных машин для улучшения качества очистки семян имеет важное народнохозяйственное значение.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализ работ в области гидродинамики сепарирования зерна [5, 15, 17], а также вибрационного перемещения твёрдых и сыпучих тел на рабочих органах семяочистительных машин [1, 7, 8, 10], показывает, что аэродинамические силы и моменты, которые действуют на тела (зёрна) в потоке воздуха учитываются не в полной мере.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Улучшение качества разделения семян на виброочистительных машинах путём расчёта коэффициентов аэродинамических сил и моментов, действующих на семена растительных культур в потоке воздуха, методом плоских сечений.

### ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Расчёт аэродинамических сил и моментов, действующих на объёмные тела произвольной формы, сопряжён с рядом трудностей. Как правило, для точной оценки аэродинамических характеристик такого тела, необходимо иметь картину распределения давлений по его поверхности. В свою очередь, распределение давлений получают путём осуществления экспериментальных продувок геометрически подобных тел. Такой подход, когда необходимо проводить предварительные эксперименты по продувке зёрен различной формы, не может рассматриваться в качестве рабочего метода проведения практических расчётов при проектировании зерноочистительных машин.

Однако рядом авторов [4], [11] подчёркивается, что можно без большой потери точности рассчитывать аэродинамические характеристики объёмных тел (коэффициенты подъёмной (поперечной) силы, продольной силы или силы лобового сопротивления, а также продольного момента), приведя картину их объёмного обтекания к совокупности плоских обтеканий сечений данных тел [14]. При этом для каждого плоского сечения тела его аэродинамические коэффициенты определяются на основании результатов продувок аэродинамических профилей с установленными геометрическими характеристиками при заданных критериях подобия  $R_e$  и  $M$  [13].

# РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕМЕНА РАСТИТЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР В ПОТОКЕ ВОЗДУХА, МЕТОДОМ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ

В качестве геометрических характеристик аэродинамического профиля рассматриваются (рис. 1) [14, 20, 12]:

- хорда профиля  $b$  – линия, соединяющая две наиболее удаленные точки профиля,
  - относительная толщина профиля  $\bar{c} = c/b$  – отношение максимальной толщины профиля  $c$  к длине хорды  $b$ ,
  - относительная кривизна профиля  $\bar{f} = f/b$ , где:  $f$  – кривизна профиля (наибольшая ордината точки, принадлежащей средней линии профиля),
  - относительные абсциссы толщины и кривизны профиля  $\bar{x}_c = x_c/b$ ,  $\bar{x}_f = x_f/b$ , соответственно. Здесь  $x_c$  и  $x_f$  – абсциссы наибольшей толщины профиля и его наибольшей кривизны,
  - относительные радиусы кривизны в «головке» и «хвостовике» профиля  $\bar{r} = r/b$ .
- Часто данные величины выражают в процентах.

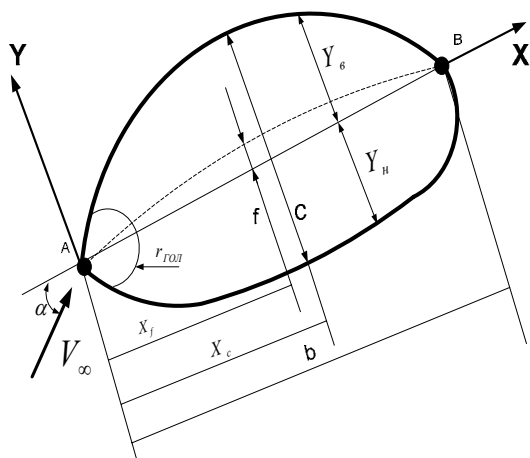


Рис. 1. Геометрические характеристики аэродинамического профиля  
Fig. 1. Geometric characteristics of airfoils

Результаты экспериментальных исследований по коэффициентам аэродинамической силы  $C_{ya}$  и  $C_{xa}$  представляются в виде графиков зависимостей данных коэффициентов от угла атаки профиля при различных относительных геометрических характеристиках рассматриваемого профиля.

График зависимости коэффициента подъемной силы  $C_{ya}$  в зависимости от угла атаки профиля имеет вид, который представлен на

рис. 2 [14].

На прямолинейном участке кривой  $C_{ya} = f(\alpha)$  величина коэффициента подъемной силы определяется уравнением:

$$C_{ya} = C_{ya}^{\alpha} (\alpha - \alpha_0), \quad (1)$$

где:  $C_{ya}^{\alpha}$  – угловой коэффициент прямолинейного участка графика  $C_{ya} = f(\alpha)$ , (рис. 2).

Размер прямолинейного участка графика  $C_{ya} = f(\alpha)$  или величина максимального коэффициента подъемной силы профиля, при котором происходит отрыв потока, изменяется в зависимости от относительной кривизны и относительной абсциссы кривизны рассматриваемого профиля при неизменном критическом угле атаки (рис. 3) [14].

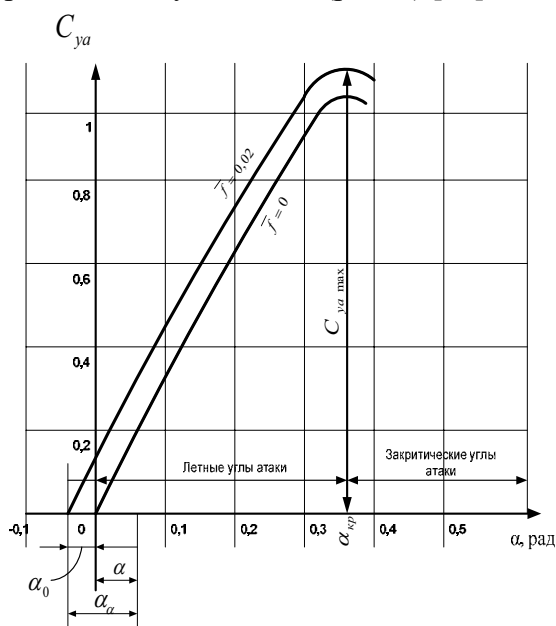


Рис. 2. Зависимость коэффициента подъемной силы от угла атаки профиля  
Fig. 2. Dependence of coefficient of carrying capacity on the corner of attack of profile

Зависимость коэффициента лобового сопротивления  $C_{xa}$  от угла атаки  $\alpha$  обычно имеет вид параболы (рис. 4) [14]. Сначала  $C_{xa}$  изменяется незначительно, а затем, начиная с углов атаки, несколько меньших, чем  $\alpha_{кр}$ , быстро возрастает. Это обусловлено усилением отрыва пограничного слоя.

Коэффициент аэродинамического момента вычисляется как произведение коэффици-

ента поперечной силы, действующей на профиль, и величины относительной абсциссы центра давления профиля  $C_m = -C_y \bar{x}_D$ . Значение коэффициента  $C_y$  определяется на основании графиков, представленных на рис. 4-6 и соотношений:

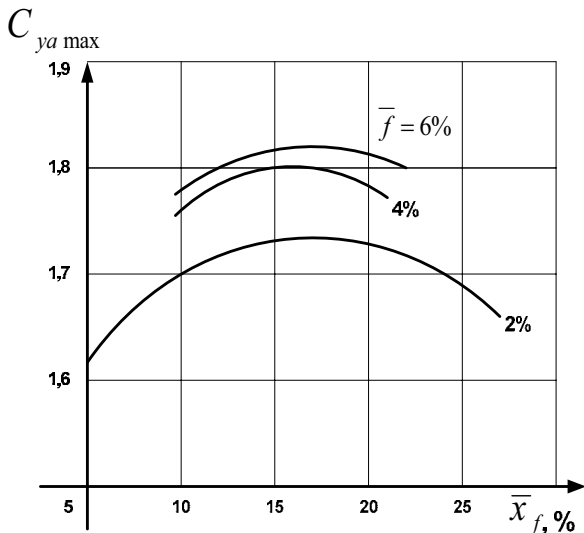


Рис. 3. Изменение коэффициента  $C_{ya_{max}}$  в зависимости от кривизны профиля  $\bar{f}$  и абсциссы  $\bar{x}_f$

Fig. 3. Change of coefficient  $C_{ya_{max}}$  depending on curvature of profile  $\bar{f}$  and abscissa  $\bar{x}_f$

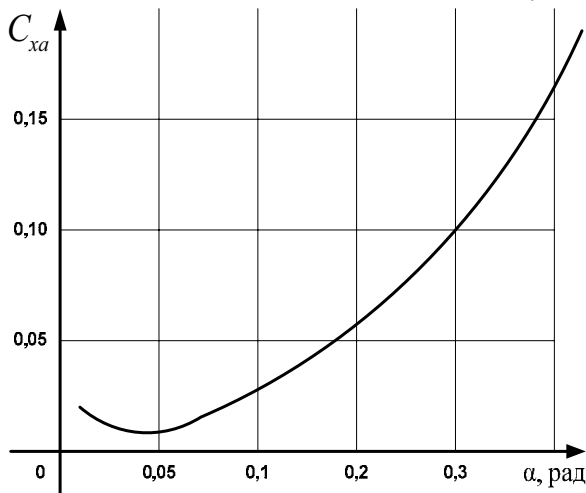


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления от угла атаки

Fig. 4. Dependence of coefficient of resistance on the corner of attack

$$\begin{cases} C_y = C_{ya} \cos \alpha + C_{xa} \sin \alpha \\ C_x = -C_{ya} \sin \alpha + C_{xa} \cos \alpha \end{cases} \quad (2)$$

Величина  $\bar{x}_D$  определяется на основании ранее полученных результатов продувок аэродинамических профилей при различных углах атаки. Результаты этих продувок представлены в виде графика зависимости  $\bar{x}_D$  от величины угла атаки профиля (рис. 5) [14]. Пунктирной линией обозначены результаты продувок для профилей, имеющих такое распределение давлений по их хорде, которое обуславливает момент аэродинамической силы, направленный на увеличение угла атаки. Сплошной линией – для профилей, имеющих момент аэродинамической силы, направленный на уменьшение угла атаки.

Видно, что при увеличении углов атаки от 0 до  $+\infty$  и для профилей с любым направлением момента от аэродинамической силы происходит приближение значений  $\bar{x}_D$  к величине  $m$ , которая равна 0,25. То есть для большинства расчётных случаев можно принимать, что центр давления располагается на одной четвертой от носика профиля.

С учётом изложенного выше, методика вычисления аэродинамических сил и моментов, действующих на зерно (тело), находящееся в потоке воздуха, может быть представлена как следующая последовательность действий (рис. 6):

1) задаётся (вычисляется) местоположение тела и его мгновенные кинематические параметры (вектор линейной скорости движения центра массы и угловая скорость вращения тела относительно этого же центра). Для известного направления и величины вектора скорости движения потока воздуха в инерциальной системе координат, с учётом пространственного местоположения и мгновенных кинематических параметров тела, определяется величина и направление относительной скорости обтекания тела потоком;

2) с заданным шагом осуществляются последовательные сечения рассматриваемого тела. В результате получают элементарные профили тела. Плоскости, с помощью которых осуществляются сечения тела, параллельны вектору скорости набегающего потока и сориентированы вертикально;

3) для каждого элементарного профиля рассчитываются его геометрические характеристики и угол атаки невозмущённого потока;

**РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ,  
ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕМЕНА РАСТИТЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР В ПОТОКЕ ВОЗДУХА,  
МЕТОДОМ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ**

4) для известных  $\alpha$ ,  $\bar{f}$ ,  $\bar{c}$ ,  $\bar{x}_f$  определяется величина коэффициента подъёмной силы  $C_{ya}$  (рис. 2, 3) и силы лобового сопротивления  $C_{xa}$  (рис. 4). Для известных коэффициентов подъёмной силы и силы лобового сопротивления с помощью выражения  $C_{RA} = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{C_{xa}^2 + C_{ya}^2}$  определяется коэффициент аэродинамической силы  $C_{Ra}$ , действующей на рассматриваемый профиль [6];

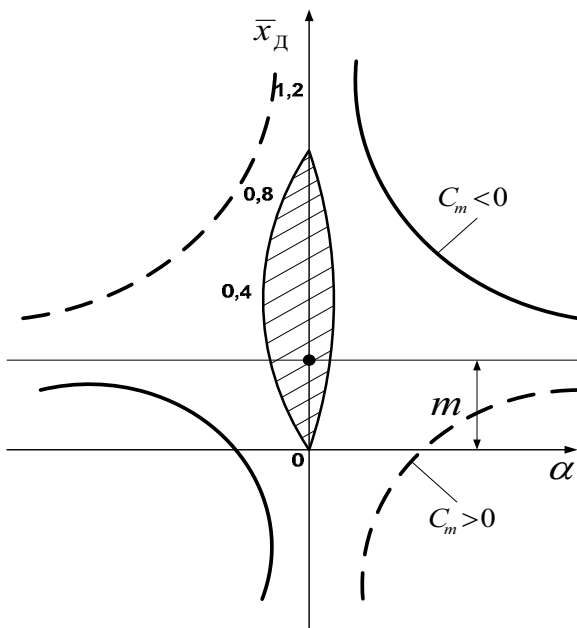


Рис. 5. Изменение коэффициента центра давления в зависимости от аэродинамического угла атаки

Fig. 5. Change of coefficient of center of pressure depending on the aerodynamic corner of attack

5) на основании системы уравнений (2) определяется значение коэффициента поперечной силы  $C_y$  или проекции аэродинамической силы на ось  $Y$  собственной системы координат элементарного профиля;

6) для известного угла атаки  $\alpha$ , на основании графика зависимости абсциссы центра давления профиля от угла  $\alpha$  (рис. 5), определяется величина  $\bar{x}_D$ . При углах атаки больших либо равных 20 градусам принимается, что  $\bar{x}_D = 0,25$ ;

7) для известных  $\bar{x}_D$  и  $C_y$ , на основании

выражения:  $C_m = -C_y \bar{x}_D$ , определяется коэффициент момента аэродинамической силы  $C_m$ ;

8) для известных коэффициентов  $C_{Ra}$  и  $C_m$  рассчитываются величины аэродинамической силы и аэродинамического момента, действующие на рассматриваемый  $i$ -ый элементарный профиль:  $R_{ai} = C_{Rai} \frac{\rho V_\infty^2}{2} S$ ,  $M_{zi} = C_{mi} \frac{\rho V_\infty^2}{2} S b$  [6];

9) результирующая аэродинамической силы и результирующий момент данной силы относительно передней кромки рассматриваемого тела определяются путём суммирования аэродинамических сил и моментов, найденных для элементарных аэродинамических профилей:  $R_{a\Sigma} = \sum_{i=1}^{L/\Delta l} R_{ai}$ ,  $M_{z\Sigma} = \sum_{i=1}^{L/\Delta l} M_{zi}$ , где  $L$  – длина тела вдоль оси, которая перпендикулярна вектору скорости  $V_\infty$ ,  $\Delta l$  – заданный шаг продвижения вдоль оси  $L$  при осуществлении разбишки тела на элементарные сечения (профили).

Таким образом, в статье рассмотрен метод приближённого расчёта аэродинамических сил и моментов, действующих на зерно, которое обдувается потоком воздуха. В силу произвольности формы зёрен, которая имеет место на практике, расчёт аэродинамических сил и моментов на основе использования постоянных аэродинамических коэффициентов будет вносить известную погрешность в результаты исследований. Поэтому в статье рассматривается способ расчёта коэффициентов аэродинамических сил и моментов в зависимости от геометрических характеристик зерна, меняющихся в зависимости от его ориентировки относительно потока воздуха. Для расчёта аэродинамических коэффициентов использован метод разбишки обдуваемого зерна на элементарные аэродинамические профили с помощью плоскостей, сориентированных по потоку воздуха и располагающихся вертикально.

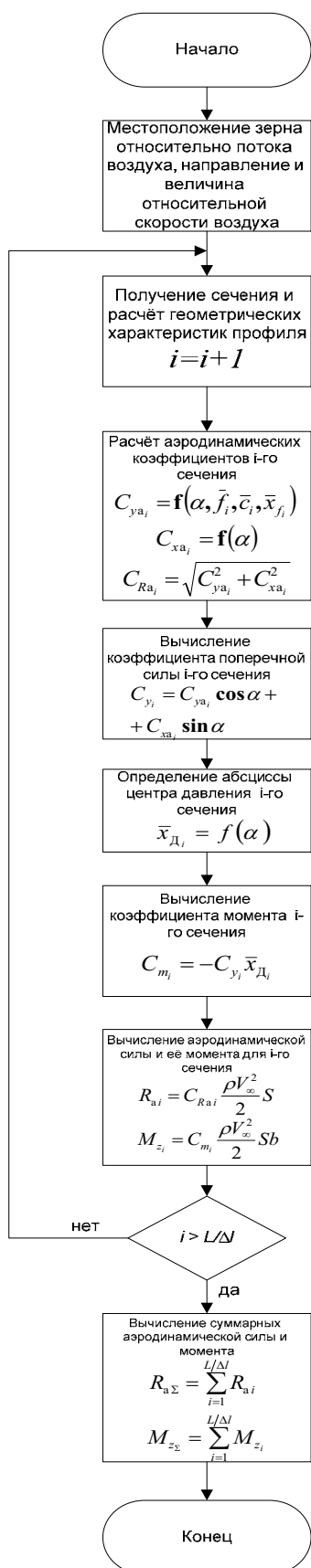


Рис. 6. Алгоритм расчёта аэродинамических сил и моментов методом разбивки зерна на элементарные аэродинамические профили  
 Fig. 6. Algorithm of calculation of aerodynamic forces and moments by the method of laying out of grain on elementary aerodynamic profiles

Для каждого элементарного аэродинамического профиля, получаемого путём сечения рассматриваемого зерна соответствующей плоскостью, рассчитываются коэффициенты подъёмной силы и силы лобового сопротивления (поперечной и продольной сил), аэродинамического момента на основании ранее полученных результатов продувок типовых аэродинамических профилей при их различных относительных геометрических характеристиках. Общая аэродинамическая сила и момент, действующие на зерно в результате его обтекания потоком воздуха, рассчитываются путём суммирования аэродинамических сил и моментов, рассчитанных для элементарных аэродинамических профилей, на которые разбивается зерно (тело).

### ВЫВОДЫ

Предложенный метод целесообразно использовать для учёта аэродинамического влияния движущегося воздуха на кинематические параметры движения зёрен по рабочим поверхностям вибрационных сеяочистительных машин при разделении легко-весных мелкосемянных культур, а также при разработке новых конструкций вибрационных сеяочистительных машин.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Avdeev N. E. 1975. Tsentrobeznhnie seperatori dlya zerna. monografiya – M: Kolos. – 152.
2. Azbel G.G., Blexman I. I. 1981. Vibratsiya v texnike. spravochnik v shesti tomakh / G.G. Azbel, – M: Mashinostroenie, t 4. – 509.
3. Biderman V. L. 1952. Teoriya udara. monografiya. – M : Mashgiz. – 76.
4. Bogomolov A. V. 1984. Obosnovanie parametrov texnologicheskogo procesa ochistki I sortirovaniya semyan konopli na vibratsionnoi semyaochistitelnoi mashine. Aftoreferat. Dis. Kand. texn. nayk. – Kharkov, – 24.
5. Boltanskaya N. 2011. Obosnovanie konstruktivno – texnologicheskix parametrov seperariyushix poverxnostei zgaluziinix reshet zernoy-borochnix kombainov. Motrol. – Motoryzacija I energetyka rolnictva. –Lublin. Tom 13 B. – 111 – 116.
6. Bronshtein I. N., Semendyaev K. A. 1986. Spravochnik po matematike. ychebnoe posobie / I.N. Bronshtein, – M: Nayka. – 544.

РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ,  
ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕМЕНА РАСТИТЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР В ПОТОКЕ ВОЗДУХА,  
МЕТОДОМ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ

7. Byshyev V. Z. 1976. Cemyaochistitelnie mashini. – M. : Nayka.– 225.
8. Gladkov N.G. 1961. Zernoochistitelnie mashini. – M. : Mashgiz. – 362.
9. Goldin A. V. 1976. O vliyanii sredi na process vibracionnogo peremesheniya sipycheho materiala. V Kn. Dinamika, prochnosti nadegnost tractorov i selskoxozyaistvenix mashin. - Sb. n. tr. MIISP. M. , 78 – 83.
10. Goncharevich A. V. 1978. O vliyanii vozdyshnoi sredi na process vibratsionnogo peremesheniya sipycheho materiala. – M. : Nayka, – 160.
11. Kozachenko A. V. 1988. Obosnovanie parametrov texnologicheskogo processa ochistki I sortirovaniya semyan tabaka I maxorky na vibratsionnoi semyaochistitelnoi mashine. Aftoreferat. DisKand. texn. nayk. – Kharkiv. – 21.
12. Krasnov N.F. 1980. Aerodinamika. chast ychebnoe posobie. – M. : Vishaya shkola. – 416.
13. Lukianenko V. M., Nikiforov A. A. 2013. Metod rascheta aerodinamicheskix sil I momentov, deistvyushix na semena rastitelnix kylytur dvygysyhihsya po naklonoiv ibriryushei poverxnosti v potoke vozdyxa. Vestnik XNTYSX im. P. Vasilenka. Vipysk 135. – Kharkiv, 392 – 398.
14. Mxitaryan A. M. 1976. Aerodinamika. ychebnoe posobie. – M.:Mashchinstroenie. – 448.
15. Pastyshenko S., Ogienko N. 2012. Teoricheskie aspekty isledovaniya processa separacii texnologicheskoi semennoi massi ovachebaxchevix kylytur. Motrol, – Motoryzacja I energetyka rolnictva. –Lublin. Tom 14. – 13 – 20.
16. Shmits F. V. 1963. Aerodinamika malix skorostei. ychebnoe posobie. – DOSAAV, – 60.
17. Tishchenko L. N., Olshanskii V. P. , Olshanskii S. V. 2010. Hidrodinamika separirovaniya zerna. Monografiya. – Kharkiv. : Miskdryk, – 174.
18. Vasilenko P. M. 1960. Teoriya dvizheniya chastitsi po sheroxovatom poverxnostyam selskoxozyaistvenix mashin. – Kyiv.: Izdatelstvo ykraiynskoi akademii selskoxozyaistvenix nayk. – 283.
19. Zaika P. M. 1998. Vibratsionnoe peremeshchenie tverdix i sipyichix tel v celkoxozyaistvenix mashchinax. prakticheskoe posobie. – K.: YSXA. – 631.
20. Zemlyanskiy A. V. 1983. Aerodinamika izolirovanogo profilya i reshchetki profilei. metodicheskie ykazaniya k laboratornim rabotam po kursy «Gazodinamika lopatochnix mashchin»/A.V. Zemlyanskiy, V.M. Martinov. – M. : MFTY. – 22.

**CALCULATION OF COEFFICIENTS OF  
AERODYNAMIC FORCES AND  
MOMENTS, OPERATING ON SEED OF  
VEGETABLE CULTURES IN BLAST, BY  
METHOD OF FLAT SECTIONS**

**Summary.** In hired the order of calculation of coefficients of aerodynamic forces and moments, operating on the seed of vegetable cultures in a blast, is expounded, by the method of flat sections. The algorithm of calculation of aerodynamic forces and moments is made by the method of laying out of grain on elementary aerodynamic profiles.

**Key words.** Aerodynamic forces, aerodynamic moments, blast, algorithm.

## ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЕГРЕГАЦИИ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПРИ СЕПАРИРОВАНИИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТКАМИ

*Леонид Тищенко, Михаил Пивень, Вадим Бредихин*

*Харьковский национальный технический университет*

*сельского хозяйства имени Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Leonid Tishchenko, Mykhail Piven, Vadim Bredykhin*

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе исследованы закономерности процесса сегрегации зерновой смеси (ЗС) на внутренней поверхности цилиндрического виброцентробежного решета. Установлены значения пористости и градиента скорости смеси обеспечивающие наибольшую эффективность сегрегации. Обоснованы конструктивные параметры разрыхлителей смеси виброцентробежных зерновых сепараторов.

**Ключевые слова:** сегрегация, зерновые смеси, разрыхлители, пористость, скорость, виброцентробежные сепараторы.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Основой продовольственной безопасности страны является увеличение производства зерна, необходимого для пищевого и кормового использования. Важным этапом производства зерна является послеуборочная обработка. ЗС поступающие после комбайнов необходимо очистить от примесей и отсортировать на фракции, чтобы выделить наиболее полноценные зерна.

Для очистки и сортирования смесей применяют зерновые сепараторы, наиболее высокопроизводительными из которых являются виброцентробежные А1-БЦСМ-100, Р8-БЦСМ-50, СВС-15 производства ОАО «Вибросепаратор» (г. Житомир). Однако, сепарирование в поле центробежных сил сопровождается уплотнением смеси, что снижает интенсивность сегрегации (продвижение мелких частиц сквозь слой к поверхности решета) и эффективность процесса в целом.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованиями П.А. Миронова [11] установлено, что интенсивность поступления мелких частиц из слоя к решету значительно меньше пропускной способности его отверстий, что указывает на необходимость ин-

тенсификации сегрегации.

Б.И. Котовым [8,9] установлено, что с увеличением разрыхленности ЗС скорость продвижения мелких частиц в слое возрастает.

В работах В.В. Гортинского [5] перемещение мелкой частицы, свойства которой отличаются от свойств частиц смеси, объясняется проникновением через поры нижележащих слоев. Скорость продвижения частицы зависит от формы и размеров пор, интенсивности послойного движения смеси, характеризующейся градиентом скорости элементарных слоев по глубине.

Экспериментальными исследованиями О.Б. Юшкова, А.Н. Куди [7] установлено, что управление сегрегацией по размеру частиц достигается путем изменения скорости сдвига элементарных слоев.

Анализ работ показывает, что интенсификация сегрегации должна осуществляться путем увеличения пористости и скорости послойного движения. Это может быть достигнуто оптимизацией кинематических режимов решета, применением воздушного потока или разрыхлителей [3,14,13,1,2].

Исследованиями Л.Н. Тищенко [16-18] определен способ интенсификации сегрегации путем применения поверхностных и объемных разрыхлителей как наиболее рациональный. Им разработаны основы интенсификации внутрислоевых процессов виброцентробежного сепарирования как необратимых и неравновесных, в пределах фрактальной двухпоточковой кинетики, неэкстенсивной термодинамики и двухжидкостной гидродинамики.

В этих работах допускалось, что законы движения частиц внутри слоя подчиняются уравнениям для движения вязкой жидкости. Однако, динамическое поведение сыпучей ЗС отличается от поведения вязкой жидкости, определяется трением между ее частицами,



## ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЕГРЕГАЦИИ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПРИ СЕПАРИРОВАНИИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТКАМИ

столкновениями и другими видами взаимодействий. ЗС совершает быстрые движения и ее динамическое состояние существенно зависит от размеров зерна, пористости слоя и скорости послыного движения.

Конструкции предложенных разрыхлителей имеют недостатки: повышенную массу и габариты, дополнительные динамические нагрузки на узлы сепаратора.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Цель работы – интенсификация процесса сегрегации, обоснование его рациональных параметров.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для интенсификации процесса сегрегации лабораторией послуборочной обработки зерна ХНТУСХ разработаны новые решета [12]. На их рабочей поверхности, на поперечных перемычках, установлены разрыхлители в виде ребер или продолговатых рифлей с такими конструктивными параметрами: диаметр ребер  $d_{реб}$ ; расстояние между ребрами  $l_{реб}$ ; высота рифлей  $h_{риф}$ ; расстояние между рядами рифлей  $l_{риф}$ ; расстояние между рифлями  $l^*$ ; ширина рифлей  $b_{риф}$ ; длина рифлей  $a_{риф}$  (рис.1, 2).



Рис. 1. Конструктивная схема ребренного решетного полотна

Fig. 1. Structural chart of ribbed sieve

Методом отсеивающих экспериментов установлено, что ширина и длина рифлей не оказывают существенного влияния на процесс и они были исключены из дальнейшего рассмотрения. При работе решета, ребра и рифли сообщают воздействия на смесь, разрыхляют ее и оказывают дополнительное сопротивление нижнему элементарному слою, увеличивая интенсивность послыного движения.

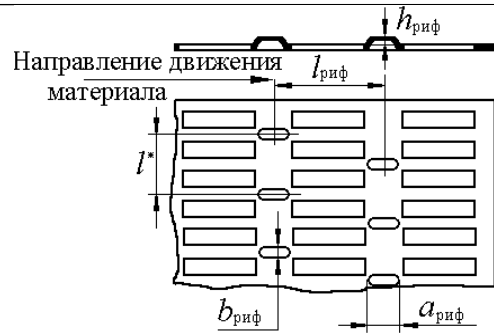


Рис. 2. Конструктивная схема рифленого решетного полотна

Fig. 2. Structural chart of rifled sieve

Для описания динамики внутрислоевых процессов использована теория быстрых движений гранулированных сред [6, 15].

Математическая модель внутрислоевых процессов на внутренней поверхности цилиндрического виброцентробежного решета получена в работе [20]. Уравнения описывающие движение ЗС имеют вид:

$$\frac{d}{dr} \left[ \alpha \psi \left( \frac{dv_1}{dr} \right)^2 \right] + \frac{2}{r} \alpha \left( \frac{dv_1}{dr} \right)^2 - \gamma_1 v_1 \omega^2 r = 0, \quad (1)$$

$$\frac{d}{dr} \left[ r \mu \left( \frac{dv}{dr} \right) \right] + \gamma_1 v_1 g = 0, \quad (2)$$

где:  $\alpha$  – феноменологический коэффициент;

$$\psi = \Phi + 2; \Phi = \left[ (1 + f^2)^{1/2} / f - 1 \right];$$

$f$  – динамический коэффициент внутреннего трения;  $f = f_0(1 + e^{-B})/2$ ;  $f_0$  – коэффициент внутреннего трения при отсутствии вибраций;  $B = r_{кол} \omega_{кол}^2 / g$ ;  $\omega_{кол}$  – циклическая частота колебаний решета;  $r_{кол}$  – радиус кривошипа вибровозбудителя (амплитуда колебаний);  $r$  – текущее значение координаты в цилиндрической системе;  $\omega$  – угловая скорость вращения цилиндрического решета;  $\gamma_1$  – плотность частиц несущего потока;  $v_1$  – объемная плотность ЗС,  $v_1 = 1 - \varepsilon$ ;  $\varepsilon$  – пористость ЗС;  $v$  – скорость ЗС;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости.

Уравнения (1), (2) дополняются граничными условиями:

- на свободной поверхности слоя

$$\frac{dv_1}{dr} = 0, \quad \frac{dv}{dr} = 0,$$

- на поверхности серийного решета

$$\left[ \vec{n} \cdot \vec{T} \right]_{\tau} = f_{ск} \left[ \vec{n} \cdot \vec{T} \cdot \vec{n} \right],$$

- на поверхности оребренного решета

$$\mu \frac{\partial v}{\partial r} + \left(1 - \frac{d_{реб}}{l_{реб}}\right) f_{ск} \alpha \psi \left(\frac{\partial v_1}{\partial r}\right)^2 + \frac{d_{реб}}{l_{реб}} \frac{2C_d \gamma_1 v_1}{(R_2^2 - R_1^2)^2} \left(\int_{R_1}^{R_2} r v dr\right)^2 = 0;$$

- на поверхности рифленого решета:

$$\mu \frac{\partial v}{\partial r} + \left(1 - \frac{8h_{риф}}{l_{риф} \cdot l^*}\right) f_{ск} \alpha \psi \left(\frac{\partial v_1}{\partial r}\right)^2 + \frac{\pi h_{риф}^2}{l_{риф} \cdot l^*} \frac{C_d \gamma_1 v_1}{(R_2^2 - R_1^2)^2} \left(\int_{R_1}^{R_2} r v dr\right)^2 = 0,$$

где:  $\vec{n}$  – нормаль к поверхности решета;  $f_{ск} = f_{0ск} (1 + e^{-(\xi B)}) / 2$  – коэффициент внешнего трения скольжения зерна по решету;  $f_{0ск}$  – коэффициент внешнего трения скольжения в отсутствии вибрации;  $\hat{T}^{(1)}$  – тензор напряжений;  $\xi$  – эмпирический коэффициент;  $R_1$  – радиус свободной поверхности слоя;  $R_2$  – радиус цилиндрического решета;  $C_d$  – безразмерный коэффициент сопротивления ребер и рифлей движению смеси.

При решетном сепарировании интенсивность сегрегации оценивают скоростью продвижения мелких частиц из слоя к решету. Уравнения определяющие радиальную  $u$  и продольную  $w$  составляющие относительной скорости мелкой частицы в слое ЗС имеют вид:

$$u(t, r, z) = \frac{1}{A} \omega^2 r \times \quad (3)$$

$$\times \left[ 1 - e^{-Az/v} - Hev(z - vt) (e^{-At} - e^{-Az/v}) \right]$$

$$w(t, r, z) = \frac{C}{A} \left[ \begin{aligned} & \left[ \left( g + \frac{dv}{dr} \omega^2 r \left( t - \frac{1}{A} - \frac{z}{v} \right) \right) \times \right. \\ & \left. \times e^{-A(z-vt)/v} Hev(z - vt) - \right. \\ & \left. - \left( g - \frac{\omega^2 r}{A} \frac{dv}{dr} \right) Hev(z - vt) \right] \times \\ & \left. \times e^{-At} + g - \frac{\omega^2 r}{A} \frac{dv}{dr} - \right. \\ & \left. - \left[ g - \left( \frac{1}{A} + \frac{z}{v} \right) \frac{dv}{dr} \omega^2 r \right] e^{-Az/v} \right] \quad (4) \end{aligned}$$

где:  $Hev(\xi) = \begin{cases} 0, nпу & (\xi < 0) \\ 1, nпу & (\xi > 0) \end{cases}$  – функция

$$\text{Хевисайда; } A = \frac{3K_\mu \mu v_1}{4\pi a_{част}^2 \gamma_2}; \quad C = 1 - \gamma_1 v_1 / \gamma_2;$$

$t$  – время;  $\gamma_2$  – плотность мелких частиц;  $K_\mu$  – эмпирический коэффициент сопротивления движению частицы;  $a_{част}$  – эквивалентный радиус мелкой частицы;  $z$  – осевая координата в цилиндрической системе.

Для проведения численных расчетов примем следующие значения кинематических, конструктивных и режимных параметров виброцентробежного решета рекомендуемых Е.С. Гончаровым [4]: амплитуда колебаний решета  $r_{кол} = 0,006$  м, круговая частота колебаний решета  $\omega_{кол} = 94,2$  рад/с, угловая скорость вращения решета  $\omega = 11,3$  рад/с; радиус цилиндрического решета  $R_2 = 0,3075$  м, длина решета  $L = 0,5$  м; удельная загрузка  $q = 110 \dots 180$  кг/час·дм<sup>2</sup>. Для ЗС взяты следующие значения физико-механических свойств пшеницы [10]: коэффициент внешнего трения скольжения по решету  $f_{ск} = 0,43$ , коэффициент внутреннего трения  $f_0 = 0,47$ , плотность частиц ЗС  $\gamma_1 = 1350$  кг/м<sup>3</sup>. Численные значения эмпирических коэффициентов приняты:  $\alpha = 0,26 \dots 1,54$  кг·м/с<sup>2</sup>;  $C_d = 1,03 \dots 2,47$ ;  $\mu = 0,033 \dots 0,122$  Па·с [19]. Значения физико-механических свойств мелких частиц приняты: плотность  $\gamma_2 = 1100$  кг/м<sup>3</sup>; эквивалентный радиус частицы  $a_{част} = 0,75$  мм; коэффициент сопротивления движению частицы  $K_\mu = 390$ .

Исследуем основные закономерности процесса сегрегации и определим его оптимальные параметры.

На рис. 3-6 представлены зависимости пористости  $\varepsilon$  и скорости  $v$  ЗС от глубины слоя  $r^*$ , удельной загрузки решета, конструктивных параметров ребер и рифлей.

Глубина слоя определяется безразмерной величиной  $r^*$ , равной отношению расстояния между свободной поверхностью слоя и рассматриваемым элементарным слоем, к общей толщине слоя. Так на свободной поверхности слоя  $r^* = 0$ , а на поверхности решета  $r^* = 1$ .

Конструктивные параметры ребер и рифлей оценивались соотношением  $d_{реб}/l_{реб}$ ,  $h_{риф}/l_{риф}$ . С увеличением данных соотношений  $d_{реб}$  и  $h_{риф}$  возрастают, а расстояния  $l_{реб}$  и  $l_{риф}$  уменьшаются.

ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЕГРЕГАЦИИ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПРИ СЕПАРИРОВАНИИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТКАМИ

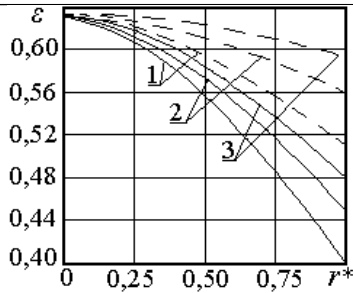


Рис. 3. Зависимости пористости  $\varepsilon$  ЗС от глубины слоя  $r^*$ , удельной загрузки  $q$  и конструктивных параметров ребер: 1 – серийное решето; 2 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,024$ ; 3 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$ ; ---  $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>; —  $q=180$  кг/час·дм<sup>2</sup>

Fig. 3. Dependences of GM porosity  $\varepsilon$  on the layer depth  $r^*$ , loading  $q$  and constructional parameters of ribs: 1 – serial sieve; 2 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,024$ ; 3 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$ ; ---  $q=110$  kg/h·дм<sup>2</sup>; —  $q=180$  kg/h·дм<sup>2</sup>

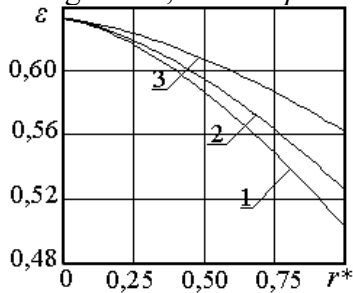


Рис. 4. Зависимости пористости  $\varepsilon$  ЗС от глубины слоя  $r^*$  и конструктивных параметров рифлей: 1 – серийное решето; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,024$ ,  $l^*=20$  мм; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ,  $l^*=12$  мм; ( $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

Fig. 4. Dependences of GM porosity  $\varepsilon$  on the layer depth  $r^*$  and constructional parameters of rifles: 1 – serial sieve; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,024$ ,  $l^*=20$  mm; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ,  $l^*=12$  mm; ( $q=110$  kg/h·дм<sup>2</sup>)

Из рис. 3, 4 видно, что пористость ЗС уменьшается с глубиной не линейно. При увеличении соотношений  $d_{реб}/l_{реб}$ ,  $h_{риф}/l_{риф}$  и уменьшении расстояния между рифлями  $l^*$  пористость увеличивается, кривая зависимости  $\varepsilon(r^*)$  выравнивается по глубине слоя. Это объясняется возрастающим воздействием ребер и рифлей на смесь, приводящем к разрыхлению и увеличению пористости. Численные значения пористости на оребренном решете больше, чем на рифленном. Увеличение удельной загрузки решета  $q$  приводит к снижению пористости, вследствие увеличения давления вышележащих слоев.

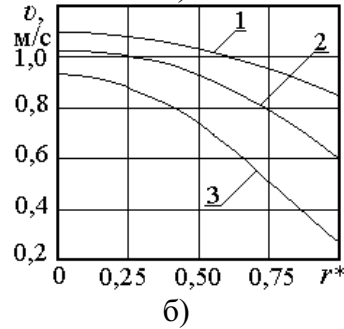
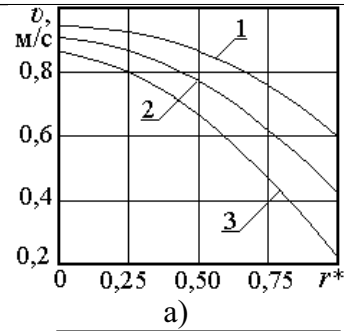


Рис. 5. Зависимости скорости ЗС  $v$  от глубины слоя  $r^*$ , удельной загрузки  $q$  и конструктивных параметров ребер: 1 – серийное решето; 2 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,035$ ; 3 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$ ; а) –  $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>; б) –  $q=180$  кг/час·дм<sup>2</sup>

Fig. 5. Dependences of GM speed  $v$  on the layer depth  $r^*$ , loading  $q$  and constructional parameters of ribs: 1 – serial sieve; 2 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,035$ ; 3 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$ ; а) –  $q=110$  kg/h·дм<sup>2</sup>; б) –  $q=180$  kg/h·дм<sup>2</sup>

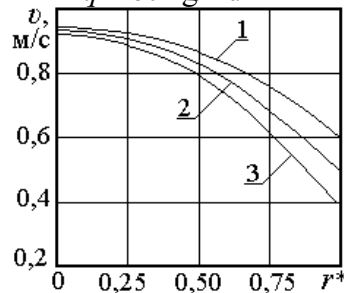


Рис. 6. Зависимости скорости ЗС  $v$  от глубины слоя  $r^*$  и конструктивных параметров рифлей: 1 – серийное решето; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,024$ ,  $l^*=20$  мм; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ,  $l^*=12$  мм; ( $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

Fig. 6. Dependences of GM speed  $v$  on the layer depth  $r^*$  and constructional parameters of rifles: 1 – serial sieve; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,024$ ,  $l^*=20$  mm; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ,  $l^*=12$  mm; ( $q=110$  kg/h·дм<sup>2</sup>)

Скорость движения ЗС уменьшается с глубиной, верхние слои перемещаются быстрее, нижние – медленнее (рис.5, 6). Зависимость  $v(r^*)$  является нелинейной.

С увеличением  $h_{риф}/l_{риф}$ ,  $d_{реб}/l_{реб}$  и уменьшением  $l^*$  возрастает сопротивление движению нижнего элементарного слоя, что приводит к незначительному снижению скорости. Разность скоростей верхнего и нижнего элементарных слоев при этом возрастает, градиент скорости по глубине слоя увеличивается.

При увеличении удельной загрузки решета, скорость ЗС увеличивается. Это объясняется стеканием вниз вышележащих слоев под действием силы тяжести.

На рис. 7, 8 представлены траектории движения мелких частиц по глубине слоя  $r^*$  и длине  $L$  цилиндрического решета.

Длина проекции траектории частицы на решето характеризует эффективность процесса сегрегации. Чем меньше длина этого участка, тем быстрее частицы достигают поверхности решета и эффективность сегрегации возрастает. Из рис. 7, 8 видно, что с применением разрыхлителей, проекции траекторий движения мелких частиц уменьшаются. Это объясняется разрыхлением смеси и увеличением интенсивности послойного движения. Силы сопротивления движению мелких частиц уменьшаются и они быстрее проникают в поры нижележащих слоев.

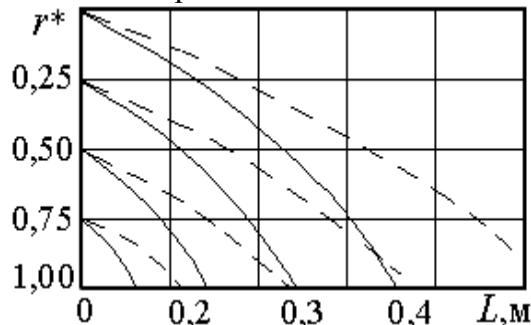


Рис. 7. Зависимости траекторий мелких частиц по глубине слоя  $r^*$  и длине  $L$  цилиндрического решета от конструктивных параметров ребер: --- серийное решето;

—  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$ ; ( $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

Fig. 7. Dependences of trajectory of small particles on the layer depth  $r^*$ , sieve length and constructional parameters of ribs: --- serial sieve; —  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$ ; ( $q=110$  kg/h·dm<sup>2</sup>)

На рис. 9, 10 представлены зависимости радиальной  $u$  и осевой  $w$  составляющих скорости мелкой частицы от глубины слоя, удельной загрузки, конструктивных параметров ребер и рифлей.

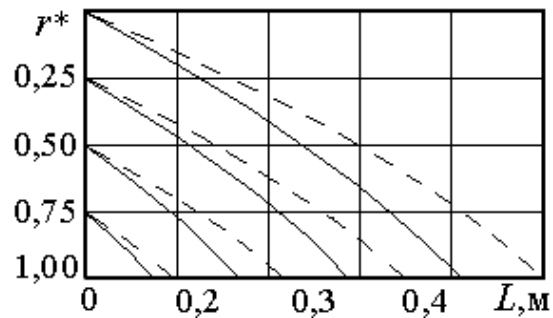


Рис. 8. Зависимости траекторий мелких частиц по глубине слоя  $r^*$  и длине  $L$  цилиндрического решета от конструктивных параметров рифлей: --- серийное решето; —  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ;  $l^*=12$  мм; ( $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

Fig. 8. Dependences of trajectory of small particles on the layer depth  $r^*$ , sieve length and constructional parameters of rifles: --- serial

sieve; —  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ;  $l^*=12$  мм; ( $q=110$  kg/h·dm<sup>2</sup>)

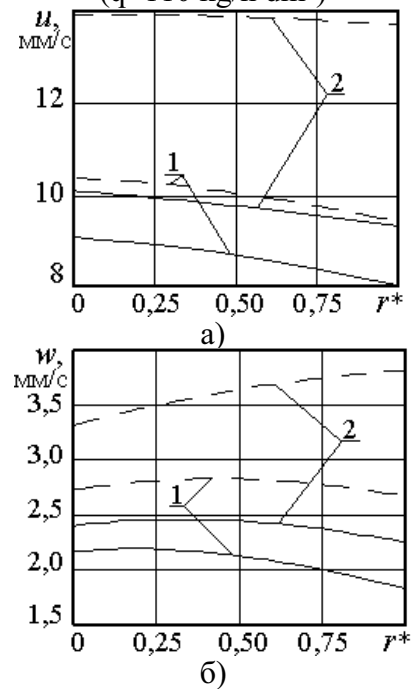


Рис. 9. Зависимости радиальной  $u$  и осевой  $w$  составляющих скорости мелкой частицы от глубины слоя  $r^*$ , удельной загрузки и конструктивных параметров ребер: а)  $u(r^*)$ ;

б)  $w(r^*)$ ; 1 — серийное решето; 2 —  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$ ; ---  $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>; —  $q=180$  кг/час·дм<sup>2</sup>

Fig. 9. Dependences of radial and axial speed components of small particles on the layer depth  $r^*$ , loading  $q$  and constructional parameters of ribs: а)  $u(r^*)$ ; б)  $w(r^*)$ ; 1 — serial sieve; 2 —  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$ ; ---  $q=110$  kg/h·dm<sup>2</sup>; —  $q=180$  kg/h·dm<sup>2</sup>

## ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЕГРЕГАЦИИ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПРИ СЕПАРИРОВАНИИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТАМИ

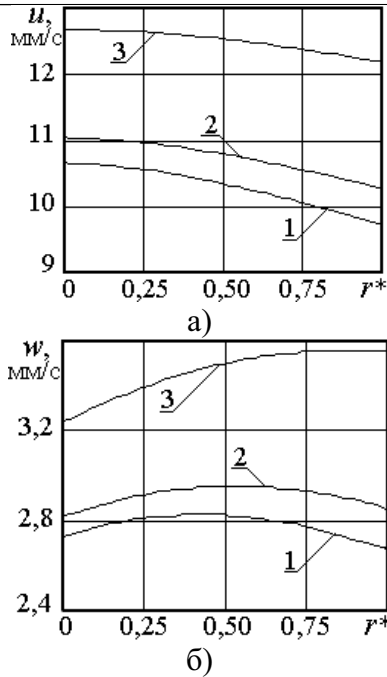


Рис. 10. Зависимости радиальной  $u$  и осевой  $w$  составляющих скорости мелкой частицы от глубины слоя  $r^*$  и конструктивных параметров рифлей:

а) – зависимость  $u(r^*)$ ; б) –  $w(r^*)$ ; 1 – серийное решето; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,024$ ,  $l^*=20$  мм; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ,  $l^*=12$  мм; ( $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

Fig. 10. Dependences of radial and axial speed components of small particles on the layer depth  $r^*$  and constructive parameters of ruffles: а) – dependenc  $u(r^*)$ ; б) –  $w(r^*)$ ; 1 – serial sieve; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,024$ ,  $l^*=20$  mm; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ,  $l^*=12$  mm; ( $q=110$  kg/h·dm<sup>2</sup>)

Радиальная составляющая  $u$  скорости мелкой частицы уменьшается с глубиной, что объясняется уменьшением пористости. Осевая составляющая  $w$  также изменяется по глубине, кривая зависимости  $w(r^*)$  имеет экстремум расположенный в середине слоя. Численные значения осевой составляющей  $w$  в несколько раз меньше радиальной  $u$ .

При увеличении соотношений  $d_{реб}/l_{реб}$ ,  $h_{риф}/l_{риф}$  и уменьшении  $l^*$  радиальная  $u$  и осевая  $w$  составляющие скорости увеличиваются. Кривые зависимостей  $u(r^*)$  выравниваются, т.е. скорости приближаются к одинаковой величине по всей глубине слоя. При увеличении удельной загрузки  $q$  (рис. 9) радиальная  $u$  и осевая  $w$  составляющие скорости уменьшаются, что объясняется уплотнением смеси вышележащими слоями.

На рис. 11-12 представлены зависимости эффективности процесса сегрегации.

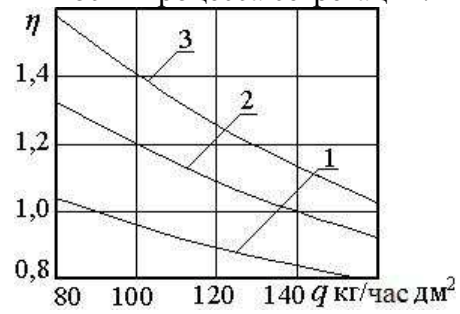


Рис. 11. Зависимости эффективности сегрегации  $\eta$  от удельной загрузки  $q$  решет:

1 – серийное решето; 2 – рифленое  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ,  $l^*=16$  мм; 3 – оребренное  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$

Fig. 11. Dependences of segregation efficiency  $\eta$  on the sieve loading  $q$ : 1 – serial sieve; 2 – ruffled  $h_{риф}/l_{риф}=0,07$ ,  $l^*=16$  mm; 3 – ribbed  $d_{реб}/l_{реб}=0,07$

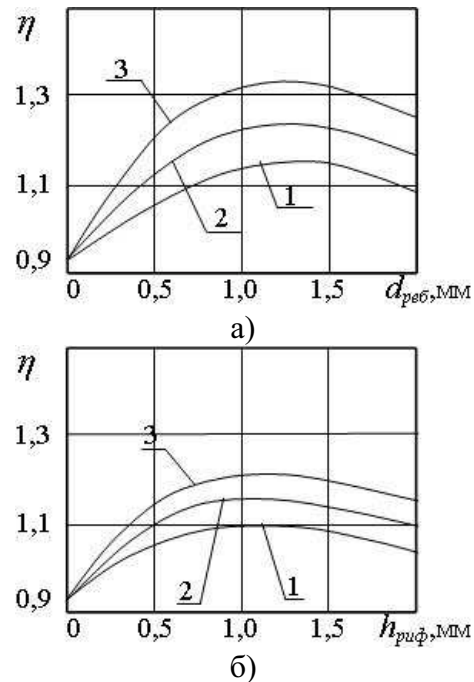


Рис. 12. Зависимости эффективности сегрегации  $\eta$  от конструктивных параметров разрыхлителей: а) ребер: 1 –  $l_{реб}=63$  мм; 2 –  $l_{реб}=42$  мм; 3 –  $l_{реб}=21$  мм; б) рифлей:

1 –  $l_{риф}=63$  мм,  $l^*=24$  мм; 2 –  $l_{риф}=42$  мм,  $l^*=18$  мм; 3 –  $l_{риф}=21$  мм,  $l^*=12$  мм; ( $q=110$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

Fig. 12. Dependences of segregation efficiency  $\eta$  on constructive parameters of looseners: а) ribs: 1 –  $l_{реб}=63$ mm; 2 –  $l_{реб}=42$ mm; 3 –  $l_{реб}=21$ mm; б) ruffles: 1 –  $l_{риф}=63$  mm,  $l^*=24$  mm; 2 –  $l_{риф}=42$  mm,  $l^*=18$  mm; 3 –  $l_{риф}=21$  mm,  $l^*=12$  mm; ( $q=110$  kg/h·dm<sup>2</sup>)

Эффективность сегрегации определяется соотношением  $u/u^*$ , где  $u^*$  – скорость при которой все частицы выделяются из слоя на длине решета  $L$ . Т.е., при скорости  $u=u^*$  эффективность будет  $\eta=1$  (100%). При  $u < u^*$  не все частицы успеют выделиться из слоя –  $\eta < 1$ . При  $u > u^*$  все частицы выделяются из слоя на меньшей длине решета –  $\eta > 1$ . Значение  $u^*$  соответствует скорости, при которой траектория частицы с координатами ( $r=R_1, z=0$ ) на входе решета проходит через конец плоскости решета ( $r=R_2, z=L$ ).

С увеличением удельной загрузки  $q$  эффективность сегрегации снижается (рис. 11). Увеличение конструктивных параметров ребер и рифлей способствует повышению эффективности сегрегации (рис. 12). Их рациональные значения составляют  $d_{реб}=1,2...1,7$  мм,  $l_{реб}=21$  мм,  $h_{риф}=1,0...1,5$  мм,  $l_{риф}=21$  мм,  $l^*=10...16$  мм. При этом, эффективность сегрегации возрастает на 35...40 %.

На рис. 13 представлены зависимости эффективности  $\eta$  от пористости  $\varepsilon$  и  $grad v = dv/dr$ .

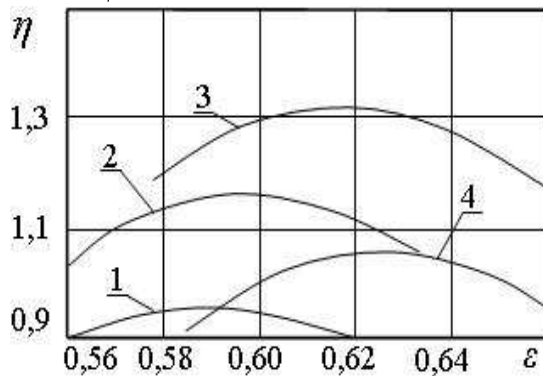


Рис. 13. Зависимости эффективности сегрегации  $\eta$  от пористости  $\varepsilon$  и  $grad v$ :

- 1 –  $grad v=59,4 \text{ c}^{-1}$ ; 2 –  $grad v=60,2 \text{ c}^{-1}$ ;  
3 –  $grad v=82,7 \text{ c}^{-1}$ ; 4 –  $grad v=93,5 \text{ c}^{-1}$ ;  
( $q=110 \text{ кг/час} \cdot \text{дм}^2$ )

Fig. 13. Dependences of segregation efficiency  $\eta$  on the porosity  $\varepsilon$  and  $grad v$ :

- 1 –  $grad v=59,4 \text{ s}^{-1}$ ; 2 –  $grad v=60,2 \text{ s}^{-1}$ ;  
3 –  $grad v=82,7 \text{ s}^{-1}$ ; 4 –  $grad v=93,5 \text{ s}^{-1}$ ;  
( $q=110 \text{ kg/h} \cdot \text{dm}^2$ )

Как видно из рис. 13, с увеличением пористости  $\varepsilon$  и градиента скоростей  $grad v$  эффективность сегрегации повышается. Наибольшая эффективность  $\eta$  достигнута при значениях пористости  $\varepsilon=0,59...0,62$  и  $grad v=60,2...82,7 \text{ c}^{-1}$ .

## ВЫВОДЫ

1. Анализом зависимостей установлено, что применение разрыхлителей, выполненных в виде ребер и рифлей на рабочей поверхности цилиндрического виброцентробежного решета, интенсифицирует сегрегацию и повышает эффективность на 35...40%. Разрыхлители увеличивают пористость и градиент скорости ЗС по глубине слоя.

2. Определены численные значения пористости  $\varepsilon$  и  $grad v$ , обеспечивающие наибольшую эффективность сегрегации –  $\varepsilon=0,59...0,62$ ,  $grad v=60,2...82,7 \text{ c}^{-1}$ . Для паспортных режимов работы виброцентробежного сепаратора определены оптимальные конструктивные параметры ребер и рифлей  $d_{реб}=1,2...1,7$  мм,  $l_{реб}=21$  мм,  $h_{риф}=1,0...1,5$  мм,  $l_{риф}=21$  мм,  $l^*=10...16$  мм.

## ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 1701400 СССР, МКИЛ V07V 1/00. Способ грохочения сыпучих материалов и устройство для его осушительного / В. И. Засельский, Н.В. Пустынский, А.Е. Алтшuler (СССР). – №4755266/03; заявл. 03.11.89; опubl. 30.12.91, Бжл. №48.
2. А. с. 1763050 СССР, МКИЛ V07V 1/46. Способ грохочения сыпучей смеси и устройство для его осушительного / М.С. Исламов (СССР). – №3834449/63; заявл. 29.12.84; опubl. 23.09.92, Бжл. №35.
3. Goncharov E. S. 1976. Optimal'naja chastota kolebanij reshet pri obrabotke zernovyh materialov. Mehanizacija i jelektifikacija sel'skogo hozjajstva. Vyp.33. – 19 – 25.
4. Goncharov E. S. 1986. Mehaniko-tehnologicheskoe obosnovanie i razrabotka universal'nyh vibrocentrobeznyh zernovyh separatorov. avtoref. dis. na soiskanie nauch. steneni dokt. tehn. Nauk. –М. –34.
5. Gortinskij V. V., Demskij A. B., Boriskin M.A. 1981. Processy separirovanija na zernopererabatyvajushhijh predpriyatijah – М.: Kolos. – 260.
6. Gudmen M., Kouin S. 1985. Dve zadachi o gravitacionnom techenii granulirovannyh materialov. Mehanika granulirovannyh sred. Teorija bystryh dvizhenij. – М. 64 – 85.
7. Jushkova O. B., Kudi A. N. 2001. Vlijanie svojstv chastic zernistoj sredy na jeffekty ih vzaimodejstvija pri bystrom sdvigovom techenii. Sbornik trudov Tambovskogo gosu-

ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЕГРЕГАЦИИ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПРИ  
СЕПАРИРОВАНИИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТАМИ

- darstvennogo tehničeskogo universiteta: tehnologičeskie processy i oborudovanie. №8. 39–45.
8. Kotov B. I. 2004. Vibropnevmatične rozdilennja nasinnevih sumishej. Visnik agrotehničnoi nauki. №5. 25–27.
9. Kotov B. I., Stepanenko S. P., Pastushenko M. G. 2004. Doslidzhennja shljahiv pidvishhenja efektivnosti vibroreshitnih separatoriv zerna i nasinnja. Vibracii v tehnike i tehnologijah. – №3 (35). 61 – 63.
10. Lebedev V. B. 1991. Promyshlennaja obrabotka i hranenie semjan. – M. : Agropromizdat, – 255.
11. Mironov P. A. 1985. Obosnovanie parametrov rabocheho processa i racional'noj shemy vibrocentrobezhnogo separatora semjan: dis. ... kandidata tehn. nauk: 05.20.01 / Mironov Petr Andrijanovich. – Har'kov, – 322.
12. Pat. 31700A Ukraïna, MPK 6V09V 1/26. Cilindrichne resheto / Tishhenko L.M., Piven' M.V., Mandrila O.V., ta in.; zajavnik i patentovlasnik Harkivs'kij derzhavnij tehničnij universitet sil's'kogo gospodarstva. – №98105572; zajavl. 23.10.98; opubl. 15.12.2000, Bjul. №7-11.
13. Petrenko N. N., Marchenko I. V., Marchenko K. N. 2003. Analiz processa separacii zerna na reshete v srede pul'sirujushhego vozdušnogo potoka. Zb. nauk. prac' Kirovograds'kogo derzhavnogo tehničnogo universitetu. Vip.33. 141–143.
14. Petrenko N. N., Marchenko I. V., Marchenko K. N. 2002. O vozmozhnosti ispol'zovanija pul'sirujushhego vozdušnogo potoka dlja voz-dušnoreshetnoj ochistki zernovogo voroha. Zb. nauk. prac' Kirovograds'kogo derzhavnogo tehničnogo universitetu. Vip. 32, 117–121.
15. Sjevidzh S. 1985. Gravitacionnoe techenie nesvjazannyh granulirovannyh materialov v lotkah i kanalah. Mehanika granulirovannyh sred. Teorija bystryh dvizhenij. – M., 86 – 146.
16. Tishhenko L. 2012. Kolebatel'nye processy v zernovyh smesjah na reshetah vibrocentro- beznyh separatorov. Motrol. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin, – Vol. 14 D. 2012 – 30-39.
17. Tishhenko L. 2012. Modelirovanie potoka zernovogo sloja na reshete s uchetom proseivanija. Motrol. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin, – Vol. 14 D. – 39-48.
18. Tishhenko L. N. Nauchnye osnovy processov vibrocentrobezhnogo separirovanija zernovyh smesej.: dis. ... doktora tehn. nauk: 05.05.11 / Tishhenko Leonid Nikolaevich. – Har'kov, 2004. – 403.
19. Tishhenko L. N., Piven M. V., Harchenko S. A., Bredihin V. V. 2009. Issledovanie zakonornostej vibrovjazkosti zernovyh smesej pri separirovanii cilindricheskimi vibrocentrobezhnymi reshetami. Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni P.Vasilenka : suchasni naprjamki tehnologii ta mehanizacii procesiv pererobnih ta harchovih virobničtv. Vip. 88. – 34–44.
20. Tishhenko L. N., Piven' M. V. 2003. K issledovaniju razdelenija frakcij zernovoj smesi pri separirovanii na vertikal'nom cilindricheskom vibrocentrobezhnom reshete. Vseukrainskij nauchno-tehničeskij zhurnal. Vibracii v tehnike i tehnologijah, №5(31), 40–43.

**SUBSTANTIATION OF THE PROCESS OF  
GRAIN MIXTURE SEGREGATION  
SEPARATED BY VIBROCENTRIFUGAL  
SIEVES**

**Summary.** Regularities of the grain mixture segregation on internal surface of a cylindrical vibrocentrifugal sieve have been investigated in the article. Values of porosity and gradient of mixture speed providing the greatest efficiency of the segregation have been determined. Constructional parameters of looseners of vibrocentrifugal grain separators have been substantiated.

**Key words:** segregation, grain mixtures, looseners, porosity, speed, vibrocentrifugal separators.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПЛОДА ТОМАТА ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОМ СДАВЛИВАНИИ

**Виктор Мельник**

*Харьковский национальный технический университет  
сельского хозяйства имени Петра Василенка  
Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Victor Melnik**

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** Целью работы является изучение механизмов повреждения плодов томатов при их транспортировании и хранении. Используются методы теорий пластичности и предельного равновесия сплошных сред. Плоды томатов рассматриваются как округлые модельные тела, состоящие из сплошной среды, которая характеризуется удельным весом, пластической постоянной и внешним трением. В рассматриваемой задаче модельное тело располагается на горизонтальной жесткой плоской поверхности и прижимается к ней таким же деформатором. При этом изучаются напряженное состояние и деформации модельного тела.

**Ключевые слова:** плоды томатов, пластичность, пятно контакта, напряжение, деформация, взаимодействие, квазилинейная система уравнений, гиперболический тип, характеристика, соотношение, производная.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Чтобы минимизировать потери плодов томатов при транспортировании и хранении, прежде необходимо изучить механизмы их повреждений, а, затем, на основе знаний таких механизмов, создавать новые соответствующие технологии и технику.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Следующий далее материал является результатом изучения механизмов повреждения плодов томатов в процессе их транспортирования и хранения. По своей сути настоящая статья является логическим продолжением ранее опубликованной работы [5] и базируется на применении уже известных наработок в области объемного напряженного состояния, пластичности и теории предельного равновесия [1-4, 6-20].

Материал, составляющий плод томата,

считаем пластическим, характеризующимся удельным весом  $\gamma$  и пластической постоянной  $k$ , а состояние материала, находящегося под статическим силовым воздействием, понимаем как состояние пластичности и/или предельного равновесия. При этом мы имеем ввиду, что на уровне математических моделей теории пластичности сплошных неупругих пластических сред и предельного равновесия сплошных неупругих идеально-связных сред совпадают. Все применяющиеся далее обозначения и соглашения соответствуют работам [5-15].

Предлагаемая к решению задача в дальнейшем, с использованием правой двумерной декартовой системы координат  $Oxy$ , сведена к плоской постановке. Ориентацию векторов главных нормальных напряжений  $\sigma_1$  (наименьшего) и  $\sigma_3$  (наибольшего) определим посредством угла  $\varphi$ , который составляет линия действия вектора  $\sigma_3$  с осью абсцисс координатной системы  $Oxy$ , а ориентацию самой координатной системы определим такой, когда ее ось абсцисс ориентирована горизонтально справа налево, а ось ординат по направлению совпадает с вектором силы веса среды.

Учитывая выше изложенное, и применив полусумму главных нормальных напряжений  $s = \frac{1}{2}(\sigma_3 + \sigma_1)$ , интересующие нас напряженные состояния среды в пределах области пластичности можно описать системой:

$$\begin{aligned} & \cos\left(\varphi \pm \frac{\pi}{4}\right) \frac{\partial s}{\partial x} + \sin\left(\varphi \pm \frac{\pi}{4}\right) \frac{\partial s}{\partial y} \pm \\ & \pm 2k \left[ \cos\left(\varphi \pm \frac{\pi}{4}\right) \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \sin\left(\varphi \pm \frac{\pi}{4}\right) \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right] = (1) \\ & = \gamma \sin\left(\varphi \pm \frac{\pi}{4}\right). \end{aligned}$$

Квазилинейная система уравнений (1) относится к гиперболическому типу. Ее характеристическое решение известно [14, 15]. Кроме



# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПЛОДА ТОМАТА ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОМ СДАВЛИВАНИИ

того, в работах [6-15] для системы (1) получен ряд удовлетворяющих ей соотношений, которые выполняются на координатных прямых, т.е. линиях, параллельных осям принятой координатной системы.

Соотношения на абсциссе (выполняются вдоль прямых, параллельных оси  $Ox$  системы координат, в которой решается задача):

$$x|_{y=\text{const}} = 2k \exp \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \text{ctg} \varphi + C_y^*, \quad (2)$$

$$s|_{y=\text{const}} = 2k \ln(\sin^2 \varphi) + C_y^+, \quad (3)$$

где:

$$\varphi \in ]\varphi_{x_0} - \frac{1}{2}\pi, \varphi_{x_0} + \frac{1}{2}\pi[, \quad \varphi_{x_0} = \pm \frac{1}{2}\pi, \quad (4)$$

$$C_y^+ = \tilde{C}_y + k \ln(2(C^y)^2), \quad (5)$$

$\tilde{C}_y$ ,  $C_y^*$ ,  $C_y^+$  и  $C^y$  – постоянные величины.

Соотношения на ординате (выполняются вдоль прямых, параллельных оси  $Oy$  системы координат, в которой решается задача):

$$y|_{x=\text{const}} = (-1)^r 2k \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \text{tg} \varphi + C_x^*, \quad (6)$$

$$s|_{x=\text{const}} = k \ln(\cos^2 \varphi) + \gamma y + k \ln(2(C^y)^2) + \tilde{C}_x, \quad (7)$$

$$s|_{x=\text{const}} = k \left[ \ln(\cos^2 \varphi) + (-1)^r 2\gamma \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \text{tg} \varphi \right] + C_x^+, \quad (8)$$

где:

$$\varphi \in ]\varphi_{x_0} - \frac{1}{2}\pi, \varphi_{x_0} + \frac{1}{2}\pi[, \quad \varphi_{x_0} = \pm \frac{1}{2}\pi, \quad (9)$$

$$r = \begin{cases} 1 & \text{при } \varphi > \varphi_{x_0}, \\ 2 & \text{при } \varphi < \varphi_{x_0}, \end{cases} \quad (10)$$

$$C_x^+ = \gamma C_x^* + k \ln(2(C^y)^2) + \tilde{C}_x \quad (11)$$

где:  $\tilde{C}_x$ ,  $C_x^*$ ,  $C_x^+$  — постоянные величины.

## ПОСТАНОВКА ПЕРВОЙ ЗАДАЧИ

Округлый плод томатов 1 (рис. 1) зажат между двумя горизонтальными жесткими поверхностями (деформатором 2 и опорной поверхностью 3), расстояние между которыми равно  $h$ .

Интенсивность сжимающего воздействия определяется силой  $P$ . Величина трения покоя между деформатором 2 и плодом 1 определяется коэффициентом внешнего трения  $f$ . Диаметр (ширина)  $d$  пятна контакта томата 1 с деформатором 2 и диаметр (ширина)  $D$  плода томата в его центральном

горизонтальном сечении меняются соразмерно величине расстояния  $h$  между деформатором 2 и опорной поверхностью 3. Криволинейные части  $L^d L^u$  и  $R^d R^u$  контура осевого (по  $Oy$ ) сечения плода томата не определены, т.е. радиус их кривизны  $r$ , вероятно, не имеет фиксированной точки приложения и не является постоянным значением для различных участков  $L^d L^u$  и  $R^d R^u$ .

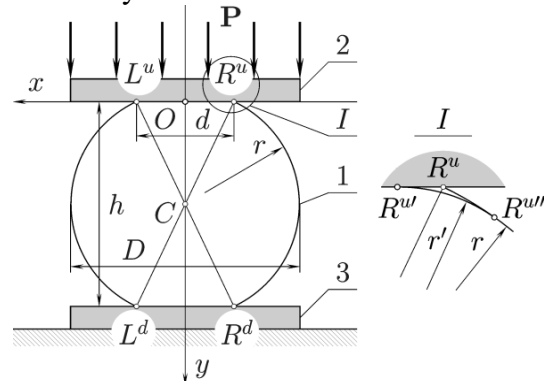


Рис. 1. Схема взаимодействия плода томата с жестким плоским деформатором:

1 – плод; 2 – деформатор; 3 – опорная поверхность

Fig. 1. Chart of co-operation of fruit of tomato with hard flat deformers : 1 – is a fruit; 2 – deformer ; 3 – is an underlayment

### Принятые допущения:

а) округлый плод томата условимся подменять модельным телом изначально (до нагружения) цилиндрической формы. Предполагается, что цилиндр имеет бесконечную длину и ориентирован горизонтально;

б) геометрия модельного тела (плода томата) и поле его напряжений остаются симметричными относительно горизонтального сечения, проходящего через центральную точку;

в) несмотря на то, что фактически свободные криволинейные поверхности модельного тела (плода томата)  $L^d L^u$  и  $R^d R^u$  с радиусом кривизны  $r$  сопрягаются с плоскими пятнами контакта  $L^u R^u$  и  $L^d R^d$ , например, в окрестностях точки  $R^u$  по некоторой дуге  $R^{u'} R^{u''}$  существенно меньшего радиуса  $r' \ll r$ , мы этим обстоятельством пренебрегаем и в дальнейшем считаем, что точки  $R^{u'}$ ,  $R^{u''}$  сливаются в одну точку  $R^u$ , когда  $r' \rightarrow \varepsilon$ , где  $\varepsilon$  — бесконечно малая положительная величина. Но, тем не менее, радиус сопряжения  $r'$  существует, а значит, со-

пряжение между свободными поверхностями  $R^u R^d$  и пятном контакта  $L^u R^u$  выполняется по касательной, т.е. без явного излома. Также обстоят дела и с другими точками  $L^u$ ,  $L^d$  и  $R^d$  сопряжения свободных криволинейных поверхностей  $L^d L^u$  и  $R^u R^d$  с плоскими пятнами контакта  $L^u R^u$  и  $L^d R^d$ ;

г) при увеличении интенсивности силового воздействия  $\mathbf{P}$  и соответствующего уменьшения расстояния  $h$  согласованное изменение величин  $r$ ,  $d$  и  $D$  происходит таким образом, что площадь  $S_0$  поперечного сечения модельного тела (плода томата) и его объем  $V_0$  остаются неизменными.

*Начальные значения* (до нагружения, когда  $\mathbf{P} = 0$ ) величин  $h$ ,  $r$ ,  $d$  и  $D$  обозначим соответственно  $h_0$ ,  $r_0$ ,  $d_0$  и  $D_0$ . Очевидно, что  $h_0 = D_0 = 2r_0$ , а  $d_0 = 0$ .

*Требуется* определить пластическую постоянную  $k$  и смоделировать напряженное состояние, которое возникает в объеме плода во взаимосвязи с величиной интенсивности внешнего воздействия (распределенной нагрузки  $\mathbf{P}$ ), или с величиной  $h$ , которая обратно пропорционально связана с  $\mathbf{P}$ . В конечном итоге, необходимо построить кривые  $R^u R^d$  и/или  $L^u R^u$  свободного контура нагруженного плода.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Начнем с анализа закономерностей ориентации главных нормальных напряжений и главных площадок на внешних поверхностях плода томата.

В первую очередь констатируем, что на площадках свободного контура гарантированно отсутствуют касательные напряжения. А мы знаем, что касательные напряжения отсутствуют на главных площадках, а, значит, именно они и составляют свободный контур. Этого обстоятельства достаточно, чтобы утверждать, что на свободном контуре векторы двух главных нормальных напряжений ориентированы всегда по касательной к поверхности, а векторы третьего — по нормали к ней, правда, формально, ведь его модуль равен нулю. В отношении ориентации главных площадок, на которых действуют главные нормальные напряжения, ориенти-

рованные по касательной к поверхности свободного контура, можно однозначно утверждать только то, что эти площадки ориентированы по нормали к свободному контуру.

На рис. 2 цилиндрическое модельное тело представлено в основной ортогональной системе координат  $Oxyz$ , а местные его вырезы соотнесены с локальной (вспомогательной) также ортогональной системой координат  $Ox'y'z'$ .

Как соотносятся между собой главные напряжения  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и  $\sigma_3$  иллюстрируют диаграммы Мора. На них нормальные напряжения соотнесены с осью  $\sigma_{vv}$ , а касательные с  $\sigma_{vr}$ .

Поскольку плоское напряженное состояние может формулироваться как не зависящее от одной из координат [14, 15], например,  $z$ , то очевидно, что в случае бесконечного нагруженного цилиндра условия плоской задачи соблюдаются. Иначе просто не может быть. По этой причине на рис. 2 иные случаи не рассматриваются и вектор среднего главного нормального напряжения  $\sigma_2$  всегда изображается нормальным по отношению к плоскости  $Oxy$ .

Размеры элементарного кубика  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  и  $\Delta z$  на рисунках не показаны. В случае предельного перехода, т.е. когда  $\Delta x \rightarrow 0$ ,  $\Delta y \rightarrow 0$  и  $\Delta z \rightarrow 0$ , предполагается, что кубик согласованно стягивается в точку  $O'$ .

Группа рис. 2А иллюстрируют напряженное состояние среды в центральной точке  $O'$  на поверхности пятна контакта модельного тела. Больше из главных нормальных напряжений  $\sigma_3$  в этом случае ассоциируется с возмущающим воздействием. Равенство  $\sigma_2 = \sigma_1$  скорее всего не достигается. Ведь в процессе сплющивания цилиндра материалу некуда смещаться в направлении оси  $Oz$ , а в перпендикулярных направлениях есть куда. Именно это и обуславливает неравенство  $\sigma_2 \geq \sigma_1$ . Материал смещается вдоль поверхностей скольжения (в сечении с  $Oxy$  линий скольжения), для которых параллельные  $Oz$  прямые являются образующими. Таким образом, физически достоверным является только второй случай (рис. 2А2), в соответствии с которым большее из главных напряжений  $\sigma_3$  действует вертикально.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПЛОДА ТОМАТА ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОМ СДАВЛИВАНИИ

Ситуацию в окрестностях точек, составляющих боковые поверхности модельного тела, в частности, в точках дуги  $AB$ , иллюстрирует группа рисунков 2В. Поскольку с ростом внешней нагрузки  $P$  дуга  $AB$  все больше выгибается в направлении от центра  $O$ , то наиболее вероятным является вариант с растягивающими напряжениями (рис. 2В2), но  $\sigma_2$  может быть равным нулю. Другой вариант напряженного состояния (рис. 2В1) в физическом смысле является нереальным.

(рис. 2С) полностью повторяет таковое для уже рассмотренной центральной точки  $O'$  пятна контакта (рис. 2А). Разница состоит только в том, что интенсивность действующих в  $O$  (рис. 2С) напряжений несколько ниже, чем тех, которые действуют в  $O'$  (рис. 2А). Физически достоверным для точки  $O$  также является последний вариант напряженного состояния (рис. 2С2). Первый вариант (рис. 2С1) является нереальным.

Напряженное состояние среды в точке  $O$

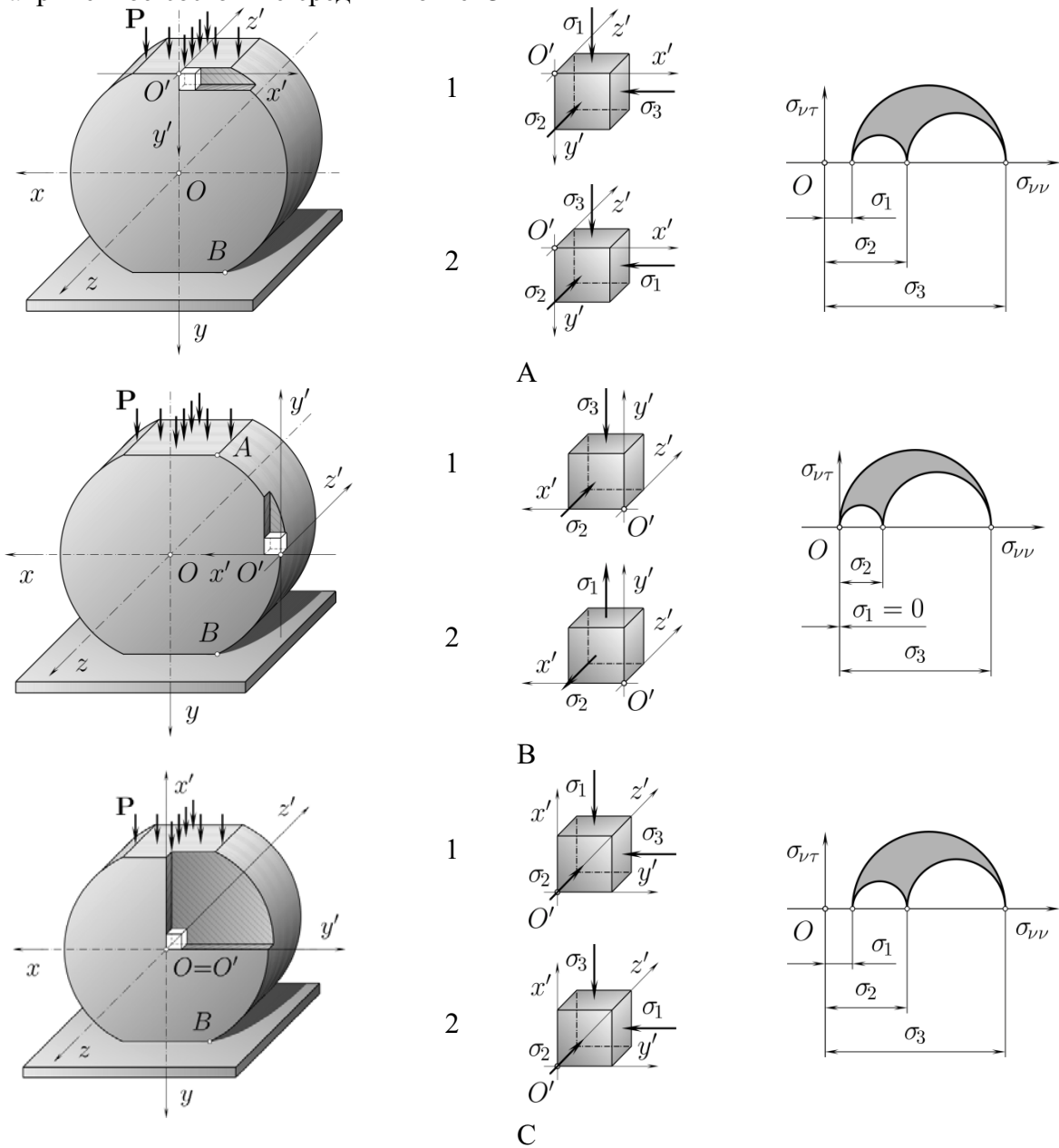


Рис. 2. Ориентация главных площадок и векторов главных напряжений в различных точках объема цилиндрического модельного тела, находящегося в состоянии пластичности  
Fig. 2. An orientation of main grounds and vectors of main tensions is in the different points of volume of cylindrical model body being in a state of plasticity

Общий вывод в отношении цилиндрического модельного тела таков. Его напряжен-

ное состояние подчинено условиям плоской постановки задачи, а, значит, предложенная выше модель пластичности может быть задействована для дальнейшего анализа и затем расчетов без каких-либо ограничений.

Из работ [5, 7-12, 14, 15] известно, что в пределах пятна контакта  $L^u R^u$  (рис. 3) возможные значения угла  $\varphi$  укладываются в интервал  $\varphi \in ]0, \pi[$ . Определяется  $\varphi$  соотношениями ((2)-(11)) и условиями трения:

$$s \geq k \left( \frac{|\sin 2\varphi|}{f} + \cos 2\varphi \right). \quad (12)$$

Вдоль свободного контура (например, в точке  $R$  (рис. 3В)) величина угла  $\varphi = \varphi|_R$  определяется геометрией первого. Как уже говорилось, свободный контур полностью состоит из главных площадок, а нормальные напряжения  $\sigma_3$ , действующие на них, равны нулю, т.е.  $\sigma_3 = \sigma_3|_R = 0$ . Наименьшее главное нормальное напряжение  $\sigma_1$ , действующее в направлении касательной к свободному контуру, является растягивающим.

Рис. 3 иллюстрирует наиболее общие закономерности изменения угла  $\varphi$  в зависимости от положения на пятне контакта или свободном контуре модельного тела. Предположительно, при переходе от точки  $L^c$  к  $R^c$  значения угла  $\varphi$  полностью пробегают интервал от 0 до  $\frac{1}{2}\pi$ . Процесс изменения значений  $\varphi$  является монотонным. Возможно, что в ближайших окрестностях точек  $L^u, R^u$

и  $L^d, R^d$  перехода от пятен контакта к свободным поверхностям, например, в пределах дуги  $R^{uu} R^{uu}$  (рис. 1), изменение значений угла  $\varphi$  происходит существенно быстрее, чем где бы то ни было на пятне контакта или свободном контуре.

Ситуация на обеих частях (левой и правой) свободного контура всегда одинакова, значит, текущая задача является осесимметричной (по отношению к  $Oy$ ), и для произвольного горизонтального сечения  $LR$  плода томата справедливо равенство:

$$\frac{1}{2}\pi - \varphi^l = \varphi^r - \frac{1}{2}\pi = \Delta_{\varphi^r}, \quad (13)$$

где:  $\Delta_{\varphi^r}$  – полуинтервал изменения угла  $\varphi$ , а  $\varphi^l$  и  $\varphi^r$  – значения углов  $\varphi = \varphi|_L$  и  $\varphi|_R$  в крайних точках  $L$  и  $R$  с координатами  $(x^l y^l)$  и  $(x^r y^r)$  произвольного сечения  $LR$ .

В частном случае, когда сечение  $LR$  совпадает с верхним  $L^u R^u$  или  $L^d R^d$  нижним пятном контакта, выражение (13) преобразуется к виду:

$$\text{или} \quad \begin{aligned} \Delta_{\varphi^u} &= \frac{1}{2}\pi - \varphi^{lu} = \varphi^{ru} - \frac{1}{2}\pi, \\ \Delta_{\varphi^d} &= \frac{1}{2}\pi - \varphi^{ld} = \varphi^{rd} - \frac{1}{2}\pi, \end{aligned} \quad (14)$$

где:  $\Delta_{\varphi^u}$  и  $\Delta_{\varphi^d}$  – полуинтервал изменения угла  $\varphi$ , а  $\varphi^{lu}, \varphi^{ru}$  и  $\varphi^{ld}, \varphi^{rd}$  – значения углов  $\varphi = \varphi|_{L^u}, \varphi = \varphi|_{R^u}$  и  $\varphi = \varphi|_{L^d}, \varphi = \varphi|_{R^d}$  крайних точках  $L^u, R^u$  и  $L^d, R^d$  с координатами  $(x^{lu} y^{lu}), (x^{ru} y^{ru})$  и  $(x^{ld} y^{ld}), (x^{rd} y^{rd})$  верхнего  $L^u R^u$  и нижнего  $L^d R^d$  пятен контакта.

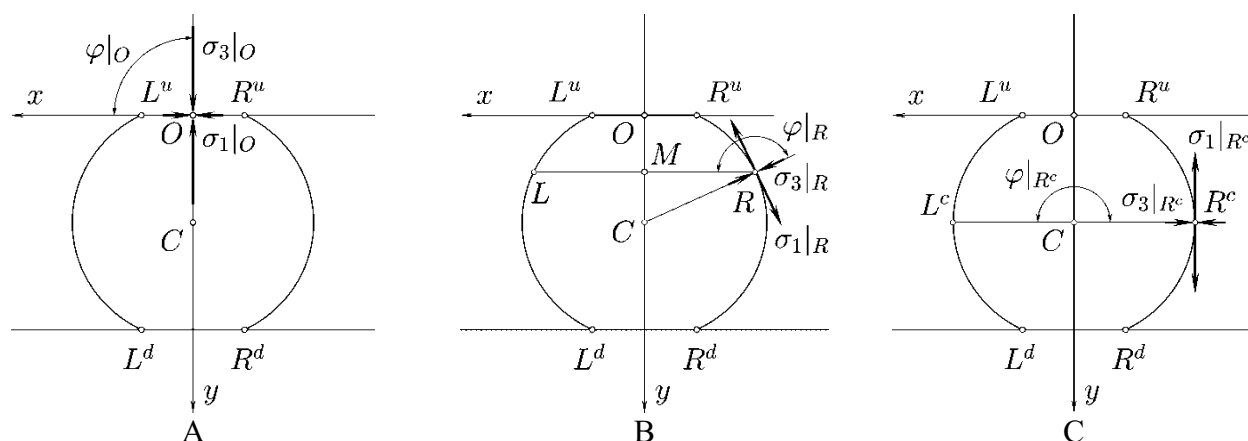


Рис. 3. Схема нагружения модельного тела  
Fig. 3. Chart of ladening of model body

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПЛОДА  
ТОМАТА ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОМ СДАВЛИВАНИИ

Учитывая симметричность плода в деформированном состоянии, можно также определить ординату  $y^{lr}$  произвольного сечения  $LR$ :

$$y^{lr} = y^l = y^r, \quad (15)$$

и ординаты  $y^u, y^d$ ,

$$y^u = y^{lu} = y^{ru}, \quad y^d = y^{ld} = y^{rd}, \quad (16)$$

двух пятен контакта  $L^u R^u, L^d R^d$ .

Понятно, что при отождествлении плода томата с бесконечно длинным цилиндрическим модельным телом, затруднительно определиться как с величиной начального значения  $I_{u0}$  интеграла внешней нагрузки  $I_u$ , так и с величиной интегрального значения  $I$  нагрузки, действующей в некотором горизонтальном сечении  $LR$ . Естественно, что любой из интегралов  $I_u, I_{u0}$  или  $I$  нельзя соотносить с бесконечно длинным пятном контакта или сечением, а, значит, следует ограничиться какой-то их частью. Очевидно, что удобнее всего выбрать отрезок модельного тела единичной длины.

В таком случае заданное (скорректированное) интегральное значение  $I'_{u0}$  внешней нагрузки должно составлять лишь некоторую долю от фактического интегрального значения  $I_{u0}$ . Используя материалы работ [5, 14, 15], в частности, два выражения для вычисления интегрального значения внешней нагрузки, действующей в некотором горизонтальном сечении  $I_u$ :

$$I(\Delta_{\phi^{lr}}) = 4k \exp\left(\frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k}\right) \times \quad (17)$$

$$\times [k \ln(\cos^2 \Delta_{\phi^{lr}}) + C_y^+ + k] \operatorname{tg} \Delta_{\phi^{lr}}$$

$$\text{и} \quad I = I_u + \gamma \Delta_V, \quad (18)$$

где:  $\Delta_V$  – объем верхнего фрагмента модельного тела  $L^u R^u LR$ , т.е. той его части, которая располагается между верхним пятном контакта  $L^u R^u$  и секущей плоскостью  $LR$ , а также, определив объем отрезка цилиндрического модельного тела единичной длины:

$$V_0 = \frac{1}{4} \pi D_0^2, \quad (19)$$

получаем:

$$I'_{u0} = \frac{4I_{u0}}{\pi D} + \gamma D_0^2 \left( \frac{D_0}{3D} - \frac{\pi}{8} \right). \quad (20)$$

Теперь непосредственно из (17) получаем выражения для постоянной  $C_y^+$

$$C_y^+ = \frac{I(\Delta_{\phi^{lr}})}{4k \operatorname{tg} \Delta_{\phi^{lr}}} \exp\left(\frac{\tilde{C}_y - \gamma y}{2k}\right) - k[\ln(\cos^2 \Delta_{\phi^{lr}}) + 1] \quad (21)$$

Если значения абсцисс  $x^l$  и  $x^r$  считать известными, то, воспользовавшись работами [5, 14, 15], выражение (21) можно свести к следующему виду:

$$C_y^+ = \frac{I(\Delta_{\phi^{lr}})}{x^l - x^r} - k[\ln(\cos^2 \Delta_{\phi^{lr}}) + 1]. \quad (22)$$

Выражения для вычисления постоянных  $C_y^*$  и  $\tilde{C}_y$ , вошедших в соотношения ((2)-(5)), приводим без вывода также воспользовавшись работами [5, 14, 15]:

$$C_y^* \Big|_{L^u R^u} = C_y^* \Big|_{LR} = 0, \quad (23)$$

$$\tilde{C}_y(\Delta_{\phi^{lr}}) \Big|_{LR} = \gamma y^{lr} + 2k \ln \frac{4k \operatorname{tg} \Delta_{\phi^{lr}}}{x^l - x^r}. \quad (24)$$

Порядок расчета формы свободного контура плода томата, находящегося в нагруженном состоянии, иллюстрирует рис. 4. Итерации начинаются с центрального сечения  $L^c R^c$  модельного тела и далее следуют вниз к пятну контакта  $L^d R^d$  в соответствии с разработанным алгоритмом.

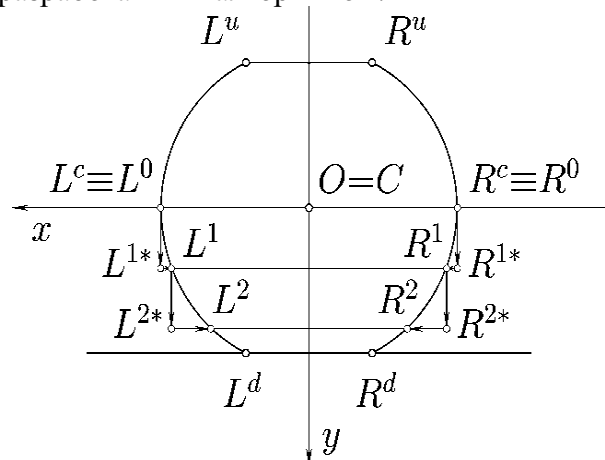


Рис. 4. Схема расчета геометрии свободного контура плода томата

Fig. 4. Chart of calculation of geometry of free contour of fruit of tomato

Основная особенность разработанного алгоритма (тут его не приводим) состоит в том, что в нем заложена возможность расчета величины пластической постоянной  $k$ .

Для оценки адекватности разработанного алгоритма расчета формы свободного контура плода томата (рис. 5), использовали начальные данные, которые соответствуют результатам реальных испытаний в ходе физического эксперимента. Исходные величины равно, как и промежуточные, и конечные цифровые данные, не приводим в виду ограничений на объем статьи.

На рис. 5 жирной линией изображена правая верхняя четверть  $R^u R^c$  свободного контура нагруженного модельного тела, а более тонким пунктиром – соответствующая часть свободного контура модельного тела до приложения силового воздействия. Тонкими стрелками показаны направления действия большего из главных нормальных напряжений  $\sigma_3$ . Тут, как и ранее (рис. 3), слово «направление» применяется формально, поскольку  $\sigma_3 = 0$ .

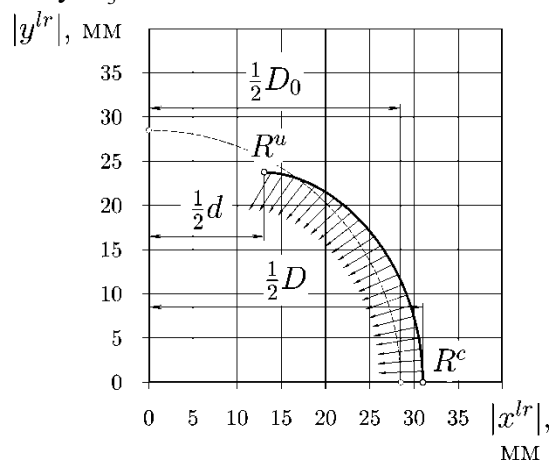


Рис. 5. Правая верхняя часть  $R^u R^c$  свободного контура нагруженного модельного тела до (тонкий пунктир) и после (жирная сплошная линия) нагружения

Fig. 5. Right overhead part  $R^u R^c$  of free contour of the loaded model body before and after (fat continuous line) a lading

В идеальном случае эти стрелки должны всегда быть ориентированными по нормали к свободному контуру. В данном случае мы имеем незначительное отклонение от нормали, однако, такой результат следует считать вполне приемлемым, поскольку реальный объект — плод томата, очевидно, отличается

от пластического тела. Во-первых, он имеет упругую оболочку, а, во-вторых, например, плоды сорта «Кременец» – воздушные пространства внутри.

## ВЫВОДЫ

Свободный контур плода томата (отрезок  $R^u R^c$  на рис. 5) по форме в точности соответствует реальному объекту. Такой же вывод можно сделать и в отношении всей предлагаемой математической модели. Рассматривая плод томата как пластическое тело, представляющее собой единичный отрезок бесконечно длинного горизонтального цилиндра с соответствующим начальным диаметром, и воспользовавшись описанной выше методикой, можно со значительной точностью рассчитать как параметры напряженного состояния плода томата в процессе его нагружения, так и его геометрические параметры в деформированном состоянии.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Chakrabarty J. 2006. Theory of Plasticity. – [third edition] – Oxford: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier. – 896.
2. Chausov N., Vil'demann V., Pilipenko A. 2012. Modelirovanie povedenija plasticheskikh materialov pri slozhnyh nagruzkah. Motrol. Motoryzacija i energetyka rolnictwa, – Lublin, – Tom 14, №3, 191 - 199.
3. Hill R. 1998. The Mathematical Theory of Plasticity. – Oxford : Oxford University Press. – 355.
4. Jones R. M. 2009. Deformation Theory of Plasticity. – Blacksburg: Bull Ridge Publishing, – 640.
5. Mel'nik V. I. Cyganenko M. A. 2005. Plody tomatov kak plasticheskoe telo. Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo virobniictva: Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehnicnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva im. Petra Vasilenka. Vipusk 41, - Harkiv: Vidavnictvo SPDFO Chervjak V. E., - 283 - 299.
6. Melnik V. I. 1996. On connection between the plane limiting equilibrium problem for a non-ideally coherent medium and the plasticity theory. Functional materials. Vol. 3. No. 4. – 566 - 570.
7. Mel'nik V. I. 2000. Tehnologicheskie zadachi povyshenija vibrotermostojkosti kristallicheskih scintilljacionnyh detektorov. avtoref. dis. na

- soiskanie nauchn. stepeni kand. tehn. Nauk. – Har'kov, – 20.
8. Mel'nik V. I. 2001. Preobrazovanie nezavisimyh peremennyh po harakteristicheskomu resheniju giperbolicheskikh kvazilinejnyh sistem dvuh uravnenij. Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu «Harkivs'kij politehničnij institut». Zbirnik naukovih prac'. Tematičnij vipusk: Dinamika i mičnist' mashin. – Harkiv: NTU «HPI», № 25. 118 - 125.
9. Mel'nik V. I. 2002. Sootnošenija na dekartovyh koordinatah dlja uslovij predel'nogo ravnovesija ideal'no svjaznoj sredy. Vibracija v tehniči ta tehnologijah. №3(24). 72 - 81.
10. Mel'nik V. I. 2003. Uplotnenie ideal'no-svjaznoj sredy mezhdju parallel'nymi vertikal'nymi stenkami – vyvod osnovnyh uravnenij. Vibracija v tehniči ta tehnologijah. – № 6(32), 68 - 76.
11. Mel'nik V. I. 2004. Uplotnenie ideal'no-svjaznoj sredy mezhdju parallel'nymi vertikal'nymi stenkami – analiz granichnyh uslovij i algoritm rasčeta. Vibracija v tehniči ta tehnologijah. № 4(36), 81 - 90.
12. Mel'nik V. I. 2006. Uplotnenie ideal'no-svjaznoj sredy mezhdju parallel'nymi vertikal'nymi stenkami – postroenie setki linij skol'zhenija. Vibracija v tehniči ta tehnologijah. № 1(43). 79 - 86.
13. Mel'nik V. I. 2005. K voprosu o znakah kassatel'nyh naprjazhenij. Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo virobništva : Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva im. Petra Vasilenka. Vipusk 41, Harkiv : Vidavništvo SPDFO Chervjak V. E., - 259 - 264.
14. Mel'nik V. I. 2006. Predel'noe ravnovesie splošnyh neuprugih sred. Monografija – Har'kov : Izdatel'stvo KP «Tipografija № 13», – 367.
15. Mel'nik V. I. 2012. Predel'noe ravnovesie svjaznyh i sypuchih sred: Monografija. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, – 357.
16. Osakada K. 2010. History of plasticity and metal forming analysis. Journal of Materials Processing Tech. Vol. 210. Issue 11. 1436 - 1454
17. Popov A., Butakov B., Marchenko D. 2011. Determination of the tensely-deformed state of bodies at their pin cooperation. Motrol. Motoryzacija i energetyka rolnictwa. Lublin, – Tom 13A. – 13-24.
18. Vasilenko P. M. 1950. K teorii kachenija kolesa so seldom. Sel'hozmashina. №9 –11 - 14.
19. Vasilenko G. A. 1950. Do teorii sil's'kogospodars'kih kotkiv. Trudi Laboratorii mashinobuduvannja ta problem sil's'kogospodars'koï mehaniki. – K. : Vid-vo AN URSR, T. 1. 64 - 99.
20. Vasilenko P. M. 1996. Vvedenie v zemledel'českuju mehaniku. – K.: Sil'gosposvita, – 252.

**MATHEMATICAL SIMULATION OF THE  
TENSE STATE OF FRUIT OF TOMATO  
AT VERTICAL SQUEEZING**

**Summary.** The aim is to study the mechanisms of damage to tomato fruits during transportation and storage. The methods of the theory of plasticity and limit equilibrium of continuous media. Tomato fruits are regarded as spherical body modeling, consisting of the continuous medium is characterized by specific weight of plastic and a constant external friction. In this problem the model body is rigid, flat on a horizontal surface and is pressed against it in the same warp. In this study the state of stress and deformation of the model of the body.

**Key words:** tomato fruit, plasticity, contact patch, stress, strain, interaction, a quasi-linear system of equations of hyperbolic type, characteristics, value, the derivative.

## ВЫВОД УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ В ОБЪЕМЕ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИЯ ВАЛКА

*Виктор Мельник, Александр Романащенко*

*Харьковский национальный технический университет  
сельского хозяйства имени Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Victor Melnik, Alexander Romanashenko*

*Kharkiv National Technical University of Agriculture by Petro Vasylenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** Статья является частью серии публикаций по разработке математической модели процесса формирования валка органических удобрений с помощью валкователя. Органические удобрения рассматриваются как весомая пластическая среда. В основе модели лежат теории пластичности пластических сред и предельного равновесия вязных сред. Используя предыдущие результаты авторов, получены математические выражения для определения интегральных значений нормальных и касательных напряжений, действующих на площадках общего положения, ориентированных параллельно осям декартовой системы координат.

**Ключевые слова:** органические удобрения, валок, сплошная среда, пластичность, напряжение, взаимодействие, сводообразование, квазилинейная система уравнений, гиперболический тип, характеристика, соотношение, производная.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В растениеводстве естественные органические удобрения заменить чем либо невозможно. Также невозможно переоценить их значение. Появление их в качестве вторичной продукции, например, животноводства, неизбежно. Тем не менее есть много проблем с их эффективным применением. Существует много различных способов внесения и заделки твердых органических удобрений. Один из них предполагает формирование валка из предварительно размещенных на поле куч и последующее разбрасывание, а затем, заделку, например, лемешными или дисковыми орудиями для сплошной обработки почвы. Операция формирования валка является одной из самых энергоемких. Минимизировать потери энергии можно, если создать эффективную технологию и машину для ее осуществления. Это, в свою оче-

редь, предполагает математическое моделирование соответствующих процессов.

Целью настоящего исследования является математическое моделирование процесса формирования валка твердых органических удобрений из куч. Изучение этого явления позволит сделать выводы в отношении конструктивных особенностей валкователя и режимных параметров его применения.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

На пути достижения поставленной цели авторами опубликовано ряд работ [7 – 9]. В них принято, что органические удобрения удовлетворяют модели пластической среды [2 – 7, 10, 13 – 17, 20], которая характеризуется пластической постоянной  $k$  и удельным весом  $\gamma$ . В работах [11, 12] показано, что теории пластичности и предельного равновесия сплошных сред [18] по своей сути совпадают. Различия состоят в соглашениях. Так, в теориях предельного равновесия [11, 12, 18] положительными считаются сжимающие напряжения и главные нормальные напряжения  $\sigma_i$ , ( $i \in \{1, 2, 3\}$ ), ранжируют в порядке возрастания индексов, когда  $\sigma_1 \leq \sigma_2 \leq \sigma_3$ . Такие соглашения более эффективны, поэтому далее используем их и за основу примем работу [11].

В таком случае напряженное состояние среды описывается тензором напряжений  $\sigma_{ij}$ , ( $i, j = x, y, z$ ), где парные индексы  $xx$ ,  $yy$  и  $zz$  обозначают нормальные напряжения, действующие вдоль оси абсцисс, ординат и аппликата декартовой системы координат  $Oxyz$ .  $\sigma_{xy} = \sigma_{yx}$ ,  $\sigma_{xz} = \sigma_{zx}$  и  $\sigma_{zy} = \sigma_{yz}$  – касательные компоненты тензора напряже-



## ВЫВОД УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ В ОБЪЕМЕ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИИ ВАЛКА

ний  $\sigma_{ij}$ , действующие на взаимно перпендикулярных площадках.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В текущем случае плоской задачи, которая решается в двумерной декартовой системе координат  $Oxy$ , касательные напряжения  $\sigma_{xz} = \sigma_{zx}$  и  $\sigma_{zy} = \sigma_{yz}$  равны нулю, а нормальные напряжения  $\sigma_{zz}$  не учитывают.

Поскольку нас интересуют только новые общие закономерности, то в дальнейшем не будем прибегать к использованию каких-либо единиц измерения и все задачи будем решать в безразмерных единицах. В пользу такого решения указывает известное правило подобия [18], из которого следует, что для того, чтобы понять, как будут протекать процессы в реальности, можно, во-первых, использовать уменьшенные физические модели, а, во-вторых, математическое моделирование выполнять в безразмерных единицах. В обоих случаях качественная сторона изучаемых процессов сохранится. Опираясь на общие закономерности, которые получим на математических моделях, будем делать выводы о том, каким должна быть конструкция реальной машины.

С учетом принятого система дифференциальных уравнений плоского пластического состояния среды (в работе [11] — система уравнений предельного равновесия) выглядит так [11, 13, 15]:

$$\begin{cases} \frac{\partial s}{\partial x} - 2k \left( \sin 2\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} - \cos 2\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) = 0, \\ \frac{\partial s}{\partial y} + 2k \left( \cos 2\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \sin 2\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) = \gamma, \end{cases} \quad (1)$$

где:  $s = \frac{1}{2}(\sigma_3 + \sigma_1)$  — полусумма наибольшего  $\sigma_3$  и наименьшего  $\sigma_1$  главных нормальных напряжений;  $\varphi$  — угол между линией действия  $\sigma_3$  и осью абсцисс  $Ox$ ;  $\alpha$  — угол между направлением действия весовых сил и положительным направлением оси ординат. Если  $\alpha = 0$ , то ось  $Oy$  ориентирована вертикально вниз, а ось  $Ox$  — слева направо.

В соответствии с условиями плоской задачи среднее напряжение  $\sigma_2$  в дальнейшем не учитывается, а компоненты тензора напряжений  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$  и  $\sigma_{xy}$ , с учетом приня-

того условия пластичности Сен-Венана  $\max \{\sigma_{xy}\} = k$  [11] (уже задействовано в системе (1)), определяются так

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= s + k \cos 2\varphi, \\ \sigma_{yy} &= s - k \cos 2\varphi, \\ \sigma_{xy} &= k \sin 2\varphi. \end{aligned} \quad (2)$$

Для системы (1) известно характеристическое решение, которое в прикладных случаях сводят к известным краевым задачам Коши, Римана, Гурса или к смешанным задачам, представляющим произвольную комбинацию первых трех [11, 12].

В работе [11] для системы (1) получены соотношения, которые подобно соотношениям на характеристиках выполняются вдоль линий, параллельных осям декартовой системы координат и называются соотношениями на декартовых координатных осях. Их принципиальное отличие состоит в том, что они выполняются вдоль прямых, положение которых известно заранее.

Применительно к нашей задаче, когда  $\alpha = 0$ , упомянутые соотношения принимают следующий вид.

Соотношения на абсциссе:

$$x|_{y=\text{const}} = 2k \exp \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \text{ctg} \varphi + C_{y}^*, \quad (3)$$

$$s|_{y=\text{const}} = k \ln(\sin^2 \varphi) + C_{y}^+, \quad (4)$$

где:  $\varphi \in ]\varphi_{x_0} - \frac{1}{2}\pi, \varphi_{x_0} + \frac{1}{2}\pi[$ ;  $\varphi_{x_0} = \pm \frac{1}{2}\pi$ ;  $C_{y}^+ = \tilde{C}_y + k \ln(2(C^v)^2)$ ;  $\tilde{C}_y$  и  $C_{y}^*$  — постоянные величины; и  $C^v$  — масштабирующий множитель.

Соотношения на ординате:

$$y|_{x=\text{const}} = (-1)^r 2k \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \text{tg} \varphi + C_{x}^*, \quad (5)$$

$$s|_{x=\text{const}} = k \ln(\cos^2 \varphi) + \gamma y + k \ln(2(C^v)^2) + \tilde{C}_x, \quad (6)$$

$$s|_{x=\text{const}} = k \left[ \ln(\cos^2 \varphi) + (-1)^r 2\gamma \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \text{tg} \varphi \right] + C_{x}^+, \quad (7)$$

где:  $\varphi \in ]\varphi_{x_0} - \frac{1}{2}\pi, \varphi_{x_0} + \frac{1}{2}\pi[$ ;  $\varphi_{x_0} = \pm \frac{1}{2}\pi$ ;  $r = 1 \vee 2$ , если  $(\varphi > \varphi_{x_0}) \vee (\varphi < \varphi_{x_0})$ ;  $C_{x}^+ = \gamma C_{x}^* + k \ln(2(C^v)^2) + \tilde{C}_x$ ;  $\tilde{C}_x$ ,  $C_{x}^*$  — постоянные величины.

Масштабирующий множитель  $C^v$  остается постоянным для всей области пластичности, в то время, как постоянные  $\tilde{C}_y, C_y^*, C_y^+$  или  $\tilde{C}_x, C_x^*, C_x^+$  — изменяются всякий раз, когда меняется положение прямой, параллельной оси системы координат, для которой применяются соотношения (3), (4) или ((5)-(7)). Таким образом, решение любой прикладной задачи состоит в формулировке граничных условий и разработке алгоритма согласования множества комплектов постоянных  $\tilde{C}_y, C_y^*, C_y^+$  и  $\tilde{C}_x, C_x^*, C_x^+$ .

Теперь об условии решаемой задачи, которая в реальности должна описывать процесс формирования валка органических удобрений из куч с помощью фронтального валкователя [1]. Он навешивается на трактор спереди по типу бульдозерного отвала. Имеет левый и правый формирующие щиты, между которыми располагается окно для прохода валка удобрений.

Поставленную задачу иллюстрирует рис. 1, где область 1 отображает объем органических удобрений, который располагается между двумя формирующими щитами 2 и 3. Направление движения валкователя противоположно ориентации оси ординат.

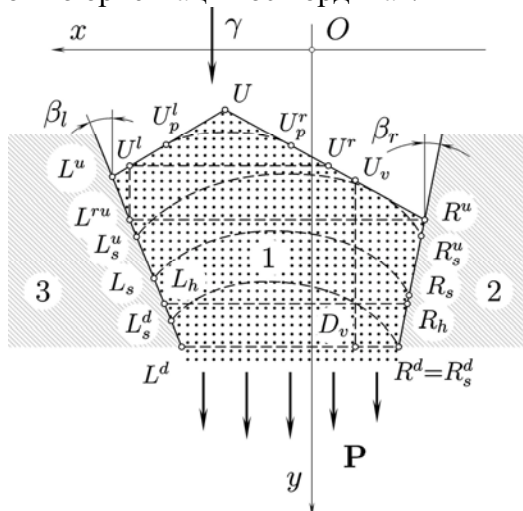


Рис. 1. Схема области взаимодействия модельной (пластической) среды с окружающими конструктивными элементами устройства, моделирующего валкователь: 1 – пластическая среда; 2, 3 – ограждающие щиты

Fig. 1. The scheme of interaction with the surrounding environment model (plastic) structural elements of the device, simulating rake: 1 – plastic medium, 2, 3 – fencing panels

На рис. 1 приведены следующие элементы:  $\mathbf{P}$  – растягивающая нагрузка, порождаемая истекающей средой;  $\gamma$  – весовые силы;  $\beta_l$  и  $\beta_r$  – углы ориентации ограждающих щитов по отношению к оси ординат;  $L^d R^d$  – уровень нижнего обреза направляющих щитов;  $L^u R^u$  – линия раздела между областями различного состояния среды (возможно, не достигшее пластичности – сверху и состояние пластичности – снизу);  $L^u R^u$  – верхний уровень пластической среды, проходящей между формирующими щитами;  $U^l U^r$  – граничная линия, ниже которой модельная среда пребывает в состоянии пластичности;  $L_s R_s$  – линия сводообразования (ее положение изначально не определено);  $L_s^u R_s^u$  и  $L_s^d R_s^d$  – верхнее и нижнее предельные положения линии сводообразования  $L_h R_h$  и  $D_v U_v$  – горизонталь и вертикаль свободного положения.

В реальности вся эта объемная конструкция располагается горизонтально и углы  $\beta_l$  и  $\beta_r$  отображают ориентацию вертикальных щитов по отношению к направлению движения. Трудности по части трехмерных задач пластичности выше оговорены и поэтому в дальнейшем условимся мысленно представлять, что вся эта конструкция располагается вертикально, а органические удобрения как бы засыпаны сверху внутрь валкователя. На рис. 1 ориентацию исследуемой системы задает вектор весовых сил  $\gamma$ , который по направлению совпадает с ориентацией оси  $Oy$ .

Принятое представление позволяет заметить силы трения, которые возникают между массивом удобрений и почвой, и по своему значению пропорциональны толщине слоя удобрений на силы веса. Такая возможность обусловлена тем, что и силы трения в реальном случае увеличиваются по мере перехода от линии  $L^u R^u$  к линии  $L^d R^d$ , и внутренне давление среды обусловленное ее весом  $\gamma$  изменяется по тому же закону, если мыслить, что объем  $L^u R^u R^d L^d$  ориентирован вертикально. И силы трения о почву в реальности, и силы веса среды в модельном представлении, одинаково способствуют продвижению среды между щитами валкователя в направлении оси ординат  $Oy$ . В конечном итоге

## ВЫВОД УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ В ОБЪЕМЕ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИЯ ВАЛКА

все приведенное дает возможность превратить объемную задачу в плоскую и применить уже описанные выше двумерные математические модели.

*Граничные условия* для поставленной задачи изложены авторами в работах [7, 8]. Согласование соотношений ((3)-(7)) между собой и с граничными условиями — в работе [9]. Там же приведен анализ состояния пластичности, как условия сводообразования в модельной среде, а также физическая интерпретация соотношений ((3)-(7)).

*Задачей настоящего исследования* является вывод математических уравнений позволяющих рассчитать интегральные значения нормальных и касательных нагрузок, действующих в сечениях, параллельных осям декартовой системы координат.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

*Компоненты тензора напряжений на осях декартовой системы координат.* Из работ [11, 12] известны следующие выражения, которые выполняются:

- вдоль линий, параллельных оси абсцисс  $y = \text{const}$ ) [11, 12]:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \end{pmatrix} = k[\ln(\sin^2 \varphi \pm \cos 2\varphi)] + C_y^+, \quad (8)$$

$$\sigma_{xy} = k \sin 2\varphi,$$

где: угол  $\varphi$  лежит в адекватном решаемой задаче интервале  $\varphi \in ]0, \pi[$  и может быть определен выражением [11, 12]:

$$\varphi|_{y=\text{const}} = \varphi(x) = \arctg \left\{ \frac{2k}{x - C_y^*} \exp \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \right\}, \quad (9)$$

- вдоль линий, параллельных оси ординат ( $x = \text{const}$ ) [11, 12]:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \end{pmatrix} = k \left[ \ln(\cos^2 \varphi - (-1)^r 2\gamma \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \times \right. \\ \left. \times \text{tg } \varphi \pm \cos 2\varphi \right] + C_x^+, \quad (10)$$

$$\sigma_{xy} = k \sin 2\varphi,$$

где: значение управляющей переменной  $r$  определяется величиной угла  $\varphi$  следующим образом:

$$r = \begin{cases} 1 & \text{при } \varphi \in ]0, \frac{1}{2}\pi[, \\ 0 & \text{при } \varphi \in ]\frac{1}{2}\pi, \pi[, \end{cases} \quad (11)$$

а угол  $\varphi$  лежит в интервале  $\varphi \in ]0, \pi[$  и может быть определен выражением [11, 12]:

$$\varphi|_{x=\text{const}} = \varphi(y) = \begin{cases} \varphi_x & \text{при } \varphi \in ]0, \frac{1}{2}\pi[, \\ \pi - \varphi_x & \text{при } \varphi \in ]\frac{1}{2}\pi, \pi[, \end{cases} \quad (12)$$

где:

$$\varphi_x = \varphi_x(y) = \arctg \left[ \frac{y - C_x^*}{2k} \exp \frac{\tilde{C}_x}{2k} \right], \quad (13)$$

где:  $r$  определяется выражением (11).

*Интегралы нормальной компоненты тензора напряжений, действующих вдоль соотношений на координатах.* Из работ [11, 12] известно выражение «интеграла внешней нагрузки», которое может быть переписано как интеграл нормальной компоненты тензора напряжений, действующей вдоль произвольной горизонтали  $L_h R_h$ , пересекающей область пластичности:

$$I_{oh} = \int_{R_h}^{L_h} \sigma_{yy} dx, \quad (14)$$

где: направление интегрирования «справа–налево» определяется соответствующим положительным направлением оси абсцисс на рис. 1.

Выражение (14) может быть также представлено в виде суммы:

$$I_{oh} = \int_{\varphi^{rh}}^{\frac{1}{2}\pi} \sigma_{yy} x'(\varphi) d\varphi + \int_{\frac{1}{2}\pi}^{\varphi^{lh}} \sigma_{yy} x'(\varphi) d\varphi. \quad (15)$$

где: во-первых, слагаемые не равны между собой, поскольку решаемая задача априори является не осесимметричной и, во-вторых,  $x'(\varphi)$  — первая производная  $x(\varphi)$  (3) по  $\varphi$ .

После интегрирования (14) получаем математическое выражение для вычисления интегрального значения  $I_{oh}$  [11, 12]:

$$I_{oh} = 2k \exp \left( \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \right) \left\{ \frac{\ln(\sin^2 \varphi^{lh})}{\text{tg } \varphi^{lh}} - \right. \\ \left. - \frac{\ln(\sin^2 \varphi^{rh})}{\text{tg } \varphi^{rh}} + (C_y^+ + k)(\text{ctg } \varphi^{lh} - \text{ctg } \varphi^{rh}) \right\}, \quad (16)$$

где:  $\varphi^{lh}$  и  $\varphi^{rh}$  — значения  $\varphi$  в крайних точках  $L_h$  и  $R_h$  произвольной горизонтали  $L_h R_h$ , пересекающей область пластичности.

Упростим выражение (16), избавившись от постоянной  $\tilde{C}_y$ . Для этого, воспользовавшись соотношением (3), запишем:

$$\begin{pmatrix} x^{lh} \\ x^{rh} \end{pmatrix} = 2k \exp \left( \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \right) \text{ctg} \begin{pmatrix} \varphi^{lh} \\ \varphi^{rh} \end{pmatrix} + C_y^*. \quad (17)$$

Из (17) получаем:

$$\tilde{C}_y = \gamma y + 2k \ln \left[ \frac{2k(\operatorname{ctg} \varphi^{lh} - \operatorname{ctg} \varphi^{rh})}{x^{lh} - x^{rh}} \right]. \quad (18)$$

Подстановка  $\tilde{C}_y$  (18) в выражение (16) дает:

$$I_{\sigma h} = (x^{lh} - x^{rh}) \times \left[ \frac{\operatorname{tg} \varphi^{rh} \ln(\sin^2 \varphi^{lh}) - \operatorname{tg} \varphi^{lh} \ln(\sin^2 \varphi^{rh})}{\operatorname{tg} \varphi^{rh} - \operatorname{tg} \varphi^{lh}} + C_y^+ + k \right]. \quad (19)$$

Проведем исследование выражения (19). Ясно, что величина интегрального значения  $I_{\sigma h}$  прямо пропорционально связана с разностью абсцисс  $(x^{lh} - x^{rh})$ , а также величиной постоянной  $C_y^+$  и/или коэффициента пластичности  $k$ . Поэтому фиксируем  $(x^{lh} - x^{rh})$ ,  $C_y^+$ ,  $k$  и рассмотрим  $I_{\sigma h}$ , как функцию двух переменных  $I_{\sigma h} = I_{\sigma h}(\varphi^{lh}, \varphi^{rh})$  (рис. 2А).

Запишем выражение интеграла касательной компоненты тензора напряжений, действующей вдоль горизонтального сечения  $L_h R_h$  области пластичности:

$$I_{\tau h} = \int_{R_h}^{L_h} \sigma_{xy} dx. \quad (20)$$

Проведем замену переменной интегрирования. Для этого дифференцируем соотношение на абсциссе (3). В результате получим:

$$dx = -2k \exp \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \frac{1}{\sin^2 \varphi} d\varphi. \quad (21)$$

Подстановка  $\sigma_{xy}$  (10) и  $dx$  (21) в (20), а также последующее интегрирование, дают:

$$I_{\tau h} = -4k^2 \exp \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \ln \left| \sin \varphi \right| \Big|_{\varphi^{rh}}^{\varphi^{lh}}. \quad (22)$$

Или с учетом интервала  $\varphi \in ]0, \pi[$  без знака модуля, после подстановки пределов интегрирования:

$$I_{\tau h} = 4k^2 \exp \frac{\gamma y - \tilde{C}_y}{2k} \ln \frac{\sin \varphi^{rh}}{\sin \varphi^{lh}}. \quad (23)$$

Выполним подстановку постоянной  $\tilde{C}_y$  (18) в последнее выражение (23). После формальных преобразований получаем окончательную форму искомого выражения:

$$I_{\tau h} = \frac{2k(x^{lh} - x^{rh})}{\operatorname{ctg} \varphi^{lh} - \operatorname{ctg} \varphi^{rh}} \ln \frac{\sin \varphi^{rh}}{\sin \varphi^{lh}}. \quad (24)$$

Для анализа функциональной связи  $I_{\tau h} = I_{\tau h}(\varphi^{lh}, \varphi^{rh})$  (24) обратимся к рис. 2В.

Из последнего вытекает, что:

$$\begin{aligned} I_{\tau} < 0 & \text{ если } \varphi^{lh} > \pi - \varphi^{rh}, \\ I_{\tau} = 0 & \text{ если } \varphi^{lh} = \pi - \varphi^{rh}, \\ I_{\tau} > 0 & \text{ если } \varphi^{lh} < \pi - \varphi^{rh}. \end{aligned} \quad (25)$$

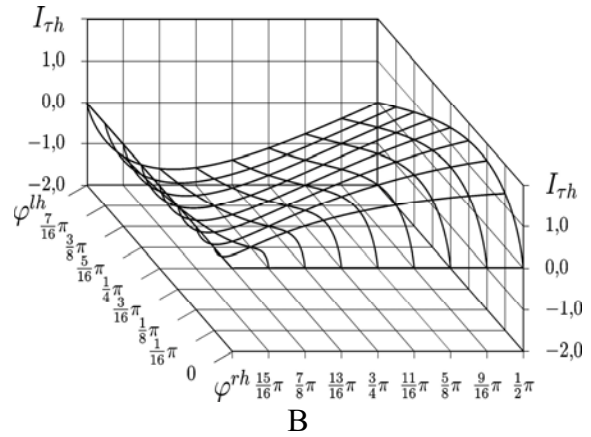
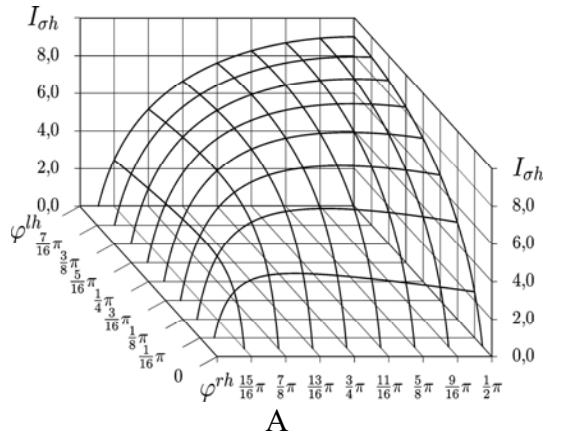


Рис. 2. Зависимость величин  $I_{\sigma h}$  (А) и  $I_{\tau h}$  (В) интегральных значений нормальных (19) и касательных (24) напряжений, действующих вдоль произвольного горизонтального сечения  $L_h R_h$  от величины углов  $\varphi^{lh}$ ,  $\varphi^{rh}$  если:  $C_y^+ = 3,5$ ;  $k = 1,0$ ;  $x|_{L_h} = 1,0$ ;  $x|_{R_h} = -1,0$

Fig. 2. The dependence of  $I_{\sigma h}$  (A) and  $I_{\tau h}$  (B) the integral values of normal (19) and shear (24) stresses acting along any horizontal cross section  $L_h R_h$  of the angles  $\varphi^{lh}$  and  $\varphi^{rh}$  if:

$$C_y^+ = 3,5; k = 1,0; x|_{L_h} = 1,0; x|_{R_h} = -1,0$$

Запишем выражение интеграла нормальной компоненты тензора напряжений, действующей вдоль произвольного вертикального сечения  $D_v U_v$  области пластичности:

$$I_{\sigma v} = \int_{U_v}^{D_v} \sigma_{xx} dy. \quad (26)$$

Выполним подстановку  $\sigma_{xx}$  (10) и, воспользовавшись соотношением (5), выполним

# ВЫВОД УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ В ОБЪЕМЕ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИИ ВАЛКА

замену переменной интегрирования. В итоге получаем:

$$I_{\sigma v} = k^2 A \sum_{i=0}^{i=3} I_{\sigma v}^{(i)}, \quad (27)$$

где:

$$A = (-1)^r 2 \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k}, \quad (28)$$

$$I_{\sigma v}^{(0)} = \int_{U_v}^{D_v} \frac{\ln(\cos^2 \varphi)}{\cos^2 \varphi} d\varphi, \quad (29)$$

$$I_{\sigma v}^{(1)} = -\gamma A \int_{U_v}^{D_v} \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos^2 \varphi} d\varphi, \quad (30)$$

$$I_{\sigma v}^{(2)} = \int_{U_v}^{D_v} \frac{\cos 2\varphi}{\cos^2 \varphi} d\varphi, \quad (31)$$

$$I_{\sigma v}^{(3)} = \frac{C_x^+}{k} \int_{U_v}^{D_v} \frac{1}{\cos^2 \varphi} d\varphi. \quad (32)$$

После интегрирования выражений (29) – (32) получаем:

$$I_{\sigma v}^{(0)} = [\operatorname{tg} \varphi \ln(\operatorname{tg}^2 \varphi + 1) - 2 \operatorname{tg} \varphi + 2\varphi] \Big|_{U_v}^{D_v}, \quad (33)$$

$$I_{\sigma v}^{(1)} = \frac{-\gamma A}{2} \operatorname{tg}^2 \varphi \Big|_{U_v}^{D_v}, \quad (34)$$

$$I_{\sigma v}^{(2)} = 2\varphi - \operatorname{tg} \varphi \Big|_{U_v}^{D_v}, \quad (35)$$

$$I_{\sigma v}^{(3)} = \frac{C_x^+}{k} \operatorname{tg} \varphi \Big|_{U_v}^{D_v}. \quad (36)$$

Подстановка выражений (33) – (36) в (27) дает:

$$I_{\sigma v} = k^2 A \operatorname{tg} \varphi \left[ \ln(\operatorname{tg}^2 \varphi + 1) - \frac{\gamma A}{2} \operatorname{tg} \varphi + \frac{C_x^+}{k} - 3 + \frac{4\varphi}{\operatorname{tg} \varphi} \right] \Big|_{U_v}^{D_v}. \quad (37)$$

Особенностью соотношений на ординатах (5) – (7) является то, что они претерпевают разрыв в точке  $\varphi = \frac{1}{2}\pi$ , а это значит, что применительно к (37), с учетом значения множителя  $A$  (28) и входящей в него управляющей переменной  $r$  (11) возможны два варианта:

$$\begin{aligned} (\varphi|_{U_v} \leq \varphi|_{D_v}) \in ]0, \frac{1}{2}\pi[, \text{ тогда } r = 1, \\ (\varphi|_{D_v} \leq \varphi|_{U_v}) \in ]\frac{1}{2}\pi, \pi[, \text{ тогда } r = 0. \end{aligned} \quad (38)$$

Для анализа функциональной связи  $I_{\sigma v} = I_{\sigma v}(\varphi|_{U_v}, \varphi|_{D_v})$  обратимся к рис. 3А и 3В. Выглядят они идентично, но следует обратить внимание на различия в ориентации шкал аргументов  $\varphi|_{U_v}$ ,  $\varphi|_{D_v}$ . Последнее связано с тре-

бованием (38). Имеющиеся на рисунках ограниченные криволинейными треугольниками  $\Delta A_0 A_1 A_2$  «островки» положительных значений  $I_{\sigma v}$  (37) в дальнейшем могут быть использованы для обоснования значений углов  $\varphi|_{U_v}$  и  $\varphi|_{D_v}$ . Например, если линия  $U_v D_v$  совпадает с  $L_{ru} U^1$ , то, вероятнее всего,  $I_{\sigma v}|_{L_{ru} U^1} > 0$ . В других условиях можно ожидать отрицательных значений  $I_{\sigma v}$ .

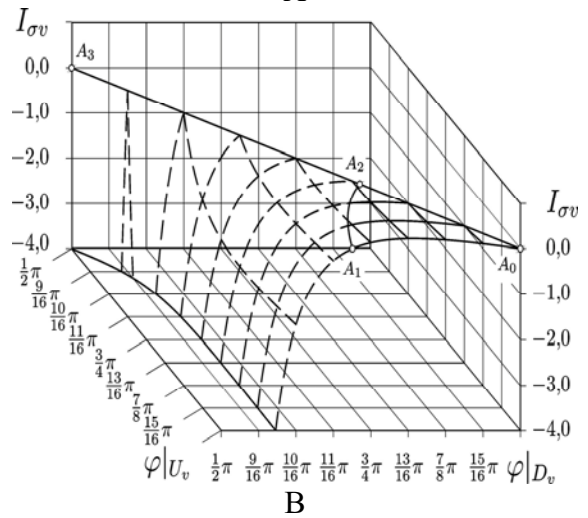
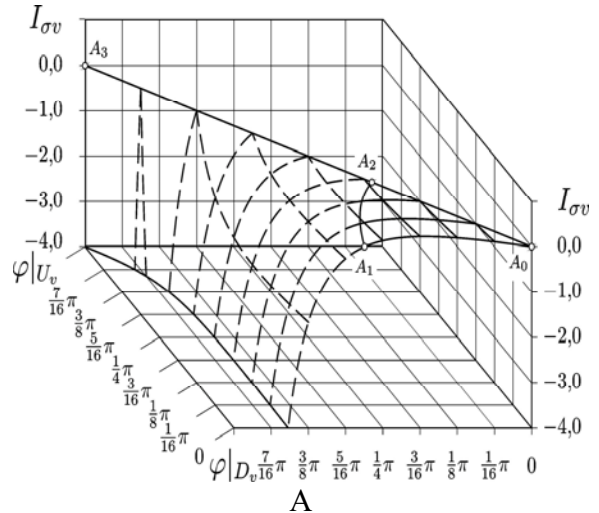


Рис. 3. Зависимость величин  $I_{\sigma v}$  (37) интегральных значений нормальных напряжений, действующих вдоль произвольного вертикального сечения  $U_v D_v$  от величины углов  $\varphi^{uv}$ ,  $\varphi^{dv}$  если:  $\tilde{C}_x = 1,0$ ;  $C_x^* = 1,0$ ;  $k = 1,0$

if:  $\tilde{C}_x = 1.0$ ,  $C_x^* = 1.0$ ,  $k = 1.0$

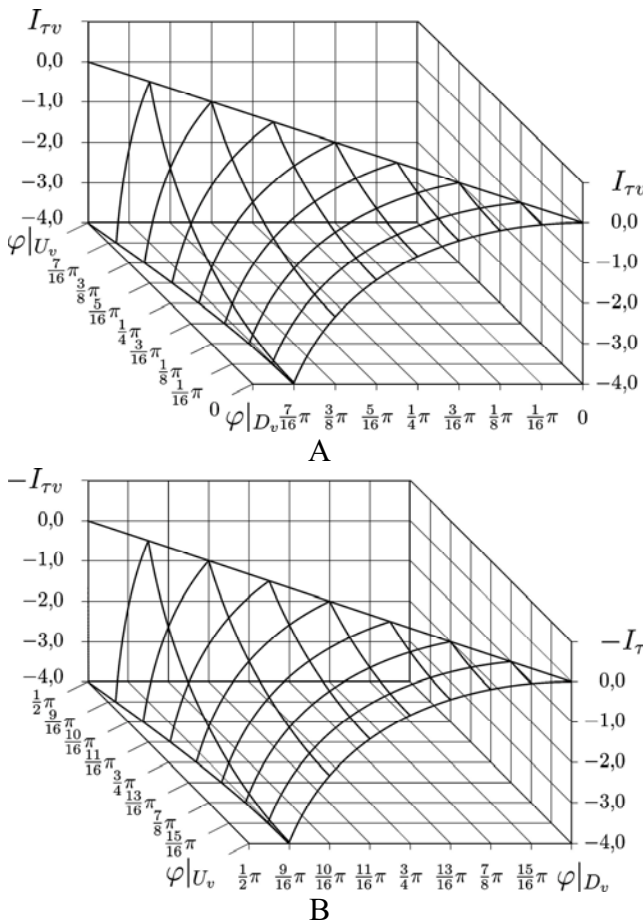


Рис. 4. Зависимость величин  $I_{\tau_v}$  (42) интегральных значений касательных напряжений, действующих вдоль произвольного вертикального сечения  $U_v D_v$  от величины углов  $\varphi^{uv}$ ,  $\varphi^{dv}$  если:  $\tilde{C}_x = 1,0$ ;  $C_x^* = 1,0$ ;  $k = 1,0$

Fig. 4. The dependence of  $I_{\tau_v}$  (42) integral values of shear stresses acting along any vertical section of the  $U_v D_v$  of the angles  $\varphi^{uv}$ ,  $\varphi^{dv}$  if:

$$\tilde{C}_x = 1,0; C_x^* = 1,0; k = 1,0$$

Теперь запишем выражение интеграла касательной компоненты тензора напряжений, действующей вдоль произвольного вертикального сечения  $U_v D_v$  области пластичности:

$$I_{\tau_v} = \int_{U_v}^{D_v} \sigma_{xy} dy. \quad (39)$$

Выполним подстановку  $\sigma_{xy}$  (10) и, воспользовавшись соотношением (5), проведем замену переменной интегрирования. В итоге получаем:

$$I_{\tau_v} = (-1)^r 4k^2 \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \int_{U_v}^{D_v} \text{tg } \varphi d\varphi. \quad (40)$$

После интегрирования (40) имеем:

$$I_{\tau_v} = -(-1)^r 4k^2 \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \ln |\cos \varphi| \Big|_{U_v}^{D_v}, \quad (41)$$

или 
$$I_{\tau_v} = (-1)^r 4k^2 \exp \frac{-\tilde{C}_x}{2k} \times (\ln |\cos \varphi|_{U_v} - \ln |\cos \varphi|_{D_v}), \quad (42)$$

где: управляющая переменная  $r$  по прежнему определяется выражением (38).

Для анализа функциональной связи  $I_{\tau_v} = I_{\tau_v}(\varphi|_{U_v}, \varphi|_{D_v})$  обратимся к рис. 4А, 4В из которых следует, что если углы  $\varphi|_{U_v}$ ,  $\varphi|_{D_v}$  удовлетворяют условию (38), то  $I_{\tau_v}$  сохраняют знак и не имеют экстремума.

Обобщив анализ рис. 2, 3 и 4, можно сделать вывод, что все они согласуются с физическим смыслом решаемой задачи.

### ВЫВОДЫ

Полученные математические выражения для вычисления интегральных значений нормальных и касательных напряжений, действующих на площадках общего положения, ориентированных параллельно осям декартовой системы координат, являются частью математической модели процесса формирования валка твердых органических удобрений и в дальнейшем могут и будут использоваться для оптимизации конструкции и режимов работы валкователя.

### ЛИТЕРАТУРА

- 1 A.s. 1817972 (SSSR). МКІ А01С3/08. Valkoobrazovatel' organicheskikh udobrenij / N. Z. Makeev, A. A. Romanashenko, A. I. Anikeev, A. N. Krasnoruckij // – Zajavl. 30.04.1991, № 4932853/30-15, Opubl. v B.I. 1993, № 20.
2. Chakrabarty J. 2006. Theory of Plasticity. – [third edition] – Oxford: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, – 896.
3. Hill R. 1998. The Mathematical Theory of Plasticity. – Oxford: Oxford University Press, – 355.
4. Kljushnikov V. D. 1979. Matematičeskaja teorija plastičnosti. – M. : Izd.-vo Mosk. un-ta, – 208.
5. Kovbasa V. P., Gucol O. P., Kurka V. P. 2011. Fizichni rivnjannja deformuvannja gruntu z suttevim pojavom v'jazkoplastičnih vlastivostej. Motrol. Motoryzacja i Energetyka Rol-

- nictwa, – Lublin, Vol. 13B. 145-155.
6. Malinin N. N. 1975. Prikladnaja teorija plastichnosti i polzuchesti. – M. : Mashino-stroenie, – 398.
7. Mel'nik V. I., Romanashenko A. A. 2012. Granichnye uslovija dlja zadachi modelirovanija processov formirovanija valka organicheskikh udobrenij. Mehanizacija sil'skogospodars'kogo virobništva: Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil'skogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. Vipusk 124, Tom 1. Harkiv : Drukarnja FOP Chervjak V. E., – 87 – 101.
8. Mel'nik V. I., Romanashenko A. A. 2012. Analiz granichnyh uslovij, vznikajushhij na shhitah valkoobrazovatelja organicheskikh udobrenij. Bjulleten' nauchnyh rabot. Vypusk 30 / Belgorod: Izdatel'stvo BelGSHA imeni V. Ja. Gorina, – 182 – 192.
9. Mel'nik V. I., Romanashenko A. A. 2013. Soglasovanie parametrov glavnyh sootnoshenij matematičeskoj modeli formirovanija valka organicheskikh udobrenij. Mehanizacija sil'skogospodars'kogo virobništva: Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil'skogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. Vipusk 135. Harkiv: Drukarnja FOP Segal' I. M., – 20 – 31.
10. Melnik V. I. 1996. On connection between the plane limiting equilibrium problem for a non-ideally coherent medium and the plasticity theory. Functional materials. —Vol. 3. No. 4. – 566 - 570.
11. Mel'nik V. I. 2006. Predel'noe ravnovesie sploshnyh neuprugih sred. [monografija] – Har'kov : Izdatel'stvo KP Tipografija № 13, – 368.
12. Mel'nik V. I. 2012. Predel'noe ravnovesie svjaznyh i sypuchih sred : [monografija] – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, – 357.
13. Mozharovskij N. S. 1991. Teorija plastichnosti i polzuchesti v inženernom dele. Prilozhenie metodov teorii plastichnosti i polzuchesti k resheniju inženernyh zadach mashinostroenija: v 2 ch. / N. S. Mozharovskij. – K. : Vyshha shkola, – Ch. 1. – 264.
14. Osakada K. 2010. History of plasticity and metal forming analysis. Journal of Materials Processing Tech. – Vol. 210. Issue 11. 1436-1454
15. Pisarenko G. S. Mozharovskij N. S. 1981. Uravnenija i kraevye zadachi teorii plastichnosti i polzuchesti : Spravochnoe posobie – K.: Naukova dumka, – 496.
16. Popov A., Butakov B., Marchenko D. 2011. Determination of the tensely-deformed state of bodies at their pin cooperation. Pin task Motrol. Motoryzacija i Energetyka Rolnictwa, – Lublin, Vol. 13A. 13-24.
17. Sargsjan A. E. 2000. Soprotivlenie materialov, teorii uprugosti i plastichnosti. Osnovy teorii s primerami raschetov. – M.: Vysshaja shkola, – 286.
18. Sokolovskij V. V. 1990. Statika sypuchej sredy. – [4-e izd.]. – M.: Nauka, – 272.
19. Tomlenov A. D. 1972. Teorija plasticheskogo deformirovanija materialov. – M.: Metallurgija, – 408.
20. Zubchaninov V. G. 1990. Osnovy teorii uprugosti i plastichnosti: Ucheb. dlja mashinostroit. spec. Vuzov – M.: Vyssh. shk., – 368.

**DERIVE THE EQUATION FOR  
DETERMINING THE LOADS EMERGING  
FROM THE EXTENT OF ORGANIC  
FERTILIZER DURING THE FORMATION  
OF ROLL**

**Summary.** The article is part of a series of publications on the development of the mathematical model of the process of formation of the roll of organic fertilizer with the rake. Organic fertilizers are considered as a powerful plastic medium. In the model is based on the theory of plasticity plastic media and limit equilibrium of connected environments. Using the results of previous authors is the mathematical expressions for the integral values of normal and shear stresses acting on the grounds of general position, oriented parallel to the axes of the Cartesian coordinate system.

**Key words:** organic fertilizers, roll, continuous medium, plasticity, stress, interaction, bridging, a quasi-linear system of equations of hyperbolic type, characteristics, value, derivativ

## РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБА УПРОЧНЕНИЯ СВЕКЛОРЕЗНЫХ НОЖЕЙ ДЛЯ СРЕЗАНИЯ СТРУЖКИ

*Ирина Фабричникова, Владимир Коломиец*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Irina Fabrichnikova, Vladimir Kolomiets*

*Kharkov national technical University of agriculture named after Peter Vasilenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В этой работе приведены разработанные комплексные методы повышения износостойкости ножей для изрезания сахарной свеклы из углеродистой стали У7, У8 и сравнение их характеристик на основании результатов производственных испытаний.

**Ключевые слова:** износостойкость, упрочнение, свеклорезные ножи, лазерная обработка, твердость, срок эксплуатации.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Процесс изрезания корнеплода сахарной свеклы в стружку происходит при больших колебаниях динамических нагрузок на ножах свеклорезок, при активном кавитационном, абразивном износе и коррозии в свекловичном соке, который содержит органические кислоты [1,6].

Поэтому исследование новых способов упрочнения режущей части ножей имеет важное народнохозяйственное значение.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Форма режущей части ножа имеет сложную, четко определенную конфигурацию и толщину лезвия 0,6...0,8 мм. Скорость срезания свекловичной стружки от 4 до 8,3 м/с. Соответственно, качество свеклорезных ножей определяется, прежде всего, износостойкостью, коррозионной стойкостью, ударной вязкостью и шероховатостью поверхностей рабочей части, четким соблюдением конфигурации, остротой режущей кромки, малой склонностью к задирам и др. Для повышения этих показателей существует несколько методов [3,4,8].

Повышение износостойкости и работоспособности ножей связано с улучшением качества металла, обеспечением повышенного сопротивления разрушению и повышение физико-механических свойств поверхностно-

го слоя [11, 13].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Цель работы – учитывая преимущества и недостатки существующих способов упрочнения разработать и испытать в производственных условиях комбинированные способы повышения износостойкости режущей части свеклорезных ножей.

### ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В настоящее время фрезерованные безрѣберные свеклорезные ножи типа 1011В отечественного производства изготавливаются из высокоуглеродистой инструментальной стали марок У7, У7А, У8, У8А, согласно ОСТ 27-31-304-84. На машино-строительных заводах при производстве ножей широко используют обработку их рабочих поверхностей током высокой частоты (ТВЧ) до 46...52 HRC [2].

На Луганском производственном предприятии «Суперблок» режущие части ножей закаляют ТВЧ на высокочастотной установке и отпускают в камерной электрической печи в соответствии с согласованным технологическим процессом до твердости 42...50 HRC (HV 412...542).

Общеизвестное поверхностное закаливание ТВЧ высокопроизводительное, быстрое, легко автоматизируется, повышает механические свойства ножа, но сопровождается деформацией его режущей части. Учитывая сложную конфигурацию ножа, этот недостаток недопустим, потому что влияет на форму сечения свекловичной стружки и на процент брака.

Достаточно известны способы повышения износостойкости режущих инструментов из закаленных инструментальных сталей за счет применения мощной лазерной обработки, особенно для деталей сложной



## РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБА УПРОЧНЕНИЯ СВЕКЛОРЕЗНЫХ НОЖЕЙ ДЛЯ СРЕЗАНИЯ СТРУЖКИ

конфигурации [12,16,19].

Лазерная закалка перспективна для изделий, долговечность которых лимитируется износостойкостью и сопротивлением усталости, особенно, когда закалка другими методами невозможна в результате сложности конфигурации детали и возможностью ее значительного коробления.

Преимуществом такого способа повышения стойкости является получение ультрамалого зерна материала инструмента. Недостатком применения такого способа являются остаточные субмелкие трещины на поверхности инструмента, которые приводят к постепенному повышению скорости износа инструмента.

Известны также способы повышения стойкости режущих ножей из инструментальных сталей путем применения химико-термической их обработки, плазменного напыления нитрида и карбонитрида титана.

Катодно-дуговое осаждение активно используется для синтеза на поверхности режущего инструмента износостойких твердых и защитных покрытий, которые значительно продлевают срок его службы. С помощью этой технологии может быть синтезирован широкий спектр сверхтвердых покрытий, которые могут включать TiN, TiAlN, CrN, ZrN, AlCrTiN и TiAlSiN.

Нитрид титана – это бинарное химическое соединение титана с азотом (от 14,8 до 22,6 % азота по массе) имеет желто-коричневый или золотистый цвет.

Диффузионное насыщение тугоплавкими металлами из паров или электролитов – способ нанесения поверхностного слоя из простых и сложных оксидов алюминия, хрома и др. на изделия из металлов. При этом методе возникает эффект «залечивания» микротрещин и дефектов, полученных при затачивании ножей абразивными и кубонитовыми кругами, повышаются механические и трибо-технические свойства рабочих поверхностей, но сохраняется основа строения крупнозернистых инструментальных сталей, что приводит к повышению износа, особенно для тонкостенных деталей.

Отечественные и зарубежные исследователи всё больший интерес проявляют к разработке комплексных методов упрочнения режущих инструментов [7]. Учитывая недостатки термообработки ножей отечественных

производителей, разработали несколько вариантов комп-лексных способов повышения износостойкости безрѐберных свеклорезных ножей, пытаясь соединить преимущества разных видов упрочняющих покрытий.

Обработку рабочей зоны ножа лучом мощного лазера проводили в лаборатории НУИ Технического сервиса ХНТУСХ на лазерной CO<sub>2</sub> установке постоянного действия «Комета-2» с технологическим модулем ЛТК-3 «Климат» (при диаметре лазерного луча  $d = 4$  мм за 5-6 проходов). Ножи закрепляли на рабочем столе лазерной установки. Обработке подлежала именно режущая (рабочая) часть ножа (20...22 мм). При использовании щелевых лазерных установок достаточно 1-2 проходов для обработки всей режущей части ножа [16]. Охлаждение проводили на воздухе.

Покрытия из нитрида и карбонитрида титана на свеклорезные ноже наносили в Харьковском национальном научном центре «Украинский физико-технический институт» после лазерного упрочнения. Нанесения TiN проводили в специальных камерах термомодиффузионным методом в три этапа:

1) импульсную очистку проводили путем ионной бомбардировки – отрицательный потенциал  $\approx 1$ кV и вакуумный источник плазмы – включается импульс на 2 с дальше пауза 5 с и так в течение 5 мин при постоянном контроле температуры, чтобы не допустить нагрева до температуры отпуска;

2) нанесение слоя чистого Ti толщиной  $\approx 0,3$  мкм при отрицательном потенциале 200 V в течение 5 мин;

3) в камеру вводили азот (N) для формирования покрытие TiN толщиной 5...6 мкм в не сфокусированном потоке плазмы при – 200 V и давлении  $3 \cdot 10^{-3}$  мм рт. ст. при скорости осаждения  $\approx 10$  мкм/ч в течение 0,5...0,6 ч. Если группа ножей вращается, то скорость осаждения уменьшается до 3 мкм/ч и обработку проводят в течение 1,5...2 ч.

При высокой температуре титан и азот реагируют вблизи поверхности изделия, которое покрывается, и диффундируют в обрабатываемый нож.

Для формирования TiCN на третьем этапе к азоту дозировано добавляли пропан-бутановую смесь в соотношении 50:50%. Сначала через отдельный клапан подавали N

под давлением  $2 \cdot 10^{-3}$  мм. рт. ст., а потом открывали клапан пропан-бутановой смеси и давление довели до  $4 \cdot 10^{-3}$  мм. рт. ст. в пределах технологически допустимых параметров [20].

Метод диффузионного насыщения тугоплавкими металлами нанесением поверхностного слоя из простых и сложных оксидов алюминия, хрома и др. разработан учеными Харьковской национальной академии железнодорожного транспорта под руководством проф. Тимофеевой Л. А. [17].

Поскольку при этом методе сохраняется основа строения крупнозернистых инструментальных сталей, то для одной группы ножей предварительно провели лазерную обработку рабочей части, а для другой группы – упрочнение ТВЧ.

Диффузионное насыщение проводили в лаборатории ХНАЖТ. Так как режущая часть ножа имеет сложную, четко определенную конфигурацию и толщину лезвия 0,6...0,8 мм, для исключения коробления ножа насыщение проводили сначала при комнатной температуре погружением в ванну с 5...8 % водным раствором алюмохромофосфатного связующего, дальше нагрев в электрической печи и выдержка при температуре  $100^{\circ} \text{C} \pm 20^{\circ}$  в течение 10 мин с последующим охлаждением на воздухе до комнатной температуры.

Для проведения экспериментов подготовили семь групп ножей:

- 1) базовые – модели 1011В, упрочнённые током высокой частоты (ТВЧ);
- 2) обработка «Булат» (проводилась другой группой ученых и в дальнейших исследованиях эти ножи не использовались);
- 3) лазерная обработка + плазменное напыление нитрида титана;
- 4) лазерная обработка + плазменное напыление карбонитрида титана + диффузионное насыщение оксидами хрома и алюминия (далее диффузионное насыщение);
- 5) лазерная обработка + плазменное напыление нитрида титана + диффузионное насыщение;
- 6) лазерная обработка + диффузионное насыщение;
- 7) ТВЧ + диффузионное насыщение.

Для соблюдения условий чистоты эксперимента все опытные группы ножей должны

работать одновременно на одной центробежной свеклорезке, при одинаковых технологических режимах и качестве свекловичного сырья. Поскольку для формирования качественного сечения стружки необходимо минимум три последовательно закрепленных ножевых рамы, то на 24-рамной свеклорезке с двумя заглушками (так регулируется производительность резки по потребностям диффузионных установок) использовали семь групп ножей с разными методами упрочнения.

Схему установки семи групп ножей в 24-х рамной центробежной свеклорезке показано на рис. 1.

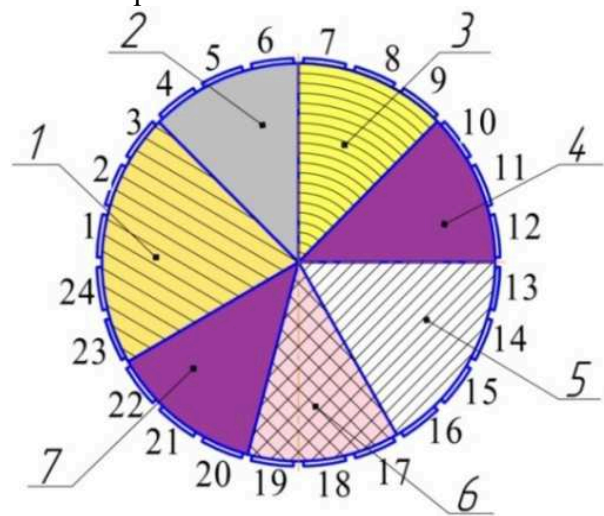


Рис. 1. Схема одновременной установки семи групп ножей

Fig. 1. Chart of the simultaneous setting of seven groups of a knives

Для затачивания ножей использовали современные станки-полуавтоматы – линию фирмы «Корунд». Геометрия заточки всех ножей была одинакова. Контроль качества свекловичной стружки проводили каждый час по трем основным параметрам, общепринятым на сахарных заводах:

- длина 100г стружки в метрах;
- процент брака;
- шведский фактор.

Длительность эксплуатации ножей – это суммарная продолжительность работы свеклорезных ножей между переточками при постоянном контроле величины износа. Результаты сведены в табл. 1.

Для большей наглядности результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 2.

**РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБА УПРОЧНЕНИЯ  
СВЕКЛОРЕЗНЫХ НОЖЕЙ ДЛЯ СРЕЗАНИЯ СТРУЖКИ**

Таблица 1. Сравнительные характеристики видов покрытия ножей  
Table 1. Comparative descriptions of types of coverage of a knives

№ гр	Вид покрытие ножа	Длитель- ность экс- плуата-ции, ч	Величина износа, мм (без сколу)	Скорость износа (ср.), мкм/ч	Средние показатели каче- ства стружки		
					Длина, м	% брака	Шведс. фактор
1	Базовый ТВЧ	52,5	1,54-2,25	29,27-42,9	9,42	4,06	23,09
2	ТВЧ + обработка Булат	78,8	1,93-2,43	21,98-30,82	9,39	3,84	22,66
3	Лазер + TiN нитрид титана	77,75	2,18-2,6	28,04-33,38	9,79	3,80	22,66
4	Лазер + TiCN + газодиф. насыщение	52,25	1,0-4,26	19,23-81,57	9,27	3,96	25,18
5	Лазер + TiN + газо- диффуз. насыщение	74,8	1,18-2,35	15,79-31,42	9,47	4,21	24,36
6	Лазер + газодиффуз- ное насыщение	79,75	1,16-1,56	14,63-19,63	9,50	3,77	27,80
7	ТВЧ + газодиффузное насыщение	78,75	1,04-1,62	13,17-20,55	9,80	4,03	25,81

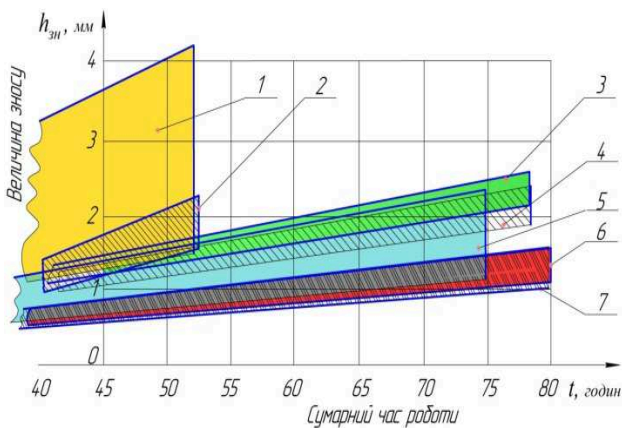


Рис. 2. Зависимость линейного износа ножей от времени их работы  
Fig. 2. Dependence of linear wear of a knives on time of their work

Группы ножей: 1 – с вакуумно-плазменным напылением TiCN + диффузионное насыщение; 2 – с серийным методом укрепления ТВЧ; 3 – лазерная обработка + плазменное напыление TiN; 4 – альтернативная термообработка «Булат»; 5 – лазерная обработка + плазменное напыление TiN + диффузионное насыщение; 6 – лазерная обработка + диффузионное насыщение; 7 – ТВЧ + диффузионное насыщение тугоплавкими металлами из паров.

Конечно, эти зависимости не носят такой прямолинейный характер, что обосновано исследованиями процесса износа. Но по данным табл. 1 и рис. 2 очевидно, что наиболее

перспективным для дальнейших исследований и будущего практического применения есть сочетание лазерной обработки с химико-термическим насыщением тугоплавкими металлами из паров (или электролитов). Так как скорость износа у ножей данной группы минимальная (14,63-19,63 мкм/ч), а показатели качества стружки наивысшие. К тому же упрочнённый слой не повреждается во время переточек ножа.

Предложенное решение приемлемо для промышленного использования и защищено патентом [10]. Но у него есть недостаток – обработке подлежат все поверхности.

В основу нового способа поставлена задача повышения стойкости именно режущей части свеклорезных ножей. Комплексный метод объединяет быструю лазерную обработку с одновременной химико-термической обработкой материалами в виде сверхмелкого порошка.

В качестве насыщающей среды применяют оксиды металлов, которые складывают не меньше 80% всех производимых нанопорошков. Самые распространенные оксиды – кремнезема SiO<sub>2</sub> (40% от общего объема производства), титана TiO<sub>2</sub> (30%) и глинозема Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (21%) [13].

Производственные испытания свеклорезных ножей, упрочнённых с использованием сверхмелкого порошка SiO<sub>2</sub>, феррохрома

(50% Fe и 50% Cr) и двух вариантов смесей, проводились при ежечасном контроле качества стружки в течение восьми часов на 12-ти рамной центробежной свеклорезке СЦ2Б-12 производительностью 1200 тон/сутки. По результатам эксперимента наилучшим оказался вариант с использованием сверхмелкого порошка SiO<sub>2</sub>.

Дальше эксперимент проводили на 24-рамной центробежной свеклорезке А2-ПРБ-24 (при мощности 120...125 т/ч). Для затачивания ножей использовали станки-полуавтоматы фирмы «Корунд». Геометрия затачивания всех ножей одинакова: утонение 20...22 мм, ширина фаски 1,9...2,2 мм и угол торцевания 63°.

Экспериментальные данные сравнительных характеристик нового покрытия ножей сведены в табл. 2.

Результаты испытаний доказывают перспективность предложенного износостойкого покрытия режущих частей ножей, целесообразность его совершенствования с дальнейшим внедрением в производство. Получен патент на полезную модель [18].

Сравнительные результаты производ-

ственных испытаний – параметры износостойкости ножей для новых запатентованных видов упрочнения и средние показатели качества стружки – приведены в табл. 3.

Как видно из размещения графиков на рис. 2 и данных табл. 3 наименьшую скорость износа и наилучшие показатели качества свекловичной стружки имеют ножи, упрочнённые мощным пучком лазера с последующим газодиффузионным насыщением тугоплавкими металлами из паров или нанесением сверхмелкого порошка SiO<sub>2</sub> с одновременной обработкой мощным пучком лазера.

Таким образом, в результате проведенных исследований мы получаем материал с ультрамелким зерном, твердостью HRA 57...59 (HV 189...200) и значительно повышенной износостойкостью. При этом процент брака уменьшается до 3,1%, следовательно, качество стружки повышается, скорость износа режущей части уменьшается до 14,17...16,6 мкм/час, то есть окончательная стойкость свеклорезных ножей повышается до трех раз по сравнению с базовыми, что позволяет увеличить их экономию.

Таблица 2. Сравнительные характеристики нового покрытия ножей с базовым  
Table 2. Comparative descriptions of new coverage of a knives are with base

Вид покрытия ножа	Длительность эксплуатации, часы	Величина износа, мм	Скорость износа, мкм/час	Средние показатели качества стружки		
				Длина, м	% брака	Шведский фактор
Базовый ТВЧ	21,5	0,74-0,97	34,37-45	7,7	3,8	23,69
Лазер + SiO <sub>2</sub>	21,0	0,14-0,35	14,17-16,6	7,9	3,1	27,11

Таблица 3. Сравнительные характеристики методов упрочнения ножей  
Table 3. Comparative descriptions of methods of strengthening of a knives

Вид упрочнение ножа	Скорость износа, мкм/час	Средние показатели качества стружки		
		Длина, м	% брака	Шведский фактор
Обработка ТВЧ	29,27...42,9	9,42	4,06	23,09
Лазерное упрочнение + газодиф. насыщение	14,63...19,63	9,50	3,77	27,80
Лазерное упрочнение + порошок SiO <sub>2</sub>	14,17...16,6	7,9	3,1	27,11

## РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБА УПРОЧНЕНИЯ СВЕКЛОРЕЗНЫХ НОЖЕЙ ДЛЯ СРЕЗАНИЯ СТРУЖКИ

### ВЫВОДЫ

Предложенный способ повышения износостойкости свеклорезных ножей решает три важных вопроса. Во-первых, он повышает износостойкость и коррозионную стойкость, чем повышает ресурс ножа, во-вторых, он исключает коробление ножа, то есть обеспечивает четкое соблюдение конфигурации поперечного сечения стружки, в-третьих, повышает остроту режущей кромки, улучшает шероховатость поверхностей рабочей части ножа и уменьшает склонность к задирам, что улучшает качество свекловичной стружки.

Разработанный способ повышения износостойкости свеклорезных ножей более эффективен, имеет меньшую себестоимость и существенно уменьшает расход ножей на сахарных заводах, что приведет к быстрой его окупаемости при массовом производстве упрочнённых ножей и использовании в сахарной промышленности Украины.

А повышение качества свекловичной стружки из сахарной свеклы разных технологических кондиций является одним из решающих факторов экономической эффективности работы сахарных заводов.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Popov A. 2010. Novaja teorija kontaknoy prochnosti uprugo szhatyh tel. Motrol, Motoryzacija I energetyka rolnictva. – Lublin: Tom12A. – 223–232.
2. Balter M. A. 1987. Uprochnenie detalej mashin. – 2-e izd. pererab. I dop. – M.: Mashinostroenie, – 184.
3. Chernyh D. I., Skoblo T. S., Naumenko A. A. 2010 Analiz metodov uprochninija nozhej dlja pererabotki saharnoj svekly. – Kharkiv: Visnyk HNTUSG im. P. Vasylenka «Tehnichnyj servis v APK, tehnika ta tehnologii u sil'skogospodars'komu mashinobuduvanni», vup. 101. – 12-16.
4. Fabrychnikova I. A. 2005. Analiz sposobov povyshenija dolgovechnosti sveklorезnyh nozhej. – Kharkiv : Visnyk HNTUSG im. P. Vasylenka «Suchasni naprjamki tehnologii ta mehanizacii procesiv pererobnyh i harchovyh vyrobnyctv». vup. 38, 105-111.
5. Fabrychnikova I. A. Kolomic V. V. 2005. Kompleksnyj pidhid do pidvyshennja jakosti burjakoriznyh nozhiv. – Kharkiv : Visnyk

HNTUSG im. P. Vasylenka «Mehanizacija sil'skogospodars'kogo vyrobnyctva», vup. 41, 468-474.

6. Fabrychnikova I. A. 2012. Teoretychne vyznachennja vplivu syl tertja na myttevi syly rizannja, jaki vyklykaut' znoshennja burjakorizal'nyh nozhiv. Problemy trybologii (Problems of Tribology). – Hmel'nyckuj : - № 3(65), 94-100.
7. Garkusha I. E. 2000. Properties of modified surface layers of industrial steel samples processed by pulsed plasma streams. / I. Garkusha, O.. Byrka, V.. Chebotarev and other. // Vacuum, 58, – 195-201.
8. Kajdalov A. A., Istomin E. I. 2005. Povyshe-nie dolgovechnosti sveklorезnyh nozhej. – K. : Cukor Ukrainy, - № 4(42). – 13-16.
9. Karpenko I., Mironov V., Shkurat S., Poljanskij P. 2008. Vostanovlenie iznoshennyh detalej metodami gazotermicheskogo napylenija. Motrol, – Motoryzacija I energetyka rolnictva. – Lublin. 264–267.
10. Kompleksnyj sposib pidvyshennja znosostijkosti burjakorizal'nyh nozhiv. : pat. 42467 Ukrainy.MPK C21D 1/09 (2006.01), C23C14/00 (2006.01) / Fabrychnikova I.A., Kolomic V.V., Timofeeva L.A., Lyk'yanenko V. M ; zajavnyk NTUSG im. P. Vasylenka; u 2009 0076 ; zajavl. 05.01.2009; opubl. 10.07.2009, Bul. № 13 - 2.
11. Kostuk E. G. 2001. Povyshe-nie stojkosti rezhushchego instrumenta za schet kombinirovannoj modifikacii poverhnostnogo sloja i nanesenija pokrytija [Tekst] : avtoref. dis. kand. tehn. nauk : 05.175 [Nacionalnyj aerokosmicheskij universitet im. N.E. Zhukovskogo «HAI»] . – Kharkiv, – 27.
12. Kovalenko V. S. 2000. Lazerni tehnologii: zavouvannja novyh pozycij. Visn. NAN Ukrainy, № 1, 11-22.
13. Lazarev, V. B., Sobolev V. V., Shaplygin I. S. 1983. Himicheskie i fizicheskie svojstva prostyh oksidov metallov. – M.: Nauka, – 239.
14. Chernyh D. I., Skoblo T. S., Naumenko A. A. 2010. Povyshe-nie iznosostojkosti nozhej dlja pererabotki saharnoj svekly v uslovijah gidroabrazivnogo iznashivanija. : materialy vi mezna-rodm vedecko - prakticka konferencie «Efektivni nastroje modernich ved - 2010». Di's 21, Technicke vedy, – Praha. 118-123.
15. Revuckij V. M., Bahtiarov V.A., Tkach I. S. 1983. Rezultaty ispytanij sveklorезnyh nozhej,

- uprochnennyh elektroiskovym sposobom. – K.: Saharnaja promyshlennost', – № 11, 17-19.
- 16.. Sidashenko A. I., Martynenko A. D., Skoblo T. S., Slonovskij N. V. 2002. Matematicheskoe obosnovanie rezhima lazernoj obrabotki detalej, predvaritelno podvergnutyh himiko-termicheskoj obrabotke, dlja povyshenija prochnosti vosstanovlennyh detalej: dinamika i prochnost'. Visnyk NTU «HPI». – Dynamika i micnist' mashin. – T.2 – Kharkiv : Vup. 10, – 138-161.
17. Sposib himiko-termichnoi obrobky detalej iz metaliv ta splaviv. pat. 45841A Ukraina: B22F3 / Tymofeeva L.A. ta in. ; zajavnyk ta patentovlasnyk UkrDAZT. – № 2001075170; zajavl. 19.07.2001; opubl. 15.04.2004, Bul. № 4. – 4.
18. Sposib pidvyshennja znosostjokosti burjako-rizalnih nozhiv. : pat. 66679 UA Ukrainy. MPK C21D 1/09(2006.01) C23C 14/00 / Fabrychnikova I.A., Skoblo T.S., Kolomic V.V., Martynenko O.D. ; zajavnyk HNTUSG im. P. Vasylenka, u2011 08198 ; zajavl. 30.06.2011; opubl. 10.01.2012, Bul. № 1. – 3.
19. Sposob lazernoj zakalki. : A.s. 1481259 A1 USSR, MKI C 21D 1/09. / E.A. Pamfilov, V.D. Severin (USSR). - № 4276203/31-02 ; zajavleno 22.04.87 ; opubl. 23.05.89, Bul. № 19. – 4.
20. Sposob povyshenija iznosostjokosti rezhushchih instrumentov. A.s. RU 2062817 C1 RF, C 23 C 14/00, 14/26. / G.V. Kostin, A.M. Gordon, E.L. Fedorov (RU), V.D. Grechka, O.U. Danilov, V.V. i dr. (UA). – № 5030949/10 ; zajavleno 11.02.92 ; opubl. 27.06.96, Bul. № 18. – 3.

**THE DEVELOPMENT AND INTRODUCTION OF COMPLEX METHOD OF STRENGTHENING OF A BEET-CUTTING KNIVES ARE FOR CUTTING AWAY OF SHAVING**

**Summary.** In this work the resulted is worked out complex methods of increase of wearproofness of a knives for growing of sugar beets shallow from carbon steel of Y7, Y8 and comparison of their descriptions on the basis of results of productive tests.

**Key words:** wearproofness, strengthening, beet-cutting knife, laser treatment, hardness, term of exploitation.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ СЕМЯН ПО НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ И ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ КИНЕМАТИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ

*Владимир Лукьяненко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Vladymyr Lukianenko*

*Kharkiv national technical university of agriculture named after Petro Vasilenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В настоящей работе предложена математическая модель движения семян по наклонной вибрирующей поверхности с учётом их взаимодействия и разработаны методы численного решения систем кинематических уравнений.

**Ключевые слова:** разделение семян, вибрирующая неперфорированная фрикционная плоскость, математическая модель движения, взаимодействие семян.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В некоторых случаях на существующих воздушно – решетно – триерных зерноочистительных машинах выполнить очистку семян основной культуры без их значительных потерь невозможно [6, 12 - 14].

Повышение эффективности процессов выделения семян полезной культуры от трудноотделимых семян сорняков и примесей в настоящее время продолжает оставаться актуальной задачей.

Поэтому изыскание новых рабочих органов семяочистительных машин для улучшения качества очистки семян имеет важное народнохозяйственное значение.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В качестве интенсификатора технологического процесса в последние годы все чаще используется вибрационное движение [1, 4, 5, 8 - 10].

Так в конструкциях рыхлителей почвы использование виброударных механизмов в сочетании с упругими рабочими органами дает значительное увеличение производительности [8, 9]. Пневмоустановка для вертикального транспортирования материала, имеющая наклонное аэроднище с регулируе-

мым пневматическим виброгенератором и соплом позволяет снизить удельные энергозатраты на транспортирование на 10...20% [5].

Вибрационное выкапывание корнеплодов сахарной свеклы приобрело широкое распространение во многих странах [4].

Немаловажную роль вибрационное движение играет и при очистке семян сельскохозяйственных культур на вибрационных решетках [2, 3, 15, 20].

Особое значение приобретает вибрационное движение при разделении семенных смесей на наклонных фрикционных неперфорированных плоскостях, имеющих наклон к горизонту в двух взаимоперпендикулярных плоскостях [1, 6, 7, 12 - 14, 16, 19].

Как правило, основные параметры конструкции зерноочистительных машин подбираются на основании приближённых математических моделей, описывающих процесс очистки, и ряда проверочных экспериментов, в которых определяются значения некоторых эмпирических (уточняющих) коэффициентов [17, 18]. Необходимость введения таких коэффициентов обусловлена опусканием (игнорированием) при построении математических моделей исследуемых рабочих процессов ряда факторов, которые, тем не менее, оказывают существенное влияние на интегральные характеристики движения семян и примесей. Одним из таких факторов, влияющих на среднюю величину и направление вектора скорости движения зерна по наклонной вибрирующей поверхности, является фактор взаимовлияния движущихся зёрен друг на друга.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Цель работы – разработать математическую модель движения семян по наклонной вибрирующей фрикционной неперфорированной поверхности.

рованной поверхности, которая учитывала бы не только форму компонент семенной смеси, а и их взаимодействие в полёте, при отскоке от рабочей поверхности, при безотрывном движении по рабочей поверхности, при различной величине плотности размещения тел на рабочей поверхности. Также разработать методы численного решения систем кинематических уравнений.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Разработанная на сегодняшний день математическая модель движения зёрен по наклонной вибрирующей поверхности рассматривает движение изолированного твёрдого тела произвольной формы в режимах безотрывного и отрывного движения.

Безотрывный режим движения рассматривается как качение твёрдого тела с проскальзыванием. Движение происходит под действием силы тяжести, действующей на тело, и вибрации (гармонических толчков), передающейся телу от рабочей поверхности. Кинематические параметры движения тела (вектор скорости перемещения центра тяжести тела  $\vec{u}_c$  и вектор его угловой скорости вращения  $\vec{\omega}$ ) определяются путём решения системы уравнений

$$\begin{cases} \frac{d\vec{L}_и}{dt} = \vec{F}, \\ \frac{d\vec{H}_и}{dt} = \vec{M}_и, \end{cases} \quad (1)$$

где:  $\vec{L}_и$  – количество движения тела в принятой инерциальной системе координат,

$\vec{H}_и$  – момент количества движения тела в инерциальной системе координат,

$\vec{F}$  – равнодействующая внешних сил, приложенных к рассматриваемому телу,

$\vec{M}_и$  – равнодействующий момент от внешних сил, приложенных к телу, который вычисляется относительно начала инерциальной системы координат.

Форма твёрдого тела, движение которого рассматривается, задаётся в виде эллипсоида с полуосями  $a$ ,  $b$  и  $c$ . При этом, для приведения неголономных кинематических связей рассматриваемого тела с рабочей поверхностью к голономным связям, поверхность тела разбивается на дискретные участки кон-

такта. Каждый дискретный участок контакта на поверхности эллипсоида приводится к единственной контактной точке (Рис. 1).

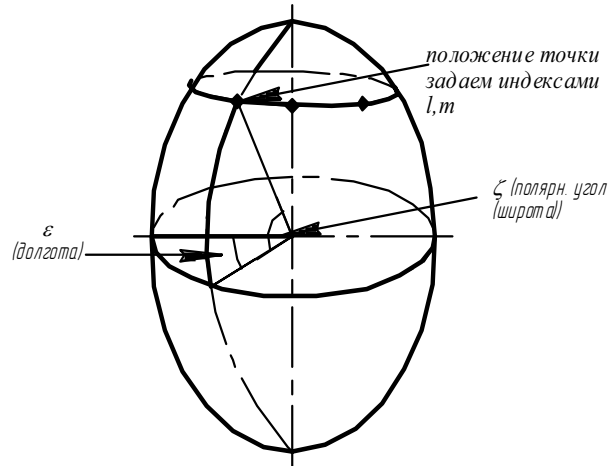


Рис. 1. Задание формы тела с помощью дискретных точек контакта

Fig. 1. Task of form of body by means of discrete points of contact

Каждая установленная контактная точка, принадлежащая поверхности тела (эллипсоиду), нумеруется с помощью индексов  $l$  и  $m$ , где индекс  $l$  определяет номер меридиана и дискретно меняющееся значение угла долготы  $\xi$ , а индекс  $m$  – номер параллели и дискретно меняющееся значение угла широты  $\zeta$  в полярной системе координат тела. Между индексами  $l$ ,  $m$  и значениями углов  $\zeta$ ,  $\xi$  существуют соотношения:

$$l = 1 + \frac{\xi}{\Delta\xi}, \quad \xi \in [-90^\circ; 90^\circ], \quad (2)$$

$$m = 1 + \frac{\zeta}{\Delta\zeta}, \quad \zeta \in [0^\circ; 360^\circ], \quad (3)$$

где:  $\Delta\xi$ ,  $\Delta\zeta$  – величины шагов разбивки интервалов изменения углов широты и долготы, соответственно.

Приложение усилий к телу со стороны рабочей поверхности происходит только в установленных дискретных точках контакта. При этом точка контакта, через которую осуществляется взаимодействие тела с рабочей поверхностью в рассматриваемый момент времени, служит мгновенным центром вращения тела (Рис. 2).

Движение тела относительно рабочей поверхности рассматривается как суперпозиция движений вращения тела относительно точки контакта  $K$  и поступательного перемещения мгновенного центра.



# МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ СЕМЯН ПО НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ И ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ КИНЕМАТИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ

Вращение тела характеризуется величиной угловой скорости  $\vec{\omega}$ , с которой меняется направление радиус-вектора  $\vec{R}_C$  в системе координат, связанной с рабочей поверхностью. Поступательное перемещение характеризуется величиной вектора скорости  $\vec{V}_K$  в инерциальной (неподвижной) системе координат. Поступательное движение тела обусловлено периодическими колебаниями рабочей поверхности, которые передаются телу через точку контакта.

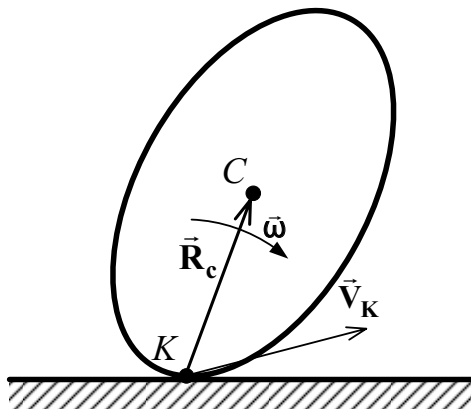


Рис. 2. Кинематическая модель движения тела по рабочей поверхности  
Fig. 2. Kinematics model of motion of body on a working surface

Кинематика движения тела при отрывном режиме его движения (при отскоке тела от рабочей поверхности) описывается с помощью системы уравнений:

$$\begin{cases} m \cdot (\vec{u}_c - \vec{u}_c(0)) = \vec{T}, \\ \vec{H} - \vec{H}(0) = \vec{R} \times \vec{T}, \end{cases} \quad (4)$$

где:  $\vec{u}_c, \vec{u}_c(0)$  – вектор скорости движения тела после и до соударения с рабочей поверхностью,

$\vec{T}$  – вектор ударного импульса при соударении тела с поверхностью,

$\vec{R}$  – радиус-вектор, опущенный из центра тяжести тела в точку его контакта с рабочей поверхностью при соударении,

$\vec{H}, \vec{H}(0)$  – векторы моментов количества движения тела после и до соударения, соответственно.

Кинематическая модель пространственного удара тела с рабочей поверхностью описывает изменение: ударного импульса в

точке соударения, линейной скорости движения центра массы тела и угловой скорости вращения тела относительно его центра массы (Рис. 3).

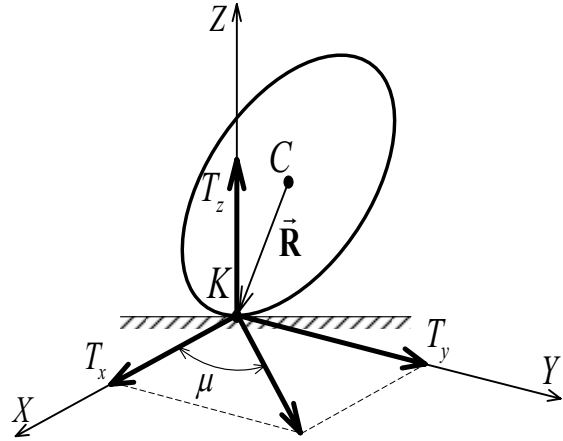


Рис. 3. Кинематическая модель пространственного удара тела с рабочей поверхностью  
Fig. 3. Kinematics model of spatial blow of body with a working surface

Соударение тела с рабочей поверхностью происходит в точке контакта  $K$ . В данную точку из центра массы тела  $C$  опускается радиус-вектор  $\vec{R}$ . В точке контакта  $K$  относительно системы координат  $KXYZ$ , связанной с рабочей поверхностью, рассчитывается вектор ударного импульса  $\vec{T} = (T_x, T_y, T_z)$ .

Для вычисления кинематических параметров движения тела рассматриваются три системы координат (Рис. 4):

- собственная система координат  $CX'Y'Z'$ , связанная с телом и имеющая начало в его центре масс. Для удобства принято, что оси  $CX'$ ,  $CY'$  и  $CZ'$  должны совпадать с главными осями инерции рассматриваемого тела,
- система координат  $K_0XYZ$ , связанная с рабочей поверхностью и имеющая начало в точке  $K_0$ , которая является точкой подачи зерна на рабочую поверхность,
- инерциальная (неподвижная) система координат  $OX_nY_nZ_n$ .

Рабочая поверхность наклонена по отношению к инерциальной системе координат в двух плоскостях.

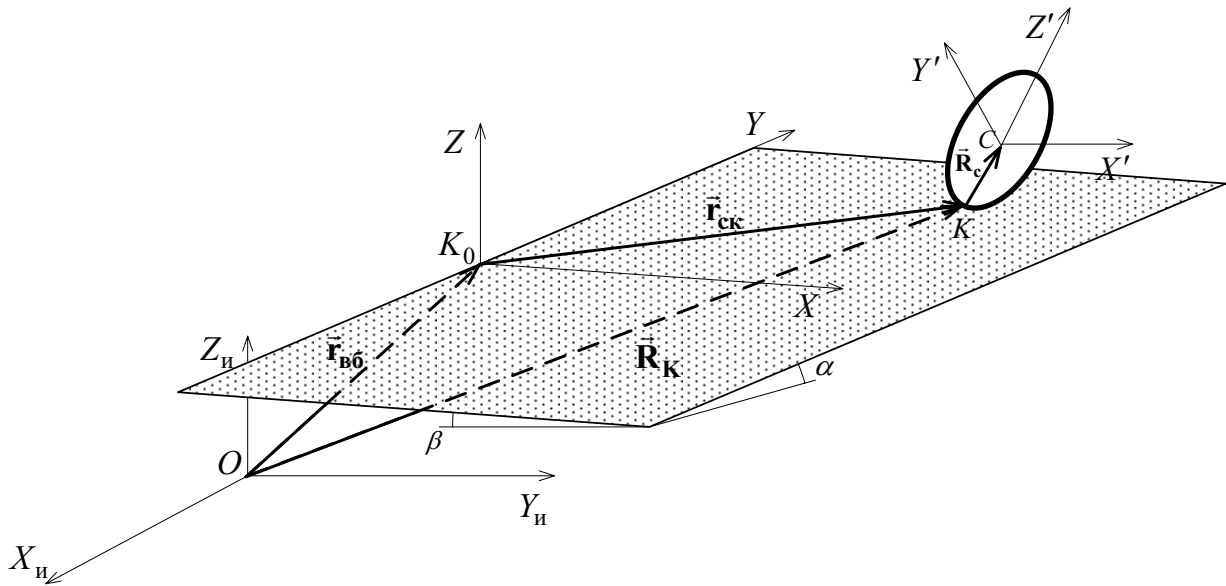


Рис. 4. Принятые системы координат для расчёта кинематических параметров движения тела

Fig. 4. Accepted systems of coordinates for the calculation of kinematics parameters of motion of body

Наклон задаётся двумя углами  $\alpha$  и  $\beta$ . Угол  $\alpha$  характеризует наклон продольной оси рабочей поверхности к плоскости горизонта. Угол  $\beta$  характеризует наклон поперечной оси рабочей поверхности к плоскости горизонта.

Положение рабочей поверхности относительно инерциальной системы координат  $OX_n Y_n Z_n$  задаётся радиус-вектором  $\vec{r}_{об}$ , который определяет место-положение точки  $K_0$ .

Производная  $\dot{\vec{r}}_{об}$  характеризует гармонические колебания, которые совершает рабочая поверхность под действием генератора вибрации.

Радиус-вектор  $\vec{r}_{об}$  задаёт местоположение точки контакта тела с рабочей поверхностью относительно начала системы координат  $K_0XYZ$ , которая связана с рабочей поверхностью. Производная  $\dot{\vec{r}}_{ск}$  характеризует движение проскальзывания тела относительно рабочей поверхности.

Местоположение точки контакта относительно начала инерциальной системы координат задаёт радиус-вектор  $\vec{R}_K$ . Производная радиус-вектора  $\dot{\vec{R}}_K$  характеризует движение тела относительно инерциальной (неподвижной) системы координат.

Местоположение центра массы тела относительно точки его контакта с рабочей поверхностью задаёт радиус-вектор  $\vec{R}_C$ .

Интегрируя системы уравнений (1) и (2) можно, в зависимости от времени, вычислять кинематические параметры движения изолированных зёрен (твёрдых тел произвольной формы), движущихся под действием сил тяжести и вибраций, передаваемых от наклонной абразивной (ребристой) рабочей поверхности. Однако такие режимы движения тела, когда происходит его взаимодействие с другими телами (в полёте, при отскоке от рабочей поверхности, и при безотрывном движении по рабочей поверхности, при различной величине плотности размещения тел на рабочей поверхности), в (1), (2) не учтены. Хотя, для практики, такие режимы представляют несомненный интерес, поскольку позволяют процессы сепарации семян описывать с большей степенью адекватности.

Используя соотношения (1) и (4), можно усовершенствовать предложенный в [17, 18] подход и расширить область его применения ещё и на режимы, где учитывается взаимодействие зёрен при их движении по рабочей поверхности.

В основу подхода, с помощью которого предлагается учесть взаимодействие тел при различных режимах их движения, положено

# МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ СЕМЯН ПО НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ И ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ КИНЕМАТИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ

предположение об абсолютной твёрдости сталкивающихся тел и, вследствие этого, аддитивности кинематических характеристик их движения, которые обуславливаются совокупностью взаимодействий с другими телами. То есть, если происходит одновременное столкновение нескольких тел (или рассматриваются последовательные соударения, но за промежуток времени, не превышающий установленной предельно-допустимой величины) обобщённые параметры движения  $i$ -го тела, сталкивающегося с совокупностью тел  $j = 1, 2, \dots, M$ , где  $M$  – количество тел, с которыми происходит столкновение, могут быть вычислены на основании следующих соотношений:

$$\begin{cases} m_i \cdot (\vec{u}_{c_{ij}} - \vec{u}_c(0)) = \vec{T}_{ij}, & \forall j=1, 2, \dots, M, \\ \vec{H}_{ij} - \vec{H}_{ij}(0) = \vec{R}_{ij} \times \vec{T}_{ij}, \end{cases} \quad (5)$$

$$\vec{u}_{c_i} = \sum_{j=1}^M \vec{u}_{c_{ij}}, \quad (6)$$

$$\vec{\omega}_i = \sum_{j=1}^M \vec{\omega}_{ij}, \quad (7)$$

где:  $\vec{u}_{c_i}, \vec{\omega}_i$  – обобщённые вектор скорости движения центра масс и вектор угловой скорости вращения  $i$ -го тела, которые им приобретены в результате соударения с  $M$  телами,

$\vec{u}_{c_{ij}}, \vec{\omega}_{ij}$  – вектор скорости движения центра масс и вектор угловой скорости вращения  $i$ -го тела, которые им получены при столкновении с  $j$ -ым телом. Данные величины рассчитываются на основании решения соотношений (5), которые формируются для каждой отдельно взятой пары сталкивающихся тел  $(i; j)$ ,  $j = 1, 2, \dots, M$ ,

$\vec{T}_{ij}$  – ударный импульс при соударении  $i$ -го и  $j$ -го тел,

$\vec{H}_{ij}, \vec{H}_{ij}(0)$  – векторы моментов количества движения  $i$ -го тела после и до соударения с  $j$ -ым телом,

$\vec{R}_{ij}$  – радиус-вектор, опущенный из центра тяжести  $i$ -го тела в точку его контакта с  $j$ -ым телом при соударении.

Соотношения (5)–(7) могут быть использованы для моделирования движения взаимодействующих тел в режимах, когда происходит их отскакивание от рабочей поверхности и соударение в воздухе.

Для описания движения тел, находящихся в слое, в общем случае, может быть использована система уравнений, аналогичная системе (1), но с учётом внешних сил и моментов, вызванных давлением взаимодействующих тел. Общим является случай, когда тело имеет контакт, как с соседними телами, так и с рабочей поверхностью. Для вычисления кинематических параметров движения  $i$ -го тела, которое находится внутри слоя и имеет контакт с рабочей поверхностью, следует записать:

$$\begin{cases} \frac{d\vec{L}_{H_i}}{dt} = \vec{F}_i + \sum_{j=1}^M \frac{\vec{T}_{ij}}{\Delta t}, \\ \frac{d\vec{H}_{H_i}}{dt} = \vec{M}_{H_i} + \vec{R}_{c_i} \times \sum_{j=1}^M \frac{\vec{T}_{ij}}{\Delta t}, \end{cases} \quad \forall j = 1, 2, \dots, M, \quad (8)$$

где:  $\frac{\vec{T}_{ij}}{\Delta t} = \vec{f}_{ij}$  – сила, действующая на  $i$ -ое

тело со стороны  $j$ -го тела при их соударении в полёте или давлении в слое. Данная сила определяется как среднее усилие, которое действует в течение установленного промежутка времени  $\Delta t$  на рассматриваемое тело. Среднее усилие определяется путём деления вычисленного с помощью (5)–(7) импульса удара  $i$ -го и  $j$ -го тел на промежуток времени  $\Delta t$ . При этом для надавливающих тел в слое должен учитываться эффект присоединённой массы от наличия соседних тел, находящихся рядом в слое,

$\vec{R}_{c_i}$  – радиус-вектор, проведенный из точки контакта  $i$ -го тела с рабочей поверхностью в его центр масс.

С помощью соотношений (5)–(8) могут определяться мгновенные (соответствующие определённым моментам времени) кинематические параметры движения каждого тела из их рассматриваемой совокупности. Для вычисленных кинематических параметров движения тел могут быть определены координаты их центров масс относительно рабочей поверхности и углы ориентации их глав-

ных центральных осей инерции в пространстве. Данные параметры определяются путём решения задачи интегрирования перемещения и поворота каждого отдельно взятого тела по времени:

$$\vec{R}(t) = \vec{R}(t - \Delta t) + \left( \vec{u}_c + \frac{\vec{g}\Delta t}{2} \right) \cdot \Delta t, \quad (9)$$

$$\Theta(t) = \Theta(t - \Delta t) + HK'(t - \Delta t) \cdot \vec{\omega} \cdot \Delta t, \quad (10)$$

где:  $\vec{R}(t), \vec{R}(t - \Delta t)$  - радиус-векторы, задающие местоположение центра массы тела относительно рабочей поверхности, в рассматриваемый и предыдущий моменты времени, соответственно,

$\vec{g}$  - ускорение свободного падения,

$\Theta(t), \Theta(t - \Delta t)$  - вектор-столбцы, задающие углы поворота главных осей инерции тела относительно осей системы координат, связанной с рабочей поверхностью, в рассматриваемые моменты времени,

$HK'(t - \Delta t)$  - матрица направляющих косинусов для главных осей инерции тела относительно осей системы координат рабочей поверхности в момент времени  $t - \Delta t$ .

Учитывая изложенное выше общий алгоритм вычислений при моделировании движения зёрен относительно рабочей поверхности может быть приведен к следующей схеме. Согласно данной схеме процесс моделирования осуществляется путём:

- последовательного перебора зёрен из их сгенерированной совокупности,

- определения кинематических параметров движения для каждого рассматриваемого зерна с учётом его взаимодействия с остальными зёрнами,

- интегрирования общей картины движения зёрен при продвижении по оси времени на длину установленного дискретного шага.

При расчёте кинематических параметров движения зёрен для каждого из них формируются списки зёрен, с которыми происходит его взаимодействие (соударение) в течение времени  $[t_s; t_s + \Delta t]$ ,  $s$  - номер шага интегрирования при продвижении по оси времени. По завершении цикла перебора всей совокупности зёрен в результате решения задачи должны быть сформированы следующие данные:

- радиус-векторы, задающие местоположения центров масс зёрен в моменты их столкновения,

- значения моментов времени, которые соответствуют моментам столкновения зёрен,

- радиус-векторы, задающие местоположения точек контакта при столкновении зёрен в собственной системе координат рассматриваемого зерна.

На основании полученных результатов для каждого зерна из рассматриваемой совокупности определяются ближайшие по времени (расстоянию) соударения, если зерно при прохождении прогнозной траектории должно столкнуться не с одним, а с несколькими зёрнами. Номер зерна, которое первое соударяется с рассматриваемым зерном, запоминается. Если имеет место несколько соударений, которые прогнозируются в моменты времени, достаточно близкие к моменту времени ближайшего столкновения, тогда запоминаются индексы всех тех зёрен, для которых  $(\tau_{i,j_s} - \tau_{i_s}) \leq \varepsilon$ . Здесь  $\varepsilon$  - некоторая численная величина, определяющая точность вычислений:  $\varepsilon < \Delta t$ ,  $\tau_{i,j_s}, \tau_{i_s}$  - моменты времени рассматриваемого столкновения и ближайшего столкновения для  $s$ -го зерна.

Сформированные списки сталкивающихся ближайших зёрен проверяются на предмет возможного «пересечения» их прогнозируемых траекторий движения (полёта). Так, например, если для  $i$ -го зерна получено минимальное значение периода времени до наступления соударения  $\tau_{i_s} = \min_{j=1, N} \tau_{i,j_s}$  и определён номер зерна, с которым соударение происходит в первую очередь  $j_s = \arg\left(\min_{j=1, N} \tau_{i,j_s}\right)$ , то в случае, если  $j$ -ое зерно соударяется ещё с каким-либо другим, не с  $i$ -ым, зерном, но при этом время их соударения меньше, чем  $\tau_{i_s}$ , то тогда для  $i$ -го зерна считается, что у него отсутствует столкновение с  $j$ -ым зерном и в качестве ближайшего столкновения выбирается следующее за  $j$ -ым, ближайшее по времени столкновение по траектории движения  $i$ -го зерна.

После установления ближайших столкновений и проверки их на предмет «пересе-

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ СЕМЯН ПО  
НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ И ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ  
СИСТЕМ КИНЕМАТИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ

чения» ранее полученные данные корректируются и запоминаются.

На основании скорректированных данных выполняется расчёт кинематических параметров движения сталкивающихся зёрен. Данный расчёт выполняется путём определения с помощью (5):

- скорости движения центра тяжести зерна  $i$ -го зерна после его столкновения с  $j$ -ым зерном на  $s$ -ом шаге интегрирования:  $\vec{u}_{ij,s}$ ,

- угловой скорости его вращения  $\vec{\omega}_{ij,s}$ ,

- импульса удара  $\vec{T}_{ij,s}$  для каждой пары сталкивающихся зёрен, которые учитываются как ближайшие столкновения.

В случае, если рассматриваемое зерно взаимодействует ещё и с рабочей поверхностью, то тогда рассчитанные импульсы ударов, получаемых рассматриваемым зерном от столкновения с другими зёрнами, преобразовываются в средние усилия и кинематические параметры движения зерна рассчитываются с использованием (8).

Для полученной мгновенной кинематической картины движения совокупности зёрен осуществляется интегрирование их траекторий и поворота относительно собственных осей инерции за период времени  $\Delta t$ .

Кинематические параметры необходимые для интегрирования траектории и угла поворота тела с помощью (5) вычисляются как:

- вторые производные (ускорения изменения) углов поворота осей собственной системы координат тела относительно системы координат, связанной с рабочей поверхностью:  $\ddot{\theta}(t)$ ,  $\ddot{\psi}(t)$ ,  $\ddot{\phi}(t)$ ;

- вторые производные радиус вектора  $\vec{r}_{\text{ск.}}(t)$ :  $\ddot{x}(t)$ ,  $\ddot{y}(t)$ ,  $\ddot{z}(t)$ .

При этом система уравнений (5), используя процедуру линеаризации, может быть приведена к виду

$$\begin{cases} \ddot{\theta} \cdot A_{11} + \ddot{\phi} \cdot A_{12} + \ddot{\psi} \cdot A_{13} + x \cdot A_{14} + y \cdot A_{15} + z \cdot A_{16} = B_1, \\ \ddot{\theta} \cdot A_{21} + \ddot{\phi} \cdot A_{22} + \ddot{\psi} \cdot A_{23} + x \cdot A_{24} + y \cdot A_{25} + z \cdot A_{26} = B_2, \\ \ddot{\theta} \cdot A_{31} + \ddot{\phi} \cdot A_{32} + \ddot{\psi} \cdot A_{33} + x \cdot A_{34} + y \cdot A_{35} + z \cdot A_{36} = B_3, \\ \ddot{\theta} \cdot A_{41} + \ddot{\phi} \cdot A_{42} + \ddot{\psi} \cdot A_{43} + x \cdot A_{44} + y \cdot A_{45} + z \cdot A_{46} = B_4, \\ \ddot{\theta} \cdot A_{51} + \ddot{\phi} \cdot A_{52} + \ddot{\psi} \cdot A_{53} + x \cdot A_{54} + y \cdot A_{55} + z \cdot A_{56} = B_5, \\ \ddot{\theta} \cdot A_{61} + \ddot{\phi} \cdot A_{62} + \ddot{\psi} \cdot A_{63} + x \cdot A_{64} + y \cdot A_{65} + z \cdot A_{66} = B_6 \end{cases} \quad (11)$$

где:  $A_{ij}$ ,  $B_i$ ,  $i, j = 1, 2, \dots, 6$  – коэффициенты, постоянные для рассматриваемого шага вычислений. Они вычисляются на основании известных  $\theta(t - \Delta t)$ ,  $\psi(t - \Delta t)$ ,  $\phi(t - \Delta t)$ ,  $\dot{\theta}(t - \Delta t)$ ,  $\dot{\psi}(t - \Delta t)$ ,  $\dot{\phi}(t - \Delta t)$ ,  $x(t - \Delta t)$ ,  $y(t - \Delta t)$ ,  $z(t - \Delta t)$ ,  $T_x(t - \Delta t)$ ,  $T_y(t - \Delta t)$ ,  $T_z(t - \Delta t)$ ,  $\dot{x}(t - \Delta t)$ ,  $\dot{y}(t - \Delta t)$ ,  $\dot{z}(t - \Delta t)$ , которые определяются либо из начальных условий движения тела, либо из результатов вычислений предыдущего шага.

Пользуясь линейностью уравнений (11), для их решения может быть использован достаточно простой метод, например, правило Крамера, согласно которому:

$$\ddot{\theta}(t) = \frac{\Delta_1(t - \Delta t)}{\Delta(t - \Delta t)}, \quad (12)$$

$$\ddot{\phi}(t) = \frac{\Delta_2(t - \Delta t)}{\Delta(t - \Delta t)}, \quad (13)$$

$$\ddot{\psi}(t) = \frac{\Delta_3(t - \Delta t)}{\Delta(t - \Delta t)}, \quad (14)$$

$$\ddot{x}(t) = \frac{\Delta_4(t - \Delta t)}{\Delta(t - \Delta t)}, \quad (15)$$

$$\ddot{y}(t) = \frac{\Delta_5(t - \Delta t)}{\Delta(t - \Delta t)}, \quad (16)$$

$$\ddot{z}(t) = \frac{\Delta_6(t - \Delta t)}{\Delta(t - \Delta t)}, \quad (17)$$

где:  $\Delta(t - \Delta t)$  - определитель матрицы коэффициентов  $\{A_{ij}\}$ , которые получены на предыдущем шаге вычислений:

$$\Delta = \begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & \dots & A_{16} \\ A_{21} & A_{22} & \dots & A_{26} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{61} & A_{62} & \dots & A_{66} \end{vmatrix}, \quad (18)$$

$\Delta_1(t - \Delta t)$ , ...,  $\Delta_6(t - \Delta t)$  – определители матрицы коэффициентов, в которой заменены столбцы с соответствующими номерами на элементы вектора-столбца  $B = \{B_i\}$ . Например,

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} B_1 & A_{12} & \dots & A_{16} \\ B_2 & A_{22} & \dots & A_{26} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ B_6 & A_{62} & \dots & A_{66} \end{vmatrix}. \quad (19)$$

Значения  $T_x(t-\Delta t)$ ,  $T_y(t-\Delta t)$ ,  $T_z(t-\Delta t)$  определяются на основании решения систем уравнений (5), записанных для каждой пары столкновений. При этом (5) приводится к случаю столкновения материальных точек (точек контакта) и записывается как

$$\begin{cases} m_i(\dot{x}_i^K - \dot{x}_i^K(0)) = h_{xx}^{(i)}T_x + h_{xy}^{(i)}T_y + h_{xz}^{(i)}T_z, \\ m_i(\dot{y}_i^K - \dot{y}_i^K(0)) = h_{yx}^{(i)}T_x + h_{yy}^{(i)}T_y + h_{yz}^{(i)}T_z, \\ m_i(\dot{z}_i^K - \dot{z}_i^K(0)) = h_{zx}^{(i)}T_x + h_{zy}^{(i)}T_y + h_{zz}^{(i)}T_z, \\ m_j(\dot{x}_j^K - \dot{x}_j^K(0)) = h_{xx}^{(j)}T_x + h_{xy}^{(j)}T_y + h_{xz}^{(j)}T_z, \\ m_j(\dot{y}_j^K - \dot{y}_j^K(0)) = h_{yx}^{(j)}T_x + h_{yy}^{(j)}T_y + h_{yz}^{(j)}T_z, \\ m_j(\dot{z}_j^K - \dot{z}_j^K(0)) = h_{zx}^{(j)}T_x + h_{zy}^{(j)}T_y + h_{zz}^{(j)}T_z, \end{cases} \quad (20)$$

где: (20) является основной системой кинематических соотношений, которые дополняются соотношениями относительно скоростей точек контакта тел до и после удара в зависимости от соотношения их масс:

$$\begin{cases} \dot{x}_i^K = \frac{(m_i - m_j)(\dot{x}_i^K(0) - \dot{x}_j^K(0))}{m_i + m_j} + \dot{x}_j^K(0), \\ \dot{y}_i^K = \frac{(m_i - m_j)(\dot{y}_i^K(0) - \dot{y}_j^K(0))}{m_i + m_j} + \dot{y}_j^K(0), \\ \dot{z}_i^K = \frac{(m_i - m_j)(\dot{z}_i^K(0) - \dot{z}_j^K(0))}{m_i + m_j} + \dot{z}_j^K(0). \end{cases} \quad (21)$$

Здесь  $\dot{x}_i^K, \dot{y}_i^K, \dot{z}_i^K, \dot{x}_i^K(0), \dot{y}_i^K(0), \dot{z}_i^K(0)$  – проекции скорости перемещения точки контакта (соударения)  $i$ -го тела после и до удара;  $\dot{x}_j^K, \dot{y}_j^K, \dot{z}_j^K, \dot{x}_j^K(0), \dot{y}_j^K(0), \dot{z}_j^K(0)$  – проекции скорости перемещения точки контакта (соударения)  $j$ -го тела после и до удара;  $T_x, T_y, T_z$  – проекции момента импульса удара:

$$H^{(i)} = \begin{pmatrix} h_{xx}^{(i)} & h_{xy}^{(i)} & h_{xz}^{(i)} \\ h_{yx}^{(i)} & h_{yy}^{(i)} & h_{yz}^{(i)} \\ h_{zx}^{(i)} & h_{zy}^{(i)} & h_{zz}^{(i)} \end{pmatrix}, \quad H^{(j)} \text{ – тензоры}$$

приведения движения  $i$ -го и  $j$ -го тел в их точки контакта (соударения).

Проекция скорости перемещения точек соударения  $i$ -го и  $j$ -го тел до удара определяются по результатам вычислений предыдущего шага.

Система уравнений (20), (21) является линейной относительно неизвестных и мо-

жет быть решена методом Крамера, который изложен выше.

## ВЫВОДЫ

Таким образом, в данной статье предложен подход к построению математической модели процесса взаимодействия зёрен, движущихся по вибрирующей наклонной поверхности, а также численные методы расчёта кинематических параметров движения зёрен. Модель позволяет рассчитывать кинематические параметры движения зёрен в зависимости от времени для безотрывного и отрывного движения изолированного зерна, находящегося в слое зёрен.

Результаты, представленные в данной статье, целесообразно использовать при разработке перспективных средств виброочистки семенных культур повышенной производительности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. A.s. 1220587 СССР, МКI А 01 G 23/00, А 01 F 12/42. Mashina dlia obeskrilivaniia i separatsii semian lesnikh kultur / P.M. Zaika, V.M. Lukianenko, V.V. Bakum, N.V. Bakum (SSSR). – № 3753674/30-15; zaiavl. 14.06.84; opubl. 30.03.86, Bul. № 12. - 3.
2. A.s. 1572717 SSSR, МКI В 07 В 13/00. Vibratsionnij separator / P.M. Zaika, V.M. Lukianenko, A.V. Bogomolov, A.I. Bortnikov, V.D. Shaforostov (SSSR). – № 4319915/30-03; zaiavl. 26.10.87; opubl. 23.06.90, Bul. № 23. - 4.
3. A.c. 1627283 SSSR, МКI В 07 В 13/00. Vibratsionnij separator / P.M. Zaika, I.D. Kharuk, V.M. Lukianenko, A.V. Bogomolov (SSSR). – № 4497021/03; zaiavl. 21.10.88; opubl. 15.02.91, Bul. № 6. - 3.
4. Babitskij L., Kotelevich K. 2009. Metodika opredeleniia rezhimov raboti kolebatelnikh ustrojstv pochvoobrabatativaushchikh rabochikh organov s prinuditelnim privodom / L. Babitskij, // Motrol, - Motoryzacja i energetyka rolnictwa. - Lublin. Tom 11 В, 9 - 14.
5. Bakum N. V. 1984. Obosnovanie ratsionalnikh parametrov tekhnologicheskogo protsessa separatsii melkosemennikh smesej na vibratsionnoj semiaochistitelnoj mashine: avtoref. dis. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. Nauk. – Kharkov, – 24.
6. Bulgakov V., Adamchuk V., Golovach I. 2008. Doslidzhennia udaru pri vzaemodii vibratsijnogo vikopuuchogo robochogo organu z

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ СЕМЯН ПО  
НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ И ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ  
СИСТЕМ КИНЕМАТИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ

- tilom koreneplođu. Motrol, - Motoryzacja i energetyka rolnictwa. - Lublin. Tom 10. 31 - 44.
7. Cherednichenko I. 2009. Effektivnost' raboti pnevmotransportiruushchikh mashin pri vibratsionnom vozdeystvii na aerodnishche smesinel'nykh kamer. Motrol, - Motoryzacja i energetyka rolnictwa. - Lublin. Tom 11 B. 156 - 163.
8. Dubrovskij A. A. 1968. Vibratsionnaia tekhnika v selskom khoz'iajstve. - M.: Mashinostroenie, - 204.
9. Gudim V. A. 1986. Obosnovanie parametrov tehnologicheskogo protsessa ochistki i sortirovaniia semian lekarstvennykh kultur na vibrofriktsionnykh separatorakh: avtoref. dis. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. Nauk. - Kharkov, - 24.
10. Lukianenko V. M. 2001. Obruntuvannia parametrov protsesu separatsii nasinnia ripaka i suripitsi na vibratsijnykh mashinakh: avtoref. dis. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. Nauk. - Kharkiv, - 20.
11. Manchinskij U. O. 1997. Obruntuvannia parametrov robochogo organu vibratsijnoi mashini dlia rozdilennia nasinnevykh sumishej. - Kharkiv : Oco, - 127.
12. Manchinskij U. O. 2000. Obruntuvannia parametrov rozdilennia nasinnevykh sumishej na vibruuchij poverkhni. avtoref. dis. na zdobuttia nauk. stupenia dokt. tekhn. Nauk. - K., - 36.
13. Mazorenko D. I. 1971. Teoreticheskoe i eksperimentalnoe issledovanie vidratsionno-tsentrobezhnogo separatora s prostranstvennim dvizheniem rabocheho organa dlia ochistki risa ot trudnotdelimikh sorniakov. avtoref. dis. na soiskanie nauk. stepeni kand. tekhn. Nauk. - Kharkov. - 16.
14. Moskalevich V. 2009. Puti snizheniia energoemkosti chizelnykh pochvoobrabat'ivaushchikh rabochnik organov. Motrol, - Motoryzacja i energetyka rolnictwa. - Lublin. Tom 11 B. 179 - 189.
15. Pat. 35210 Ukraina, MPK B07B 13/00. Vibratsijna nasinneochisna mashina / Lukianenko V.M., Bakum M.V., Zhilina O.O., ta in.; zaiavnik i patentovlasnik Kharkivskij natsionalnij tekhnichnij universitet silskogo gospodarstva. - № u200803737; zaiavl. 24.03.2008; opubl. 10.09.2008, Bul. № 17. - 3.
16. Plachkova V. A. 1984. Sovershenstvovanie rabocheho protsessa vintovogo dozatora trudnosipuchikh kormov putem primeneniia uglovoj vibratsii: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.20.01 / Plachkova Valentina Alekseevna. - Cheliabinsk, - 225.
17. Tishchenko L. M. 2004. Naukovi osnovi protsesiv vibrovidtsentrovogo separuvannia zernovykh sumishej. avtoref. dis. na zdobuttia nauk. stupenia dokt. tekhn. nauk / L.M. Tishchenko. - Kharkiv, - 42.
18. Zaika P. M., Maznev G. E. 1978. Separatsiia semian po kompleksu fiziko-mekhanicheskikh svojstv. / P.M. Zaika, - M.: Kolos, - 287.
19. Zavgorodnij A. I. 1980. Uluchshenie konstruksii vidratsionno-tsentrobezhnogo separatora s gorizontальноj osu vrashcheniia resheta. Sovershenstvovanie rabochnik organov selskokhoz'iajstvennykh mashin: Sb. nauch. trudov MIISP. - M., 30 - 33.
20. Zhmaj L.G. 1990. Obosnovanie parametrov tehnologicheskogo protsessa ochistki i sortirovaniia semian ovoshchnykh kultur na vibratsionnoj semiaochistitelnoj mashine. avtoref. dis. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. Nauk. - Kharkov, - 24.

**MATHEMATICAL MODEL OF MOTION OF INTERACTIVE SEED ON SLOPING VIBRATING SURFACE AND NUMERICAL METHODS OF DECISION OF SYSTEMS OF KINEMATICS EQUALIZATIONS**

**Summary.** In the real work the mathematical model of motion of seed is offered on a sloping vibrating surface taking into account their co-operation and the methods of numeral decision of the systems of kinematics equalizations are worked out.

**Key words:** division of seed, vibrating unperforated friction plane, mathematical model

## АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ САХАРНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО ПОДХОДА

*Сергей Ляшенко<sup>1</sup>, Алексей Ляшенко<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко,*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

<sup>2</sup>*Харьковский национальный университет радиоэлектроники*

*Пр. Ленина, 14, г. Харьков, Украина E-mail: aditur@kture.kharkov.ua*

*Sergey Lyashenko<sup>1</sup>, Aleksey Lyashenko<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Kharkov national technical university of agriculture named after Petro Vasylenko, St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

<sup>2</sup>*Kharkov national university of radio electronics*

*Pr. Lenina, 14, g.Kharkov, Ukraina E-mail: aditur@kture.kharkov.ua*

**Аннотация.** В работе рассмотрены проблемы повышения эффективности сахарного производства. Особенности сложных технологических процессов, протекающих при производстве сахара, подводят к поиску и применению современных интеллектуальных автоматизированных систем управления технологическими процессами. Предлагается подход адаптивного управления сложными технологическими процессами сахарного производства в сочетании с методами теории искусственных нейронных сетей.

**Ключевые слова:** автоматизация, система управления, математическая модель, динамический нелинейный объект, искусственные нейронные сети.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Свеклосахарная отрасль является одной из основных в сельскохозяйственном перерабатывающем производстве. Важнейшей проблемой в этой отрасли является повышение эффективности и безопасности производства с одновременным снижением энергозатрат как при выращивании свеклы, так и при ее переработке и получении сахарной продукции. Для решения данной проблемы необходимо учитывать сложность, нестационарность и динамичность процессов, протекающих при переработке свеклы, диффузионного сока и сиропа для получения сахара и сопутствующей продукции. Решением этого вопроса является внедрение современных интеллектуальных автоматизированных систем управления технологическими процессами, основанных на использовании математических решений при помощи компьютерной техники. Основным

эффективным средством повышения эффективности производства является разработка и внедрения современных систем управления [3, 7, 14, 15, 20].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Технический процесс в сахарной промышленности связан с разработкой и внедрением новых технологий и автоматизированной техники. Целью разработок различных автоматических и автоматизированных систем управления является достижение высоких технико-экономических показателей производства за счет уменьшения потерь конечного продукта, расхода сырья, топлива, энергии, а также надежной и безопасной работы системы «человек-машина» [9].

Трудности оптимизации технологических процессов сахарного производства усугубляются нелинейным и нестационарным характером описывающих их уравнений [10]. В связи с этим для решения задачи оптимизации работы отделений сахарного производства целесообразно применять методы адаптивного управления, в которых осуществляемая в реальном времени идентификация позволяет оценить изменение характеристик процессов, что приводит к коррекции алгоритма управления и в конечном итоге – к повышению качества управления [6, 19]. При этом наиболее эффективным представляется разработка систем управления на основе адаптивного подхода в сочетании с методами вычислительного интеллекта, в частности, с методами теории искусственных нейронных сетей [17, 21].



## АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ САХАРНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО ПОДХОДА

Так как вид нелинейностей, связывающих входные и выходные сигналы исследуемых объектов и определяющих структуры моделей обычно неизвестен, для управления подобными объектами целесообразно использование непрямого адаптивного управления, при котором на первом этапе происходит идентификация объекта, а на втором – управление по полученной модели [12].

В этом случае возможным является описание исследуемых объектов нелинейными нейросетевыми NARX-моделями.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Цель работы – разработка адаптивного управления нестационарными технологическими процессами сахарного производства на основе нейросетевого ПИД-регулятора.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Пусть нелинейный динамический объект описывается уравнением NARX:

$$y[k] = f(y[k-1], \dots, y[k-m], u[k-1], \dots, u[k-n]) + \zeta[k], \quad (1)$$

где:  $y(i)$  и  $u(i)$  – выходные и управляющие сигналы соответственно;  $f(\bullet)$  – неизвестная нелинейная функция;  $\zeta[k]$  – помеха.

Задача управления состоит в поиске управляющего воздействия  $u(k)$ , минимизирующего ошибку  $\varepsilon[k] = y^*[k] - y[k]$ , где  $y^*$  – требуемое значение выходного сигнала. Это эквивалентно задаче оптимизации:

$$\min_{u(k)} |y^*[k] - y[k]|, \quad (2)$$

или:

$$\min_{u(k)} \left| y^*[k+1] - f \left( \begin{matrix} y[k-1], \dots, y[k-m], \\ u[k-1], \dots, u[k-n] \end{matrix} \right) \right|. \quad (3)$$

Так как вид функции  $f(\cdot)$  обычно неизвестен, для управления подобным объектом целесообразно использование непрямого адаптивного управления, при котором на первом этапе происходит идентификация, а на втором – управление.

Обозначив  $M = (m+n-1)$ - мерный вектор обобщенного сигнала, поступающего на вход модели, как:

$$x[k] = (y[k-1], \dots, y[k-m], u[k-1], \dots, u[k-n])^T, \quad (4)$$

уравнение (1) можно переписать в виде

$$y[k] = f(x[k]) + \zeta[k]. \quad (5)$$

Задача идентификации заключается в оценивании функции  $f(\bullet)$  по измерениям входных  $u[k]$  и выходных  $y[k]$  переменных.

Как и при традиционном, при нейросетевом подходе задача построения математической модели состоит из этапов структурной и параметрической идентификации. На первом этапе осуществляется выбор используемой ИНС, определяется её структура и задается вид активационных функций, реализующих выполняемые нейронами преобразования информации. На этапе параметрической идентификации определяются параметры сети путём её обучения.

Наибольшее распространение среди всех существующих в настоящее время типов ИНС для построения математической моделей сложных нелинейных динамических объектов получили многослойный персептрон (МСП), радиально-базисные (РБС) и нейрофаззи (НФЗ) сети [1]. Простота построения нейросетевых моделей на основе РБС и развитый математический аппарат, используемый для обучения, являются обычно решающими моментами, определяющими выбор данной сети для решения конкретной задачи.

Задача идентификации заключается в оценивании функции  $f(\cdot)$  по измерениям входных  $u(k)$  и выходных  $y(k)$  переменных.

Использование аппроксимации:

$$\tilde{f}(x(k)) = w^T \varphi(x(k)), \quad (6)$$

где:  $\varphi(x(k))$  – вектор  $L \times 1$  некоторых определенным образом выбираемых базисных функций, вид и количество которых  $L$  задают структуру модели, приводит к задаче параметрической идентификации, т. е. к определению вектора коэффициентов  $w$  размерности  $L \times 1$ .

Представление объекта искусственной нейронной сетью, позволяет свести задачу идентификации к обучению сети, заключающемуся в настройке ее весовых параметров. При этом в качестве критерия обучения (минимизируемого функционала) обычно выбирается квадратичный функционал ошибки:

$$J(k) = e^2(k) = E \left\{ [\tilde{y}(k) - y(k)]^2 \right\}. \quad (7)$$

В РБС в качестве функций  $\varphi_i(x)$  наибольшее распространение получили гауссовские функции вида:

$$\varphi_i(x(k)) = \exp\left(-\frac{\|x(k) - \mu_i\|^2}{\sigma_i^2}\right), \quad (8)$$

где:  $\mu_i, \sigma_i$  – соответственно центры и радиусы базисных функций;  $\|\cdot\|$  – евклидова норма.

Обучение получаемой при этом нейросетевой модели:

$$\tilde{f}(x) = w_0 + w^T \varphi(x), \quad (9)$$

где:  $w_0$  – смещение, заключается в определении всех параметров, входящих в данную аппроксимацию:  $w_j, \mu_i, \sigma_i, j = \overline{0, L}, i = \overline{1, L}$ .

**Модификация РБС.** Одна из возможных модификаций данной сети были рассмотрены в [8]. Предлагаемая ниже модификация РБС состоит в том, что в ней вместо базисных гауссовских функций вида (8) используются функции вида:

$$\varphi_i(x(k)) = \prod_{j=1}^M \exp\left(-\frac{\alpha_j^2 (x_j(k) - \mu_{ik})^2}{\sigma_{ik}^2}\right), \quad (10)$$

где:  $\alpha_j$  – веса, учитывающие важность соответствующей компоненты вектора обобщенных входных сигналов.

Обучение данной сети, как уже отмечалось, заключается в коррекции всех её параметров на основе анализа реакции сети на поступающие обучающие пары  $\{x(k), y(k)\}, k = 1, 2, \dots$  и сводятся к минимизации некоторого выпуклого функционала от ошибки обучения  $e(k) = y(k) - \tilde{f}(x(k))$ . При этом обучение может осуществляться как в режиме offline, так и в режиме online. Первый тип обучения позволяет определить искомые параметры по всему обучающему набору. В этом случае если  $k = 1, 2, \dots, K$ , выбирая в качестве минимизируемого квадратичный функционал вида:

$$I = 0,5 \sum_{k=1}^K (y(k) - \tilde{f}(x(k)))^2, \quad (11)$$

можно получить следующие градиентные алгоритмы обучения:

$$\begin{aligned} w_0(n) &= w_0(n-1) - \gamma_w \sum_{k=1}^K e(k), \\ w_j(n) &= w_j(n-1) - \gamma_w \sum_{k=1}^K e(k) \psi_j(x(k)), \end{aligned} \quad (12)$$

$$\mu_{kj}(n) = \mu_{kj}(n-1) -$$

$$- \gamma_\mu \sum_{k=1}^K \alpha_j^2 e(k) w_j \psi_j(x(k)) (x_j(k) - \mu_{kj}) \sigma_{kj}^{-2},$$

$$\sigma_{kj}(n) = \sigma_{kj}(n-1) -$$

$$- \gamma_\sigma \sum_{k=1}^K \alpha_j^2 e(k) w_j \psi_j(x(k)) (x_j(k) - \mu_{kj})^2 \sigma_{kj}^{-3};$$

$$\alpha_j(n) = \alpha_j(n-1) -$$

$$- \gamma_\alpha \sum_{k=1}^K \alpha_j e(k) w_j (n-1) \psi_j(x(k)) (x_j(k) - \mu_{kj})^2 \sigma_{kj}^{-2} /$$

где:  $e(k) = y(k) - \tilde{f}[x(k)]$ ;  $\gamma_w, \gamma_\mu, \gamma_\sigma, \gamma_\alpha$  – коэффициенты, влияющие на скорость процесса обучения;  $n$  – цикл обучения,  $n = 1, 2, \dots, N$ .

При обучении в режиме online, когда происходит коррекция параметров РБС при появлении новой обучающей пары, в качестве минимизируемого выбирается, например, квадратичный функционал от мгновенной ошибки:

$$I(k) = 0,5 (y(k) - \tilde{f}(x(k)))^2, \quad (13)$$

минимизация, которого приводит к следующим градиентным алгоритмам обучения:

$$w_0(k) = w_0(k-1) - \gamma_w e(k),$$

$$w_j(k) = w_j(k-1) - \gamma_w e(k) \psi_j(x(k)),$$

$$\begin{aligned} \mu_j(k) &= \mu_j(k-1) - \gamma_\mu e(k) \psi_j(x(k)) (x_j(k) - \\ &- \mu_j(k-1)) \sigma_j^{-2}(k-1), \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \sigma_j(k) &= \sigma_j(k-1) - \gamma_\sigma e(k) \psi_j(x(k)) (x_j(k) - \\ &- \mu_j(k-1)) \sigma_j^{-3}(k-1), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_j(k) &= \alpha_j(k-1) - \gamma_\alpha e(k) \psi_j(x(k)) (x_j(k) - \\ &- \mu_j(k-1)) \sigma_j^{-2}(k-1). \end{aligned}$$

Следует отметить, что если при обучении в режиме offline выбор коэффициентов  $\gamma_w, \gamma_\mu, \gamma_\sigma, \gamma_\alpha$  не столь критичен, то при обучении в режиме online эти коэффициенты должны выбираться из условий обеспечения максимальной скорости сходимости алгоритмов. В частности, эти коэффициенты могут быть выбраны таким образом, что алгоритмы (14) будут аналогичны алгоритму обучения Уидроу-Хоффа.

**Изменение структуры сети.** Изменение структуры РБС происходит путём её усложнения. Начальная структура включает, как

## АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ САХАРНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО ПОДХОДА

правило, всего несколько нейронов, и количество их постепенно увеличивается. Добавление нейрона происходит после предъявления сети очередной обучающей пары, когда реакция сети отличается от требуемой реакции на величину, превышающую допустимую, т.е. когда  $e(k) > \delta_1$ , где  $\delta_1 = e_{\text{доп.}}(k)$ . Кроме того, если вектор входного сигнала расположен далеко от какого-либо из центров  $\mu$  (обозначим это расстояние как  $\delta_2$ ) имеющихся нейронов, очевидно, следует вводить в сеть новый нейрон, центр которого совпадет с вектором данного входного сигнала. Наконец, условием введения в сеть нового нейрона может быть недопустимо большое значение используемого критерия (11), например  $\delta_3$ , после цикла обучения. Таким образом, условиями введения нового нейрона в сеть являются следующие:

$$\begin{aligned} e(k) &> \delta_1, \\ \|x(k) - \mu_{km}\| &> \delta_2, \\ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N e^2(k) &> \delta_3. \end{aligned} \quad (15)$$

Резюмируя, можно сказать следующее: в случае, если до появления  $k$ -ой обучающей пары  $\{x(k), y(k)\}$  сеть образовывала  $M$  нейронов, а при появлении указанной пары реакция сети  $\tilde{f}(x(k))$  отличалась от  $y(k)$ , т.е. выполнялось одно из условий (11), в сеть вводится следующий  $(M+1)$ -й, нейрон. При этом центр соответствующей базисной функции  $\mu_{M+1}$  принимается равным  $x(k)$ , вес  $w_{M+1} = e(k)$ , а  $\sigma_{M+1} = \|x(k) - \mu_{km}\|$ , где  $\mu_{km}$  – центр базисной функции для  $k$ -ой экзогенной переменной  $x(k)$  [11].

Существующие системы управления технологическими процессами сахарного производства обычно используют П, ПИ и ПИД-регуляторы, которые основаны на линейных или линеаризованных моделях, построенных из уравнения материального или теплового баланса [5, 16, 18].

Как уже отмечалось, трудности оптимизации технологических процессов, усугубляющиеся нелинейным и нестационарным характером уравнений, его описывающих, приводят к тому, что в реальных условиях значения параметров регуляторов выбирают такими,

чтобы обеспечить наилучшее управление в некоторой компромиссной точке. Для оптимизации системы в нескольких точках необходима коррекция параметров регуляторов в соответствии с изменениями рабочих условий [2, 12].

Использование нейросетевых моделей (9) позволяет синтезировать нейросетевые регуляторы.

Рассмотрим задачу синтеза нейросетевого ПИД-регулятора нелинейного объекта, описываемого уравнением [2, 4, 13]

$$y(k) = f \left( \begin{matrix} y(k-1), y(k-2), \dots, y(k-m), \\ u(k-1), u(k-2), \dots, u(k-m) \end{matrix} \right), \quad (16)$$

где:  $f(\cdot)$  – неизвестная нелинейная функция.

Аппроксимация нелинейности  $f(\cdot)$  радиально-базисной сетью (РБС) позволяет получить нейросетевую модель вида:

$$\hat{y}(k) = \hat{f} \left( \begin{matrix} \hat{y}(k-1), \hat{y}(k-2), \dots, \hat{y}(k-m), \\ u(k-1), u(k-2), \dots, u(k-m) \end{matrix} \right), \quad (17)$$

где:  $\hat{f}(x) = \sum_{i=0}^N w_i \varphi_i(x, c) = w^T \varphi(x, c)$ , где

$w_i$  – веса, определяемые в процессе обучения;  $\varphi_0(x, c) = 1$ ;  $N$  – количество нейронов;

$$\varphi(x) = \sum_{i=1}^N w_i e^{-(x_i - c_i)^2 / \sigma_i^2}.$$

Пусть требуемое значение выходной величины равно  $y^*$ . Тогда уравнение ПИД-регулятора, минимизирующего ошибку  $e(k) = y^* - y(k)$ , имеет вид:

$$\begin{aligned} \Delta u(k) &= K_p [e(k) - e(k-1)] + K_i e(k) + \\ &+ K_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \end{aligned} ,$$

где:  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$  – коэффициенты пропорциональной, интегральной и дифференциальной частей соответственно.

Задача синтеза ПИД-регулятора заключается в поиске коэффициентов  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$  и сводится к минимизации некоторого выпуклого функционала от ошибки управления  $e(k)$ . Если в качестве минимизируемого функционала выбрать квадратичный вида:

$$I(k) = \frac{1}{2} [y^* - y(k)]^2, \quad (18)$$

то использование градиентного алгоритма приводит к следующим правилам настройки регулятора:

$$\begin{aligned} \Delta K_p &= -\gamma \frac{\partial I(k)}{\partial K_p} = -\gamma \frac{\partial I}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial K_p} = \\ &= \gamma e(k) \frac{\partial y}{\partial u} [e(k) - e(k-1)], \\ \Delta K_i &= -\gamma \frac{\partial I(k)}{\partial K_i} = -\gamma \frac{\partial I}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial K_i} = \gamma e(k) \frac{\partial y}{\partial u} e(k), \quad (19) \\ \Delta K_d &= -\gamma \frac{\partial I(k)}{\partial K_d} = -\gamma \frac{\partial I}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial K_d} = \\ &= \gamma e(k) \frac{\partial y}{\partial u} [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)], \end{aligned}$$

где:  $\frac{\partial y}{\partial u}$  – якобиан, определяемый с помощью РБС:

$$\frac{\partial y}{\partial u} \approx \frac{\partial \hat{y}}{\partial u(k)} = \sum_{i=1}^M w_i \left( \frac{c_i - u(k)}{\sigma_i^2} \right) e^{-\frac{\|x-c_i\|^2}{\sigma_i^2}}. \quad (20)$$

Если же в качестве минимизируемого выбрать функционал вида:

$$I_u(k) = \frac{1}{2} [y^* - y(k)]^2 + \frac{1}{2} \lambda u^2(k), \quad (21)$$

где:  $\lambda \in (0,1]$  – некоторый весовой параметр, то минимизация данного функционала с помощью градиентного алгоритма даёт следующее выражение для алгоритма управления:

$$\Delta u(k) = \left( \frac{\partial u(k)}{\partial K} \right)^T \Delta K = u(k) + X^T \Delta K, \quad (22)$$

где:  $X$  – обобщенный вектор входов нейронов;  $\Delta K = (\Delta K_p, \Delta K_i, \Delta K_d)^T$ .

Градиентное правило коррекции коэффициентов  $\Delta K$  имеет вид:

$$\Delta K = -\gamma \frac{\partial I}{\partial K} = -\gamma \left[ e(k) \frac{\partial e(k)}{\partial K} + \lambda u(k) \frac{\partial u(k)}{\partial K} \right], \quad (23)$$

где:  $\gamma$  – некоторый параметр, влияющий на скорость сходимости алгоритма.

## ВЫВОДЫ

Проведен анализ сложных технологических процессов сахарного производства. Рассмотрена возможность и целесообразность применения нейросетевого подхода для синтеза современных систем автоматизированного управления технологическими процессами. Предложены алгоритмы идентификации и управления, реализованы нейросетевые модели на базе модифицированных РБС и нейросетевого ПИД-регулятора.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Bodyanskiy E. V., Pudenko O. G. 2004. Iskusstvennye neyronnye seti: arkhitektura, obucheniye, primeneniye. – Khakov : Teletekh, – 373.
2. Chen L., Ge B., Almeida A. T. 2007. Selftuning PID temperature controller based on flexible neural network. In “Advaced in Neural Networks”, Liu D. (ed). – Berlin, Heidelberg : Springer, Verlag, 138-147.
3. Denisenko V. V. 2009. Kompyuternoe upravleniye tekhnologicheskim protsessom, ekspereimentom, oborudovaniem. – M. : Goruchaya liniya-Telekom, – 608.
4. Han W.-Y., Han J.-W., Lee C.-G. 1999. Development of a self tuning PID controller based on neural network for nonlinear systems. Proc. of the 7-th Conf. on Contol and Automation, Heifa, 979-988.
5. Ladanyuk A. P., Lutska N. M., Lobok O. P. 2004. Rozrobka bagatovymirnykh optymalnykh regulyatoriv dlya obektiv odnogo klasu. Avtomatika. Avtomatizatsiya. Elrktrotekhnicheskie kompleksy i sistemy. – №1 (13). 140-144.
6. Lyashenko S. A., Kovalenko A. N. 2009. Adaptivnoye upravleniye tekhnologicheskimi protsessami na osnove ikh linearizirovannykh modeley. Suchasni metody, informatsiyne, programne ta tekhnichne zabespechennya system upravlinnya organizatsiyno-tekhnologichymy kompleksamy : Progr. i materialy Mizhnar. nauk.-tekhn. konf., 26-27 lystop. 2009 r. – K. : NUKHT. 74-75.
7. Lyashenko S. A., Lyashenko A. S., Belyaeva I. S. 2008. Kontseptsii povysheniya effektivnosti ASUTP pri proizvodstve sakhara v Ukraine. Visnyk Kharkivskogo natsionalnogo tekhnichnogo universytetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasylenka. Suchasni napryamky tekhnologii ta mekhanizatsii protsesiv pererobnykh i kharchovykh vyrobnychtv. – Kharkiv. Vyp. 74. 54-63.
8. Lyashenko S. A. 2006. Ob odnoy modifikatsii radialno-bazisnoy seti. ISDMIT, – Evpatoriya. Tom №2. 233-235.
9. Lyashenko S. A., Fesenko A. M., Lyashenko A. S. 2009. Obosnovanie avtomaticheskogo regulirovaniya proizvodstvennykh protsessov sakharnykh zavodov. Visnyk Kharkivskogo natsionalnogo tekhnichnogo universytetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasylenka. Suchasni napryamky tekhnologii ta mekhanizatsii

## АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ САХАРНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО ПОДХОДА

- protseviv pererobnykh i kharchovykh vyrobnystv. – Kharkiv. Vyp. 88. 104-109.
10. Lyashenko S. A. 2011. Optimizatsiya upravleniya slozhymi tekhnologicheskimi protsessami v sakharnom proizvodstve na osnove primeneniya neyrosetevykh regulyatorov sakhara. Visnyk KHNTU. 412-415.
11. Lyashenko S. A. 2007. Postroenie modeli nelineynogo dinamicheskogo obekta na osnove modifitsirovannoy radialno-basisnoy seti. Vestnik Khersonskogo natsionalnogo tekhnicheskogo universiteta. – Kherson. Vyp. №4(27). 33-35.
12. Lyashenko S. A. 2010. Syntez neyrosetevogo PID-regulyatora dlya upravleniya tekhnologicheskimi protsessami proizvodstva sakhara. Vestnik Khersonskogo natsionalnogo tekhnicheskogo universiteta. – Kherson. Vyp. №2(38). 430-433.
13. Lyashenko S. A., Lyashenko A. S. 2003. Upravlenie nelineynym obektom na osnove neyrosetevoy modeli. Avtomobilnyj transport. – Harkov. – Vypusk 13. 272-274.
14. Lyashenko S. A., Lyashenko A. S. 2009. Usovershenstvovanie avtomatizirovannoy sistemy upravleniya diffuzionnogo otdeleniya sakharnogo zavoda s pomoshchyu neyrosetevogo podkhoda. Motrol. Motorization and rower industry in agriculture. Vol. 11A. Simferopol-Lublin. 207-209.
15. Lyashenko S. O., Lyashenko A. S., Belyaeva I. S. 2009. Zastosuvannya suchasnykh informatsiynykh tekhnologiy v ASUTP tsukrovogo vyrobnystva. Naukovi pratsi natsionalnogo universytetu kharchovykh tekhnologiy. № 28. – Kyiv. – 60-62.
16. Oviedo J.J.E., Boelen T., Overschee P. 2006. Robust advanced PID control (RaPID): PID tuning ased on engineering specifications. IEEE Control Systems Magazine. Feb. - Vol. 26. - Issue 1. 15-19.
17. Perov V. L., Egorov A. F. 1987. Ispolzovanie printsipov adaptatsii pri postroenii gibkikh avtomatizirovannykh proizvodstvennykh system. Zhurnal vsesoyuznogo khimicheskogo obshchestva im. D. I. Mendeleeva. M.: Khimiya. 316-321.
18. Romasevich Ju. 2012. Realizacija optimal'nogo upravlenija dvizheniem dinamicheskikh sistem s ispolzovaniem PD- PID-regulirovanija. Motrol, - Commission of motorization and energeticsin agriculture. – Lublin-Kiev-Simferopol-Mykolayiv-Lviv-Rzeszow. Vol 14. – №3. 176-183.
19. Skvorcov L. M. 1997. Algoritmy preobrazovaniya matematicheskikh modeley mnogomernykh sistem upravleniya. Izv. RAN. Teoriya i sistemy upravleniya, №2, 17-23.
20. Stanislaw S., Grzegorz Z., Milosz Z. 2012. The economic and energy efficient of selected technology of sugar beet production. Motrol, - Commission of motorization and energetics in agriculture. - Lublin – Rzeszow. Vol 14, №1, 131-136.
21. Taratynov O. Ju. 1996. Adaptivnyj metod diskretnogo tsiklicheskogo upravleniya. Problemy informacii i upravleniya: Mezhev. sb. nauchn. tr. Voronezh : VGTU. 12-17.

### AUTOMATION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF SUGAR PRODUCTION ON THE BASIS OF INTELLECTUAL APPROACH

**Summary.** In work problems of increase of efficiency of sugar production are considered. Features of the difficult technological processes proceeding by production of sugar, bring to search and application of modern intellectual automated process control systems. Approach of adaptive management by difficult technological processes of sugar production in combination with methods of the theory of artificial neural networks is offered.

**Key words:** automation, control system, mathematical model, dynamic nonlinear object, artificial neural networks.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЕМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ

*Николай Артёмов*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Николай Artiomov*

*Kharkiv National Technical University of Agriculture named Petro Vasylenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе предложена методика определения углов отклонения трактора и сельскохозяйственных машин в процессе работы машинно-тракторных агрегатов (МТА) и их влияние на выполнение агротехнических операций. Использование современных приборов и методов расчета дает возможность выбирать оптимальные решения для расчета и комплектования машинно-тракторных агрегатов, а так же сократить эксплуатационные расходы.

**Ключевые слова:** машинно-тракторный агрегат, динамические параметры, управляемость, парциальные ускорения.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Уровень управляемости может характеризовать степень совершенства и технического состояния машинно-тракторного агрегата, как объекта исследования. Управляемость объекта отражает его способность адекватно реагировать на любое управляющее воздействие. МТА, как механическая система, постоянно находится под действием различного рода возмущений, способствующих отклонению его от прямолинейной траектории движения.

Управляющие воздействия вызывают переход этой системы от одного состояния равновесия к другому. При этом изменяются исходные параметры системы.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализ отечественных и зарубежных источников показывает, что технологические и технико-экономические показатели МТА, во многом, зависят от управляемости и устойчивости их движения.

До тех пор пока техника двигалась с не-

большими поступательными и угловыми скоростями, вопрос об устойчивости и управляемости МТА среди ученых мало обсуждался [12,17]. Однако с увеличением энергонасыщенности сельскохозяйственных агрегатов перед исследователями возникла проблема определения воздействий на динамические параметры МТА сил и моментов, которые влияют на работу, а его движение, будет управляемым и устойчивым. При исследовании движения МТА, выполняющего агротехнические операции, можно представить многозвенной механической системой, на которую действуют внешние силовые факторы [5,9,14,20]. Поэтому такое движение необходимо рассматривать как изменяющееся на протяжении определенного времени расположение МТА и его составляющих на поле и по отношению друг к другу, в зависимости от действующих сил. В большинстве научных трудов для изучения управляемости и устойчивости движения МТА авторы используют методы функций и вектор-функций Ляпунова [3,11]. Вместе с тем использование этих методов в решении конкретных научных и технических проблем сталкивается с определенными трудностями, которые связаны с построением функций Ляпунова. Поэтому вопрос разработки методов решения задач управляемости и устойчивости с их использованием, остаются актуальными и сложными в применении [4,5].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На качественное выполнение технологических операций и на динамическую нагруженность по разному влияют устойчивость движения и управляемость агрегата, расположение сельскохозяйственных орудий в отношении энергетического средства (трактора).

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЕМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить углы отклонения трактора и почвообрабатывающего орудия с учетом сил, которые влияют на расположение агрегата при изменении внешних сил и технического состояния;

- оценить влияние углов отклонения почвообрабатывающего агрегата на его устойчивость и управляемость.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для решения задач статистической и общей динамики мобильных сельскохозяйственных агрегатов возникает необходимость в построении моделей их движения. В общем случае уравнение движения мобильных агрегатов будут нелинейными и это значительно усложняет задачу контроля за влиянием управляющих воздействий на обеспечение качества выполнения агротехнических операций. При проведении исследований по устойчивости и управляемости почвообрабатывающих агрегатов нами была использована методика, отличающаяся от ранее известных.

Для основной обработки почвы в хозяйствах используется плуг. В отличие от других видов сельскохозяйственных орудий, плуг поддерживается в заданном режиме работы динамической реакцией почвы [4,15,18]. Поэтому большое количество стохастических силовых факторов, которые воздействуют на почвообрабатывающее орудие, обусловлены неоднородностью физико-механических свойств почвы, неровностями поверхности поля и т.д.

В этом случае под динамической устойчивостью движения почвообрабатывающего орудия необходимо понимать такое движение, при котором малое возмущение не приводит к нарастанию расхождений между определенным параметром (например, углом отклонения трактора или плуга) возмущенного и исходного рабочего движения агрегата.

Таким образом, ссылаясь на [1,6,7], будем считать, что движение МТА устойчиво, если он слабо реагирует на возмущение и при отклонении от траектории не выходит за пределы агротехнических ограничений. После воздействия внешних сил агрегат стремится возвратиться к исходному, или близкому к нему движению.

При таком методе исследования устойчивости системы "трактор – почвообрабатывающее орудие – почва" одной из основных является проблема контроля углов отклонения трактора и орудия от заданной траектории. Для решения этой задачи предлагается использовать метод парциальных ускорений [8]. Контроль траектории движения возможен, по определению, в горизонтальной плоскости. Рассмотрим случай плоскопараллельного движения почвообрабатывающего агрегата. Схема динамической модели почвообрабатывающего агрегата представлена на рис.1.

В работе [2] получена система нелинейных дифференциальных уравнений, моделирующая плоскопараллельное движение такой динамической системы. Основными параметрами для контроля управляемости и устойчивости движения этой динамической системы выбираем:  $\psi_1$  – курсовой угол трактора по отношению к оси ОХ и  $\psi_2$  – угол отклонения прямой проходящей через центр масс плуга и навески в точке крепления к трактору (см.рис.1.).

Суть предлагаемого метода заключается в следующем. Предположим, что известны ускорение в двух контрольных точках  $M_1$  и  $M_2$  трактора, как функция времени на некотором интервале  $(0, t)$ . Такие данные могут быть получены с помощью датчиков на основе акселерометров. Координаты точек  $M_1$  и  $M_2$  известны по отношению к системе координат, жестко связанной с машинно-тракторным агрегатом. Введем обозначения для компонент ускорений в этих точках  $M_1 - a_{x1}, a_{y1}$ ,  $M_2 - a_{x2}, a_{y2}$ . Компоненты ускорений измеряются относительно неподвижной системы координат, в которой анализируется управляемость и устойчивость движения МТА.

На основе общих теорем кинематики плоскопараллельного движения абсолютно твердого тела [10], получим следующие зависимости курсового угла  $\psi_1$  трактора с компонентами ускорений в точках  $M_1$  и  $M_2$ :

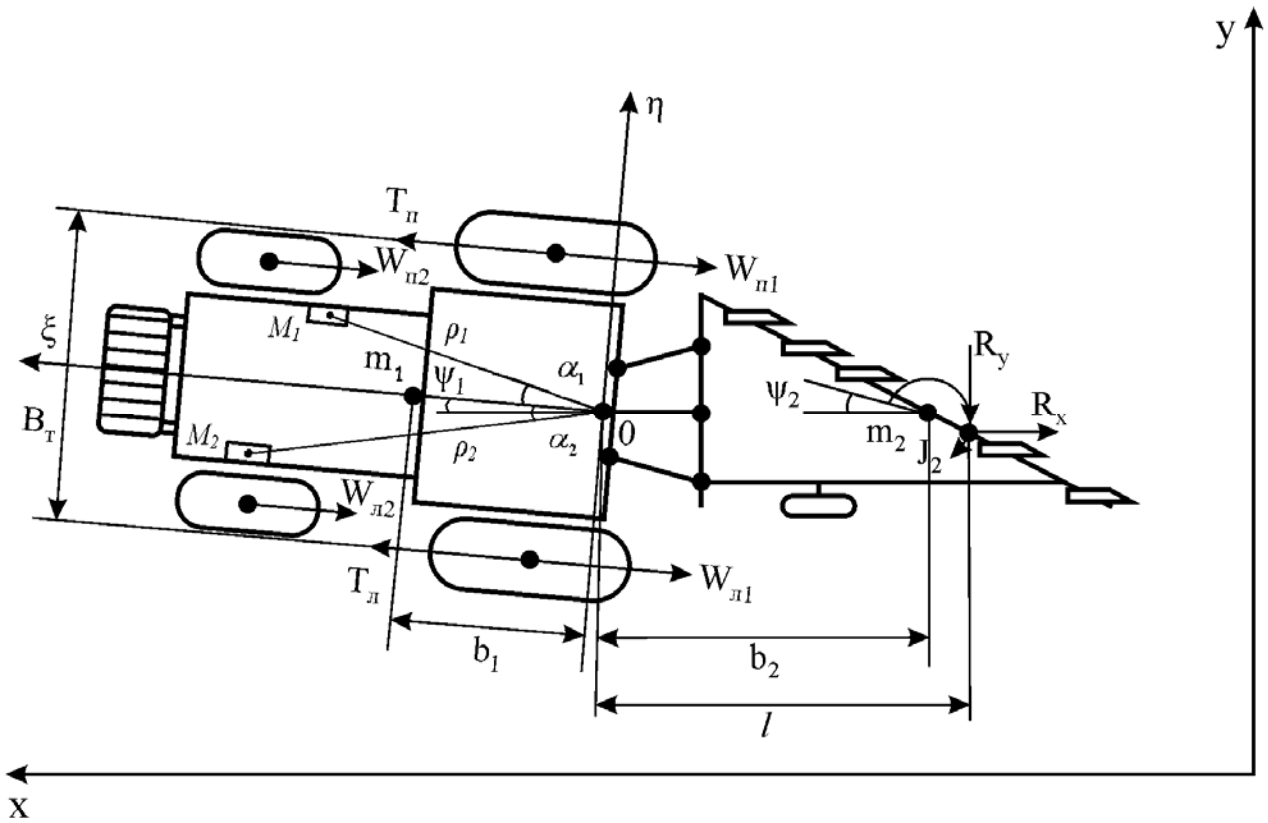


Рис. 1. Схема динамической модели МТА и размещения датчиков контрольно-измерительного комплекса

Fig. 1. Scheme dynamic model MTU sensor and location of test set

$$\Delta a_x = \psi_1'' [\rho_2 \sin(\psi_1 - \alpha_2) - \rho_1 \sin(\psi_1 + \alpha_1)] + \psi_1'^2 [\rho_2 \cos(\psi_1 - \alpha_2) - \rho_1 \cos(\psi_1 + \alpha_1)], \quad (1)$$

$$\Delta a_y = \psi_1'' [\rho_1 \cos(\psi_1 + \alpha_1) - \rho_2 \cos(\psi_1 - \alpha_2)] + \psi_1'^2 [\rho_2 \sin(\psi_1 - \alpha_2) - \rho_1 \sin(\psi_1 + \alpha_1)],$$

где: величины  $\alpha_1, \alpha_2, \rho_1, \rho_2$  являются координатами датчиков ускорений, а  $\Delta a_x = a_{x1} - a_{x2}$ ,  $\Delta a_y = a_{y1} - a_{y2}$ . После ряда преобразований из уравнения (1) получим дифференциальное уравнение для определения курсового угла трактора

$$\psi_1'' = \sqrt{\frac{\Delta a_x^2 + \Delta a_y^2}{\Delta}} \sin(\psi_1 - \varphi), \quad (2)$$

где:  $\Delta = \Delta_1^2 + \Delta_2^2$ ,  $\Delta_1 = \rho_2 \cos \alpha_2 - \rho_1 \cos \alpha_1$ ,  $\Delta_2 = \rho_2 \sin \alpha_2 + \rho_1 \sin \alpha_1$ ,

$$\varphi = \text{arctg} \left( \frac{\Delta_1 \Delta a_x + \Delta_2 \Delta a_y}{\Delta_1 \Delta a_y - \Delta_2 \Delta a_x} \right)$$

Выражение (2) является нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка. При использовании стандартных численных методов легко получить его решение. Такой подход дает возможность в процессе движения МТА контролировать

отклонения  $\psi(t)$  от заданного направления и тем самым оценивать устойчивость и управляемость агрегата. На рис. 2 представлены расчетные зависимости курсового угла  $\psi_1$  от времени, полученные с помощью (2) по результатам экспериментальных измерений ускорений в двух контрольных точках  $M_1$  и  $M_2$ .

Норберт Винер, основатель кибернетики, обращал внимание на необходимость управления динамической системой с целью ее сохранения от саморазрушения [19]. То есть, управляемость является необходимым элементом для функционирования всех возможных систем. В процессе исследования линейных моделей движения мобильных агрегатов было установлено, что их движение, с некоторыми ограничениями, можно представить состоящим из двух не связанных движений: продольного и бокового, при этом продольное движение определяется колебаниями агрегата продольно-вертикальной плоскости, а боковое – в горизонтальной плоскости [13]





Рис. 2. График расчетной зависимости угла отклонения трактора  
 Fig. 2. Figure calculated depending on the angle of deviation of the tractor

Отметим также, что полагая,  $\psi_1 = U_1$ ,  $\dot{\psi}_1 = U_2$ , легко получить следующую нелинейную систему эквивалентную (2):

$$\begin{cases} \dot{U}_1 = U_2 \\ \dot{U}_2 = \sqrt{\frac{\Delta a_x^2 + \Delta a_y^2}{\Delta}} \sin(U_1 - \varphi) \end{cases} \quad (3)$$

Для исследования устойчивости этой системы можно применять метод функций Ляпунова[11].

Наряду с курсовым углом трактора, другим параметром с помощью которого возможно оценивать управляемость и устойчивость движения МТА, является угол отклонения  $\psi_2$  почвообрабатывающего орудия (см.рис.1). Следующим шагом является получение зависимостей, которые позволят провести расчеты этого параметра по результатам измерения компонент ускорений  $\Delta a_x$  и  $\Delta a_y$ .

Как показано в [2,15], плоскопараллельное движение МТА, исследуемой двухмассовой динамической модели с четырьмя степенями свободы, возможно, описать следующей системой нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{\xi} - m_1 b_1 \ddot{\psi}_1 \sin \psi_1 - m_1 b_1 \dot{\psi}_1^2 \cos \psi_1 - \\ - m_2 b_2 \ddot{\psi}_2 \sin \psi_2 - m_2 b_2 \dot{\psi}_2^2 \cos \psi_2 = \cos \psi_1 \bar{F}_1 - \\ - \cos \psi_2 R_x + \sin \psi_2 R_y, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{\eta} + m_1 b_1 \ddot{\psi}_1 \cos \psi_1 - m_1 b_1 \dot{\psi}_1^2 \sin \psi_1 + \\ + m_2 b_2 \ddot{\psi}_2 \cos \psi_2 - m_2 b_2 \dot{\psi}_2^2 \sin \psi_2 = \sin \psi_1 \bar{F}_1 + \\ + \cos \psi_2 R_y + \sin \psi_2 R_x, \\ m_1(b_1^2 + \rho_1^2)\ddot{\psi}_1 + m_1 b_1 \left( \ddot{\eta} \cos \psi_1 - \dot{\xi} \sin \psi_1 - \right. \\ \left. - \dot{\eta} \dot{\psi}_1 \sin \psi_1 - \dot{\xi} \dot{\psi}_1 \cos \psi_1 \right) + \\ + D(\psi_1 - \psi_2) + m_1 b_1 \dot{\psi}_1 (\dot{\eta} \sin \psi_1 + \dot{\xi} \cos \psi_1) = \bar{F}_2 \frac{B_T}{2}, \\ m_2(b_2^2 + \rho_2^2)\ddot{\psi}_2 + m_2 b_2 \left( \ddot{\eta} \cos \psi_2 - \dot{\xi} \sin \psi_2 - \right. \\ \left. - \dot{\eta} \dot{\psi}_2 \sin \psi_2 - \dot{\xi} \dot{\psi}_2 \cos \psi_2 \right) - \\ - D(\psi_1 - \psi_2) + m_2 b_2 \dot{\psi}_2 (\dot{\eta} \sin \psi_2 + \dot{\xi} \cos \psi_2) = \\ = -\sin \psi_2 IR_x + \cos \psi_2 IR_y, \end{aligned} \quad (4)$$

где:

$$\begin{aligned} \bar{F}_1 = F_1 + F_2, \quad \bar{F}_2 = F_1 - F_2, \\ F_1 = T_{\pi} + T_{\pi} - W_{\pi 1} - W_{\pi 2} - W_{\pi 1} - W_{\pi 2}, \\ F_2 = T_{\pi} - T_{\pi} - W_{\pi 1} - W_{\pi 2} + W_{\pi 1} + W_{\pi 2}, \end{aligned}$$

— тяговые усилия приведенные к правому и левому ведущим колесам трактора с учетом сил сопротивления качению,  $R_x, R_y$  — проекции равнодействующей силы сопротивления сельскохозяйственного орудия на оси X, Y независимой системы координат,

$\xi$  и  $\eta$  — продольная и поперечная координаты точки крепления почвообрабатывающего орудия к трактору (см.рис.1).

После проведения моделирования (1) и (4) получим следующее выражение для угла отклонения  $\psi_2$  почвообрабатывающего орудия:

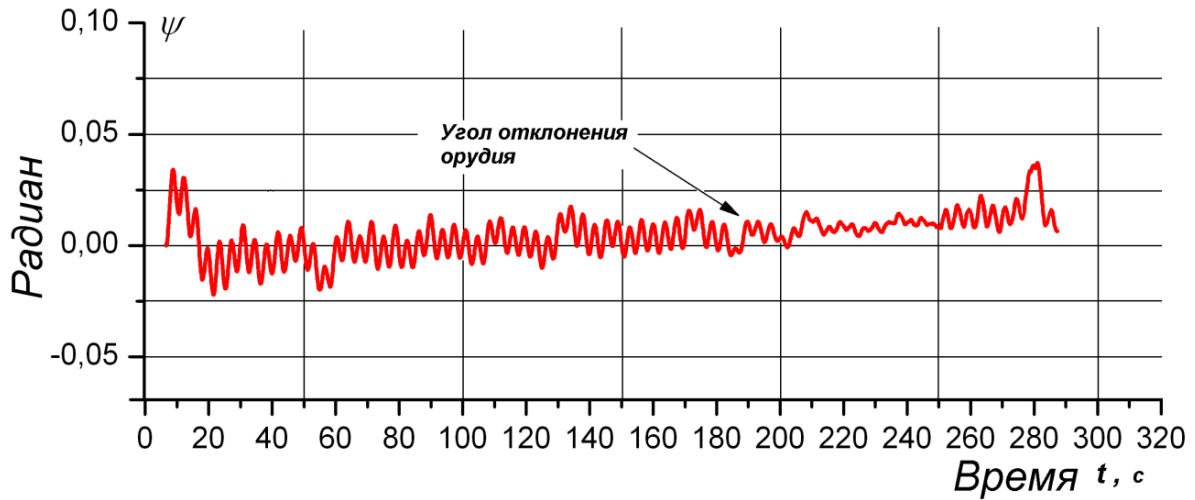


Рис. 3. График расчетной зависимости угла отклонения почвообрабатывающего орудия  
 Fig. 3. Figure calculated based deflection tillage tools

$$\psi_2 = \bar{C}(t) \sin(ft - \bar{\varphi}), \quad (5)$$

где:  $\bar{C}(t) = \frac{1}{f} \sqrt{\left( \int_0^t C(t) \sin ft \, dt \right)^2 + \left( \int_0^t C(t) \cos ft \, dt \right)^2}$ ,

$$\bar{\varphi} = \arctg \left( \frac{\int_0^t C(t) \sin ft \, dt}{\int_0^t C(t) \cos ft \, dt} \right).$$

Функция  $C(t)$  может быть выражена через компоненты ускорений  $\Delta a_x$  и  $\Delta a_y$ , курсовой угол трактора  $\psi_1$  и имеет вид:

$$C(t) = f^2 \left[ \begin{array}{l} \psi_1 + \frac{\Delta a_x}{D} (D_2(lm_1 + m_2(l - b_2)) - m_1 b_1 D_3) + \\ + \frac{\Delta a_y}{D} (D_1(lm_1 + m_2(l - b_2)) - m_1 b_1 D_4) \end{array} \right].$$

Для этого выражения:  $f = \sqrt{\frac{D}{m_2(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2 l)}}$ ,

$$D_1 = \Delta^{-1}(\bar{x}_1 \bar{x}_2 - \bar{y}_1 \bar{y}_2 - \bar{x}_1^2 - \bar{y}_1^2),$$

$$D_2 = \Delta^{-1}(\bar{y}_1 \bar{x}_2 + \bar{x}_1 \bar{y}_2), \quad D_3 = \Delta^{-1}(\bar{y}_1 + \bar{y}_2),$$

$$D_4 = \Delta^{-1}(\bar{x}_2 - \bar{x}_1), \quad \Delta = (\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 + \bar{y}_2)^2,$$

$$\bar{x}_1 = \rho_1 \cos \alpha_1, \quad \bar{y}_1 = \rho_1 \sin \alpha_1,$$

$$\bar{x}_2 = \rho_2 \cos \alpha_2, \quad \bar{y}_2 = \rho_2 \sin \alpha_2,$$

$m_1$  и  $m_2$  – массы трактора и почвообрабатывающего орудия, соответственно,  $D$  – коэффициент приведенной жесткости навесного устройства трактора.

Необходимо отметить, что при расчете уравнения (5) предполагалось получение небольших углов отклонения.

На рис. 3 приведена расчетная зависи-

мость угла отклонения почвообрабатывающего орудия, как функция времени.

Таким образом, на основе метода частных ускорений [8] разработана методика расчета изменения курсового угла трактора и угла отклонения почвообрабатывающего орудия. Это позволяет в реальном масштабе времени контролировать устойчивость и управляемость движения машинно-тракторного агрегата.

### ВЫВОДЫ

Таким образом, предложенный подход для исследования управляемости и устойчивости движения МТА, представленного в виде двухмассовой динамической системы (уравнение (4)), которая моделирует движение МТА и экспериментальную методику измерения ускорений можно использовать для определения углов отклонения агрегата в процессе его работы.

Полученные результаты, во время переходного процесса работы агрегата, могут быть использованы при моделировании нагрузок почвообрабатывающих агрегатов.

Устойчивость движения почвообрабатывающего орудия улучшится в случае, если уменьшить жесткость соединительного узла, или увеличить расстояние от точки присоединения до центра масс орудия.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Artiymov M. P., Podrigalo M. A., Klets D. M. 2011. Doslidzhennia dynamyky silskogospodarskih agregativ. Ukrainsky mizhvidomchi naukovy-

- tehnichni zbirnik Avtomatizatsia virobnychikh protsesiv u mashinobuduvani ta priladobuduvani Lviv. : Vidavnistvo Lvivska politehnika, Vipusk 45, 435 – 439.
2. Artiymov M. P. 2012 Matematichna model mashinno-traktornogo agregatu z vikoristaniem metoda partsialnih priskoren / M. P. Artiymov // Zbirnik naukovikh prats Vinitskogo natsionalnogo agranogo universitetu. Seria Tehnichni nauki Vinitsa, Vipusk 11, t.1(65). 34 – 40.
3. Chetaev N. G. 1990 Ustoichivost dvizhenia. – M. : Nauka – 175.
4. Gorbunov S. S. 2000 Osnovi teorii dvizhenia pluga kak dinamicheskoi sistemi s peremenimi parametrami. Traktori I selskohoziastvenie mashini, № 1, 29 – 32
5. Giachev L. V. 1981 Ustoychivost dvizhenia selskohoziastvenih mashin I agregatov. - M. : Mashinostroenie – 206.
6. Khachatrian K. A. 1974 Stabilnost raboti pochvoobrabatvaiushchih agregatov. M. : Mashinostroenie – 206.
7. Melnichuk D, Shostak A. 2006. About system criteria development and coefficients calculation for an estimation of agrarian-educational lectures yearly performance. MOTROL. Motoryzacija i energetyka rolnictwa. Lublin, Tom 8. 138–148.
8. Metod partsialnih uskoreni I ego prilozhenia v dinamike mobilnih mashin. / [N. P. Artiymov, A. T. Lebedev, M. A. Podrigalo, A. S. Poliansky, D. M. Klets, A. I. Korobko, V. V. Zadorozhny], Kharkov: iz-dvo "Miskdruk", 2012. – 220.
9. Nadikto V. T., Krizhachkivski M. L., Kurchev V. M. 2005. Novi mobilni energetichni zasobi Ukraini. Teoretichni osnovi vikoristania v zemlerobstvi. Navchalni posibnik / Ministerstvo agrarnoi politiki Ukraini. Melitopol – 338.
10. Liapunov A. M. 1982. Lektsii po teoreticheskomehanike. - K.: Naukova dumka – 362.
11. Liapunov A. M. 1950. Obshchaia zadacha ob ustoychivosti dvizhenia. - M. – L. : - 473.
12. Pogoreli L. V. 2004 Zemledelcheskaia mehanika, mashinovedenie i selskohoziastvenaia tehnika v XX – nachale XXI veka. Traktori I selskohoziastvenie mashini, № 8, 51 – 56.
13. Samsonov V. A. 2008. Raschet granichnih znachenii osnovnih pokazateley traktora. Traktori I selskohoziastvenie mashini, № 1, 27 – 29.
14. Sineokov G. N., Panov I. M. 1977 Teoria I raschet pochvoobrabatvaiushchih mashin / G. N. Sineokov, M.: Mashinostroenie – 328.
15. Tarasik V. P. 1998 Raschet tiagovih karakteristik neustanovivshegosia dvizhenia traktornogo agregata. Traktori I selskohoziastvenie mashini, № 11, 17 – 19.
16. Tayanowskiy G., Wojciech T. 2006. Tractor vibration dynamics evaluation in an aspect of the possibility of coupling and of loading its driving axle. MOTROL, 8A, 271–279.
17. Vasilenko P. M., Vasilenko V. P. 1980. Metodika postroenia raschetnih modeley funktsionirovaniia mehanicheskikh system(mashin I mashinih system). - K. : - 173.
18. Vilde A., Cesnieks S., Rucins A. 2004. Minimisation of soil tillage. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin/ TEKA Commision of Motorization and Power Industry in Agriculture, Volume IV – Lublin, Poland, 237 – 242.
19. Viner N. 1961. Nelineyni zadachi v teorii sluchainih protsesov. M. : IL. – 158.
20. Zaika P. M. 2001 Teoria silskogospodarskih mashin T.1, ch.1, OKO Kharkiv – 444.

**DEFINITION OF MACHINE-TRACTOR UNITS MOTION CONTROLLABILITY AND STABILITY BY MODELING OF PARTIAL ACCELERATING**

**Summary** The article is devoted to presentation of a method for determining the deviation angles of tractor and agricultural machinery during machine-tractor units (MTU) and their impact on the execution of farming operations. The using of modern devices and calculation methods makes it possible to choose the optimal solution for the calculation and completion machine-tractor units and reduce operating costs.

**Key words:** machine-tractor unit, dynamic parameters, control, partial acceleration.

## MODELLING OF MOBILE VEHICLE SKID IN TRACTION MOVEMENT MODE

*Dmytro Klets*

*Kharkiv National Automobile and Highway University*

*Petrovskogo st, 25, Kharkov, Ukraine, E-mail: admin@khadi.kharkov.ua*

**Summary.** In the paper, a mathematical model assembling a "driver - mobile vehicle - road environment" system and capable of simulating the process of mobile vehicles skid in traction movement mode is proposed. The usage of non-linear drift models allows the development of efficient algorithms for mobile vehicles dynamic stabilization systems.

**Key words:** mobile vehicle, skid, stability, traction, acceleration, drift.

### INTRODUCTION

The traction loss between the vehicle and the road and skid is a reason of significant number of road accidents nowadays [2, 3, 6, 7, 9, 10, 16].

The creation of reliable and secure mobile vehicle involves the development and simulation of relevant mathematical models during the initial design [13, 14, 18] and in the course of its operation. The usage of non-linear models of the mobile vehicle skidding allows to estimate the influence of "driver - mobile vehicle - road environment" (DMVRE) system parameters on its movement, and to develop efficient algorithms for dynamic stabilization systems.

### PREVIOUS WORKS AND PUBLICATIONS

The design of an adequate model of the mobile vehicle during skidding is impossible without taking into account the interaction of elastic wheel with the ground. Several publications like [1, 8, 11, 20] are devoted to modeling of the tire contact with a road.

The authors of [11] have considered the process of elastic wheel moving after a sudden decrease of friction coefficient and vehicle full slip. The resulting dependence of the wheel linear and angular velocities, as well as its slip on the time allowed to determine the time of the wheel axle linear velocity fall from the initial value to zero. The authors of [17] have noted that the common experience of externally-mounted tractor facilities operation concurs the fact that tractors are predisposed for intensive

oscillations of vehicle body during its normal operation.

In the work [15] it is indicated that the effective mobile vehicle skid damping is possible by means of automatic devices usage with large processing speed compared to the driver. The mobile vehicle dynamic stability systems use the possibility of side-by-side separate braking the wheels of various boards of mobile vehicles to create a stabilizing moments.

In the work [19], the linear and non-linear models of the skidding process are developed, considering the case of a vehicle braking. To obtain a plot of mobile vehicle line speeds the method of determining its instantaneous center of velocity (rotation) is proposed. The authors of this work accepted the hypothesis that the projection of a point of velocity center on the longitudinal axis of all-wheel drive mobile vehicle is outside the base (in front of the front axis). Otherwise, the front axle must slide laterally toward the center of rotation  $O$ . With all the wheels locked when the mobile vehicle has the kinetic energy, the front axle will tends to keep its stable run.

However, the issues of mobile vehicle motion modeling during skid in the traction mode require some additional research.

### THE OBJECTIVE

The aim of the research is to determine the angular acceleration of the mobile vehicle in the plane of the road, depending on its geometrical properties, the road surface traction rate, the linear and angular velocities of the mobile vehicle, as well as the wheel slip angles.

To achieve this goal it is necessary to compile and examine the differential equations of mobile vehicle plane motion during drift in the traction mode.

### THE SKID MODELLING

Fig. 1 is a diagram of the forces acting on the rear-drive mobile vehicle in the process of skidding when driving in traction movement mode.

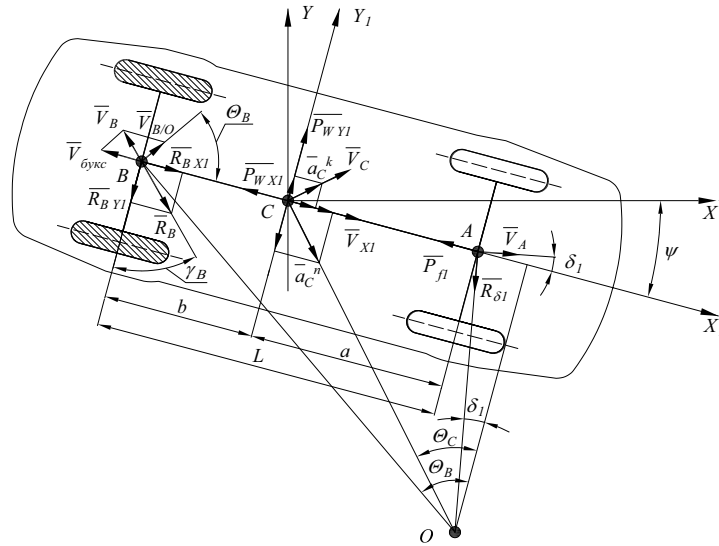


Fig. 1. The diagram of the forces acting on the rear-drive mobile vehicle during skidding in traction movement mode

The parameters on Fig.1 are as follows:

$P_{f_i}$  – rolling resistance of front driven wheels,

$\delta_1$  – side slip angle of the front axle,

$R_{\delta_1}$  – the total lateral response to the front axle,

$P_{W_{X1}}$  and  $P_{W_{Y1}}$  – are longitudinal and lateral components of the air resistance force,

$\psi$  – mobile vehicle course angle,

$a$  and  $b$  – the distance from the front and rear axle, respectively, to the projection of the mobile vehicle center of mass on a horizontal plane,

$L$  – mobile vehicle longitudinal wheelbase.

Vector  $\bar{R}_B$  of overall reaction in the plane of the road on the rear axle is collinear to the relative speed of the rear wheels slip,  $\bar{V}_B$  but oppositely directed [19] (see Fig. 1).

The vector  $\bar{V}_B$  is the sum of two vectors: [12]

$$\bar{V}_B = \bar{V}_{slip} + \bar{V}_{B/O}, \quad (1)$$

where:  $\bar{V}_{slip}$  – drive wheels slipping speed.

$$V_{slip} = V_{circ} - V_{X1} = S_x \cdot V_{circ}, \quad (2)$$

$\bar{V}_{circ}$  – the peripheral speed of the wheel,

$\bar{V}_{B/O}$  – linear velocity of the point  $B$  with respect to the instantaneous rotation center  $O$  (see Fig. 1),

$S_x$  – the relative slippage of the drive wheels.

$$S_x = \frac{V_{slip}}{V_{circ}} = \frac{V_{circ} - V_{X1}}{V_{circ}} = 1 - \frac{V_{X1}}{V_{circ}}. \quad (3)$$

The angle between the  $\bar{R}_B$  vector and  $CY_1$  axis [12]:

$$tg\gamma_B = \frac{ctg\Theta_B}{1 - S_x}. \quad (4)$$

The system of differential equations describing the motion of a mobile vehicle, in this case, is the following:

$$\begin{cases} m_a \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -P_{f_i} + R_{\delta_1} \cdot \sin \delta_1 + \\ + R_B \cdot \sin \gamma_B - P_{W_{X1}}, \end{cases} \quad (5)$$

$$m_a \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_{\delta_1} \cdot \cos \delta_1 - R_B \cdot \cos \gamma_B + P_{W_{Y1}}, \quad (6)$$

$$I_{zc} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \delta_1 - R_B \cdot b \cdot \cos \gamma_B, \quad (7)$$

where:  $I_{zc}$  – moment of inertia of the mobile vehicle relative to the vertical axis passing through the center of mass [5],

$\omega_z$  – angular velocity of the mobile vehicle in the plane of the road,

$m_a$  – weight of the mobile vehicle,

$\frac{d^2 x_1}{dt^2}$ ,  $\frac{d^2 y_1}{dt^2}$  – linear acceleration of the mobile vehicle, respectively, in the longitudinal and transverse planes.

Acceleration of the mobile vehicle along the axes  $OX_1$  and  $OY_1$  are defined as:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = a_c^n \cdot \sin \Theta_C + a_c^k \cdot \cos \Theta_C, \quad (8)$$

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} = a_c^k \cdot \sin \Theta_C - a_c^n \cdot \cos \Theta_C, \quad (9)$$

where:  $a_c^n, a_c^k$  – normal and tangential com-

ponent of acceleration of the mobile vehicle center of mass,

$\Theta_C$  – the angle between the vector  $a_c^n$  and axis  $OY_1$ :

$$tg\Theta_C = tg\delta_1 + \frac{a \cdot \omega_z}{V_{X_1}}. \quad (10)$$

The normal and tangential component of acceleration of the mobile vehicle center of mass:

$$a_c^n = \frac{\omega_z \cdot V_{X_1}}{\cos\Theta_C}, \quad (11)$$

$$a_c^k = \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_1}}{\omega_z \cdot \cos\Theta_C}. \quad (12)$$

After substituting equations (11) and (12) into the system of equations (8) and (9) we get by:(10)

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = a \cdot \omega_z^2 + \omega_z \cdot V_{X_1} \cdot tg\delta_1 + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_1}}{\omega_z}, \end{array} \right. (13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 y_1}{dt^2} = a \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_1}}{\omega_z} \cdot tg\delta_1 - \omega_z \cdot V_{X_1}. \end{array} \right. (14)$$

Using the expressions (13) and (14) the system of equations (5)-(7) takes the form:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_a \cdot \left( a \cdot \omega_z^2 + \omega_z \cdot V_{X_1} \cdot tg\delta_1 + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_1}}{\omega_z} \right) = \\ = -P_{f_1} + R_{\delta_1} \sin\delta_1 + R_B \sin\gamma_B - P_{W_{X_1}}, \end{array} \right. (15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_a \cdot \left( a \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_1}}{\omega_z} \cdot tg\delta_1 - \omega_z \cdot V_{X_1} \right) = \\ = -R_{\delta_1} \cos\delta_1 - R_B \cos\gamma_B + P_{W_{Y_1}}, \end{array} \right. (16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos\delta_1 - R_B \cdot b \cdot \cos\gamma_B. \end{array} \right. (17)$$

Solving equations (16) and (17), we define the angular acceleration of the mobile vehicle:

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X_1} - L \cdot \frac{R_B}{m_a} \cdot \cos\gamma_B + a \cdot \frac{P_{W_{Y_1}}}{m_a}}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \frac{V_{X_1}}{\omega_z} \cdot tg\delta_1}, \quad (18)$$

where:  $i_z$  – radius of inertia of the mobile vehicle relative to the vertical axis,

$$i_z = \sqrt{\frac{I_{zc}}{m_a}}. \quad (19)$$

Total vertical reaction in the plane of the road wheels on the rear axle during traction movement mode:

$$R_{z_2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + P_w \cdot \frac{h_w - r_\delta}{L} + P_j \cdot \frac{h - r_\delta}{L}, \quad (20)$$

where:  $P_j$  – the force of inertia;  $h_w$  – the height of the center of aerodynamic pressure.

Assuming the turning point of the air resistance force is zero (metacentre position coincides with the position of the center of mass), let  $h_w \approx h$ .

Total tangent reaction of the road in response to the rear axle can be determined from the expression:

$$R_B = \varphi \cdot R_{z_2}, \quad (21)$$

where:  $\varphi$  – coefficient of grip.

Substituting the relationship (13) and (20) into (21):

$$R_B = m_a \cdot \varphi \cdot \left[ g \frac{a}{L} + \left( a\omega_z^2 + \omega_z V_{X_1} tg\delta_1 + \frac{d\omega_z}{dt} \cdot \frac{V_{X_1}}{\omega_z} + \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V_{X_1}^2 \right) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right]. \quad (22)$$

After substitution of (22) in (18) we finally obtain

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \left( \omega_z \cdot V_{X_1} + \frac{P_{W_{Y_1}}}{m_a} \right)}{a^2 + i_z^2 + \frac{V_{X_1}}{\omega_z} \cdot (a \cdot tg\delta_1 + \Omega)} - \frac{\frac{ag\Omega}{h - r_\delta} - \left( a\omega_z^2 + \omega_z V_{X_1} tg\delta_1 + \frac{kF}{m_a} V_{X_1}^2 \right) \Omega}{a^2 + i_z^2 + \frac{V_{X_1}}{\omega_z} \cdot (a \cdot tg\delta_1 + \Omega)}, \quad (23)$$

where:  $\Omega = \varphi \cdot \cos\gamma_B \cdot (h - r_\delta)$ .

Air resistance force  $P_W$ , as well as other components of the resultant aerodynamic forces and moments increase as a square of the velocity of the mobile vehicle [4]:

$$P_{W_{X_1}} = c_X \cdot \frac{\rho}{2} \cdot F \cdot V^2, \quad (24)$$

$$P_{W_{Y_1}} = c_Y \cdot \frac{\rho}{2} \cdot F \cdot V^2, \quad (25)$$

where:  $c_X$  and  $c_Y$  – drag coefficient in the longitudinal and transverse planes,

$F$  – the projected area of the mobile vehicle on a plane perpendicular to the longitudinal axis,

$\rho$  – the density of the ambient mobile vehicle air.

The skid damping is possible with  $\frac{d\omega_z}{dt} \leq 0$ .

Fig. 2 shows the angular acceleration  $\varepsilon_z = \frac{d\omega_z}{dt}$  of conventional rear-drive mobile

vehicle in the plane of the road from some of the parameters of DMVRE system.

Parameters and conditions of the mobile vehicle are the following:  $a = 1,2$  m;  $L = 2,5$  m;  $kF = 0,58$  Hs<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>;  $h = 0,5$  m;  $r_0 = 0,29$  m;  $\rho = 1,22$  kg/m<sup>3</sup>;  $i_z = 1,3$  m;  $m = 1500$  kg;  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup>.

Analysis of Fig. 2 shows that the growth of the initial skidding speed of mobile vehicle  $\varepsilon_z$  increases, and with increasing of slip angle  $\varepsilon_z$  is reduced. Reduction of the grip rate, increasing of angular speed rate and relative slippage of the drive wheels increase  $\varepsilon_z$ .

During rear-drive mobile vehicle skidding that moved at speeds below  $V_{X_{stab}}$  (see Fig. 2a, 2b, 2d), at the initial introduction, a negative

acceleration, stabilizing angle on the mobile vehicle is arises.

This fact indicates the presence of self-sustainability ("immunity") of mobile vehicle against skidding. If the skidding of mobile vehicle, moving at speeds above  $V_{X_{stab}}$ , their own stability is not enough to stabilize, so the driver must intervene or the stability system needs to be triggered.

For the simulated mobile vehicle (Fig. 2a)  $V_{X_{stab}} = 0...24$  km/h with  $\omega_z = 0,1$  s<sup>-1</sup>, depending on the tire slip angles.

So, using the relation (23) it's possible to determine the limiting values of the DMVRE parameters on condition of mobile vehicle stability.

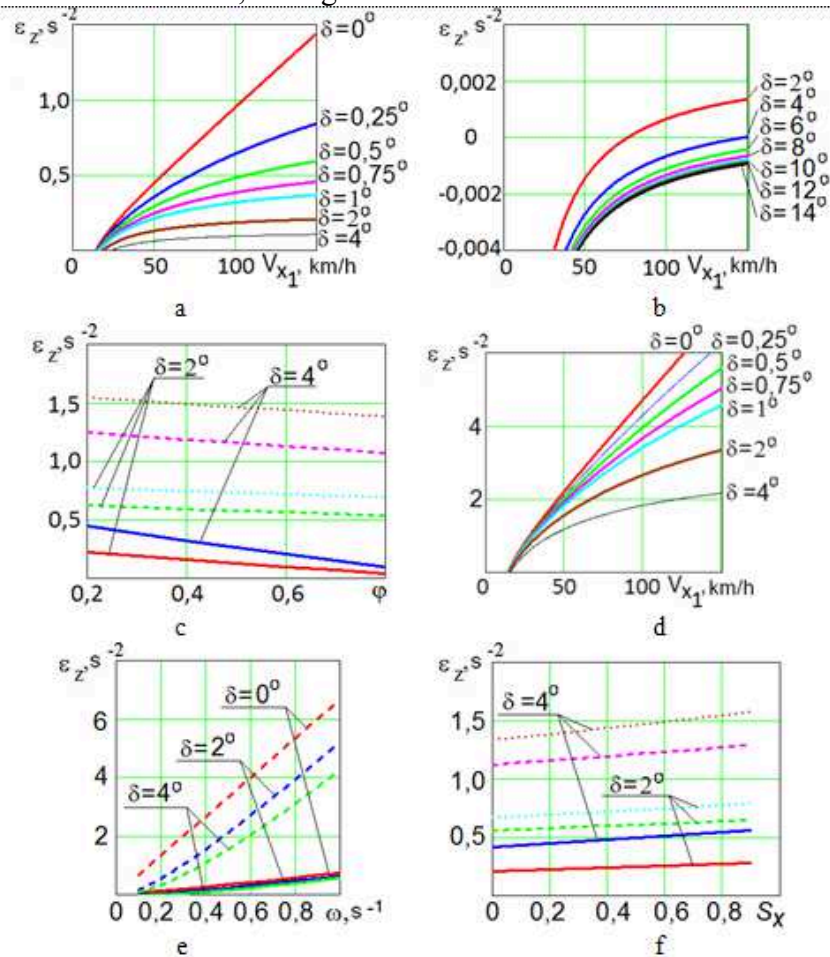


Fig. 2. Dependence of the rear-wheel mobile vehicle angular acceleration of in the plane of the road from some of the parameters of DMVRE system: a – dependence  $\varepsilon_z(V_{X_1})$  at  $\omega_z = 0.1$  s<sup>-1</sup>; b – dependence  $\varepsilon_z(V_{X_1})$  at  $\omega_z = 0.01$  s<sup>-1</sup>; c – dependence  $\varepsilon_z(\varphi)$  at  $\omega_z = 0.2$  s<sup>-1</sup>, d – dependence  $\varepsilon_z(V_{X_1})$  at  $\omega_z = 0.5$  s<sup>-1</sup>; e – dependence  $\varepsilon_z(\omega_z)$  at various angles of diversion, f – dependence  $\varepsilon_z(S_X)$  with different slip angles; Fig. 2c, 2d and 2e have the following designations: -  $V_{X_1} = 5$  m/s, ---  $V_{X_1} = 20$  m/s, ·····  $V_{X_1} = 35$  m/s

CONCLUSIONS

1. With the growing of initial skidding speed of mobile vehicles their angular acceleration in the plane of the road  $\varepsilon_z$  increases, and with slip angle increasing  $\varepsilon_z$  is reduced. Reduction of the grip rate, increasing of angular speed rate and relative slippage of the drive wheels increase  $\varepsilon_z$ .

2. The dependences obtained allow to determine the velocity intervals  $V_{X_{stab}}$ , which can achieve the negative acceleration at the initial skid moment, stabilizing the vehicle trajectory. As mobile vehicle is drifting at speeds above  $V_{X_{stab}}$ , its own stability is not enough to stabilize, so the driver must intervene or the stability system needs to be triggered. For the studied mobile vehicle  $V_{X_{stab}} = 0...24$  km/h with  $\omega_z = 0,1$  s<sup>-1</sup>, depending on the tire slip angles.

REFERENCES

1. Abdulgazis U. A., Abdulgazis A. U., Klets D.M., Podrigalo M.A. Dinamika kolesa i ustojchivost' dvizhenija avtomobilja. Monografija. / pod. red. prof. Abdulgazis U.A., – Simferopol: DIAJPI, 2010. – 208.

2. Chudakov E. A. Ustojchivost' avtomobilja pri zanose. – M. – L.: Izd-vo AN USSR, 1945. – 144.

3. Electronic Stability Control Systems : FMVSS No. 126. - Office of Regulatory Analysis and Evaluation, National Center for Statistics and Analysis, 2006. – 142.

4. Gillespie T. 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE International, , ISBN 1560911999 – 470.

5. Ivanov S. N., Bazhenov P. I. 1992. Aproksimirujushhie zavisimosti dlja opredelenija momentov inercii. Avtomobil'naja promyshlennost', №10, - 19 – 20.

6. Lefarov A. H. 1972. Differencialy avtomobilej i tjacachej. – M.: Mashinostroenie, – 147.

7. Mamiti G. I. 2006. Ustojchivost' dvuhosnogo avtomobilja po zanosu i oprokidyvaniju. Avtomobil'naja promyshlennost'. – № 12, 18 – 19.

8. Pacejka H. B. 2002. Tire and Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc., - ISBN 0768011264.

9. Pevzner Ja. M. 1947 Teorija ustojchivosti

avtomobilja. – M.: Mashgiz. – 156.

10. Podrigalo M. A., Karpenko V. A. 2001. Neravnomernost' vertikal'nyh reakcij na kolesah avtomobilja i ego ustojchivost' pri tormozhenii. Avtomobil'naja promyshlennost'. №2. 19 – 21.

11. Podrigalo M. A., Klets D. M. , Nazarko O.A. 2010. Dinamika odinochnogo kolesa avtomobilja pri sryve v polnoe buksovanie. Avtomobil'nyj transport. Sbornik nauchnyh trudov. № 26. 35-38.

12. Podrigalo M. A., Boboshko A. A , Tarasov Ju. V., Klets D. M. 2008. Dinamicheskaja stabilizacija kursovogo ugla avtomobilja pri zanose putem povorota upravljaemyh koles. Uchenye zapiski KIPU. Vyp. 16. Tehnicheskie nauki. – Simferopol: NIC KIPU, 61-64.

13. Reimpell J., Stoll H., Betzler J. 2001. The Automotive Chassis: Engineering Principles. – Butterworth-Heinemann, Woburn MA (USA). 444.

14. Smirnov I. A. 2011. Matematicheskoe modelirovanie zanosa avtomobilja : dissertacija kand. fiz.-mat. nauk : 01.02.01. - Moskva, - 167.

15. Podrigalo M. 2003. Stabil'nost' jekspluacionnyh svojstv kolesnyh mashin / Podrigalo M., Volkov V., Karpenko V. i dr. // Pod red. M. Podrigalo. – Har'kov : Izd-vo HNADU, – 614.

16. Stel'mashhuk V. V. 2005. Polipshennja pokaznikov kerovanosti ta stijkosti prilankovih avtopoizdiv : Avtoref. dis... kand. tehn. nauk / Nac. transp. un-t. – K.: – 18.

17. Tayanovskiy G., Wojciech T. 2006. Tractor vibration dynamics evaluation in an aspect of the possibility of coupling and of loading its driving axle. MOTROL, 8A, 271–279.

18. Shuhmana S. B. 2007. Teorija silovogo privoda koles avtomobilej vysokoj prohodi-mosti. – M.: Agrobiznescentr, – 336.

19. Ustojchivost' kolesnyh mashin pri zanose i sposoby ee povyshenija / M. Podrigalo, V. Volkov, V. Stepanov, M. Dobrogorskij / Pod red. M. Podrigalo. Har'kov : Izd-vo HNADU, 2006. – 335.

20. Wlodzimierz Malesa. 2011. Modelling tire-soil interaction with the FEM application. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, 11, - 236-244.



**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗАНОСУ  
МОБІЛЬНИХ МАШИН В ТЯГОВОМУ  
РЕЖИМІ РУХУ**

**Анотація.** В роботі запропоновано математичну модель, що пов'язує між собою параметри системи «водій - мобільна машина - дорожнє середовище» та дозволяє моделювати процес заносу мобільних машин в

тяговому режимі руху. Використання нелінійних моделей процесу заносу дозволяє розробити ефективні алгоритми роботи систем динамічної стабілізації мобільних машин.

**Ключові слова:** мобільна машина, занос, стійкість, зчеплення, прискорення, відведення.

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ТРАКТОРОВ КЛАССА 30 кН С НЕЛИНЕЙНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

*Елена Жилина*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Elena Zhilina*

*Kharkov national technical university of agriculture named after Petr Vasilenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе, на основе исследования параметров виброизолирующей подвески сиденья операторов тракторов класса 30 кН при гармоническом и полигармоническом воздействии, обоснован выбор рационального сочетания величин основных параметров подвески – собственной частоты и жесткости упругого элемента. Такой вариант подвески позволяет обеспечить высокий уровень виброизолирующих качеств, обеспечивая при этом стабильность характеристик.

**Ключевые слова:** трактор, сиденье, подвеска, параметры, виброизоляция.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Перечень проблем, которые на сегодня возникают относительно безопасной организации сельскохозяйственного производства очень большой. К наиболее опасным в отрасли относят профессии водителей (операторов) [8]. Одним из важнейших факторов, которые определяют условия труда оператора, есть вибрация его тела. Низкочастотная вибрация, которая действует на оператора при работе агрегата, может снизить его работоспособность и повлиять на количество ошибок, которые допускаются при управлении трактором.

Для решения проблем виброзащиты оператора и повышения эргономичности конструкции сиденья оценено влияние возбуждающего воздействия грунтово-дорожных фонов [13] на уровень низкочастотной вибрации на рабочем месте операторов тракторов класса 30 кН. Поскольку профиль поверхности поля – одно из главных внешних воздействий на любую сельскохозяйственную машину. Он имеет важное влияние на стойкость хода рабочих органов, линейные и угловые механические колебания машины [4].

Следующим шагом является теоретическое исследование вибронгруженности рабочего места. Теоретические исследования колебаний системы, которая состоит из трактора и сельскохозяйственных орудий, представляют ряд трудностей. Исходя из этого при расчете, обычно, принимается упрощенная модель агрегата, вносятся ряд допущений, связанных с возможностью аналитического решения системы дифференциальных уравнений, которые описывают колебания агрегата в движении.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Многие авторы, считая колебания в поперечной плоскости незначительными [1, 2, 3, 5, 6, 15], при расчете пользуются плоской моделью тракторного агрегата или трактора, не учитывая, кроме того, упругие связи в шарнирах, которые соединяют две полурамы трактора, то есть принимая остов трактора жестким. Расчет [5] виброзащитной подвески сиденья оператора трактора возможно производить независимо от расчета трактора в целом.

Существующие методы расчета [5, 14, 16] позволяют в процессе синтеза находить оптимальные параметры систем виброизоляции, которые возможно реализовать лишь в активных системах виброзащиты или пассивных с усложненной структурой [9, 18, 20], что ведет к повышению стоимости сидений, снижению надежности, осложнению технологии производства подвесок.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – по результатам расчета параметров виброизоляции определить вариант подвески, который будет иметь оптимальные виброизолирующие качества и позволит реализовать их в рамках подвески унифициро-

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ТРАКТОРОВ  
КЛАССА 30 кН С НЕЛИНЕЙНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ**

ванного сиденья тракторов класса 30 кН, обеспечивая при этом стабильность характеристик.

**ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА**

Для расчета принимается модель [19], содержащая упругие элементы  $C_0$ ,  $C_1$  и  $C_2$ , включаемые в работу при различных ходах подвески, массу  $m_p$  - имитирующую сидящего оператора, гидравлический демпфер  $k$ , элемент сухого трения ( $F$ ).

Используя принцип Д'Аламбера, дифференциальное уравнение колебаний системы имеет вид:

$$m_p \ddot{x} + k \cdot (\dot{x} - \dot{x}_0) + C_i \cdot (x - x_0) + F_0 \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_0) = 0. \quad (1)$$

После преобразования получим:

$$m_p \ddot{x} + P_B(\dot{x} - \dot{x}_0) + F_B(x - x_0) + F_0 \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_0) = C_i \cdot x_0 + k \cdot \dot{x}, \quad (2)$$

где:  $k$  - коэффициент вязкого сопротивления;  $x$  и  $x_0$  - перемещение соответственно виброизолируемой массы и основы.

Восстанавливающая сила пропорциональна относительному смещению массы и основы:

$$F_B(x - x_0) = C_i(x - x_0), \quad (3)$$

где:  $C_i$  - жесткость подвески на  $i$ -м участке характеристики.

Аналитическое выражение характеристики нелинейной восстанавливающей силы  $F_B(x - x_0)$  (рис. 1) имеет вид:

$$F_B(x - x_0) \begin{cases} -C_0 d_0 - C_1(d_1 + d_0) + C_2(x - x_0 - d_1); & (x - x_0) \leq -d_1 \\ -C_0 d_0 + C_1(x - x_0 + d_0); & -d_1 \leq (x - x_0) \leq -d_0 \\ C_0(x - x_0); & |x - x_0| < d_0 \\ C_0 d_0 + C_1(x - x_0 - d_0) + C_2(x - x_0 - d_1); & d_0 \leq (x - x_0) \leq d_1 \\ C_0 d_0 + C_1(d_1 - d_0) + C_2(x - x_0 - d_1); & d_1 \leq (x - x_0). \end{cases} \quad (4)$$

Коэффициент вязкого трения определяем по формуле:

$$k = D \sqrt{2C_0 m_p}, \quad (5)$$

где:  $D$  - относительный коэффициент демпфирования.

Сила сухого трения  $F_0$  постоянна по величине и направлена противоположно относительному движению массы:

$$F = F_0 \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_0).$$

Специфической особенностью колебания систем при наличии сухого трения, осложняющей теоретические исследования,

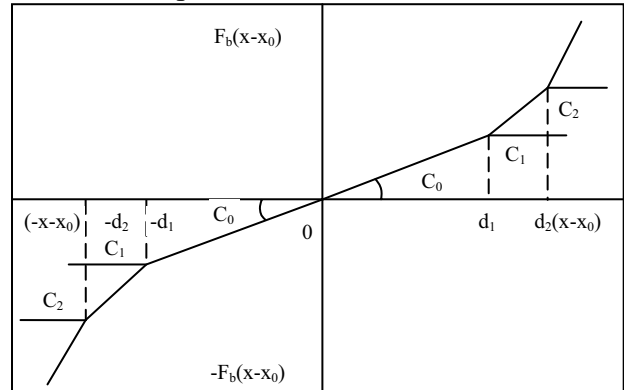


Рис. 1. Характеристика нелинейной восстанавливающей силы подвески

Fig. 1. The description of nonlinear evocative force of the pendant

является наличие этапов проскальзывания и относительного застоя поверхностей трения, что математически эквивалентно скачкообразному изменению параметров системы, причем момент перехода из одного режима движения в другой неизвестен [10].

При параллельной установке элементов жесткости и трений, которые имеют место в данной модели, в период относительного застоя упругий элемент выключается из работы и система становится жесткой.

Условие существования движения поверхностей трения характеризуется, в общем случае, неравенством [10]:

$$|F_{T_i}| > |\sum_{i=1}^p F_i|, \quad (6)$$

то есть сила трения, связанная с элементами системы, по абсолютной величине больше суммы всех сил, действующих в системе. На границе этапа относительного движения поверхностей неравенство (6) превращается в равенство [10]:

$$F_{T_i} = \sum_{i=1}^p F_i. \quad (7)$$

Следовательно, для модели, описанной уравнением (2), условие отсутствия заклинивания подвески выглядит так:

$$|F_0 \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_0)| < |C_1 x_0 + k \cdot \dot{x}_0 - m_p \ddot{x} - | -F_B(x - x_0) - k(\dot{x} - \dot{x}_0) |. \quad (8)$$

Как видно из работ Ф.Р. Геккера [10,11,12], аналитическое решение дифференциальных уравнений, описывающих системы с сухим трением очень сложно, потому решение уравнения

(2) ищем в численном виде с использованием метода Рунге-Кутты [7]. Этот метод имеет значительную точность и, невзирая на свою трудоемкость, широко используется при численном решении дифференциальных уравнений. Кроме того, важным преимуществом этого метода является возможность применения "переменного шага", что, в свою очередь позволяет находить решение при кусочно-линейных характеристиках элементов подвески [7].

Для расчета был выбран самый неблагоприятный режим частоты вертикальных колебаний  $f_T = 2,0$  Гц, поскольку обеспечение снижения уровня низкочастотной вибрации на этой частоте приведет к снижению и на других частотах диапазона, а следовательно, эффективной виброзащите операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.

Для гарантированного виброгашения собственная частота подвески должна выбираться из условия  $\sqrt{2}f_c < f_T$ , а в конкретном исследуемом варианте:

$$f_c < 1,48 \text{ Гц.}$$

Поэтому первый вариант расчета проводится при  $f_c = 1,5$  Гц.

Для улучшения виброзащитных свойств подвески необходимо уменьшать ее собственную частоту, однако учитывая при этом, что чрезмерное уменьшение этого параметра требует упругих элементов больших размеров, затрудняется регулировка по весу, увеличивается достоверность возникновения пробоев. Поэтому в реальных конструкциях используются упругие элементы, обеспечивающие теоретическое значение собственной частоты  $f_c = 1 \dots 1,2$  Гц. Следовательно, второй вариант расчета – подвеска с  $f_c = 1,1$  Гц.

Нижний предел частотного диапазона, безболезненно переносимого человеком 0,8...1 Гц.

Исходя из этого, параметры подвески рассчитываются и для  $f_c = 0,8$  Гц.

В табл. 1 сведены значения собственных частот подвески сиденья, для которых проводился расчет и соответствующих им жесткостей  $C_0$  упругого элемента, определяемых выражением:

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0}{m_p}}. \quad (9)$$

Масса  $m_p$  определяется с учетом массы подрессоренных элементов  $m_{п.э.}$  подвески:

$$m_p = 0,71m + m_{п.э.} \quad (10)$$

где:  $m$  – масса оператора.

Таблица 1. Значения собственных частот подвески сиденья и соответствующих им жесткостей  $C_0$  упругого элемента  
Table 1. Value of eigenfrequencies of pendant of seat and corresponding by him inflexibilities  $C_0$  of resilient element

$f_c$ , Гц	0,8	1,1	1,5
$C_0$ , Н/м	1958	3702	6808

Масса оператора в расчете принимается 75 кг, на основании опытных данных и рекомендаций [17]. Откуда  $m_p$  составляет 76,57 кг.

При нелинейной восстанавливающей силе существенными факторами являются жесткость подвески  $C_1$  на участке характеристики  $(d_0-d_1)$  (рис. 1) и момент изменения жесткости от  $C_0$  к  $C_1$  при  $(x-x_0) \geq d_0$ .

Для предотвращения жестких ударов об упор в расчетную схему включается жесткость  $C_2$  при  $(x-x_0) \geq d_1$ .

В расчете варьируются также ход подвески (S) и относительное демпфирование (D).

В расчете задавались следующие значения сил сухого трения:

20 Н – минимальное значение, практически достигаемое в реальных подвесках;

150 Н – величина, которая имеет место при наработке серийного сиденья 2500-3500 м/часов в реальной эксплуатации;

100 Н – верхнее ограничение по [17];

50 Н - 70 Н – значения сил трения, наиболее характерные для реальных конструкций.

Ввиду того, что перемещения подвески при установленном движении машины незначительны и находятся в зоне линейных перемещений упругого элемента, оцениваем влияние на уровень колебаний виброизолируемой массы только гидравлического демпфирования, сил сухого трения и жесткости упругого элемента на линейном участке.

Возмущающее воздействие для подвески сиденья задается в соответствии с результатами определения спектрального состава ускорений на полу кабины тракторов класса 30 Кн по данным полевых испытаний.

Нижнее значение частоты из диапазона, в котором сосредоточена максимальная энергия колебаний – 2 Гц, поэтому, при возбуждении колебательной системы подвески си-

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ТРАКТОРОВ КЛАССА 30 КН С НЕЛИНЕЙНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

нусоидальными гармоническими колебаниями, частоту их принимаем 2 Гц.

Амплитудное значение синусоиды определяется из среднеквадратического значения ускорений в исследуемом диапазоне частот 0,5-10 Гц.

Наибольшие ровные ускорения зафиксированы в октавных диапазонах 1,4- 2,8 Гц и 2,8-5,6 Гц, а среднеквадратические и амплитудные значения этих уровней определены в результате статистического анализа спектров. Поэтому колебания основы сиденья имеют вид:

$$x_0 = a \sin \omega_1 t + b \sin(\omega_2 t + \varphi), \quad (11)$$

где  $\omega_1 = 2\pi f_1$ ;  $\omega_2 = 2\pi f_2$ .

Учет сдвига фаз ( $\varphi$ ) позволил выявить максимальную амплитуду колебаний на входе системы, возможную в каждом конкретном случае.

Возмущающее воздействие при переезде единичной неровности (ударное воздействие) задаем из условия безотрывного движения трактора, то есть при величине импульса менее  $9,8 \text{ м/с}^2$ .

Амплитудные значения определяются:

$$A = \sqrt{2 \sigma^2}. \quad (12)$$

Все данные по частотам и амплитудам для трех видов воздействия сведены в табл. 2.

По результатам расчета построены кривые колебаний виброизолируемой массы, при гармоническом и полигармоническом воздействии (рис. 2,3), по которым видно влияние сил трения на эффективность виброгашения. Увеличение сил трения до 100 Н приводит к резкому уменьшению относительных перемещений подвески, а в некоторых случаях (рис. 3 б) – блокировке упругого элемента.

По амплитудным значениям колебаний в постоянном режиме построены графики зависимости входных параметров (перемещений и ускорений) от сил сухого трения и гидравлического демпфирования.

На рис. 4 приведены графики изменения ускорений от сил сухого трения и гидравлического демпфирования при различных значениях собственной частоты подвески. При собственных частотах  $f_c = 0,8 \text{ Гц}$  и  $1,1 \text{ Гц}$  снижение уровня ускорений виброизолируемой массы тем больше, чем меньше абсолютные значения

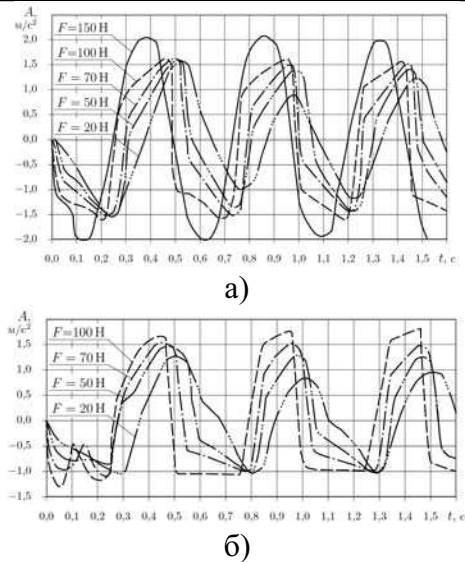


Рис. 2. Кривая ускорений виброизолируемой массы при гармоническом а) и полигармоническом б) воздействии

Fig. 2. The curve of accelerations of mass, that is isolated from a vibration, at a harmonious a) and polyharplod b) action

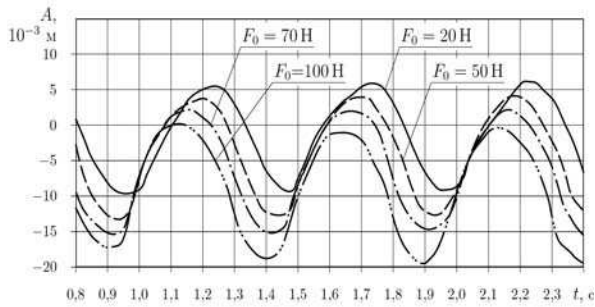
$D$  и  $F_0$ . При  $f_c = 1,5 \text{ Гц}$  уменьшение  $D$  приводит к положительным результатам, которые достигаются при увеличении сил сухого трения. Эти изменения происходят в значительно более узком диапазоне ускорений, чем для ранее описанных вариантов, то есть при значениях  $F_0$  до 70 Н происходит усиление уровня передаваемых ускорений на величину до 10%, при  $F_0 = 100 \text{ Н}$  – снижение до 10%.

Такой же характер имеют изменения перемещений в зависимости от  $D$  и  $F_0$  (рис. 5), то есть при  $f_c = 0,8 \text{ Гц}$  и  $1,1 \text{ Гц}$  уменьшение сил сухого трения до 20...50 Н и жидкостного демпфирования до 0,2 приводит к значительному улучшению виброзащитных качеств подвески.

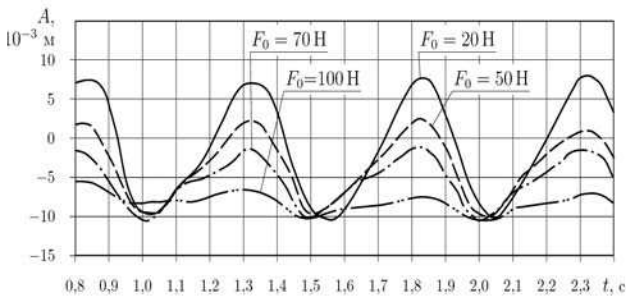
Амплитуда перемещений виброизолируемой массы для всех вариантов, при установившемся движении, не выходит за пределы  $0,02 \text{ м}$ , то есть находится в зоне линейных перемещений упругого элемента, следовательно для анализа колебаний можно воспользоваться моделью виброзащитной подвески с линейным упругим элементом, демпфером и сухим трением.

Таблица 2. Данные по частотам и амплитудам для трех видов воздействия  
Table 2. Data on frequencies and amplitudes for three types of action

Параметры		Вид воздействия		
		гарм-ское	полигармоническое	удар-ное
Частоты		2,1	$f_1 = 2, f_2 = 4$	2,1
Ускорения	Среднеквадратические $\ddot{\sigma}(\text{м/с}^2)$	2	$\ddot{\sigma}_a = 1,46; \ddot{\sigma}_b = 1,07$	$\sigma = 6,4$
	Амплитудные $\ddot{x}(\text{м/с}^2)$	2,8	$\ddot{a} = 2,06; \ddot{b} = 1,5$	9
Перемещения	Среднеквадратические $\sigma(\text{м})$	0,0115	$\sigma_a = 0,009; \sigma_b = 0,002$	0,04
	Амплитудные $x(\text{м})$	0,0161	$a = 0,013; b = 0,003$	0,056



а)



б)

Рис. 3. Кривые абсолютных а) и относительных б) перемещений виброизолируемой массы при полигармоническом воздействии  
Fig. 3. The curves of the absolute a) and relative б) moving of mass, that is isolated from a vibration, at a polyhaploid action

В соответствии с принятой моделью рассчитаны абсолютные коэффициенты передачи виброизоляции ( $T_z$ ) для всех исследуемых вариантов по формуле:

$$T_z(\omega) = \frac{x}{x_0} = \sqrt{T_x^2 \left( \frac{2}{v^2} + 1 \right) + 1}, \quad (13)$$

где:  $T_x = \frac{x-x_0}{\varepsilon d}$  – относительный коэффициент передачи при виброизоляции.

Определяем параметры, которые входят в формулу (13):

$$\varepsilon = \frac{x_0}{d}, \quad (14)$$

где:  $d$  – расстояние от положения статического равновесия до упора.

Амплитуда перемещения сиденья относительно основы ( $x-x_0$ ) определяется в зависимости от параметра  $a_1$ :

$$a_1 = \frac{\varepsilon v^2 - Q}{2Dv}, \quad (15)$$

где:  $v = \frac{\omega}{\omega_c}$  – отношение частоты возмущения к собственной частоте подвески:

$$Q = \frac{4F_0}{\pi c_0 d}. \quad (16)$$

При  $a_1 < 0$   $x - x_0 = 0$ , при  $a_1 > 0$   $x - x_0$  определяется по формуле:

$$x - x_0 = \frac{-B + \sqrt{B^2 + AC}}{A} d, \quad (17)$$

где:  $A = (1 - v^2)^2 + (2Dv)^2$ ;  
 $B = 2DvQ$ ;  
 $C = \varepsilon^2 v^4 - Q^2$ .

Характер изменения коэффициента виброизоляции  $T_z$  в зависимости от коэффициента расстройки ( $v$ ) приведен (рис. 6). По приведенному алгоритму и в соответствии с начальными данными рассчитаны коэффициенты виброизоляции для систем с  $f_c = 0,8$  Гц, 1,1 Гц и 1,5 Гц. Диапазон изменения  $v$  составил 0,2-3 с шагом 0,2. Учитывая, что  $f_T = 2,1$  Гц, определяется  $v$  – для трех вариантов собственной частоты:  $v_1$  (1,5 Гц) = 1,4;  $v_2$  (1,1 Гц) = 1,9;  $v_3$  (0,8 Гц) = 2,6.

При этих значениях собственных частот и соответствующих им значений  $v$  построен график значений  $T_z$  для всех сочетаний  $F_0$  и  $D$  (рис. 7).

Так как для точки, в которой  $T_z=1$ ,  $v \approx 1,42$ , то система с собственной частотой  $f_c = 1,5$  Гц практически не изменяет передаваемых через основание колебаний, лишь весьма незначительно (до 4%) увеличивая их в зависимости от сочетаний  $F_0$  и  $D$  (рис. 7). Поведение системы в этой области неустойчиво (рис. 4). Применение подвески с такой собственной частотой нецелесообразно.

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ТРАКТОРОВ КЛАССА 30 КН С НЕЛИНЕЙНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Анализ систем  $f_c = 0,8$  Гц и  $1,1$  Гц (рис.7) подтверждает сделанный ранее вывод о том, что снижение сил сухого трения и гидравлического демпфирования ведет к улучшению виброизолирующих свойств подвески, однако полное отсутствие гидравлического демпфирования в системе ведет к росту возможности "пробоя", даже при наличии высокого уровня сил сухого трения, поскольку при этом происходит "срыв" системы с последующим ударом об упор, который приводит к нестабильной работе подвески.

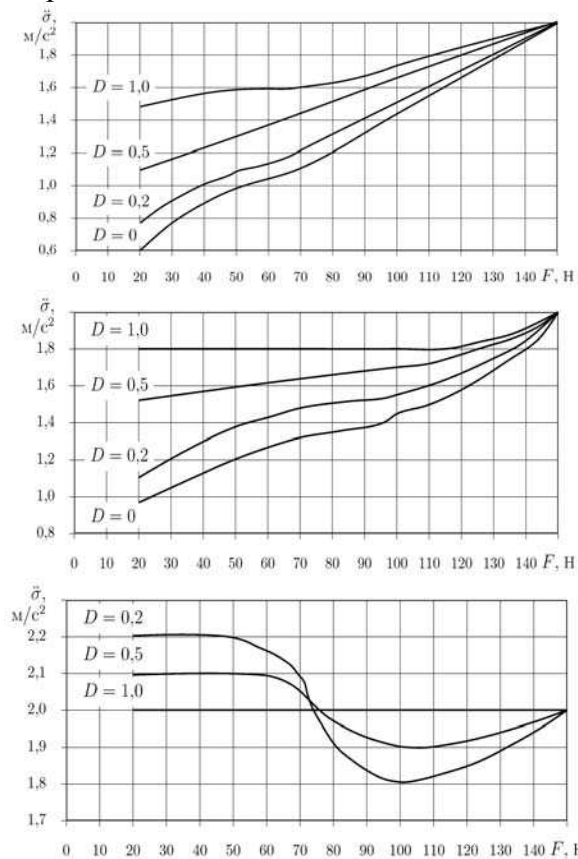


Рис. 4. Влияние сил сухого трения и гидравлического демпфирования на уровень ускорений виброизолируемой массы, при соответственно: 1958 Н/м; 3702 Н/м; 6823 Н/м  
Fig. 4. Influence of forces of dry friction and hydraulic damping is on the level of accelerations of mass, that is isolated from a vibration, at accordingly: 1958 N/m; 3702 N/m; 6823 N/m

Сопоставляя результаты расчетов, можно сделать вывод о том (рис. 6), что системы с собственными частотами  $0,8$  Гц и  $1,1$  Гц имеют достаточно хороший коэффициент виброизоляции при сочетании  $D = 0,2$  и диапазоне сил сухого трения  $\Delta F_0 = 20...70$  Н. Однако, учитывая, что реальная величина собственной

частоты подвески несколько более высока расчетной, необходимо снизить верхний предел сил сухого трения до  $50$  Н.

При полигармоническом воздействии характер изменения уровней колебаний в зависимости от  $D$  и  $F_0$  аналогичен изменению уровня при гармоническом воздействии. Снижение сил сухого трения до  $20-50$  Н и относительного коэффициента демпфирования до  $0,2$  ведет к значительному снижению уровня колебаний, как перемещений, так и ускорений для системы, имеющей собственные частоты  $0,8$  Гц и  $1,1$  Гц.

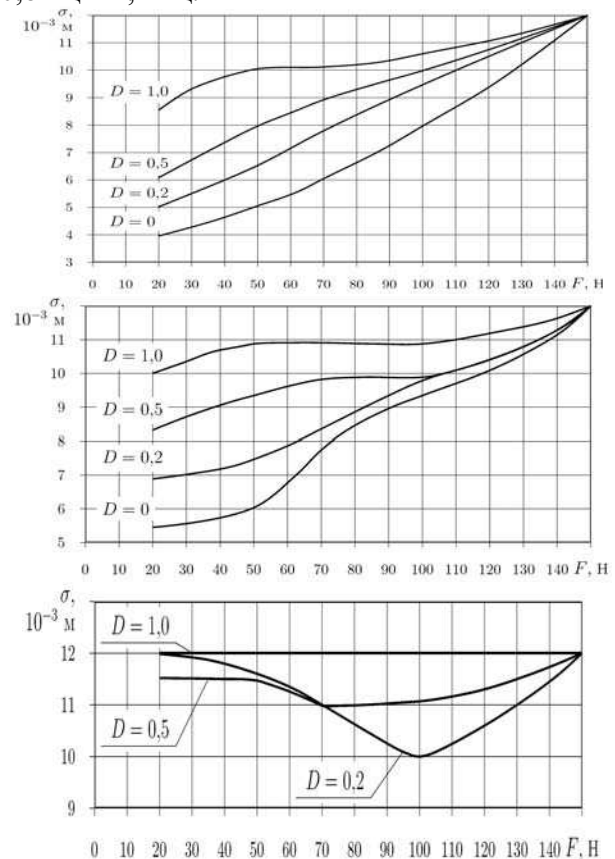


Рис. 5. Влияние сил сухого трения и гидравлического демпфирования на уровень перемещений виброизолируемой массы, при соответственно: 1958 Н/м; 3702 Н/м; 6823 Н/м  
Fig. 5. Influence of forces of dry friction and hydraulic damping is on the level of moving of mass, that is isolated from a vibration, at accordingly: 1958 N/m; 3702 N/m; 6823 N/m

Для системы с частотой  $1,5$  Гц, как и при гармоническом воздействии, улучшение свойств виброгашения отмечено при некотором увеличении сил сухого трения (до  $70-100$  Н). Влияние гидравлического демпфирования в этом варианте несущественно.

Максимальный уровень снижения колебаний отмечен при малых значениях сил сухого трения  $F_0=20-50$  Н и относительного демпфирования ( $D = 0,2$ ).

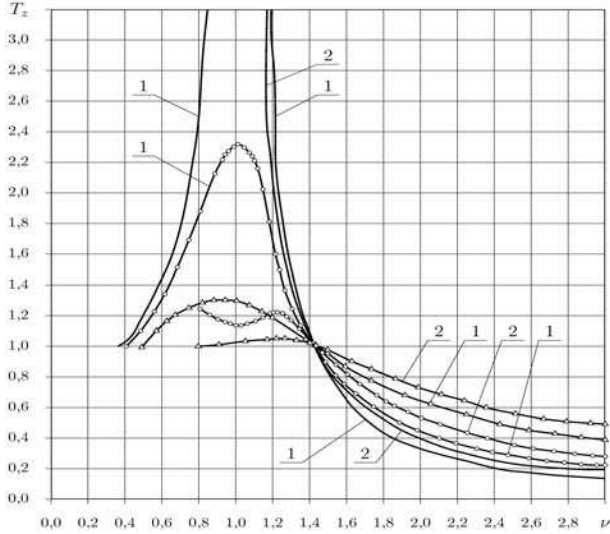


Рис. 6. Влияние коэффициента расстройки ( $\nu$ ) на абсолютный коэффициент виброизоляции  $T_z$ .

- $D=0$  (1- $F_0=20$  Н; 2- $F_0=100$  Н),
- $D=0,2$  (1- $F_0=20$  Н; 2- $F_0=100$  Н),
- △—  $D=0,5$  (1- $F_0=20$  Н; 2- $F_0=100$  Н).

Fig. 6. Influence of coefficient of disorder ( $\nu$ ) is on the absolute coefficient of vibroisolation  $T_z$ .

- $D=0$  (1- $F_0=20$  Н; 2- $F_0=100$  Н),
- $D=0,2$  (1- $F_0=20$  Н; 2- $F_0=100$  Н),
- △—  $D=0,5$  (1- $F_0=20$  Н; 2- $F_0=100$  Н)

В этом случае значения изменяются от 72 % ( $C_0 = 1958$  Н/м) до 53 % ( $C_0 = 3702$  Н/м).

Снижение уровня колебаний при  $F_0 = 70$  Н и  $D = 0,5$  для всех вариантов подвески незначительное.

Несмотря на то, что подвеска с жесткостью упругого элемента  $C_0=1958$  Н/м, имеет лучшие виброзащитные качества, по сравнению с другими исследованными вариантами, все же есть ряд причин, затрудняющих ее применение. Пружина, обеспечивающая необходимую жесткость, должна иметь значительно большие габариты, чем для других вариантов. В связи с ее большей податливостью, затруднена регулировка подвески по массе оператора, особенно на близкую к максимальной, по ГОСТ 20062-96 [17] – 100-120 кг.

Кроме того увеличивается возможность "пробоев" – ударов о жесткие упоры, что ухудшает качество виброизоляции. Также при  $C_0 = 1958$  Н/м значительно большее

влияние на уровень виброизоляции оказывают силы сухого трения. Поскольку в процессе длительной эксплуатации подвески возможно изменение сил сухого трения, в сторону увеличения, то это явление в большей степени может сказаться на изменении параметров системы, стабильности ее характеристик.

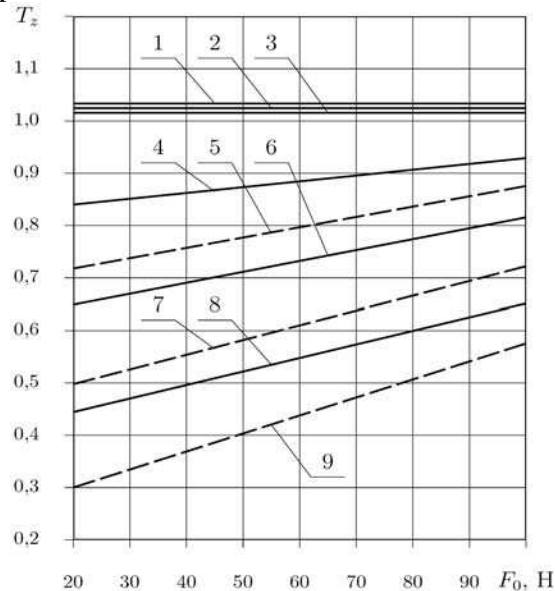


Рис. 7. Влияние разных факторов на уровень виброизоляции:  $C_0 = 6828$  Н/м; ;

- 1 ( $D = 0,2$ ); 2 ( $D = 0,5$ ); 3 ( $D = 1$ );
- $C_0 = 3702$  Н/м; ; 8 ( $D = 0,2$ ); 6 ( $D = 0,5$ );
- 4 ( $D = 1$ );  $C_0 = 1958$  Н/м; ; 9 ( $D = 0,2$ );
- 7 ( $D = 0,5$ ); 5 ( $D = 1$ )

Fig. 7. Influence of different factors is on the level of vibroisolation:  $C_0 = 6828$  Н/м; ;

- 1 ( $D = 0,2$ ); 2 ( $D = 0,5$ ); 3 ( $D = 1$ );
- $C_0 = 3702$  Н/м; ; 8 ( $D = 0,2$ ); 6 ( $D = 0,5$ );
- 4 ( $D = 1$ );  $C_0 = 1958$  Н/м; ; 9 ( $D = 0,2$ );
- 7 ( $D = 0,5$ ); 5 ( $D = 1$ )

### ВЫВОДЫ

По результатам расчета параметров виброизолирующей подвески при гармоническом и полигармоническом воздействии, для дальнейших исследований и конструктивной проработки, принят вариант подвески с собственной частотой  $f_{\text{с}} = 1,1$  Гц, обеспечиваемой упругим элементом жесткостью  $C_0 = 3702$  Н/м. Этот вариант подвески имеет хорошие виброизолирующие качества и позволяет реализовать их в рамках подвески унифицированного сиденья тракторов класса 30 кН, обеспечивая при этом стабильность характеристик.



ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ТРАКТОРОВ  
КЛАССА 30 КН С НЕЛИНЕЙНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

ЛИТЕРАТУРА

1. Anilovich V. A. 1963. Metod rascheta kolebanij skorostnikh traktorov pri ezde po nerovnostiam. Traktori I selkhoz mashini. № 12, 7-10.
2. Antishev N. M. 1967. Issledovanie plavnosti khoda universalnogo kolesnogo traktora: avto-ref. dis. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. Nauk. - M., - 18.
3. Barskij I.B., Anilovich V. IA., Kutkov G. M. 1973. Dinamika traktora. - M.: Mashinostroenie, - 280.
4. Brovarets O. 2011. Analiz strukturi zburuuchikh nerivnostej agrofoniiv. Motrol, - Motoryzacija i energetyka rolnictva. - Lublin. Tom 13B. - 161-166.
5. Bunin N., Lipskaia M. E. 1971. Metodi rascheta nizkochastotnikh kolebanij rabochikh mest kolesnikh traktorov. Metodika. - M.: VNIINMASH, - 51.
6. Chernishev V. I. 1983. Obosnovanie parametrov vibrozashchitnikh sistem voditelej mobilnikh selskokhoziajstvennikh agregatov: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.20.01. / Chernishev Vladimir Ivanovich. - Orel, - 230.
7. Demidovich B. P., Maron I.A., Shuvalova E. Z. 1963. Chislennye metody analiza. - M.: Fizmatgiz, - 400.
8. Dumenko I., Tajkhib K. 2012. Doslidzhennia stanu okhoroni ta bezpeki pratsi silskogospodarskoi galuzi Mikolaivskoi oblasti. Motrol, - Motoryzacija i energetyka rolnictva. - Lublin. Tom 14, №2. - 144-147.
9. Frolov K. V., Furman F. A. 1980. Prikladnaja teoria vibrozashchitnih system. - M.: Mashinostroenie, - 297.
10. Gekker F. R., Svetlitskij V. A. 1965. Issledovanie ustanovivshikhsia kolebanij sistem s sukhim treniem. - Izv. VUZov: Mashinostroenie, - № 2. - 50.
11. Gekker F. R. 1966. Opredelenie optimalnikh parametrov dempfera sukhogo treniia. - Izv. VUZov: Mashinostroenie, - № 3. - 53.
12. Gekker F. R. 1965. Statsionarnie kolebaniia dvukhmassovoj sistemi pri nalichii elementa sukhogo treniia. - Izv. VUZov: Mashinostroenie, - № 4. - 61.
13. Lukianenko V. M., Zhilina O. O., Kis V. M., Chernova O. O. 2012. Kharakteristika vipadkovikh protsesiv kolivan, shcho vinikaut pri rusi mashini po realnikh gruntovodorozhnikh fonakh. Visnik KhNTUSG. - Kharkiv., - Vip. 124, T. 2. 316-320.
14. Maslov I. T. 1976. Vibor kharakteristik podressorivaushchej sistemi sidenia avtomobilia pri sluchajnikh nagruzkakh. - Avtomobilnaia promishlennost, - № 9. - 19-20.
15. Rotenberg R.V. 1972. Podveska avtomobilia. - M.: Mashinostroenie, - 300.
16. Rozenberg D. E., Sinev A.V., Stepanov U. V., 1977. Otsenka predelnikh vozmozhnostej vibrozashchiti cheloveka – operatora dlia nekotorykh skhem podressorivaniia traktornikh sidenij. - Izd. AN SSSR Ser.: Mashinovedenie. - № 2. 34-40.
17. Sidenie traktornoe. Obschchie tekhnicheskie usloviia: GOST 20062-96. - [Vved. 1997-07-01]. – Minsk: Mezghos. sovet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii; - M.: Izd-vo standartov, 1997. - 18.
18. Sinev A. V. 1973. Optimalnie spektralnie plotnosti vhodnih sluchaynih vozdeystvij dlia passivnih i aktivnih vibrozashchitnih system. - Mashinovedenie, № 1. 14-20.
19. Lukianenko V. M., Zhilina O. O., Kis V. M., Kuzmina K. S. 2011. Skladannia matematichnoi modeli rozrakhunku pidviski sidinnia operatora traktora T – 150K. – Visnik KHNTUSG. - KH., Vip. 12, 116-120.
20. Vibratsii v tehnikе : spravochnik. - M.: Mashinostroenie, 1978. - T.6. - 456.

**THE THEORETICAL ANALYSIS OF  
VIBRATIONS PENDANT SEAT OF  
TRACTORS CLASS 3 KN WITH  
NONLINEAR DESCRIPTIONS**

**Summary.** In-process, on the basis research of parameters of vibroisolating pendant seat of operators of tractors class 30 kN at harmonious and polyhaploid actions, the choice of rational combination of sizes of basic parameters of pendant - eigenfrequency and inflexibility of resilient element is reasonable. Such variant of pendant allows to provide the high level of vibroisolating qualities, providing stability of descriptions here.

**Key words:** tractor, seat, pendant, parameters, vibroisolation.

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 30кН

*Роман Антощенко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Roman Antoshchenkov**

*Kharkiv national technical university of agriculture named of Petro Vasilenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе составлена динамическая и математическая модели колесных тракторов класса 30 кН на примере ХТЗ-17022 с шарнирно-сочленённой рамой. Предложенная модель позволяет исследовать динамику функционирования трактора в процессе разгона, установившемся режиме движения и выбеге. Проанализированное движение трактора с постоянной нагрузкой. Полученные численные значения буксования движителей трактора при разгоне.

**Ключевые слова:** трактор, динамическая модель, движение, разгон, силы, нагрузка, скорость, буксование.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Трактора тягового класса 30кН типа ХТЗ-17022 используются в составе комбинированных почвообрабатывающе-посевных агрегатов. Функционирование в составе данных агрегатов нуждается в изучении динамики.

Дальнейшее расширение технологических возможностей и сферы применения машинно-тракторных агрегатов (МТА) требуют углубленного изучения процесса функционирования. Динамика этого процесса, в связи с указанными тенденциями, усиливается вследствие увеличения многообразия и способов соединения элементов МТА, расширение диапазонов внешних и управляющих воздействий, рост энергонасыщенности тракторов, использование мощности двигателя трактора не только для передвижения агрегата, а также для привода рабочих органов сельхозмашин или колес транспортно-технологических модулей (элементов агрегата), которые имеют оборудование для выполнения полевых и транспортных операций [17].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Разработка функциональных математических моделей начинается после завершения работ по внешнему проектированию, в процессе которого обоснована концепция, избранное техническое решение и определена структура объекта проектирования. В результате созданные все необходимые условия для построения функциональных моделей [19].

Функциональные математические модели описывают процессы функционирования трактора и его агрегатов и имеют форму систем уравнений. Они предназначены для выполнения анализа характерных рабочих процессов и оптимизации основных параметров трактора и его подсистем [1, 3, 7, 8, 12, 15, 16]. На стадиях технического предложения и эскизного проекта формируют компоновочную схему, уточняют ее и последовательно определяют внутренние параметры трактора на основе выполнения проектных процедур оптимизации.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – разработать динамическую модель колесного трактора с полным приводом и исследовать динамику функционирования в процессе разгона.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Основные параметры трактора определяют на основе статистического тягово-динамического расчета. Основным критерием оценки эффективности при этом есть минимизация потерь мощности, которая эквивалентно максимизации КПД трактора. Математическая модель трактора должна описывать внутренние потенциальные свойства составляющих его динамических подсистем с учетом их взаимодействия, характеристик

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 30КН

внешней среды, возмущающих и управляющих воздействий.

При составлении математической модели осуществляют декомпозицию общей структуры трактора на подсистемы. Составив функциональные математические модели для каждой подсистемы их объединяют с учетом топологии, и получают полную математическую модель.

Особенностью колесных и гусеничных тракторов есть наличие неголономных (кинематических) связей, осуществляемых элементами движителей между динамическими системами трактора и опорной поверхностью (грунтом, дорожным покрытием и т.п.). Эти связи выражают зависимости между скоростями точек системы, которые не сводятся к зависимостям между ее координатами. Уравнение таких связей не интегрируемы. Наличие неголономных связей требует особого подхода к построения модели. Суть его заключается в том, что декомпозиция общей структуры системы на отдельные подсистемы осуществляется путем выделения неголономных связей в отдельную подсистему (или подсистемы). Поскольку при этом уравнение неголономных связей содержат производные обобщенных координат всех выделенных

подсистем, они объединяют отдельные неавтономные подсистемы в единую систему.

Раздельно-агрегатная компоновка характерна для тракторов тягового класса 3 и выше. Агрегаты (двигатель, коробка передач, раздаточная коробка, ведущие мосты и др.) komponуются в автономных корпусах, устанавливаются на жесткую раму и соединяются с ней эластичными элементами подвески, а между собой – карданными передачами, эластичными муфтами и другими упругими элементами. Эластичность подвески обуславливает дополнительное рассеяние энергии при колебаниях агрегатов относительно рамы и влияет на амплитудно-частотные характеристики трактора, которые необходимо учитывать в математической модели. Деформациями рамы можно в первом приближении пренебречь.

Для построения математической модели применим метод декомпозиции системы по неголономным связям и разделением динамической системы на четыре подсистемы: двигатель-трансмиссия-ведущие колеса, подвеска-мосты-шины, внешняя среда и неголономные связи [19].

Схема подсистемы двигатель-трансмиссия-ведущие колеса приведенная на рис. 1.

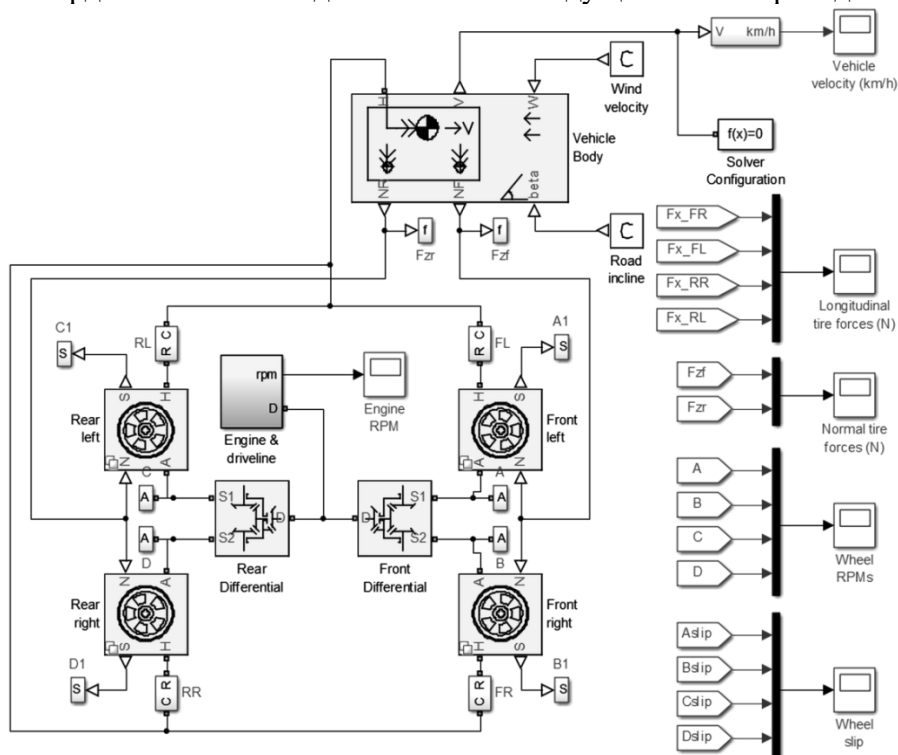


Рис. 1. Динамическая модель подсистемы двигатель-трансмиссия-ведущие колеса трактора  
Fig. 1. Dynamic model of the subsystem engine-transmission-wheel drive tractor

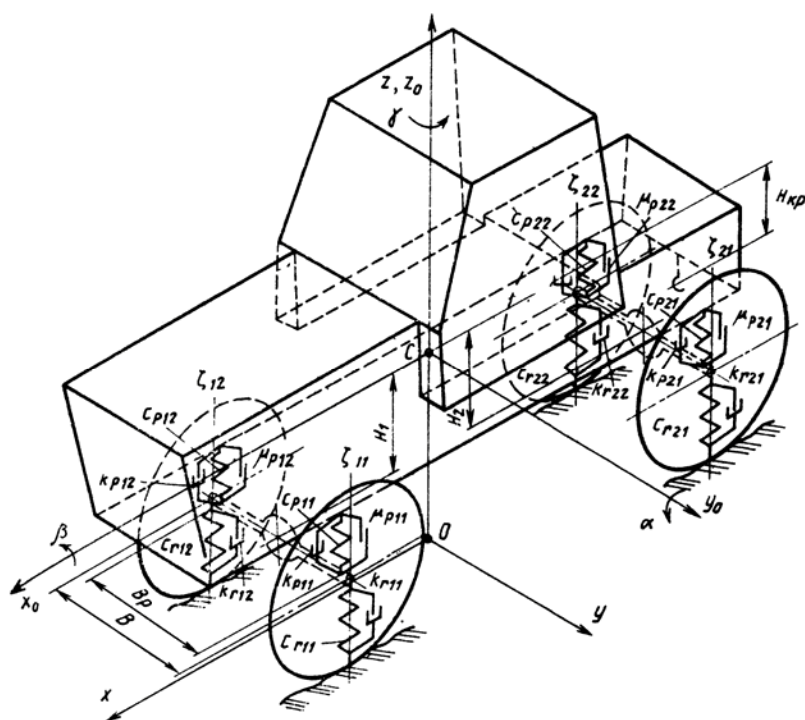


Рис. 2. Динамическая модель трактора шарнирно-сочленённой компоновки  
Fig. 2. Dynamic model tractor with articulated connected frames

Система уравнений движения трактора будет следующей [18]:

$$\begin{cases}
 m \cdot \dot{v}_x + m \cdot (\omega_y \cdot v_z - \omega_z \cdot v_y) = G_x + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Pf_{xij} + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Pm_{xij} + R_x, \\
 m \cdot \dot{v}_y + m \cdot (\omega_z \cdot v_x - \omega_x \cdot v_z) = G_y + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Pf_{yij} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 Pm_{yij} + R_y, \\
 m \cdot \dot{v}_z + m \cdot (\omega_x \cdot v_y - \omega_y \cdot v_x) = G_z + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 N_{zij} + R_z, \\
 J_x \cdot \dot{\omega}_x + (J_z - J_y) \cdot \omega_y \cdot \omega_z = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_x (Pf_{ij}) + \\
 + \sum_{j=1}^2 M_x (Pm_{ij}) + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_x (N_{ij}) + M_x (R_y), \\
 J_y \cdot \dot{\omega}_y + (J_x - J_z) \cdot \omega_x \cdot \omega_z = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (Pf_{ij}) + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (Pm_{ij}) + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (N_{ij}) + \\
 M_y (R_x) + M_y (R_z), \\
 J_z \cdot \dot{\omega}_z + (J_y - J_x) \cdot \omega_x \cdot \omega_y = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_z (Pf_{ij}) + \\
 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_z (Pm_{ij}) + M_z (R_y),
 \end{cases}$$

где:  $Pf_{ij}$  – сила сопротивления движения  $i$ -го колеса  $j$ -й секции;

$P_{mij}$  – сила взаимодействия между опорной поверхностью и  $i$ -м колесом  $j$ -й секции,  
 $N_{ij}$  – нормальная реакция опорной поверхности под  $i$ -м колесом  $j$ -й секции,  
 $R$  – равнодействующая сил в узле соединения.

Модель трансмиссии с заблокированным межосевым дифференциалом:

$$\begin{aligned}
 I_{11} \dot{\omega}_{11} &= \frac{M_1}{2} - M_{11}, & \dot{\omega}_{11} &= -\dot{\omega}_{12}, \\
 I_{12} \dot{\omega}_{12} &= \frac{M_1}{2} - M_{12}, & \dot{\omega}_{21} &= -\dot{\omega}_{22}, \\
 I_{21} \dot{\omega}_{21} &= \frac{M_2}{2} - M_{21}, & \omega_1 &= \omega_2 = \omega_{ДБ}, \\
 I_{22} \dot{\omega}_{22} &= \frac{M_2}{2} - M_{22}, & M_{ДБ} &= M_1 + M_2.
 \end{aligned}$$

Упругие и диссипативные характеристики подвески и мостов трактора подвергнуты кусочно-линейной аппроксимации [20]:

$$\begin{aligned}
 F_{y.pijk} &= C_{pik} [\xi_{ij} \pm l_i \alpha - z_c \pm (0,5B_{pi} \beta_j)], \\
 F_{d.pijk} &= k_{pik} [\xi_{ij} \pm l_i \dot{\alpha} - \dot{z}_c \pm (0,5B_{pi} \dot{\beta}_j)]
 \end{aligned}$$

Для расчетов математической модели использовался математический пакет Matlab [2]. Результаты расчетов разгонки трактора в составе МТА с прицепной сельскохозяйст-

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 30КН

венной машиной приведены на рис. 3-7.

Данные для расчётов использованные из предыдущих исследований [4-6, 9-11, 13, 14].

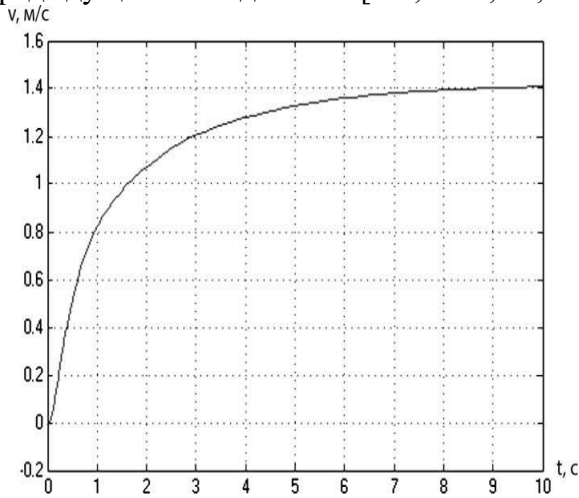


Рис. 3. Скорость трактора  
Fig. 3. Tractor speed

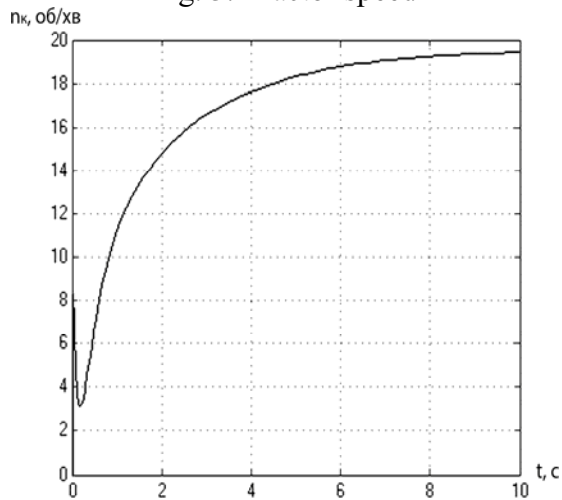


Рис. 4. Скорость вращения колес трактора  
Fig. 4. Wheel speed

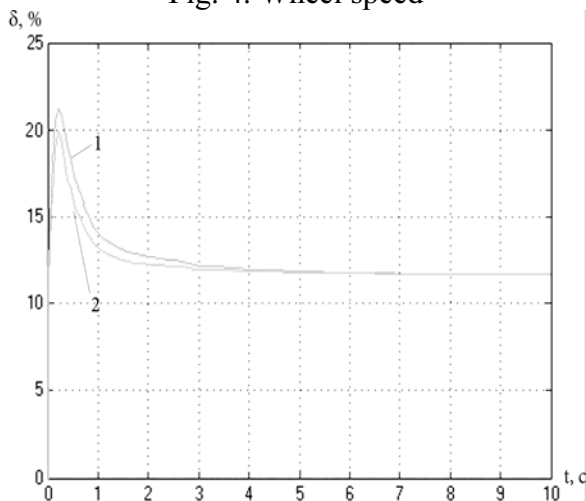


Рис. 5. Буксование колес:  
1 – передняя ось; 2 – задняя ось  
Fig. 5. Wheel slip:  
1 – front; 2 – rear

Во время разгона трактора происходит

кратковременное повышение скорости вращения колес, далее резкое снижение за счет увеличения буксования и дальнейшее монотонное повышение (рис. 4).

Буксование при разгоне с места увеличивается до 22% и после набора скорости остается постоянным и составляет 12-13% и не зависит от скорости движения (рис. 5).

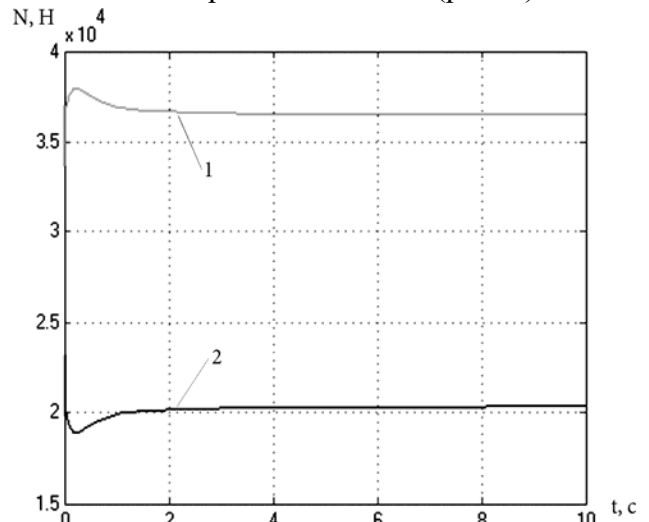


Рис. 6. Нормальные реакции на колесах:  
1 – передняя ось; 2 – задняя ось  
Fig. 6. Normal force on wheel:  
1 – front; 2 – rear

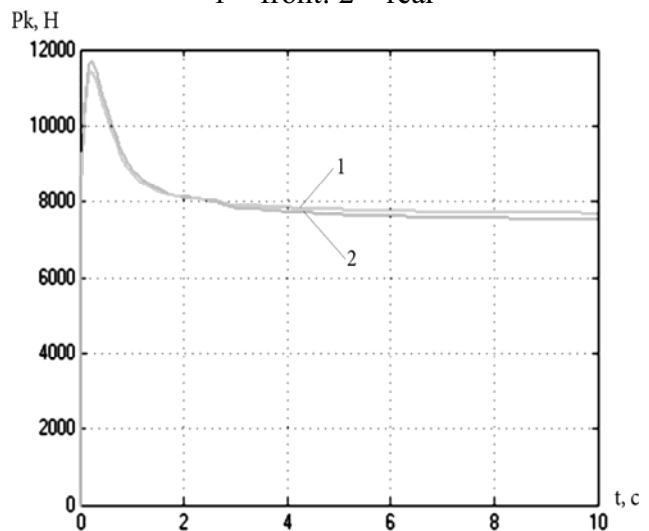


Рис. 7. Касательная сила тяги:  
1 – передняя ось; 2 – задняя ось  
Fig. 7. Tangential force:  
1 – front; 2 – rear

Во время кратковременного уменьшения скорости вращения увеличиваются нормальные реакции на колесах передней и задней осей трактора (рис. 6) и касательные силы тяги на колесах (рис. 7).

ВЫВОДЫ

Разработанная математическая и динамическая модели тракторов класса 30кН на примере ХТЗ-17022 в составе МТА позволяет исследовать динамику функционирования в процессе разгона. Эта пространственная модель трактора позволяет исследовать влияние возмущений опорной поверхности на динамику трактора.

Полученные результаты позволяют оценить зависимость скорости движения, буксования и касательных сил тяги на колесах полно приводного трактора шарнирно-соединенной компоновки. В дальнейших исследованиях необходимо определить влияние кинематического несоответствия скоростей обращения колес и потери мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Amel'kin V. V. 1987. *Differencial'nye uravnenija v prilozhenih.* – М.: Nauka, – 160.
2. Dashhenko O. F., Kirillov V. H., Kolomicc' L. V., Orobej V. F. 2003. *MATLAB v inzhenernih ta naukovih rozrahunkah.* Monografija. – Odesa : Astroprint, – 214.
3. Gjachev L. V. 1981. *Ustojchivost' dvizhenija sel'skohozjajstvennyh mashin i agregatov.* – М.: Mashinostroenie, – 206.
4. Lebedev A. T., Antoshhenkov R. V. 2009. *Matematichna model' ruhu kombinovanogo posivnogo agregatu v skladi traktora HTZ-150K-09 ta sival'ki prjamoї sivbi APP-6 pri prjamolinijnomu rusi pershoї pivrami traktora.* Praci Tavrijs'kogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu. – Melitopol': TDAU, Vip. 9, t. 1, 151-157.
5. Legecuis T., Bourassa P., Laneville A. 1985. *On the extension of the gratzmuller critical velocity for locked steering road vehicle to the case of piloted vehicles.* *Vehicle system dynamics.* №14, 615-622.
6. Lihvenko S. P. 2001. *Matematichna model' dlja rozrahunkiv rozpodilu veduchih momentiv i poelementnogo buksuvannja povnoprividnih traktoriv.* V zb.: *Pidvishhennja nadijnosti vidnovljuemih detalej mashin.* Visnik HDTSGU. t.2, Vip. 8, 83-86.
7. Lovejkin B. C., Romasevich Ju. 2012. *Optimizacija rezhima razgona odnomassovoj dinamicheskoy sistemy s integral'nymi ogranichenijami.* *Motrol. Lublin.* Tom 14, №3, 158-163.
8. Lovejkin B. C., Bortun V. 2012. *Utochnennaja*

*matemati-cheskaja model' dinamiki dvizhenija kovshovo-go jelevatora.* *Motrol. Lublin.* Tom 14, №3, 87-95.

9. Mazorenko D. I., Antoshhenkov R. V. 2009. *Do pitannja viznachen-nja vitrati paliva kombinovanim rruntoobrobnoposivnim agregatom.* *Mehanizacija sil'skogos-podars'kogo virobniectva: Visnik HNTUSG.* – H. : HNTUSG, Vip. 89, 5-11.
10. Mazorenko D. I., Antoshhenkov R. V. 2009. *Rezultati modelju-vannja vplivu operatora na rul'ove keruvannja traktora HTZ-150K-09 v skladi kombinovanogo posivnogo agregatu.* *Sistemi upravlinnja, navigacii ta zv'jazku* – K: CNDI NU, Vip. 2 (10), 93-96.
11. Mazorenko D. I., Antoshhenkov R. V. 2009. *Rezultati modeljuvannja vplivu operatora na rul'ove keruvannja traktora HTZ-150K-09 v skladi kombinovanogo posivnogo agregatu.* *Sistemi upravlinnja, navigacii ta zv'jazku* – K: CNDI NU, Vip. 2 (10), 93-96.
12. Mel'nikov D. I. 1988. *Jeksperimental'noe i analiticheskoe issledovanie pojelementnogo buksovanija koles polnoprivodnogo traktora po ego tjagovoj harakteristike.* V sb. *Mehanizacija i jelektrifikacija sel'skogo hozjajstva.* K.: Urozhaj. Vyp. 67, 47-50
13. Mitropan D. M. 1970. *Raspredelenie tjagovogo usilija mezhdju vedushhimi mostami shar-nirno-sochlenjonno traktora 4H4 pri ustanovivshemsja povorote.* *Traktory i sel'skohozmashiny.* №12, 6-18.
14. Polivaev O. I., Beljaev A. N., Popov E. M. 2000. *Vlijanie uprugodempfirujushhego privoda vedushhij koljos na povorachivaemost' MTA / O.I. Polivaev, . // Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny,* №3, 9-22.
15. Romasevich Ju. 2012. *Optimizacija rezhima razgona odnomassovoj dinamicheskoy sistemy s integral'nymi ogranichenijami.* *Motrol. Lublin.* Tom 14, №3, 176-183.
16. Roslavcev A. V. 1992. *Koljosnye traktora kl.3. rasshirennye sfery primenenija i osobennosti analiticheskogo predstavlenija dvizhenija MJeS na ih osnove (v porjadke obsuzhdenija).* *Traktory i sel'hozmashiny.* №1, 7-9.
17. Roslavcev A. V. 1999. *Sredstva issledovanija dvizhenija MTA.* / A. V. Roslavcev, V. M. Avdeev, V. M. Tret'jak, S. L. Abdula i dr. // *Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny.* № 3, 26-29.

18. Smirnov G. A. 1990. Teorija dvizhenija kole-snyh mashin. – M.: Mashinostroenie, – 352.

19. Traktory. Proektirovanie, konstrui-rovaniye i raschet: ucheb. dlja studentov mashi-nostroit. spec. vuzov / [I.P. Ksenevich, V.V. Gus'kov, N.F. Bocharov i dr.; Pod obshh. red. I.P.Ksenevicha]. – M. : Mashinostroe-nie, 1991. – 544.

20. Vejc V. L., Kochura A. E. 1976. Dinamika mashinnyh agregatov s dvigateljami vnutren-nego sgoranija. - L. : Mashinostroenie, – 384.

**THEORETICAL STUDY OF DYNAMICS  
WHEELED TRACTOR CLASS 30KN**

**Summary.** In this work prepared dynamic and mathematical model wheeled tractor class 30kn type XT3-17022 from the hinge connection frame. The model allows to investigate the dynamics of the tractor-functioning during acceleration, constant re-bench and run-down. Analyzed the motion tractor with constant load. Numerical value slipping during acceleration engines tractor are calculated.

**Key words:** tractor, dynamic model, motion, acceleration, force, pressure, velocity.

## ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ СЕПАРАТОР ДЛЯ ОЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

*Николай Бакум, Николай Крекот, Василий Ольшанский, Николай Винокуров*  
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства*  
*имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Nickolay Bakum, Nickolay Krekot, Vasily Olshansky, Nickolay Vinokurov*  
*Kharkov national technical university of agriculture of the named after Petr Vasilenko*  
*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** Получено аналитическое решение упрощенных нелинейных дифференциальных уравнений движения материальной точки в плоском наклонном канале пневматического сепаратора. Приведены результаты лабораторных и производственных испытаний пневматического сепаратора с наклонным воздушным каналом.

**Ключевые слова:** движение частицы, дифференциальные уравнения, пневматический сепаратор, наклонный воздушный канал, семена, семенная смесь, очистка, сортирование.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из основных факторов получения сельскохозяйственной продукции низкой себестоимости является использование высококачественного посевного материала. При механизированном обмолоте семенников в основную фракцию выделяется как полноценные так и незрелые семена основной культуры, а также значительное количество коробочек соцветий, долек стеблей, минеральных примесей различного фракционного состава и семян сорняков. Такой материал имеет низкую сыпучесть, повышенную влажность, что ухудшает процесс разделения на сепараторах с решетными, триерными или специальными (вибрационные шероховатые плоскости) рабочими поверхностями. Кроме того повышенная влажность приводит к потерям посевных свойств семян при хранении, что требует предварительной очистки или сушки семенного вороха. Поэтому разработка конструкций сепараторов способных эффективно разделять такие смеси является актуальной задачей для овощеводства [1, 7, 11, 15].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Широко используются в машинах для послеуборочной обработки семенного материала воздушные очистки с вертикальным сепарирующим каналом [6, 16]. Основной задачей которую решают такие сепараторы является отделение легких примесей. Их широкое использование на производстве подтверждает эффективность на предварительной очистки семенных смесей зерновых культур [1]. Мелкосеменные смеси имеют незначительные отличия аэродинамических свойств их компонентов поэтому разделение таких смесей в вертикальных воздушных каналах малоэффективно. На кафедре сельскохозяйственных машин ХНТУСХ имени Петра Василенко разработан модернизированный пневматический сепаратор с наклонным пневматическим каналом и регулируемой его шириной, в котором разделение компонентов происходит в сопутствующем воздушном потоке неравномерном по высоте канала [2, 3]. Результатами лабораторных и производственных исследований подтверждена его эффективность на очистке и сортировании многих сельскохозяйственных культур [4, 5, 8].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Исследовать влияние основных параметров на движение частиц в сопутствующем воздушном потоке и эффективность использования модернизированного пневматического сепаратора с наклонным пневматическим каналом и регулируемой его шириной в котором скорость воздушного потока неравномерна по высоте канала для очистки и сортирования семенных смесей овощных культур.



ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрим плоский воздушный канал у которого верхняя и нижняя стенки наклонены к горизонту под углом  $\alpha$ , а расстояние между ними равняется  $h$ . Скорость восходящего воздушного потока  $\vec{V}$  параллельная стенкам канала и является постоянной величиной.

В повернутой на угол  $\alpha$  прямоугольной системе координат, приведенной на рис. 1, движение частицы, как материальной точки, описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \ddot{x} - k(V - \dot{x})\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} &= -g_1 = -g \sin \alpha, \\ \ddot{y} + k\dot{y}\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} &= g_2 = g \cos \alpha, \end{aligned} \quad (1)$$

где:  $g$  – ускорение свободного падения;  $k$  – коэффициент парусности частиц, связанный со скоростью ее витания  $\mathcal{G}_n$  соотношением:

$$k = g\mathcal{G}_n^{-2}. \quad (2)$$

Точкой над символами обозначены производные по времени  $t$ .

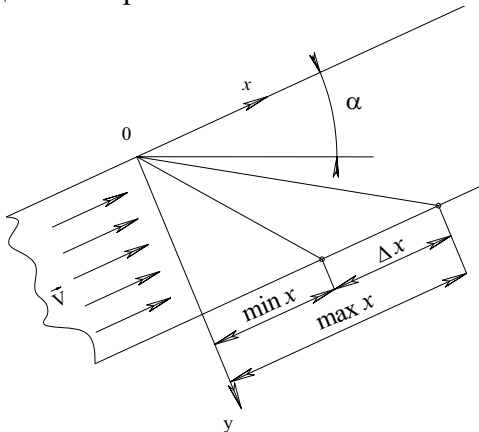


Рис. 1. Расчетная схема  
Fig 1. Calculation scheme

При записи уравнений (1) силу взаимодействия частицы с воздушным потоком приняли пропорциональной квадрату ее относительной скорости.

Исходными условиями к уравнениям (1) принимаем:

$$x(0) = y(0) = 0; \dot{x}(0) = \mathcal{G}_1; \dot{y}(0) = \mathcal{G}_2, \quad (3)$$

где:  $\mathcal{G}_1$  и  $\mathcal{G}_2$  – проекции начальной скорости частицы, с которой она попадает в канал.

Дальше упростим систему уравнений (1). Учитывая, что в канале  $\dot{y}^2 \ll (V - \dot{x})^2$  систему уравнений (1) запишем в упрощенном виде:

$$\begin{aligned} \ddot{x} - k(V - \dot{x})^2 &= -g_1, \\ \ddot{y} + k\dot{y}(V - \dot{x}) &= g_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Интегралы первого уравнения системы (4), с учетом (3), имеют вид:

$$\dot{x}(t) = V - \mathcal{G}^* \frac{\exp(2k\mathcal{G}^*t) + c}{\exp(2k\mathcal{G}^*t) - c}, \quad (5)$$

$$x(t) = (V + \mathcal{G}^*) \cdot t - \frac{1}{k} \ln \frac{\exp(2k\mathcal{G}^*t) - c}{1 - c},$$

$$\text{где: } \mathcal{G}^* = \sqrt{\frac{g \sin \alpha}{k}}; c = \frac{V - \mathcal{G}_1 - \mathcal{G}^*}{V - \mathcal{G}_1 + \mathcal{G}^*}.$$

Интегрирование второго уравнения системы (4), с учетом исходных условий (3), позволяет получить формулы для определения скорости и перемещения в виде:

$$\dot{y}(t) = \frac{1}{\exp(2k\mathcal{G}^*t) - c}.$$

$$\left\{ \begin{aligned} &\left[ \mathcal{G}_2(1 - c) - \frac{g_2(1 + c)}{k\mathcal{G}^*} \right] \exp(k\mathcal{G}^*t) + \\ &+ \frac{g_2}{k\mathcal{G}^*} [\exp(2k\mathcal{G}^*t) + c] \end{aligned} \right\},$$

$$y(t) = A \cdot \ln \frac{\exp(k\mathcal{G}^*t) - \sqrt{c}}{1 - \sqrt{c}} + B. \quad (6)$$

$$\cdot \ln \frac{\exp(k\mathcal{G}^*t) + \sqrt{c}}{1 + \sqrt{c}} + Dt,$$

$$\text{где: } A = \frac{(1 - \sqrt{c})^2}{2\sqrt{c}(k\mathcal{G}^*)^2} \left[ \frac{1 + \sqrt{c}}{1 - \sqrt{c}} k\mathcal{G}^* \mathcal{G}_2 - g_2 \right],$$

$$B = \frac{(1 + \sqrt{c})^2}{2\sqrt{c}(k\mathcal{G}^*)^2} \left[ g_2 - \frac{1 - \sqrt{c}}{1 + \sqrt{c}} k\mathcal{G}^* \mathcal{G}_2 \right],$$

$$D = -\frac{g_2}{k\mathcal{G}^*}.$$

Для расчетов дальности полета частиц вдоль канала и определения разделяющей способности необходимо знать время полета  $t_n$ , которое является корнем трансцендентного уравнения:

$$y(t_n) = h.$$

Этот корень с заданной точностью можно находить методом Ньютона по формуле:

$$t_{i+1} = t_i - \frac{y(t_i) - h}{\dot{y}(t_i)}; i = 0, 1, 2, \dots, \quad (7)$$

где:  $y(t)$  и  $\dot{y}(t)$  определяются за уравнениями (6).

При выборе начального приближения  $t_0$

необходимо учитывать неравенство:

$$t_* < t_0 < t^* \quad (8)$$

К нижней границе:

$$t_* = \sqrt{\left(\frac{g_2}{g_2}\right)^2 + \frac{2h}{g_2} - \frac{g_2}{g_2}}$$

приводит решение дифференциального уравнения:

$$\ddot{y} = g_2,$$

которое удовлетворяет условиям (3).

Верхняя граница  $t^*$  определяется из решения задачи Коши для дифференциального уравнения:

$$\ddot{y} + \beta \dot{y} = g_2,$$

где:  $\beta = k(V - g_1)$ .

Таким решением является:

$$y(t) = \frac{1}{\beta} \left\{ \left( g_2 - \frac{g_2}{\beta} \right) \cdot [1 - \exp(-\beta t)] + g_2 t \right\}.$$

Равенство  $y(t^*) = h$  преобразуется в трансцендентное уравнение вида:

$$Z \exp(-Z) = \exp(a), \quad (9)$$

где:  $Z = \left( 1 - \frac{\beta g_2}{g_2} \right) \exp(-\beta t^*),$

$$a = \ln \left( 1 - \frac{\beta g_2}{g_2} \right) - \frac{\beta}{g_2} (\beta h - g_2) - 1.$$

Решение уравнения (9) выражается через специальную функцию Ламберта  $W(\eta)$  [12, 13], что приводит к формуле:

$$t^* = \frac{1}{\beta} \ln \frac{\beta g_2 - g_2}{g_2 W[-\exp(a)]}.$$

Значение функции Ламберта отрицательного аргумента можно находить методом линейной интерполяции за таблицей, приведенной в монографии [14, ст. 192].

Задавая  $t_0$  в пределах (8) получаем быструю сходимость итераций за формулой (7). Определив таким способом, с заданной точностью  $t_n = t_{i+1}$ , это значение  $t$  необходимо подставить в формулу (5) и определить дальность полета частиц вдоль канала.

Используя изложенную теорию определим влияние угла  $\alpha$  на дальность полета частиц и разделяющую способность канала при минимальном и максимальном значениях коэффициента парусности. Учитывая предельные значения скорости витания зерна

пшеницы [15]  $\min g_n = 8,5 \text{ м/с}$   $\max g_n = 11,5 \text{ м/с}$

по формуле (2) находим

$$k_1 = \min k = 0,074 \text{ м}^{-1}; \quad k_2 = \max k = 0,136 \text{ м}^{-1}.$$

Скорость воздушного потока  $V$  и расстояние между стенками канала  $h$  задаем соответственно равными 17 м/с и 0,3 м. Проекция начальной скорости частицы принимаем равными нулю ( $(g_1 = g_2 = 0)$ ). Результаты расчетов при  $k = k_1$  приведены в табл. 1.

Табл. 1. Значение  $\min x$  при  $k = k_1$  и разных  $\alpha$

Table 1. A value of  $\min x$  in  $k = k_1$  and  $\alpha$  different

$\alpha$ , град	$g^*$ , м/с	$g_2$ , м/с <sup>2</sup>	$t_*$ , сек	$t^*$ , сек	$t_n$ , сек	$\min x$ , м
20	6,734	9,218	0,255	0,273	0,268	0,530
25	7,485	8,891	0,260	0,277	0,273	0,524
30	8,141	8,496	0,266	0,281	0,279	0,520
35	8,720	8,036	0,273	0,288	0,287	0,523
40	9,231	7,515	0,283	0,303	0,298	0,536
45	9,682	6,937	0,294	0,313	0,311	0,554

Результаты расчетов приведены в табл. 2 получены при  $k = k_2$ . В таблице кроме  $\max x$  приведенные разности  $\Delta x = \max x - \min x$ , которые характеризуют разделяющую способность канала.

При выполнении расчетов по формуле (7) задавали  $t_0 - t^*$  и определяли  $t_n$  с погрешностью меньше  $10^{-3}$  с. Для достижения отмеченной точности достаточно двух итераций.

Расчеты показали, что при увеличении угла  $\alpha$  растет разделяющая способность канала, но и растет дальность полета частиц, что требует увеличения длины канала.

Табл. 2. Значения  $\max x$ , при  $k = k_2$  и разных  $\alpha$

Table 2. A value of  $\max x$  in  $k = k_2$  and  $\alpha$  different

$\alpha$ , град	$g^*$ , м/с	$t^*$ , сек	$t_n$ , сек	$\max x$ , м	$\Delta x$ , м
20	4,967	0,283	0,276	0,969	0,439
25	5,521	0,288	0,282	0,982	0,458
30	6,006	0,296	0,289	1,001	0,481
35	6,432	0,305	0,298	1,003	0,480
40	6,809	0,317	0,309	1,074	0,538
45	7,142	0,332	0,323	1,134	0,580

## ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ СЕПАРАТОР ДЛЯ ОЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

Для определения погрешности, которая вносится упрощением исходной системы уравнений (1), выполнено численное интегрирование этой системы при исходных условиях (3). Результаты численного решения задачи Коши приведены в табл. 3.

Сравнение значений  $x(t)$  и  $y(t)$ , полученных двумя методами, показало, что переход от системы уравнений (1) к более простым уравнениям (4) не вносит существенных погрешностей.

Табл. 3. Результаты численного интегрирования системы уравнений (1)  
Table 3. The results of numerical integration of the system of equations (1)

$\alpha$ , град	$k = 0,074, м^{-1}$			$k = 0,136, м^{-1}$		
	$x(t)$ , с	$x(t)$ , м	$y(t)$ , м	$x(t)$ , с	$x(t)$ , м	$y(t)$ , м
20	0,268	0,531	0,300	0,276	0,971	0,299
25	0,273	0,525	0,301	0,282	0,984	0,300
30	0,279	0,521	0,299	0,289	1,003	0,300
35	0,287	0,525	0,298	0,298	1,033	0,300
40	0,298	0,537	0,299	0,309	1,075	0,300
45	0,311	0,555	0,300	0,323	1,135	0,300

На основании теоретических исследований обоснованы основные параметры и разработана конструкция сепаратора (рис. 2) который состоит из вентиляторной установки и наклонного воздушного канала соединённых между собой болтами. Вентиляторная установка включает вентилятор высокого давления 1, с входным патрубком 2, который приводится в движение клиноременной передачей от электродвигателя. К выходному патрубку вентилятора присоединена проставка 4 в которой установлены вертикальные жалюзи 3 для выравнивания скорости воздушного потока в поперечном направлении проставки. На выходе проставка имеет размеры, которые отвечают размерам наклонного канала. В проставке 4 расположен механизм регулирования скорости воздушного потока по высоте канала (рис. 2,б) который выполнен в виде набора поворотных пластин 5, закрепленных жестко на осях 29 которые проходят через осевые линии боковин 30 проставки, причем оси закреплены параллельно нижней (верхней) её стенке. Положение каждой пла-

стины 5 (угол ее наклона относительно продольной оси канала) можно регулировать отдельно, вращая соответствующие оси 29. Фиксация положения всех пластин выполняется одновременно прижимными пластинами 28.

Наклонный воздушный канал состоит из сепарирующей камеры 6 в нижней части которой размещены четыре приемника 19, 20, 21 и 23 продуктов разделения. Перегородки 14 между 20 и 21 приемниками, а также 15 между 19 и 20 приемниками выполнены поворотными что дает возможность регулировать их содержимое. В нижней части приемников установлены заслонки и мешкодержатели, которые позволяют закреплять мешки для сбора продуктов разделения каждого приемника отдельно.

К верхней стенке сепарирующей камеры 6 шарнирно закреплен питатель с цилиндрической щеткой 8 и подвижной боковиной 9. К питателю присоединен бункер 11, который в нижней части имеет регулировочную заслонку 10.

К сепарирующей камере 6 присоединен инерционный пылеотделитель 16 с осадочной камерой 17, которая заканчивается фильтровальным пылесборником 18.

Регулирование скорости воздушного потока в сепарирующей камере 6 выполняется изменением ее ширины, перемещением делителя 13, с помощью регулировочных винтов 26, закрепленных в опорах 27, штурвалами 25. Делитель 13 эластичным направлятелем 24 соединяется с выходным патрубком.

Во время работы исходный материал с бункера 11 цилиндрической щеткой 8 питателя подается в наклонный воздушный канал 6 равномерно по всей его ширине. Интенсивный воздушный поток в верхней части канала (скорость воздушного потока выше критической скорости подавляющего большинства компонентов исходного материала) имеет большую транспортирующую способность, за счет чего быстро «разгружается» зона канала у загрузочного окна. Причем большинство легких примесей с большим коэффициентом парусности отделяется

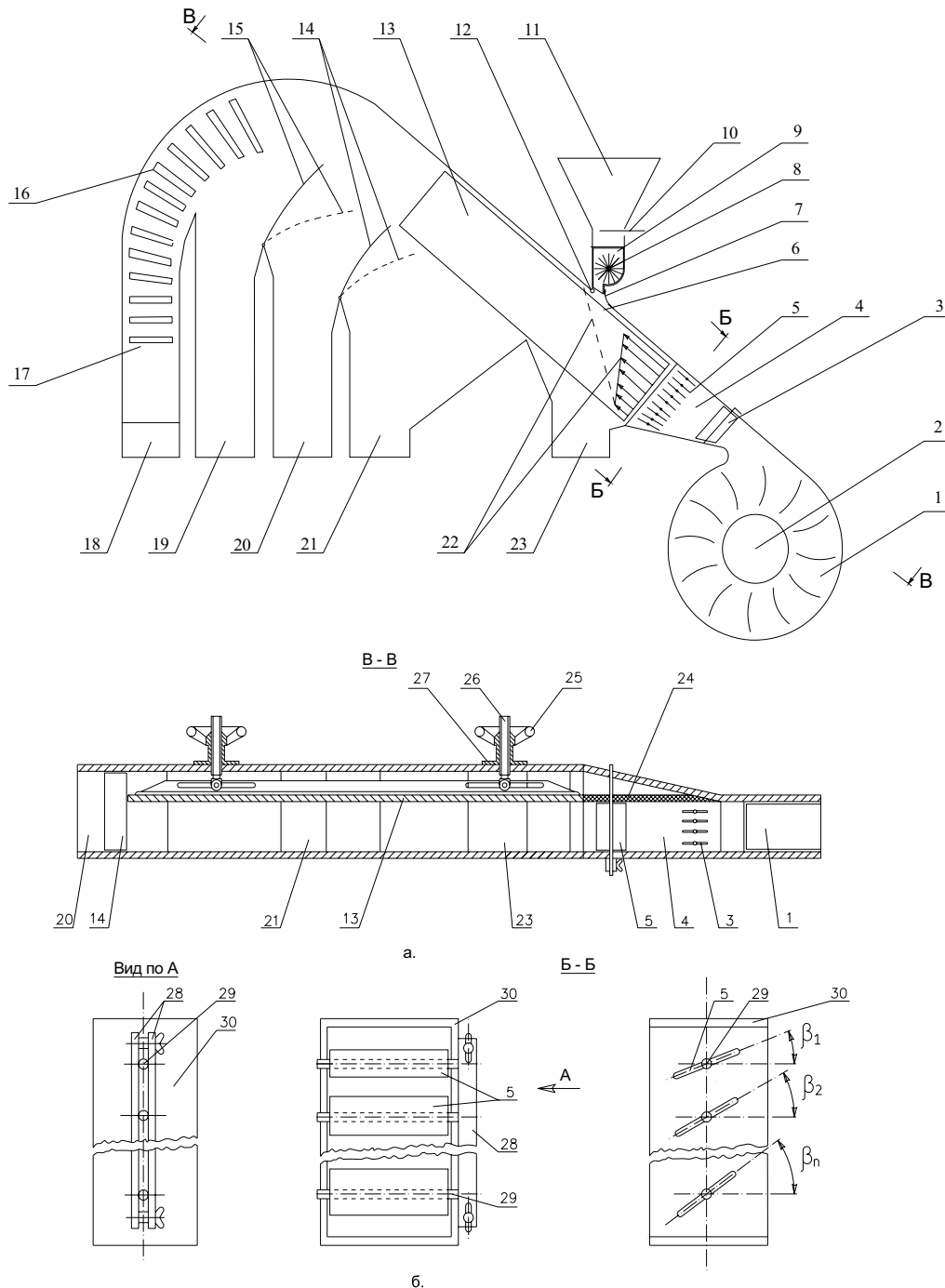


Рис. 2. Схема модернизированного пневматического сепаратора с наклонным воздушным каналом

Fig 2. The scheme of pneumatic separator with angled air channel

в самой верхней части канала и транспортируется вдоль верхней части канала (не могут опуститься, поскольку максимальная скорость воздушного потока находится несколько ниже верхней стенки канала из-за сопротивления стенок канала, смотри вид эпюры 22 скоростей воздуха по высоте канала) в осадочную камеру. Более тяжёлые компоненты исходного материала с меньшими коэффициентами парусности интен-

сивно транспортируются при большей скорости воздуха, которую имеют несколько более низкие слои воздушного потока. Эти слои воздушного потока окончательно выдувают более легкие примеси, которые по каким-то причинам не отделились воздушным потоком на верхних участках воздушного канала. Более тяжелые компоненты под действием гравитационных сил двигаются по криволинейным траекториям и попадают в

## ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ СЕПАРАТОР ДЛЯ ОЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

нижнюю часть канала, где воздушный поток более умеренный. В таких условиях компоненты материала имеют возможность полнее проявить свои аэродинамические свойства, точнее разделиться по их разнице и поступают в приемнике 19, 20, 21, 23 продуктов разделения. Соотношение масс компонентов в этих приемниках, а следовательно и качество разделения или сортирования, можно регулировать поворотом перегородок 14 и 15. Тяжелые примеси (комочки почвы, камешки, металлические включения и другие) попадают в приемник 23.

Легкие примеси и пыль из осадочной камеры 17 попадают в фильтровальный пылесборник 18.

Лабораторными исследованиями и производственными испытаниями разработанного пневматического сепаратора доказана возможность его использования на предварительной очистке, основной очистке и сортировании семенных смесей овощных культур. Так при предварительной очистке семенной смеси лука сорта Глобус первой репродукции которая содержала семян основной культуры 50,95%, измельченных стеблей и соцветий – 38,32%, минеральных примесей (комочки почвы, песок и пыль) 10,45%, семян сорняков – 0,28% за один пропуск получено из первых двух приемников 48,77% материала посевные свойства которого отвечают требованиям стандарта. Масса 1000 семян этих фракций повысилась до 3,85 г, а энергия прорастания и схожесть семян лука, соответственно, 59,60 и 87,30%. Материал первых двух фракций содержит 11,78% измельченных стеблей и соцветий, 0,78% минеральных примесей, и 0,54% семян сорняков. Целесообразно проводить последующую очистку этих фракций. Из материала третьего приемника в случае острой необходимости можно выделить до 12,42% семян основной культуры с невысокими посевными свойствами. Материал четвертого и пятого приемников содержит большое количество примесей 95,09%, а семена лука (4,77% от массы фракции) имеют очень низкие посевные свойства. Последующую очистку содержимого четвертого и пятого приемников выполнять нецелесообразно.

Семенная смесь моркови сорта Нантская Харьковская первой репродукции содержала семян основной культуры в исходном мате-

риале 24,44%, легких примесей (измельченные стебли и соцветия) – 75,48%, комочков почвы и пыли 0,02%, семян сорняков – 0,06%. При этом семена основной культуры имели такие посевные качества: масса 1000 семян 0,61г, энергия прорастания 11,49%, схожесть 25,91%. За один пропуск через сепаратор в первые два приемника отделилось 62,18% от массы исходного материала содержание семян основной культуры которого превышало 50%, а масса его 1000 семян увеличилась на 0,2г, энергия прорастания на 6%, а схожесть на 11%. В три последние приемники отделилось 37,82% семенной смеси последующая доочистка которой нецелесообразна.

Производительность пневматического сепаратора на предварительной очистке составила около 200 кг/год, что значительно превышает производительность решетных сепараторов.

В качестве машины для основной очистки сепаратор испытывался на доочистке семенной смеси капусты белоголовой сорта Яна первой репродукции исходный материал которой содержал 81,95% семян капусты, измельченных семян основной культуры 0,47%, легких примесей (измельченные стебли и соцветия) – 17,15%, минеральных примесей (комочки почвы и пыль) 0,42%, семян сорняков – 0,01%. За один пропуск семенной смеси капусты белоголовой получили 75,61% (содержание первой фракции) или 85,11% (содержание первых двух фракций), от массы выходного материала очищенных семян капусты. Следует отметить, что в первом случае получим семена капусты не незасоренные семенами сорняков, и дробленными семенами основной культуры, с содержанием небольшого количества легких примесей (0,14% от массы фракции), и комочков почвы 0,17%, а масса 1000 семян и посевные качества наилучшие. Во втором случае получим семена капусты с небольшим содержанием семян сорняков (0,01% от суммарной массы объединенной фракции), и дробленных семян капусты 0,38%. При этом содержание легких примесей и комочков почвы будет составлять соответственно 0,38 и 0,25% от суммарной массы объединенной фракции.

За один пропуск семенной смеси укропа

сорта Харьковский 85 первой репродукции которая содержала семян основной культуры 87,71%, легких примесей (измельченные стебли и соцветия) – 12,23%, семян других культурных растений 24 шт/кг, а семян сорняков – 112 шт/кг получено из первого приемника 78,62%, от массы исходного материала, кондиционного посевного материала у которого содержание основной культуры повысилось до 92,08%, масса 1000 семян до 1,77г, а энергия прорастания и схожесть, соответственно, на 5 и 6%.

Из семенной смеси петрушки сорта Харьковчанка первой репродукции которая содержала семян основной культуры в исходном материале 76,38%, легких примесей – 23,58%, минеральных примесей - 0,02%, семян других культурных растений 20 шт/кг, а семян сорняков – 62 шт/кг можно получить 35,49% (содержание первой фракции) или 52,77% (содержание первых двух фракций), от массы выходного материала очищенных семян петрушки. Следует отметить, что в первом случае получим семена петрушки не засоренные семенами культурных растений, с содержанием небольшого количества легких примесей (0,33% от массы фракции), а масса 1000 семян и посевные качества материала будут наилучшими. Во втором случае получим семена петрушки с небольшим содержанием семян культурных растений 0,01% от суммарной массы объединенной фракции. Посевные качества материала снизятся: масса 1000 семян уменьшится до 1,19 г, энергия прорастания и схожесть, соответственно, составят 43,55 и 69,97 %. Содержание семян сорняков в обоих случаях будет составлять 0,01% от массы фракции, но его качественный состав будет разным. В первом случае семян сорняков 27 шт/кг, во втором семян горчака льняного 39 шт/кг, других сорняков 26 шт/кг. Содержание комочков почвы в обоих случаях будет равным 0,01% от массы фракции.

При дополнительном сортировании семян дыни сорта Криничанка получили из первых двух приемников 87,28%, от массы исходного материала, кондиционных семян дыни. Следует отметить, что в эти фракции отсортировались семена дыни не засоренные примесями и поврежденными семенами культуры. Из исходного материала схожесть

семян основной культуры которого составляло 83,10% (по требованиям стандарта – минимальная 85%) в первые две фракции отсортировались семена схожестью 94,00 и 84,00%.

## ВЫВОДЫ

Полученные формулы можно использовать для расчетов параметров полета частиц в каналах пневмосепараторов, а также для определения разделяющей возможности каналов по определенным значениям коэффициентов парусности компонентов сепарируемых семенных смесей.

Лабораторными исследованиями и производственными испытаниями подтверждена высокая эффективность использования разработанного пневматического сепаратора с наклонным воздушным каналом и неравномерным воздушным потоком по его высоте как на предварительной очистке, так и на основной очистке и сортировании семян овощных культур.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Abdujev M. M. 2007. Obg'runtuvannja parametriv separatora z nahylenym povitranym kanalom dlja rozdilennja zernovyh sumishej: Avtoref. dys. kand. tehn. nauk. – Harkiv, – 21.
2. Bakum M. V., Krekot M. M. 2009. Doslidzhennja vplyvu osnovnyh parametriv pnevmatichnogo separatora na jakist' ochyshhennja nasinnja redysky. Sil's'kogospodars'ki mashyny : Zb. nauk. st. Luc'k, Vyp. 18. LNTU, 14-19.
3. Bakum M. V. 2011. Do obg'runtuvannja efektyvnosti vykorystannja pnevmatichnogo separatora z nahylenym povitranym kanalom v jakosti mashyny poperedn'oi' separacii' nasinnjevyh sumishej morkvy / Bakum M.V., Krekot M.M., Abdujev M.M., Votchenko O.S., Sheptur O.A., Mogyl'nyj M.V. // Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo vyrobnyctva: Visnyk HNTUSG im. P. Vasylenka. – Harkiv: HNTUSG im. P. Vasylenka, Vyp. 107, T.1, 214-220.
4. Bakum M. V. 2008. Rezul'taty vyrobnychyh vyprobuvan' modernizovanogo pnevmatichnogo separatora z nahylenym povitranym kanalom / Bakum M. V., Krekot M. M., Abdujev M. M., Votchenko O. S., Leonov V. P., Shevchenko M. I. // Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo vyrobnyctva: Visnyk HNTUSG im. P. Vasylenka. – Harkiv: HNTUSG im. P.

- Vasylenka, Vyp. 75, T.2, 72-78.
5. Corless R. M., Gonnet G. H., Hare D.E.G., Jeffrey D. J. and Knuth D. E, 1996. On The Lambert W Function. *Advances in Computational Math.*, V. 5, 329-359.
6. Deklaracijnyj patent na vynahid №70667A Ukraïny, MKI B07B4/00. Sposib rozdilennja nasinnjevyh sumishej u nahylenomu povitranomu potoci ta prystrij dlja jogo zdijsnennja / M.V. Bakum, Ju.O. Manchyns'kyj, M.M. Abdujev, M.M. Krekot. – № 20031212049; Zajavl. 22.12.03; Opubl. 15.10.2004. Bjul. № 10. – 4.
7. Fariel Shafee. 2007. Lambert function and new non-extensive form of entropy // *IMA Journal of Applied Mathematics*, V. 72, 785-800.
8. Jermak V. P. 2003. Obg'runtuvannja sposobu separuvannja sonjashnyka u povitranjanyh potokah: Avtoref. dys. kand. tehn. nauk. – Lugans'k, – 21.
9. Jakovenko K., Gorova T., Jashhuk A. 2001. Suchasni tehnologii' v ovochivnyctvi. – Harkiv: IOB UAAN, – 128.
10. Kulagin M., Solov'ev V., Zheltov V. 1979. Mehanizacija posleuborochnoj obrabotki i hranenija zerna i semjan. – M. : Kolos,-256.
11. Kucherenko S. I. 2007. Balistyka krapel', jaki vyparovujut'sja pry pol'oti. / S. I. Kucherenko, V. P. Ol'shans'kyj, S. V. Ol'shans'kyj, L. M. Tishhenko // Harkiv: HNTUSG, – 304.
12. Gortynskyj V. V., Demskyj A. B., Boryskyn M. A. 1980. Processy separyrovanyja na zernoobrabatyvajushhyh predpryjatyjah. M.: Kolos, Yzd. vtoroje, – 304.
13. Kozhuhovskij I. E. 1974. Zernoochistitel'nye mashiny. – M: Mashinostroenie, – 200.
14. Leshhenko S. M. 2009. Pidvyshhennja efektyvnosti poperedn'ogo ochyshhennja zernovyh sumishej / S.M. Leshhenko, O.M. Vasyl'kovs'kyj, M.I. Vasyl'kovs'kyj, V.V. Goncharov // Sil'skogospodars'ki mashyny : Zb. nauk. st. Vyp. 18. Luc'k : LNTU, 230-235.
15. Patent № 51675 Ukraïna, МПК (2009) B07B4/00. Pnevmatychnyj separator / Bakum M.V., Krekot M.M. - № 201001264; opubl. 26.07.2010, Bjul. № 14. – 4.
16. Panasiewicz M. 2006. Purification and separation of loose materials in a pneumatic system with vertical air stream / M. Panasiewicz, K. Zawiślak, E. Kusińska, P. Sobczak // *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – Lublin. - Tom 6.– 171–176.*
17. Pastushenko S., Ogienko N. 2012. Teoretycheskie aspekty issledovanija processa separacii tehnologicheskoy semennoj massy ovochebahchevyh kul'tur. *Motrol, - Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. Tom 14, №2, 13–20.*
18. Panasiewicz M., 1995. Pneumatic separation process of leaves made from lupine seed disintegration process. *Zeszyty Problemowe Postępów Nauk Rolniczych*, 424, – 297-302.
19. Stepanenko S. P. 2008. Doslidzhennja procesu pnevmatychnoi' separacii' nasinnja v kil'cevomu zygzagopodibnomu separatori. *Mehanizacija sil'skogospodars'kogo vyrob-nyctva : Visnyk HNTUSG. – Harkiv : HNTUSG, 59-65.*
20. Vasyl'kovs'kyj M. I. 2006. Analiz suchasnogo stanu povitranoi' separacii' zerna / M.I. Vasyl'kovs'kyj, S. Ja. Goncharova, S. M. Leshhenko, O. V. Nesterenko // *Konstruju-vannja, vyrobnyctvo ta ekspluatacija sil'skogospodars'kyh mashyn: Zagal'noderzhavnyj mizhvidomchyj naukovy-technychnyj zbirnyk. – Vyp. 36, Kirovograd: KNTU, 111-114.*

**PNEUMATIC SEPARATOR FOR  
CLEANING AND SORTING OF SEEDS OF  
VEGETABLE CULTURES**

**Summary.** We obtain an analytic solution of the simplified nonlinear differential equations of motion of a material point in inclined flat channel pneumatic separator.

Given the results of laboratory and industrial tests of the pneumatic separator with angled air channel.

**Key words:** motion of particles, differential equations, pneumatic separator, italic air channel, seed, seed mixture, cleaning.

## ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВИБРАЦИОННОЙ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ С НЕПЕРФОРИРОВАННЫМИ РАБОЧИМИ ПЛОСКОСТЯМИ

*Владимир Лукьяненко, Иван Галич*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Volodymyr Lukyanenko, Ivan Galych*

*Kharkov National Technical University of Agriculture named after Petr Vasilenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе рассмотрена возможность повышения производительности вибрационной семяочистительной машины за счет изменения режима движения семян по рабочим плоскостям. С целью обеспечения необходимых параметров вибрации для получения ударного режима движения семян был спроектирован вибровозбудитель ременного типа.

**Ключевые слова.** Вибрационная семяочистительная машина, повышение производительности, ударный режим, вибровозбудитель.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Вибрационная семяочистительная машина с неперфорированными рабочими органами (Рис. 1) предназначена для сепарирования трудно-разделимых смесей семян и примесей [20].

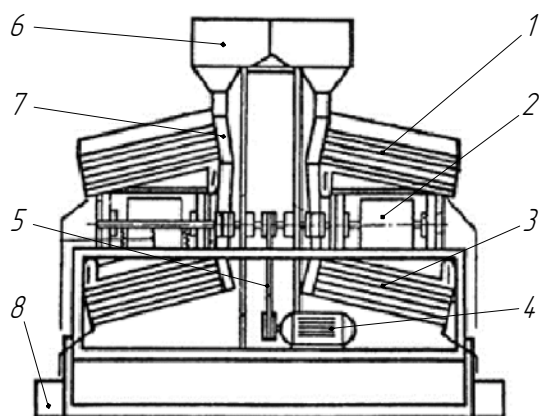


Рис. 1. Семяочистительная машина с неперфорированными рабочими органами:

- 1, 3 – верхние и нижние блоки плоскостей;
- 2 – вибровозбудитель; 4 – электродвигатель;
- 5 – вариатор; 6 – бункер; 7 – питатели;
- 8 – приемники продуктов разделения

Fig. 1. Seed cleaning machine with punched working bodies:

- 1, 3 – upper and lower blocks of planes;
- 2 – vibrator; 4 – electric motor; 5 – variator; 6 – hopper; 7 – feeders; 8 – receivers fission products

Работает машина таким образом. Семенная смесь с помощью питателей подается на рабочие поверхности верхних и нижних блоков. Под действием колебаний, создаваемых вибровозбудителем, компоненты семенной смеси перемещаются по различным траекториям в зависимости от их физико-механических свойств. Плоские, шероховатые, менее упругие частицы перемещаются в верхние приемники продуктов разделения, а округлые, гладкие, более упругие частицы скатываются в нижние приемники [5].

Данная машина используется в семяочистительных линиях на конечном этапе сепарирования семенных смесей. Поэтому, производительность вибрационной семяочистительной машины играет важную роль при расчете производительности всей линии очистки семян [18].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Известно, что производительность вибрационных семяочистительных машин с неперфорированными сепарирующими пластинами в значительной степени зависит от режима движения семенных смесей по рабочим органам [10].

Вибрационным перемещением частиц по неперфорированным шероховатым поверхностям посвящены работы И.И. Блехмана, П.М. Василенко, П.М. Заики, В.В. Гортинского, Е.Е. Лавендела, Г.Д. Терского, Р.Ф. Нагаева, С. Бехтера, В. Зейделя, А. Теприка и многих других.

В подавляющем большинстве работ этих авторов движение компонентов смесей рассматривалось как движение материальной точки, имеющей определенные фрикционные и упругие свойства [3, 14].

Более позднее при изучении движения семян сельскохозяйственных культур по се-



## ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВИБРАЦИОННОЙ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ С НЕПЕРФОРИРОВАННЫМИ РАБОЧИМИ ПЛОСКОСТЯМИ

парирующим плоскостям вибрационных семяочистительных машин в работах П.М. Заики, В.Я. Ильина, А.В. Завгороднего, А.В. Богомолова, П.М. Юдицкого, В.М. Лукьяненко, Ю.А. Манчиньского уже учитывается его форма и размеры.

Нахождению наиболее продуктивных режимов движения посвящены многие работы. Например, в работах [4, 6, 11] доказана возможность увеличения средней скорости виброперемещения семян на микрорельефной сепарирующей поверхности по сравнению с плоской.

Современные образцы вибрационных семяочистительных машин могут обеспечивать два режима движения семян по рабочим плоскостям: безотрывный (в любой момент времени семя имеют хотя бы одну точку контакта с рабочей плоскостью) и отрывный (семя периодически отрывается от рабочей поверхности и некоторое время находится в свободном полете). Последний режим движения значительно производительнее.

Проведенное теоретическое изучение процесса разделения семенной смеси на ребристых вибрирующих неперфорированных плоскостях с учетом взаимодействия их компонентов, как между собой, так и с поверхностями, позволяет предложить еще более интенсивный ударный режим движения семян по сепарирующим плоскостям. Это такой режим движения семян, когда они не только отрываются от рабочей плоскости, но и при осуществлении свободного полета ударяются о нижнюю поверхность плоскости, расположенной над сепарирующей.

Однако использование нижней поверхности сепарирующей плоскости как отражательной возможно при более высокой интенсивности вибраций, которая недостижима для современных образцов вибрационных семяочистительных машин.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для реализации ударного режима необходимо создать такие условия вибрации: амплитуда до 4 мм и частота до 4000 Гц. Колебания должны быть направлены и прямолинейные. Не менее важными требованиями к вибровозбудителю является то, что он должен не загрязнять нижний блок плоскостей смазкой и создавать при работе такой уро-

вень шума, который бы отвечал требованиям нормативных документов [17].

Вибровозбудитель, установленный на приведенной выше вибрационной семяочистительной машине не может обеспечить необходимый уровень вибраций, поэтому есть необходимость в его замене.

Для подбора необходимого вибровозбудителя необходимо сделать анализ типов и конструкций вибровозбудителей, выпускаемых промышленностью и на основе анализа сделать выбор модели. В случае невозможности выбора модели вибровозбудителя – разработать собственную оригинальную конструкцию.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

По принципу работы вибровозбудители подразделяются на следующие виды:

- центробежные – вибрация генерируется при вращении одного или нескольких дебалансов;

- электромагнитные, в таких устройствах возбуждающей силой является переменная сила притяжения электромагнитов.

Центробежные вибровозбудители делятся на одновальные, маятниковые и двухвальные.

Одновальный вибровозбудитель выполнен в виде одного или двух эксцентриковых дебалансов закрепленных на валу электродвигателя.

При вращении дебалансов генерируются круговые колебания (вибрация) с частотой равной числу оборотов вала. Эти колебания через подшипники качения передаются на корпус вибровозбудителя.

Недостатком таких вибровозбудителей является их недолговечность, что определяется быстрым износом подшипников, работающих в тяжелых условиях, особенно при высокой частоте колебаний.

Практическим выполнением такой конструкции является вибрационный двигатель компании FRIEDRICH Schwingtechnik GmbH с электромеханическим приводом, предназначенный для генерирования круговых колебаний, общий вид которого представлен на рисунке 2 [7].

Основная причина, по которой использование такого вибровозбудителя на вышеописанной машине невозможно заключается в том, что он создает лишь круговые колебания.



Рис. 2. Вибрационный двигатель  
Fig. 2. Vibration motor

Маятниковый вибратор (Рис. 3) создает прямолинейно направленную вибрационную силу и представляет собой электродвигатель, с закрепленным на валу дебалансом 1, который создает круговые колебания. Корпус 2 вибровозбудителя соединен с опорной плитой 4 шарниром 3.

Работающий вибровозбудитель совершает колебания подобно маятнику относительно продольной оси. Благодаря шарнирному соединению вибровозбудителя с маятниковой подставкой, круговая сила заставляет создавать прямолинейно направленную вибрацию и действует по линии соединения центров осей шарнира и вала электродвигателя. Горизонтальные составляющие возбуждающей силы гасятся за счет трения в шарнире [12].

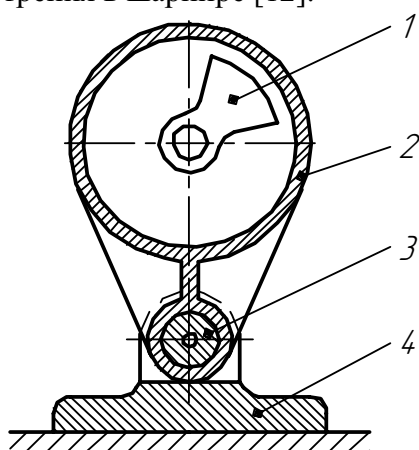


Рис. 3. Принципиальная схема маятникового вибровозбудителя:

1 – дебаланс; 2 – корпус вибровозбудителя;  
3 – шарнир; 4 – опорна плита

Fig. 3. The principle scheme pendulum vibrator:

1 – unbalance, 2 – body vibrator 3 – hinge  
4 – base plate

ООО «Красный маяк» (РФ) выпускает вибровозбудитель общего назначения с направленными колебаниями ИВ-101Б (Рис. 4) для возбуждения направленных колебаний в установках по уплотнению бетонных смесей и грунтов, транспортирования, выгрузки и просеивания сыпучих материалов [16].

Для изменения направления действия возмущающей силы по отношению к опорной поверхности маятниковая часть вибровозбудителя может быть наклонена относительно опорной плиты на угол до  $\pm 45^\circ$  путем поворота маятниковой оси при ослабленных стяжных болтах. После поворота корпуса вибровозбудителя на нужный угол стяжные болты затягивают.



Рис. 4. Вибровозбудитель ИВ-101Б  
Fig. 4. Vibrator ИВ-101Б

Направленные колебания могут быть получены также с помощью двухвального вибровозбудителя.

Он состоит из двух параллельно расположенных валов, на которых закреплены дебалансы. Они вращаются с одинаковым числом оборотов в противоположных направлениях и создают прямолинейные колебания. С помощью двухвального вибровозбудителя можно получить также винтовые колебания путем смещения дебалансов под углом друг к другу.

Двухвальные вибровозбудители выпускаются различных конструкций. Например, вибровозбудители серии JR (Рис. 5) компании JVM (Германия) имеют такую конструкцию [19].



Рис. 5. Вибровозбудитель серии JR  
Fig. 5. Vibrator Series JR

Дебалансы вибровозбудителя серии JR (Richterreger JR) установлены на двух валах, которые вращаются в противоположных направлениях через зубчатую передачу.

Данный тип предназначен в основном для больших и тяжелых вибраций. Такие вибровозбудители работают в режимах – 750, 830 и 1000 об/мин. При этом создают вибрацию с амплитудой до 10 мм.

Маятниковый и двухвальный типы вибровозбудителей не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к вибровозбудителям вибрационной семяочистительной машины с неперфорированными рабочими плоскостями по частоте.

Отдельного внимания заслуживают электромагнитные вибровозбудители.

Они могут иметь различную конструкцию и исполнение. Их принцип работы основан на создании пульсации электромагнитного поля, что вызывает перемещение двух тел, одно из которых прикреплено к машине. Примером могут служить вибровозбудители немецкой компании AViTEQ (Рис. 6) [13].

Промышленно выпускаемые электромагнитные вибровозбудители могут создавать вибрации только с частотой 25, 30, 50 и 60 Гц.

Основные данные некоторых вибровозбудителей, выпускаемых промышленностью приведены в таблице 1.

В схеме подключения электромагнитного вибровозбудителя имеется тиристор, пропускающий одну полуволну тока промышленной частоты 50 Гц и регулирует его силу.



Рис. 6. Электромагнитный вибровозбудитель  
Das Funktionsprinzip  
Fig. 6. Electromagnetic vibrator  
Das Funktionsprinzip

В период протекания тока по катушке возникает сила, притягивающая друг к другу якорную и корпусные детали. В период отсутствия тока пружины возвращают якорь и корпусную деталь в исходное положение. При этом обе массы выполняют колебательное движение. Изменяя силу тока, регулируют силу (амплитуду) колебаний вибровозбудителя.

Таким образом, электромагнитный вибровозбудитель создает направленные колебания с регулируемой амплитудой.

При включении электромагнитного вибровозбудителя, движущая (электромагнитная) сила нарастает не сразу и не сразу убывает при отключении. Эти процессы подчиняются экспоненциальному закону аналогично процессам нагрева и охлаждения. Следовательно, для достижения этой силой значения больше, чем сила сопротивления пружин, требуется некоторое время. Так как подвижная часть устройства имеет массу, она инерционная. То есть на ее перемещение тоже нужно время. Поэтому, при проектировании электромагнитного вибровозбудителя, необходимо всегда учитывать соотношение сил и масс, предусматривая достаточные запасы. Запасы необходимы как по усилиям (чтобы механизм не застрял в промежуточном положении), так и по прочности, чтобы предотвратить поломки.

Исходя из этого, данный тип вибровозбудителей не может использоваться для обеспечения необходимых параметров вибраций в семяочистительных машинах.

Таблица 1. Характеристика некоторых вибровозбудителей  
Table 1. Characteristics of some vibrators

Тип вибровозбудителя	Частота вибрации, Гц	Амплитуда колебаний, мм	Минимальный вес, кг
Вибрационный двигатель компании FRIEDRICH Schwingtechnik GmbH	1500	3-5	11
	1800	2,1-3,5	11
	3000	0,5-2	9
	3600	0,3-1,4	9
Вибровозбудители серии JR (Richterreger JR)	750	11-18	410
	850	11-18	410
	1000	6-10	340
Электромагнитный вибровозбудитель Das Funktionsprinzip	25	1,9-4	37
	30	1,5-3,2	39
	50	0,4-1,2	42
	60	0,9-1,7	45
Вибровозбудитель ИВ-101Б	1500		

Таким образом, проведенный анализ показал, что промышленностью не выпускается вибровозбудитель, который мог бы использоваться на вибрационной семяочистительной машине для получения ударного режима движения семян по сепарирующим плоскостям.

Первым этапом разработки вибровозбудителя является выбор типа конструкции. Наиболее приемлемым является конструкция двухвального вибровозбудителя. Данный тип позволяет получать направленные вибрационные колебания. Изменение частоты колебания достигается путем изменения частоты вращения валов, а изменение амплитуды колебаний – изменением массы дебалансов.

Главное условие работы такого вибровозбудителя – вращение валов должно быть в противоположных направлениях и с одинаковой скоростью, то есть без проскальзывания.

Широкое распространение получили вибровозбудители, в которых привод валов осуществляется благодаря цилиндрической зубчатой передаче [1, 2].

Существенным недостатком такого привода есть необходимость смазки зубчатых колес, что в свою очередь, приводит к необходимости изготовления герметичного корпуса вибровозбудителя.

Это затрудняет обслуживание, наладку и использование таких вибровозбудителей.

Следующим недостатком их является шумность при высокой частоте вращения

[8]. Это усложняет условия труда при выполнении работ по очистке семян.

Для уменьшения шумности вибровозбудителя на высоких частотах предлагается заменить зубчатую передачу на ременную. Чтобы при этом избежать проскальзывания ремня на шкивах, применена зубчатая ременная передача.

Зубчатая ременная передача сочетает в себе преимущества ременных, цепных и зубчатых передач, а именно:

- высокая нагрузочная способность и долговечность;
- отсутствие проскальзывания;
- относительно небольшое первоначальное натяжение и значительно меньше нагрузка на валы, чем при ременных передачах;
- не требует смазки;
- низкий уровень шума [9].

Для обеспечения вращения валов в противоположных направлениях, зубцы на ремне должны быть расположены как с внутренней стороны, так и с внешней.

Предлагаемый привод валов вибровозбудителя приведен на рисунке 7 [15].

Установка дебалансов на валах выполнена с помощью кронштейнов (Рис. 8).

Вибровозбудитель прямолинейных колебаний двухвального типа с ременной зубчатой передачей крутящего момента представлен на рисунке 9.

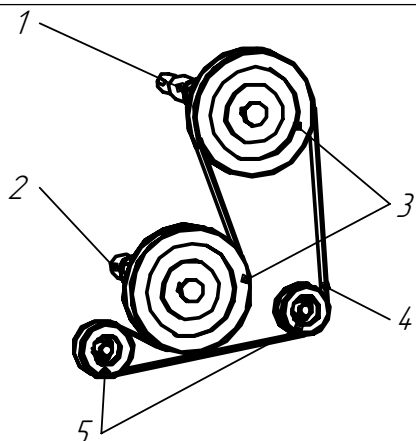


Рис. 7. Предложенный привод валов вибро-  
возбудителя:

1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – зубча-  
тые шкивы; 4 – двухсторонний зубчатый  
ремень; 5 – натяжной ролик

Fig. 7. The proposed drive shaft vibrator:

1 – drive shaft; 2 – cast shaft; 3 – toothed pul-  
leys 4 – bilateral toothed belt, 5 – tensioner  
roller

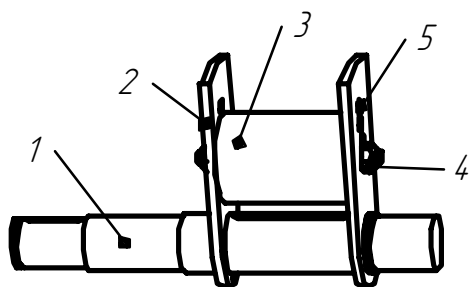


Рис. 8. Установка дебалансов:

1 – вал; 2 – кронштейн; 3 – дебаланс;  
4 – гайка фиксации дебаланса; 5 – отверстия  
для перестановки дебалансов

Fig. 8. Install unbalance:

1 – shaft; 2 – arm; 3 – unbalance; 4 – nut fixing  
the unbalance; 5 – holes permutation unbalance

Вибровозбудитель состоит из двух пла-  
стин, на которых закреплены два вала на  
подшипниковых опорах. Межцентровое рас-  
стояние между валами составляет 205 мм.  
Для привода валов на их концах закреплены  
зубчатые шкивы диаметром 150 мм. На шки-  
вы натянуто двусторонний зубчатый ремень  
следующим образом (Рис. 7), чтобы валы  
вращались в противоположных направлени-  
ях без проскальзывания. Для создания натя-  
жения ремня использовано натяжной зубча-  
тый ролик, диаметром 66 мм.

Крепление дебалансов выполнено с по-  
мощью кронштейнов (Рис. 8).



Рис. 9. Вибровозбудитель прямолинейных  
колебаний двухвального типа с ременной  
зубчатой передачей

Fig. 9. Vibrator rectilinear oscillations with a  
belt-type two-shaft gears

Кронштейны позволяют установку деба-  
лансов массой от 0,3 кг до 2 кг на расстоянии  
50, 60, 70 и 80 мм от оси вала. Заменой деба-  
лансов и изменением их положения в крон-  
штейнах достигается изменение амплитуды  
колебаний от 0,5 до 4 мм.

Частота колебаний изменяется путем из-  
менения частоты вращения валов.

## ВЫВОДЫ

Вибровозбудитель прямолинейных коле-  
баний двухвального типа с ременной зубча-  
той передачей дает возможность получить  
ударный режим движения семян по рабочим  
плоскостям вибрационной семяочистной  
машины.

Частота колебаний регулируется путем  
изменения частоты вращения ведущего вала,  
амплитуда колебаний – путем установки де-  
балансов различной массы и изменением  
радиуса их вращения.

Использование двухстороннего зубчатого  
ремня дает возможность получения низкого  
уровня шума и устраняет необходимость  
использования масла для смазывания зубча-  
тых колес в корпусе вибровозбудителя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 915979 SSSR, МКI V 07 V 1/36.  
Ustrojstvo dlja razdelenija zernistyh smesej /  
P.M. Zaika, A.I. Zavgorodnij, A.V. Bogomolov,

- V.A. Gudim, L.G. Tkach (SSSR). – № 2979610/29-03; zajavl. 27.06.80; Opubl. 30.03.82, Bjul. № 12. - 4.
2. A.S. 1049123 SSSR, MKI V 07 V 1/36. Ustrojstvo dlja razdelenija zernistyh smesej: / P.M. Zaika, A.I. Zavgorodnij, A.V. Bogomolov, V.A. Gudim, A.K. Evseeva (SSSR). - № 3286910/29-03; zajavl. 29.04.81; Opub. 23.10.83, Bjul. № 39.- 3.
3. Azbel G. G., Blexman I. I. 1981. Vibratsiya v texnike. : cpravochnik v shesti tomax. – M: Mashinostroenie, - 509.
4. Bogomolov A. V. 1984. Obosnovanie parametrov texnologicheskogo procesa ochistki I sortirovaniya semyan konopli na vibratsionnoi semyaochistitelnoi mashine : Aftoreferat. Dis. Kand. texn. nauk. – Kharkov, – 24.
5. Byshyev V. Z. 1976. Cemyaochistitelnie mashini. : – M.: Nayka, – 225.
6. Chalyj I. V. 1992. Obosnovanie tehnologicheskikh parametrov separacii semjan skl'sko-hozjajstvennyh kul'tur na dekah s reguljarnym mikrorel'efom: dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.11 - Har'kov, - 232.
7. Instrukcija po ustanovke i jekspluatacii. Vibracionnye dvigateli – FRIEDRICH Schwingtechnik GmbH, 2011. – 40.
8. Kudrjavcev V. N., Derzhavec Ju. A., Gluharev E. G. 1971. Raschety i proektirovanie zubchatyh reduktorov: spravochnik. - L. : Mashinostroenie, - 328.
9. Kurmaz L. V. 2010. Osnovy konstrujuvannja mashin6 navchal'nij posibnik. - Harkiv, 532.
10. Lovejkin V., Chornjuk Ju., Kulyk V. 2012. Optimizacija rezhimov kolebanija zernovyh smesej pri nalichii suhogo trenija. Motrol, - Motoryzacija i energetyka rolnictva. - Lublin. Tom 14, №3, 140-147.
11. Luk'janenko V. M. 2001. Obosnovanie parametrov processa separacii semjan rapsa i surepicy na vibracionnoj mashine. : dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.11 - Har'kov, - 415.
12. Majatnikovij vibrator / internet-zhurnal o betone. – Rezhim dostupu: <http://www.betonoved.ru/data/oborud/ob20.php>.
13. Operating Manual for Magnetic Vibrators – AViTEQ Vibrationstechnik GmbH, 2010. – 42.
14. Pastyshenko S., Ogienko N. 2012. Teoriti-cheskie aspekty isledovaniya processa separacii texnologicheskoi semennoi massi ovachebax-chevix kyltur. Motrol, – Motoryzacija i energetyka rolnictva. Lublin. Tom 14, 13 – 20.
15. Patent na korisnu model' №60004 Ukraina, MPK (2011.01) V07V 1/00. Vibrozbudnik prjamolinijnih kolivan' / Luk'janenko V.M., Zhylina O.O., Nikitjuk M.M., Galich Y.V., Kis' V.M., Luk'janenko O.V.; vlasnik Har'kivs'kij nacional'nij tehnicnyj universitet sil's'kogo gospodarstva ymeny Petra Vasilenka. - zajavl. 08.11.2010; opubl. 10.06.2011, Bjul. №11.
16. Promyshlennye vibratory. Jaroslavskij zavod «Krasnyj Majak» - Jaroslavl': Dizajn studija «Ja», 2006. - 27.
17. SSBT. Shum. Obshhie trebovanija bezopasnosti: GOST 12.1.003-83. - [Chinnij vid 1984-07-01]. – M.: ICK IZDATEL"STVO STANDARTOV, 1983. - 12.
18. Stepanenko S. 2012. Osobennosti modelirovaniya processov separacii zerna v uslovijah zernotoka hozjajstva. Motrol, - Motoryzacija i energetyka rolnictva. - Lublin. Tom 14, №3, 148-157.
19. Vibratory Drive Units by JVM – Rezhim dostupu: <http://www.j-vm.com/en/products>.
20. Zaika P.M., Maznev G.E. 1978. Separacija semjan po kompleksu fiziko-mehaniceskikh svojstv. - M.: Kolos, 287.

**INCREASE OF THE PRODUCTIVITY OF OSCILLATION MACHINE FOR SEPARATION OF SEED WITH THE UNPERFORATED WORKERS PLANES**

**Summary.** The paper considers the possibility of increasing the productivity of vibration machine for cleaning the seeds by changing the mode of movement on the working plane. In order to provide the necessary parameters for shock vibration mode of movement of seed was designed vibrator belt type.

**Key words:** Vibration machine for cleaning the seeds, increasing productivity shock mode vibrator.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ПНЕВМОСОРТИРОВАЛЬНОГО СТОЛА

*Вадим Бредихин, Леонид Тищенко, Михаил Пивень*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Vadym Bredykhin, Leonid Tishchenko, Mykhail Piven*

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** В работе рассмотрены вопросы математического моделирования процесса сепарации зерновых смесей, а именно, методика теоретического определения эффективного коэффициента динамической вязкости зерновой смеси, находящейся на рабочей поверхности пневмосортировального стола (ПСС), используя концепцию гидродинамики многофазных сред.

**Ключевые слова:** сепарация, пневмосортировальный стол, многофазные среды, псевдооживленный слой, плотность семян.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В настоящее время одним из универсальных и широко используемым в технологиях самосортирования зерновых смесей является метод вибропневматического псевдооживления с постоянным по величине воздушным потоком [2;3;4;10;13;18].

Практика показала, что получение высококачественного биологически активного посевного материала возможно при разделении зерновой смеси по плотности семян как признака делимости.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Рядом исследователей (Блехман Н.И., Гортинский В.В., Желтухин Б.В., Лейкин Я.И. и др.) созданы основы теории самосортирования частиц зерновых смесей в псевдооживленном слое при воздействии колебаний различного типа [4;18]. Определены условия начала внутрислоевых перемещений, закономерности протекания процесса самосортирования, связывающие свойства сыпучей смеси с динамическими и кинематическими характеристиками рабочей поверхности. Однако эти теоретические исследования

внутрислоевых процессов, как правило, основывались на простейших физических моделях [5;6]. Слой смеси частиц, различающихся по геометрическим, физико-механическим свойствам и находящейся на воздухопроницаемой поверхности, подвергается воздействию воздушного потока и/или виброколебаниям рабочей поверхности. В результате при определенных значениях скорости воздушного потока и величинах амплитуды и частоты колебаний опорной поверхности слой частиц может находиться в псевдооживленном состоянии, т.е. приобретает свойство текучести [15;17;20]. Это приводит к тому, что наблюдается расслаивание смеси частиц: частицы, отличающиеся по своим аэрогравитационным свойствам, могут погружаться или всплывать в псевдооживленном слое. Этот физический механизм и лежит в основе процесса самосортирования [4].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – предложить новый теоретический метод определения эффективного коэффициента динамической вязкости зерновой смеси, которая находится под действием воздушного потока и колебаний рабочей поверхности (деки) ПСС.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Математические модели, описывающие этот процесс, в основном, основываются на уравнениях движения отдельной частицы [11]. При этом, воздействие псевдооживленного слоя на частицу учитывается введением различного типа сил: сила тяжести, сила сопротивления среды в приближении Ньютона или Стокса, выталкивающая сила Архимеда и т.п. Такой подход хотя и позволяет опреде-

лять влияние кинематических, технических и конструктивных параметров на внутрислойные процессы в псевдооживленном слое частиц, однако, имеет ограниченную область применения. Поскольку введение в уравнение движения отдельной частицы, указанных выше сил, как правило, делается формально, без увязки с другими членами уравнения. Кроме того, физические модели, основанные на уравнении движения отдельной частицы, не могут описать в полной мере такие важные эффекты как: внутреннее взаимодействие между частицами, обусловленное поперечным сдвигом, образование скоплений частиц, приводящее к снижению коэффициента сопротивления и др. Эти эффекты оказывают существенное влияние на интенсивность процесса самосортирования частиц и, в конечном счете, на эффективность использования этого процесса в соответствующих технологиях.

В этой связи актуальной является проблема разработки математических моделей, позволяющих учесть взаимодействие частиц (а не отдельной частицы) с псевдооживленной средой. Одним из эффективных подходов к решению возникающих при этом задач, является подход, использующий методы гидродинамики многофазных систем [12; 16]. При таком подходе смесь частиц (зерновая смесь), подвергающаяся воздействию воздушного потока и виброколебаниям деки, моделируется многофазной структурой, состоящей из дискретных компонент (множества частиц различающихся, например, по размерам или плотности) и непрерывной компоненты (например, газообразная среда - воздух). С точки зрения механики эти дискретные и непрерывные компоненты смеси рассматриваются как "сплошные среды", взаимодействующие между собой. В дальнейшем такой подход будет использован для моделирования процесса самосортирования зерновых смесей плоскими воздухопроницаемыми поверхностями.

В соответствии с основными концепциями гидродинамики многофазных систем [12, 16] будем полагать, что зерновая смесь состоит из фаз: дискретная фаза, образованная твердыми частицами и непрерывная фаза – газообразная среда. Дискретная фаза рассматривается как конечное число  $N$  дискретных компонент, каждая из которых образована твердыми час-

тицами с плотностью  $\bar{\rho}_n, n=1,2,\dots,N$ . Тогда плотность множества частиц  $n$  – компонента дискретной фазы равна:

$$\rho_n = \delta_n \bar{\rho}_n, \quad n=1,2,\dots,N, \quad (1.1)$$

где:  $\delta_n$  – объемная доля частиц;  $n$  – компонента в смеси. Плотность дискретной фазы в целом определяется как:

$$\rho_p = \sum_{n=1}^N \rho_n.$$

Плотность непрерывной фазы, согласно [16], определяется как:

$$\rho = \bar{\rho} \left( 1 - \sum_{n=1}^N \frac{\rho_n}{\bar{\rho}_n} \right) = \bar{\rho} \left( 1 - \sum_{n=1}^N \delta_n \right), \quad (1.2)$$

где:  $\bar{\rho}$  – плотность газообразной среды (воздух).

Учитывая (1.1) и (1.2) плотность зерновой смеси в целом равна:

$$\rho_c = \rho + \rho_p. \quad (1.3)$$

Скорость зерновой смеси будем определять из уравнения:

$$\rho_c \vec{V}_c = \sum_{n=1}^N \rho_n \vec{V}_n + \rho \vec{V}. \quad (1.4)$$

где:  $\vec{V}_n$  – скорость;  $n$  – компонента дискретной фазы, а  $\vec{V}$  – скорость непрерывной фазы.

Поскольку  $n$  – компонента дискретной фазы рассматривается как сплошная среда, то справедливо уравнение непрерывности:

$$\frac{\partial \rho_n}{\partial t} + \nabla(\rho_n \vec{V}_n) = 0, \quad n=1,2,\dots,N. \quad (1.5)$$

Аналогично, для непрерывной фазы:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0. \quad (1.6)$$

Уравнение неразрывности для смеси в целом имеет вид [11]:

$$\frac{\partial \rho_c}{\partial t} + \nabla(\rho_c \vec{V}_c) = 0. \quad (1.7)$$

Предполагаем, что сплошные среды, моделирующие зерновую смесь, являются ньютоновскими жидкостями. Кроме того, слой



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ  
ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ  
ПНЕВМОСОРТИРОВАЛЬНОГО СТОЛА

зерновой смеси находится на плоской воздухопроницаемой поверхности. Введем декартовую систему координат  $x_1, x_2, x_3$  таким образом, чтобы плоская воздухопроницаемая поверхность лежала в плоскости  $x_1, x_2$ , тогда ось  $x_3$  перпендикулярна этой поверхности. Оси  $x_1$  и  $x_2$  наклонены к горизонтальной плоскости под углами, соответственно,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Будем считать, что воздухопроницаемая поверхность совершает гармонические колебания с круговой частотой  $\omega$  и углом  $\alpha_3$  направленности колебаний, отсчитываемого от оси  $x_3$ . Под воздействием потока воздуха и колебаний деки слой зерновой смеси находится в псевдооживленном состоянии. В соответствии с [116], уравнения движения многофазной системы, моделирующей слой зерновой смеси, могут быть представлены в следующем виде:

$$\rho_n \left( \frac{\partial V_{ni}}{\partial t} + (\nabla, \vec{V}_n) V_{ni} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -P_n \delta_{ij} + \mu_n \left( \frac{\partial V_{ni}}{\partial x_j} + \frac{\partial V_{nj}}{\partial x_i} \right) \right] + \rho_n F_{ni} + \rho_n \sum_{m=1}^N F_{nm} (V_{mi} - V_{ni}), \quad n=1,2,\dots,N; \quad i=1,2,3. \quad (1.8)$$

где:  $V_{ni}$  –  $i$ -тая компонента скорости  $\vec{V}_n$ ,  $n$  – компонента дискретной смеси;  $\mu_n$  – эффективный коэффициент динамической вязкости;  $F_{ni}$  –  $i$ -тая компонента массовой силы, действующей на единицу массы,  $P_n$  – парциальное статическое давление,  $\delta_{ij}$  – символ Кронекера, а по повторяющимся индексам предполагается суммирование.

Последний член в правой части (1.8) введен для учета взаимодействия  $n$  – компонента с другим  $m$  – компонентом смеси. При этом величины  $F_{nm}$  характеризуют это взаимодействие и удовлетворяют условию:

$$\rho_n F_{nm} = \rho_m F_{mn}.$$

Эффективные коэффициенты вязкости  $\mu_n$ ,  $n=1,2,\dots,N$   $n$  – компонента дискретной фазы определяют по уравнению:

$$\mu_n \left( \frac{\partial V_{ni}}{\partial x_j} + \frac{\partial V_{nj}}{\partial x_i} \right) = \mu \frac{\rho_n}{\rho_c} + \frac{\mu}{\rho_c} \left[ (V_{ni} - V_{nj}) \frac{\partial \rho_n}{\partial x_j} + (V_{nj} - V_{ni}) \frac{\partial \rho_n}{\partial x_i} \right] + \rho_n (V_{ni} - V_{nj}) (V_{ni} - V_{nj}), \quad (1.9)$$

где:  $\mu$  – эффективный коэффициент вязкости смеси. Как показано в [11],  $i$ -той компонент силы  $F_{ni}$ , действующий на единицу массы  $n$  – компонента дискретной фазы смеси, можно представить в виде:

$$F_{ni} = \frac{1}{2} \frac{\rho}{\rho_n} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (V_i - V_{ni}) + (\nabla, \vec{V} - \vec{V}_n) (V_i - V_{ni}) \right] + F_n (V_i - V_{ni}) + \frac{9\sqrt{\rho}}{2\sqrt{\pi} \rho_n} \int_0^t \frac{d}{dt} (V_i - V_{ni}) (t - \tau)^{3/2} d\tau + f_{ni}, \quad i=1,2,3 \quad (1.10)$$

где:  $\rho_n$  – плотность частиц, образующих  $n$  – компонент дискретной фазы;  $\rho$  и  $\nu$  – соответственно плотность и коэффициент кинематической вязкости непрерывной фазы,  $a_n$  – эквивалентный радиус (по объему) частиц  $n$ -компонента дискретной фазы,  $f_{ni}$  –  $i$ -тый компонент внешней силы действующей на частицы  $n$ -компонента,  $F_n$  – коэффициент, характеризующий взаимодействие непрерывной фазы с частицами  $n$ -компонента дискретной фазы.

Приведенные уравнения (1.5), (1.8) для компонент дискретной фазы смеси характеризуют их как взаимодействующие сплошные среды.

Кроме уравнений (1.5), (1.8) будем использовать уравнение движения непрерывной фазы смеси, которое получается непосредственным суммированием (1.8) с учетом (1.2).

$$\rho \left[ \frac{\partial V_i}{\partial t} + (\nabla, \vec{V}) V_i \right] = \left( 1 - \sum_{n=1}^N \frac{\rho_n}{\rho} \right) \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho F_i - 0.5 \rho \sum_{n=1}^N \frac{\rho_n}{\rho} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (V_i - V_{ni}) + (\nabla, \vec{V} - \vec{V}_n) (V_i - V_{ni}) \right] - \frac{9\sqrt{\rho}}{2\sqrt{\pi}} \sum_{n=1}^N \frac{\rho_n}{\rho} \int_0^t \frac{d}{dt} (V_i - V_{ni}) (t - \tau)^{3/2} d\tau - \sum_{n=1}^N \rho_n F_n (V_i - V_{ni}), \quad i=1,2,3 \quad (1.11)$$

Члены в правой части уравнения (1.11) имеют определенный физический смысл и характеризуют взаимодействие дискретной и непрерывной фаз зерновой смеси. Так, например, четвертый член учитывает ускорение кажущейся массы частиц дискретной

фазы относительно непрерывной фазы, пятый член обусловлен силой Бассе и выражает мгновенное гидродинамическое сопротивление, последний член описывает сопротивление частиц дискретной фазы.

Наряду с уравнениями (1.8)-(1.11), описывающие изменение количества движения дискретной и непрерывной фаз зерновой смеси, представляют несомненный интерес процессы, приводящие к изменению энергии зерновой смеси. Наиболее общее уравнение, описывающее изменение энергии зерновой смеси, получено в [11]. Для того, чтобы представить это уравнение введем следующие энергетические характеристики зерновой смеси:  $T$  и  $T_n$  – абсолютные температуры соответственно непрерывной фазы и  $n$ -компонента дискретной фазы.

Тогда уравнение, описывающее энергетическое изменение зерновой смеси имеет вид:

$$\begin{aligned} & \rho \left[ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{V_i^2}{2} + cT \right) + (\nabla, \vec{V}) \left( \frac{V_i^2}{2} + cT \right) \right] + \\ & + \sum_{n=1}^N \rho_n \left[ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{V_{ni}^2}{2} + c_n T_n \right) + (\nabla, \vec{V}_n) \left( \frac{V_{ni}^2}{2} + c_n T_n \right) \right] = \\ & = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} + \sum_{n=1}^N \frac{\partial}{\partial x_j} \kappa_n \frac{\partial T_n}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} V_i \left[ \mu \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \right] + \\ & + \sum_{n=1}^N \frac{\partial}{\partial x_j} V_{nj} \left[ \mu_n \left( \frac{\partial V_{ni}}{\partial x_j} + \frac{\partial V_{nj}}{\partial x_i} \right) \right] + \Phi_E + \sum_{n=1}^N \Phi_{nE}. \end{aligned} \quad (1.12)$$

где: величины  $\Phi_{nE}$  описывают нагрев частиц за счет вязкой диссипации:

$$\Phi_{nE} = \rho_n F(\vec{V} - \vec{V}_n)^2 + \rho_n \sum_{m=1}^N F_{nm} (\vec{V} - \vec{V}_n)^2, \quad n=1,2,\dots,N,$$

величина  $\Phi_E$  характеризует излучение единицы объема зерновой смеси и учитывает внешние источники тепла.

Таким образом, уравнения (1.5), (1.6), (1.8)-(1.12) описывают динамику и энергетические характеристики движения зерновой смеси.

Как видно из (1.8), (1.11) и (1.12), при гидродинамическом описании движения зерновой смеси необходимо вводить такие важные характеристики зерновой смеси как эффективные коэффициенты динамической вязкости дискретной и непрерывной фаз. Определение этих величин представляет собой достаточно сложную и важную задачу

[16;14]. Поскольку ее решение позволяет оценить адекватность математической модели реальным физическим процессам, сопровождающих внутрислойное движение зерновой смеси. Отметим, что аналогичная задача решалась для моделирования процессов сепарирования зерновых смесей плоскими и цилиндрическими решетками [16;14].

Решение задачи, определения эффективного коэффициента динамической вязкости зерновой смеси основывается на уравнении (1.8) и следующих допущениях.

Предположим, что слой зерновой смеси находится в движении под воздействием вибрационных гармонических колебаний деки и потока воздуха. Зерновой слой рассматривается как двухфазная система, состоящая из непрерывной фазы, частицы которой находятся в псевдооживленном состоянии и дискретной фазы, частицы которой отличаются аэрогравитационными свойствами от частиц непрерывной фазы и могут погружаться или всплывать. Концентрацию частиц дискретной фазы считаем достаточно малой. Поэтому взаимодействием этих частиц и их влиянием на непрерывную фазу можно пренебречь. Учитывая сделанные допущения, уравнение (1.8) можно представить в виде:

$$\begin{aligned} & \rho_1 \left( \frac{\partial V_i}{\partial t} + (\nabla, \vec{V}_2) V_i \right) = \frac{\rho_1 \bar{\rho}}{2\rho} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (V_i - V_{i1}) + (\nabla, \vec{V} - \vec{V}_1) (V_i - V_{i1}) \right] + \\ & + \frac{9\bar{\rho}\bar{v}}{2\sqrt{\pi}a_1\rho} \int_0^t \frac{d}{dt} (V_i - V_{i1})(t-\tau)^{1/2} d\tau + f_{i1}, \quad i=1,2,3 \end{aligned} \quad (1.13)$$

где:  $\vec{V}$  и  $\vec{V}_1$  – скорости, соответственно непрерывной и дискретной фаз,  $\bar{\rho}$  и  $\rho_1$  – плотности частиц непрерывной и дискретной фаз,  $\rho_1$  – плотность дискретной фазы в смеси,  $a_1$  – эквивалентный радиус (по объему) частиц дискретной фазы,  $v$  – эффективный коэффициент кинематической вязкости непрерывной фазы (т.е., псевдооживленной зерновой смеси),  $f_{i1}$  –  $i$ -тая компонента внешней силы действующей на частицы дискретной фазы (в качестве такой силы принимаем силу тяжести в гравитационном поле). Плотности  $\rho_1$  и  $\rho_1$  связаны соотношением (1.1), а именно:

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ  
ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ  
ПНЕВМОСОРТИРОВАЛЬНОГО СТОЛА

$$\rho_1 = \delta_1 \bar{\rho}_1,$$

где:  $\delta_1$  – объемная доля частиц дискретной фазы.

Коэффициент  $F_1$  в уравнении (1.13) характеризует процесс переноса количества движения, связанного с силой сопротивления непрерывной фазы. Как показано в [16], этот коэффициент можно представить в следующем виде

$$F_1 = \frac{\bar{P}}{2\bar{\rho}_1(1-\delta_1)^2 a_1} \left( 1,75V_0 + \frac{75v\delta_1}{a_1} \right), \quad (1.14)$$

где:  $V_0$  – скорость воздушного потока на свободной поверхности псевдооживленного зернового слоя. Уравнения (1.13) являются нелинейными интегродифференциальными уравнениями. В общем случае их решение можно получить только численными методами с помощью компьютера [17]. Однако, учитывая сделанные выше допущения, можно пренебречь в (1.13) нелинейными членами типа  $(\nabla, \vec{V}_1)\vec{V}_1$  и  $(\nabla, \vec{V} - \vec{V}_1)(\vec{V} - \vec{V}_1)$ . Кроме того, поскольку объемная концентрация частиц дискретной фазы мала и она слабо влияет на движение непрерывной фазы, то можно считать, что движение непрерывной фазы происходит по заданному закону, определяемой вибрационными колебаниями опорной поверхности. В результате уравнения (1.13) становятся независимыми. Для решения задачи об определении эффективного коэффициента динамической вязкости достаточно ограничиться уравнением соответствующего значению индекса  $i=3$ , т.е. рассматривать движение частиц дискретной фазы вдоль оси  $x_3$ , перпендикулярной плоской опорной поверхности. Будем полагать, что компонента  $V_3$  скорости непрерывной фазы изменяется по следующему закону:

$$V_3 = A\omega \cos\alpha_2 \cos\alpha_3 \sin(\omega t), \quad (1.15)$$

где:  $\omega$  и  $A$ , соответственно, круговая частота и амплитуда колебаний непрерывной фазы,  $\alpha_3$  – угол направления колебаний опорной поверхности, отсчитываемый от оси

$x_3$ ,  $\alpha_2$  – поперечный угол наклона опорной поверхности к горизонтальной плоскости. Компонента силы тяжести  $f_{13}$  имеет вид:

$$f_{13} = -\bar{\rho}_1 g \cos\alpha_1 \cos\alpha_2, \quad (1.16)$$

где:  $\alpha_1$  – продольный угол наклона опорной поверхности к горизонтальной плоскости.

Подставляя (1.15) и (1.16) в (1.13) и учитывая сделанные допущения, после ряда преобразований получаем:

$$\delta_1(\bar{\rho}_1 + 0,5\bar{\rho}) \frac{\partial V}{\partial t} + \rho_1 F_1 V + \frac{9\bar{\rho}\sqrt{V}}{2\sqrt{\pi a_1 \rho_1}} \int_0^t \frac{\partial V}{\partial \tau} (t-\tau)^{-1/2} d\tau =, \quad (1.17)$$

$$= \rho_1 A \omega^2 \cos\alpha_2 \cos\alpha_3 \cos\omega t - \bar{\rho}_1 g \cos\alpha_1 \cos\alpha_2$$

где:  $V$  – относительная скорость частиц дискретной фазы относительно непрерывной фазы.

Решение интегро-дифференциального уравнения (1.17) можно получить с помощью преобразование Лапласа по времени. Действительно, пусть  $\bar{V}(q)$  – преобразование Лапласа искомой функции  $V(t)$ , т.е.:

$$\bar{V}(q) = \int_0^{\infty} V(t) e^{-qt} dt. \quad (1.18)$$

Тогда применяя преобразование Лапласа к левой и правой частям уравнения (1.17) и учитывая, что:

$$\int_0^{\infty} e^{-qt} \left( \int_0^t \frac{dV}{d\tau} (t-\tau)^{-1/2} d\tau \right) dt = \bar{V}(q) \sqrt{\pi q},$$

получаем:

$$\bar{V}(q) (A_1 q + \sqrt{q} A_2 + A_3) = \frac{D_1}{q^2 + \omega^2} + \frac{D_2}{q}. \quad (1.19)$$

Здесь введены обозначения:

$$A_1 = \delta_1(\bar{\rho}_1 + 0,5\bar{\rho}), \quad A_2 = \frac{q\bar{\rho}\sqrt{V}}{2a_1\rho_1}, \quad A_3 = \rho_1 F_1 \quad (1.20)$$

$$D_1 = \rho_1 A \omega^2 \cos\alpha_2 \cos\alpha_3, \quad D_2 = -\bar{\rho}_1 g \cos\alpha_1 \cos\alpha_2$$

Из (1.19) имеем:

$$\bar{V}(q) = \frac{D_1}{\Phi(q)(q^2 + \omega^2)} + \frac{D_2}{\Phi(q)q}, \quad (1.21)$$

где:  $\Phi(q) = qA_1 + \sqrt{q}A_2 + A_3$ .

Применяя к (1.21) формулу преобразования Лапласа [15], получаем:

$$V(t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} e^{qt} \bar{V}(q) dq, \quad (1.22)$$

Формула (1.22) дает формальное решение уравнения (1.17). Для вычисления интеграла в (1.22) воспользуемся методом вычетов [18]. С этой целью будем рассматривать функцию  $\bar{V}(q)$  из (1.21), как функцию комплексного переменного  $q = \text{Re } q + i \text{Im } q$  в комплексной плоскости, разрезанной по отрицательной полуоси  $\text{Re } q \leq 0$ . В результате, после ряда преобразований получаем:

$$V(t) = \frac{D_2}{A_3} + D_1 \text{Re} \left( \frac{e^{i\alpha t}}{i\omega\Phi(i\omega)} \right). \quad (1.23)$$

Вычислим второе слагаемое в (1.24). Имеем:

$$\frac{e^{i\alpha t}}{i\omega\Phi(i\omega)} = \frac{e^{i(\alpha t - \frac{\pi}{2})}}{\omega(i\omega A_1 + \sqrt{i\omega} A_2 + A_3)} = \frac{e^{i(\alpha t - \frac{\pi}{2} - \varphi)}}{\omega \sqrt{\left(A_3 + \sqrt{\frac{\omega}{2}} A_2\right)^2 + \left(\omega A_1 + \sqrt{\frac{\omega}{2}} A_2\right)^2}} \quad (1.24)$$

$$\text{где: } \varphi = \arctg \left( \frac{\omega A_1 + \sqrt{\frac{\omega}{2}} A_2}{A_3 + \sqrt{\frac{\omega}{2}} A_2} \right).$$

Тогда окончательно получаем:

$$\text{Re} \left( \frac{e^{i\alpha t}}{i\omega\Phi(i\omega)} \right) = \frac{\sin(\alpha t - \varphi)}{\omega \sqrt{\left(A_3 + \sqrt{\frac{\omega}{2}} A_2\right)^2 + \left(\omega A_1 + \sqrt{\frac{\omega}{2}} A_2\right)^2}}. \quad (1.25)$$

Подставляя (1.25) в (1.23) и учитывая (1.20), имеем следующее выражение для расчета относительной скорости частиц дискретной фазы зерновой смеси вдоль оси  $X_3$ :

$$V(t) = -\frac{g \cos \alpha_1 \cos \alpha_2}{\delta_1 F_1} + \frac{2\sqrt{2} a_1 \rho_1^2 A \omega^{3/2} \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 \sin(\omega t - \varphi)}{9\bar{\rho} \sqrt{\nu} \sqrt{(1+B_1)^2 + (1+B_2)^2}}, \quad (1.26)$$

где:

$$B_1 = \frac{2\sqrt{2} \rho_1^2 a_1 F_1}{9\bar{\rho} \sqrt{\omega \nu}}, \quad (1.27)$$

$$B_2 = \frac{2\sqrt{2} a_1 \rho_1 \delta_1 (\bar{\rho} + 0.5\bar{\rho})}{9\bar{\rho}} \sqrt{\frac{\omega}{\nu}}.$$

Как следует из (1.26) и (1.27), относительная скорость частиц дискретной фазы изменяется гармонически во времени с частотой колебаний деки, а ее амплитуда достаточно сложным образом зависит от физико-механических параметров зерновой смеси, скорости воздушного потока на свободной поверхности псевдооживленного слоя, эффективного коэффициента динамической вязкости. Для получения уравнения, связывающего коэффициент вязкости и физико-механические характеристики зерновой смеси, воспользуемся принципом эквивалентности импульсов сил сопротивления движению частицы в различных средах [19]. Аналогичный подход был применен в работе [16].

Вычислим импульсы сил сопротивления движению частиц дискретной фазы на одном полупериоде колебаний непрерывной фазы. В соответствии с уравнением (1.17), силу сопротивления можно представить в следующем виде:

$$F_c = \frac{4\pi a_1^3}{3} \rho_1 F_1 V, \quad (1.28)$$

где:  $a_1$  – эквивалентный радиус (по объему) частицы дискретной фазы,  $V$  – относительная скорость частиц по отношению к непрерывной фазе зерновой смеси, а коэффициент  $F_1$  – определяется по формуле (1.14) и имеет вид:

$$F_1 = \frac{\bar{\rho}}{2\rho(1-\delta_1)^2 a_1} \left( 1,75V_0 + \frac{75\nu\delta_1}{a_1} \right), \quad (1.29)$$

где:  $V_0$  – скорость воздушного потока на свободной поверхности псевдооживленного слоя.

С другой стороны, рассматривая непрерывную фазу зерновой смеси как псевдооживленный слой частиц, можно предположить, что перемещение частиц дискретной фазы преимущественно происходит в направлении воздушного потока по каналам, образующихся в псевдооживленном слое.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ  
ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ  
ПНЕВМОСОРТИРОВАЛЬНОГО СТОЛА

Тогда, используя результаты, полученные в работе [11], силу сопротивления можно представить следующим образом:

$$F_{c1} = \frac{4\pi a_1^3}{3} \rho_1 (1-\varepsilon)^{1/3} \frac{V^2}{2a_1}, \quad (1.30)$$

где:  $\varepsilon$  – порозность псевдооживленного слоя зерновой смеси,  $V$  – относительная скорость частицы дискретной фазы. Тогда, импульс силы (1.32) за полупериод колебаний имеет вид:

$$I_{c1} = \frac{4\pi a_1^3}{6a_1} \rho_1 (1-\varepsilon)^{1/3} \int_{\frac{\omega}{2}}^{\frac{\pi+\omega}{2}} V^2 dt = \frac{4\pi^2 a_1^3 \rho_1 (1-\varepsilon)^{1/3}}{6a_1} \times \left[ \frac{g^2 \cos^2 \alpha_1 \cos^2 \alpha_2}{\delta_1^2 F_1^2} - \frac{8\sqrt{2}g \cos \alpha_1 \cos^2 \alpha_2 \cos \alpha_3 \rho_1^2 A \omega^{3/2}}{9\delta_1 F_1 \rho \sqrt{v} \sqrt{(1+B_1)^2 + (1+B_2)^2}} + \frac{8a_1^4 \rho_1^4 A^2 \omega^3 \cos^2 \alpha_2 \cos^2 \alpha_3}{162\rho^2 v \sqrt{(1+B_1)^2 + (1+B_2)^2}} \right] \quad (1.31)$$

Приравнивая импульсы  $I_c$  и  $I_{c1}$ , получаем уравнение для определения эффективного коэффициента динамической вязкости непрерывной фазы зерновой смеси:

$$\frac{\pi g \cos \alpha_1 \cos \alpha_2}{\delta_1} + \frac{4\sqrt{2}\rho_1 \delta_1^2 A \omega^{3/2} \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 F_1}{9\rho \sqrt{v} \sqrt{(1+B_1)^2 + (1+B_2)^2}} = \frac{\pi}{2} (1-\varepsilon)^{1/3} \times \left[ \frac{g^2 \cos^2 \alpha_1 \cos^2 \alpha_2}{\delta_1^2 F_1^2} - \frac{8\sqrt{2}g \cos \alpha_1 \cos^2 \alpha_2 \cos \alpha_3 \rho_1^2 A \omega^{3/2}}{9\delta_1 F_1 \rho \sqrt{v} \sqrt{(1+B_1)^2 + (1+B_2)^2}} + \frac{4\rho_1^4 \delta_1^4 A^2 \omega^3 \cos^2 \alpha_2 \cos^2 \alpha_3}{81\rho^2 v \sqrt{(1+B_1)^2 + (1+B_2)^2}} \right] \quad (1.32)$$

Уравнение (1.32) устанавливает связь между эффективным коэффициентом динамической вязкости и следующими параметрами зерновой смеси, опорной поверхности и скоростью воздушного потока: плотности  $\rho_1$  и  $\rho$  частиц дискретной и непрерывной фаз зерновой смеси;  $\delta_1$  и  $\varepsilon$  – объемная концентрация частиц дискретной фазы и порозность псевдооживленного слоя;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – продольный и поперечный углы наклона опорной поверхности по отношению к горизонтальной плоскости; амплитуда  $A$  и круговая частота  $\omega$  колебаний частиц непрерывной фазы;  $\alpha_3$  – угол направления колебаний относительно оси перпендикулярной опорной поверхности.

Таким образом, предложен теоретический метод, позволяющий определять эффективный коэффициент динамической вязкости зерновой смеси, находящийся под воздействием воздушного потока и вибрационных гармонических колебаний опорной воздухопроницаемой поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Bogolubov N. N., Mitropolskiy Y. A. 1974. Asimptoticheskie metodi v teorii nelineynuh kolebaniy. - M.: Nauka, - 504.
2. Clark B. 1983. Cleaning seeds by fluidized bed medium. Transactions of the ASAE. - Vol. 26, N 4, 987-990.
3. Clark B. 1985. Cleaning seeds by fluidized bed medium. Journal of Agricultural Engineering Research. - Vol. 31, N 3, 231-242.
4. Drincha V. V. 2006. Issledovanie separatsii semyn i razrabotka mashinnyx tehnologiy ih podgotovki. - Voroneg : Izd-vo NPO «MODAK», - 384.
5. Duliev V. G., Ytskevith G. V., Gortinskiy V. V. 1986. Analiz vibratsionnogo i vibropnevmaticheskogo protsesov razdeleniya zernovok pshenitsi razlithnoi plotnosti. Trudi VNIIZ. - M., - Vup. 107, 84-91.
6. Kizilvater B. V. 1997. Teoreticheskie osnovi gravitachiy nix prochesov obogasheniya. -M. : Nedri. 295.
7. Korn G. 1970. Spravochnik po matematice dly nauchnux rabotnikov i ingenerov. - M. : Nauka. 720.
8. Krilov V. I., Bobkov V. V., Monasturski P. I. 1976. Vichislitel' n ue metodu. T.2 - M. : Nauka, - 399.
9. Lavrentiev M. A., Shibat V. B. 1958. Metodu teorii funktsii kompleksnogo peremennogo. - M. : izd-vo Fizico-mathematischekoi literaturi, 674.
10. Michihina L. I. 1983. Ochistka risazerna. - M. : Kolos, 136.
11. Nigmatulin R. I. 1978. Osnovu mehaniki geterogennuh sred. - M. : Nauka, 336.
12. Sous S. 1971. Hidrodinamika mnogofaznih system. - M.: Mir, 536.
13. Sukonkin L. M., Drincha V. M. 1997. Razdelenie zernovih matherialov na rabochih separatorah. Traktori i S.H. Machini. - №1, 28 - 33.
14. Tishenko L. N. 2010. Vibroreshotnaya separatsiy zernovux smesey. - “Mis'kdruk”. - 360.
15. Tishenko L. N. 2012. Vibroseparirivanie

ploskim reshetom neodnorodnogo sloya zerna. Druk. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, – Vol. 14 D, 21-30.

16. Tishenko L. N. 2004. Intensifikatsiya separiruvaniya zerna. – Kharkov : Osnova, - 224.

17. Tishenko L. N. 2012. Kolebatel'nye protsesy v zernovux smesyah na reshetah vibrocentrobenykh separatorov. Druk. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». Poland: Lublin, Vol. 14 D, 30-39.

18. Tishenko L. N. 2012. Modelirovanie potoka zernovogo sloya na reshete s uchetom proseivaniya. Druk. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, – Vol. 14 D, 39-48.

19. Tishenko L. N. 2010. Modelirovanie protsesov zernovux separatorov. / L.N. Tishenko, D. I. Mazorenko, M. V. Piven', S. A. Kharchenko, V. V. Bredikhin. - Kharkov: HNTUSH, "Mis'kdruk", 360.

20. Tishenko L. N. 2012. Zakonomernosti kole-

baniy neodnorodnogo zernovogo potoka na ploskih vibroreshotah. - "Novosti nauchnogo progressa - 2012", VIII megdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya. – Bolgaria: Sofiya - "ByalGrad-BG"OOD, - T.8, 49-59.

**DETERMINATION EFFECTIVE TO THE COEFFICIENT OF DYNAMIC VISCIDITY OF GRAIN MIXTURE THAT IS ON THE WORKING SURFACE OF PNEUMOSORTING TABLE**

**Summary.** In process the considered questions of mathematical design of process of separation of seminal mixtures of grain-crops, namely, determination effective to the coefficient of dynamic viscosity of grain mixture, that is on the working surface of pneumosorting table, using conception of hydrodynamics of multiphase environments.

**Key words:** separation, pneumosorting table, multiphase environment, pseudoreafied layer, closeness of seed.

## К ВОПРОСУ ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА НА БАЗЕ ПРИКЛАДНОГО ПАКЕТА EXCEL

*Ольга Синяева, Алексей Завгородний, Александр Обыхвост*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: khstua@lin.com.ua*

*Olga Sinyeva Alexei Zavgrodney, Alexander Obyhvest*

*Kharkov Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: khstua@lin.com.ua*

**Аннотация.** Существующие методы получения математической модели математическим планированием эксперимента не всегда могут быть использованы в условиях действующего производства. В связи с этим была сделана попытка разработать новую методику обработки экспериментальных данных и компьютерную программу на её базе. В сравнении с классическими методами новая методика применима в более широком диапазоне условий производства.

**Ключевые слова:** автокорреляция, компьютерная программа, коэффициенты корреляции, математическая модель, метод наименьших квадратов, пассивный эксперимент.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Проведение научных исследований в настоящее время немислимо без последующей математической обработки полученных результатов и построения на базе полученных материалов математической модели исследуемого объекта. Существующие методы получения математической модели на основе планируемого эксперимента, не всегда могут быть использованы в условиях действующего производства, особенно при частом и, зачастую, спонтанном изменении технологических условий [1, 12,13,15, 17]. В связи с этим была сделана попытка разработать новую методику обработки экспериментальных данных и компьютерную программу на базе «EXCEL», которая на основе этой методики строит математическую модель исследуемого объекта в автоматическом режиме [7,8,11,3]. Вызывает также интерес сопоставление результатов, полученных вновь разработанным методом и классическим методом планируемого эксперимента.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Широкое проведение научных экспериментов требует совершенствования математического аппарата обработки полученных результатов. В настоящее время назрела необходимость построения математической модели функционирования произвольного объекта, особенно, когда неизвестны законы, управляющие его работой. Существующие методы планирования эксперимента успешно применяются лишь при небольшом числе факторов. Для большого числа факторов нетрудоемкого в применении метода планирования, удобного для алгоритмизации и компьютерной обработки, пока нет.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Использование традиционных методов планируемого эксперимента [12, 13] хотя и апробированы в течении многих десятилетий и дают, как правило, хорошие результаты при проведении лабораторных исследований, имеют ряд ограничений, которые не всегда дают возможность применить их к разработке математической модели действующего предприятия. Так, например, исследование работы предприятия при использовании т.н. «пассивного эксперимента», когда только фиксируются изменения технологического режима, носящего, зачастую спонтанный характер, не дает возможность провести классический планируемый эксперимент. Кроме того, большая часть этих способов пригодна лишь для построения моделей, в которых исходные параметры меняются на двух-трех уровнях, поэтому они мало пригодны для построения многоуровневых систем.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Разработанная методика основывается на том, что сначала весь массив данных мы рассматриваем как функциональную зависимость какого-либо одного переменного, допустим,  $X_1$ , а остальные считаем постоянными. В итоге получаем зависимость типа:

$$Y(X) = f(X_1) \Big|_{X_2, X_3, X_4, \dots, X_n - const}. \quad (1)$$

Затем проводим подобную операцию для переменных  $X_2, X_3, \dots, X_n$ , в результате чего получаем целую систему уравнений:

$$\begin{cases} Y(X) = f(X_2) \Big|_{X_1, X_3, X_4, \dots, X_n - const} \\ Y(X) = f(X_3) \Big|_{X_1, X_2, X_4, \dots, X_n - const} \\ \dots \dots \dots \\ Y(X) = f(X_n) \Big|_{X_1, X_2, X_3, \dots, X_{n-1} - const} \end{cases} \quad (2)$$

При перемножении этих строк друг на друга получим итоговое уравнение:

$$Y^n(X) = f(X_1) \cdot f(X_2) \cdot f(X_3) \cdots f(X_n), \quad (3)$$

или

$$Y(X) = [f(X_1) \cdot f(X_2) \cdot f(X_3) \cdots f(X_n)]^{1/n}. \quad (4)$$

В качестве функциональных зависимостей  $f(X)$  используется набор элементарных функций, коэффициенты корреляции которых определяются по методу наименьших квадратов. Для каждой переменной  $X_i$  подбирают функциональную зависимость по значению коэффициента корреляции, т.е. из всего многообразия элементарных функций  $Y(X)=f(X_i)$ , которые описывают изменение параметра, выбирается та функциональная зависимость, у которой коэффициент корреляции наибольший.

В принципе, уравнением (4) можно было бы и ограничиться для описания изменения параметра  $Y$  от переменных  $X_i$ . Однако для получения более точного описания мы провели еще одно уточнение полученной зависимости. Для этого вводится получение корреляционной зависимости между фактическими  $Y_{факт}$  и полученными расчетными  $Y_{расч}$  значениями параметра  $Y$ . Данная операция была названа нами автокорреляцией.

Полученный при этом коэффициент корреляции будет являться общим коэффициентом корреляции и указывает на тесноту связи между фактическими и расчетными значе-

ниями параметра  $Y$ . В идеальном случае функция автокорреляции представлена линейной зависимостью  $Y = E \times Y_{расч} + D$ , причем коэффициент корреляции между фактическими и расчетными значениями параметра  $Y$  равен 1, а коэффициенты указанной функции равны  $E=1, D=0$ . В противном случае это говорит о том, что не все факторы, влияющие на изменение искомого параметра  $Y$ , учтены. Коэффициенты корреляции, полученные при расчете уравнений (1-2), являются частными коэффициентами и говорят о том, насколько изменение данной переменной  $X_i$  влияло на изменение параметра  $Y$  в исследуемом интервале, но никоим образом не говорит о влиянии самой переменной на параметр  $Y$ .

Для того, чтобы определить, насколько вышеизложенные постулаты соответствуют действительности, были проведены сравнительные расчёты одной и той же задачи традиционным методом планируемого эксперимента [12, 13] и вновь разработанным методом.

В результате проведенных исследований оказалось, что расчёт прогнозируемых значений по новой методике без автокорреляции уступает по точности расчёта традиционному методу планируемого эксперимента.

Следует отметить, что сама точность расчётов (средняя абсолютная величина отклонений от истинного значения) выше у новой методики с автокорреляцией (0,85 против 1,16). Если обратиться к более привычному для нас показателю – среднеквадратичному отклонению, то он составит соответственно 0,93 и 2,93. Таким образом, исследования показывают, что новая методика расчёта по точности, по крайней мере, даёт результаты не хуже традиционных методов планируемого эксперимента.

В связи с этим, на основе вышеприведенных рассуждений была разработана компьютерная программа, которая позволяет автоматически рассчитывать корреляционные зависимости и составлять статистическую модель работы исследуемого объекта и, опираясь на полученные зависимости, получать прогноз поведения объекта при изменении условий его работы.

Использование подобной методики позволяет:



## К ВОПРОСУ ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА НА БАЗЕ ПРИКЛАДНОГО ПАКЕТА EXCEL

- Получить математическую модель работы объекта и определить направление влияния каждого из факторов на качество конечного продукта;

- Оценить степень значимости влияния каждого из факторов на изменение качества продукта по частным коэффициентам корреляции;

- Составить прогноз работы изучаемого объекта;

Изложенная методика может быть использована, например, на предприятиях по переработке зерна [5,6,9]. Для ее практической проверки были использованы результаты экспериментов, полученные при испытании пневмосепаратора с наклонными стенками, снабженными вибрационным механизмом [3,5,6,9,10, 14,15]. Эксперимент проводился на семенах подсолнечника. Засоренные семена подсолнечника (количество сора – шелуха, семена сорняков и т.п.) из загрузочного бункера подавались в пневмосепаратор, где под действием потока воздуха происходило разделение кондиционных семян от сора. В качестве факторов, определяющих эффективность разделения, были выбраны угол наклона к горизонту сепаратора и частота вибрации, в качестве отклика было взято количество материала, попадающего в первый сборный бункер. Данные экспериментов представлены в таблицах 1, 2.. Для того, чтобы определить эффективность работы новой методики было решено часть данных оставить для проверки полученных зависимостей.

За основу расчётов были взяты точки 1, 5, 9, 11, 12, 16, 20, 22 и 23 опытов, а остальные данные использовались в качестве контрольных точек. Различие между максимальными и минимальными значениями осредненных точек-откликов значимо, т.к. вычисленное значение t-критерия [16] превосходит табличное значение критерия Стюдента для 5%-ного уровня значимости. Обработка полученных данных на ЭВМ по разработанной методике дала следующие результаты:

$$Y_k = 0,0047 \times (0,0095\alpha^2 + 0,227\alpha - 13,88) \times (57,12 - 0,022\omega) + 1,37 \times [(0,0095\alpha^2 + 0,227\alpha - 13,88) \times (57,12 - 0,022\omega)]^{0,5} + 24,77 \pm 4,5. \quad (9)$$

Сопоставление фактических и расчётных

данных приведено в табл.1 и на рис.1. Как видно из полученных данных, расхождение между фактическими и расчётными данными, как правило, не превышает погрешности между параллельными опытами.

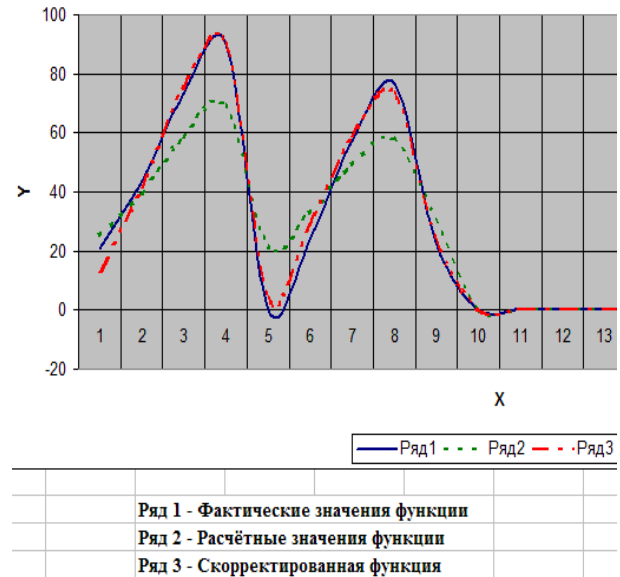


Рис. 1. Сопоставление фактических и расчётных значений

Fig. 1. Comparison of actual and calculated values

Поскольку функция зависимости количества рассеиваемого материала, попадающего в бункер, от угла наклона является квадратичной функцией, то можно попробовать определить экстремум функции. Так как функция на исследуемом участке является убывающей, то минимум рассеиваемого материала будет попадать в бункер при нулевом угле наклона. Однако при таком положении сепаратор будет практически неработоспособен, поскольку в таком случае рассеянный материал не будет попадать в бункера. Для эффективной работы данного устройства необходимо, чтобы угол наклона пневмосепаратора был больше угла естественного откоса зерен подсолнечника, т.е. более 40°.

Зависимость количества материала, попадающего в бункер, от частоты имеет линейный вид, по крайней мере, в рамках проведенного эксперимента, и это объясняется тем, что с увеличением частоты увеличивается время нахождения семечек в процессе обработки и тем самым уменьшается количество материала, попадающего в первый бункер.

## СОДЕРЖАНИЕ

Таблица 1. Сопоставление расчётных данных, полученных различными способами

Table 1. Comparison of the calculated data obtained different ways

№ эксперимента	Среднее фактическое	Планируемый эксперимент	Новая методика	
			Без автокорреляции	С автокорреляцией
1	83,54	84,56	85,77	84,14
2	80,94	80,98	85,35	81,88
3	86,96	85,84	86,02	85,44
4	75,64	76,76	84,24	75,49
5	95,86	97,00	88,31	95,53
6	89,06	87,92	86,47	87,65
7	90,62	90,66	87,31	91,48
8	88,18	88,14	86,80	89,20
Абсолютное значение среднего отклонения		1,16	3,87	0,85
Среднеквадратичные Отклонения		2,93	21,97	0,93

Таблица 2. Результаты испытания виброударного пневмосепаратора

Table 2. The test results vibroudarnogo sifter

№ п/п	Угол наклона, $\alpha^\circ$	Частота вибрации, $\omega$ , Гц	Количество материала в бункере, %				Расчётные данные
			Фактические данные				
			I опыт	II опыт	III опыт	Среднее значение	
1	40	0	19,5	20,4	20,8	20,90	13,45
2	45	0	24,32	27,17	26,66	26,05	20,21
3	50	0	28,05	32,60	34,15	31,60	28,55
4	55	0	36,21	38,56	37,88	37,55	36,62
5	60	0	40,89	42,78	48,03	43,90	41,46
6	65	0	49,56	52,31	50,08	50,65	52,43
7	70	0	59,35	55,42	58,43	57,80	60,29
8	75	0	63,84	67,25	64,96	65,35	68,16
9	80	0	70,25	75,67	73,98	73,30	75,14
10	85	0	79,53	83,24	82,15	81,64	84,04
11	90	0	89,56	94,39	87,22	90,39	90,57
12	40	820	0,00	0,01	0,00	0,00	3,92
13	45	820	0,00	6,70	2,90	3,20	11,99
14	50	820	11,20	10,12	7,63	9,65	18,71
15	55	820	14,24	18,53	16,79	16,52	25,18
16	60	820	21,59	25,43	24,44	23,82	28,68
17	65	820	30,47	33,58	30,57	31,54	37,80
18	70	820	37,98	41,21	39,88	39,69	44,04
19	75	820	47,24	49,33	48,21	48,26	50,27
20	80	820	55,28	59,87	56,63	57,26	59,00
21	85	820	64,75	69,22	66,07	66,68	62,82
22	90	820	72,12	77,84	79,63	76,53	73,91
23	70	1640	22,48	24,56	22,47	23,17	24,01

### ВЫВОДЫ

Разработана новая методика построения математической модели функционирования произвольного объекта, представляющая собой среднегеометрическую величину элементарных функций отдельных аргументов, определяемых методом наименьших квадратов и систему автокорреляции полученных результатов;

Указанная методика позволяет получать математическую модель функционирования объекта в тех случаях, когда её невозможно получить классическим методом планирования эксперимента;

При использовании новой методики можно оценить степень влияния каждого из аргументов на конечную функцию по частным коэффициентам корреляции и ввести соответствующие корректировки, исключая аргументы с низкими коэффициентами корреляции;

При достаточно большом количестве опытов разница между результатами, полученные методом планирования эксперимента и вновь разработанным методом неощутимо мала и в ряде случаев точность результатов, полученных при использовании новой методики с использованием системы автокорреляции, превышает точность результатов, полученных методом планированного эксперимента;

Новая методика ни в коей мере не предназначена полностью заменить собою метод планируемого эксперимента, а лишь является дополнением к нему и предназначается для тех случаев, когда получить зависимости традиционным способом не представляется возможным. Система автокорреляции не является неотъемлемой частью именно предлагаемой методики и, скорее всего, может повысить точность любого метода расчета.

### ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 1251967 (СССР). Вибрационная очистительная сортировальная машина для разделения зерновых смесей по коэффициенту парусности / А.И. Завгородний, В.А. Сметанкин, А.В. Азарова // – Оpubl. в В.И., 1986, №31.
2. Barabashchuk V. I., Kredencер B.P., Miroshnichenko V. I. 1984. Planirovanie jeksperimenta v tehnikе / V.I. Barabashchuk, // – К:

«Техника», – 200.

3. Freger JU. L. 1964. Gidravlichesкое soprotivlenie zernovogo sloja na vibrirujushhej poverhnosti. Trudy VISHOM. – М.,– Vyp. 44, 33 – 45.
4. Kuchma N. V., Zorja E. S., Torjanik JE. I. 2003. Primenenie statisticheskikh metodov pri analize vlijanija izmenenij ugol'noj shihty na kachestvo koksa. Uglehimicheskij zhurnal, № 5-6, 15-24.
5. Lavrenchik V. N. 1986. Postanovka fizicheskogo jeksperimenta i statisticheskaja obrabotka ego rezul'tatov. – М : JEnergoatomizdat, 272.
6. Lovejkin V. CHovnjuk JU., Kulik V. 2012. Optimizacija rezhimov kolebanij zernovyh smesей pri nalichii suhogo trenijaю. Motrol, - Motoryzacija i energetyka rolnictwa. – Lublin. - Tom 14, №3, 140–147.
7. Panasiewicz M., Zawiślak K., Kusińska E., Sobczak P. 2006. Rurification and separation of loose materials in a pneumatic system with vertical air stream. Teка Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – Lublin, 2006. Tom 6, 171–176.
8. Pastushenko S., Ogienko N. 2012. Teoreticheskie aspekty issledovanija processa separacii tehnologicheskoy semennoj massy ovochebahchevyh kul'tur. Motrol, - Motoryzacija i energetyka rolnictwa. – Lublin. Tom 14, №2, 13–20.
9. Pat. 64488 Ukraїna na korisnu model' Vibroseparator vertikal'nogo tipu z povitrjanim potokom dlja rozdilennja sipuchih sumishej / Sinjaeva O.V., Zavgorodnij O.I.; zajavnik Ukraїn'skij institut promislivoї vlasnosti vid 10.11.2011.
10. Sinjaeva O. V. 2012. Metod avtomaticheskogo postroenija matematicheskoy modeli v planirovanii jeksperimenta. Visnik HNTUSG. Vipusk 120. «Tehnichni sistemi i tehnologii tvarinnictva" – Harkiv, 437.
11. Sinjaeva O. V., ZHuravskij A. A. 2011. Metod poluchenija matematicheskoy modeli proizvod'nogo ob#ekta. JEnergosberezenie, jenergetika, jenergoaudit, №12, 50-58.
12. Sinjaeva O. V. 2013. Novaja metodika obrabotki rezul'tatov eksperimentov i avtomaticheskogo postroenija matematicheskoy modeli issleduemogo ob#ekta / O.V. Sinjava, A.I. Zagorodnij, A.A. ZHuravskij, L.I. Kurpa, G.A. Starec // Sistemi Obrobki Informacii, Harkiv: HUPS Vipusk 1 (108). 118-122.

13. Stepanenko S. 2012. Osobennosti modelirovaniya processov separacii zerna v uslovijah zernotoka hozjajstva. Motrol, - Motoryzacija i energetyka rolnictva. – Lublin. - Tom 14, №3, 148–157.
14. Tishhenko L. N., Harchenko S. A. 2005. Issledovanie dinamiki vozdušnogo potoka v modernizirovannoj pyleosadochnoj kamere vibrocentrobeznyh zernovyh separatorov. Vibracii v tehnike i tehnologijah. - №1(43), 126 -137.
15. Ul'rih N.N. 1937. Novoe v oblasti ochistki i sortirovaniya semjan / M.: Sel'hozizdat, 74 – 89.
16. Vinarskij M. S., Lur'e M.V. 1975. Planirovanie jeksperimenta v tehnologicheskikh issledovanijah. – K: «Tehnika», 168.
17. Voznesenskij V. A. 1981. Statisticheskie metody planirovaniya jeksperimenta v tehniko-jeconomicheskikh issledovanijah. – M: Finansy i statistika, 264.
18. Zavgorodnij A. I., Sinjaeva O. V. 2012. Dvizhenie shara v vozdušnom potoke mezhdru vibrirujushhimi ploskostjami. Vibracii v tehnike i tehnologijah: Vseukrainskij nauchno-tehnicheskij zhurnal. – Har'kov. HNTUSH, – Vyp. 3 (67), 20-27.
19. Zegdenidze I. G. 1976. Planirovanie jeksperimenta dlja issledovanija mnogokomponentnyh system. Izdatel'stvo «Nauka», M. 390.
20. Zhuravskij A. A., Torjanik JE. I. , Kryshen' I. G. 2000. Avtomaticheskoe postroenie matematicheskoy modeli funkcionirovanija ob#ekta. – Koks i himija. №3, 22-28.

#### THE QUESTION OF PLANNING EXPERIMENT ON THE BASIS OF APPLICATION PACKAGE EXCEL

**Summary.** Old methods of obtaining the mathematical model can not always be used in Operable th proizvodstva.V therefore an attempt was made to develop a new method of processing the experimental data and the computer for yuternuyu program based on it.

**Key words:** autocorrelation, computer program, the coefficients of correlation, a mathematical model, the method of least squares, the passive experiment, the planned experiment.

<b>Alexander Nanka, Ivan Boyko</b> ANALYTICAL RESEARCHES OF METHODS AND CONSTRUCTIONS OF GRINDERS OF CORN FORAGE .....	3
<b>Vitaliy Sementsov, Ivan Boyko</b> DEVELOPMENT OF ENERGYKEEPING CONSTRUCTION OF GRAVITY METERING DEVICE OF FRIABLE FORAGES .....	8
<b>Иван Бойко, Александр Русалев, Виталий Семенов</b> ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ С ПОМОЩЬЮ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УСТРОЙСТВА .....	12
<b>Тамара Скобло, Иван Рыбалко, Александр Сидашенко, Александр Тихонов, Артём Науменко</b> ОЦЕНКА ТЕРМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ НОВЫМ МЕТОДОМ НАПЛАВКИ .....	17
<b>Наталья Меринец</b> МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШНЕКА С ЗЕРНОМ В АГРЕГАТЕ «МОКРОГО» ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ .....	24
<b>Андрей Палий, Анатолий Палий</b> ТЕХНИЧЕСКОЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ДЕЗИНФЕКЦИИ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ .....	29
<b>Oleksandr Grynchenko, Oleksiy Alfiorov</b> QUICKENED DEFINING TESTS WITH LIMITING COMBINED REGIMENS .....	34
<b>Сергей Шевченко</b> ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ МАШИНЫ НА ПОТЕРИ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА .....	38
<b>Сергей Овсянников</b> ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЗАТРАТЫ ОПЕРАТОРА ПРИ УПРАВЛЕНИИ МОТОАГРЕГАТОМ .....	43
<b>Alexander Pastukhov</b> THE STAND FOR RESOURCE TESTS OF DRIVE LINES IN THE CLOSE CIRCUIT .....	49
<b>Виктор Войтов, Андрей Кравцов, Игорь Сысенко</b> ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ .....	54
<b>Алексей Козаченко, Александр Шкрегаль, Олег Блезнюк, Александр Вотченко, Александр Дроботенко</b> ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЛЕЗВИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЛАП КУЛЬТИВАТОРОВ .....	61
<b>Артур Левкин, Дмитрий Левкин</b> ПОСТРОЕНИЕ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЛАЗЕРНОМ ДЕЛЕНИИ ЭМБРИОНА .....	67
<b>Александр Науменко</b> РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ РЕМОНТНО-ОБСЛУЖИВАЮЩИХ УСЛУГ В АПК УКРАИНЫ .....	72
<b>Григорий Бетенья, Геннадий Анискович</b> МОДИФИКАЦИЯ СТРУКТУРЫ И МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТАЛИ ПОНИЖЕННОЙ ПРОКАЛИВАЕМОСТИ ПРИ ИМПУЛЬСНОМ ЗАКАЛОЧНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ЖИДКОСТЬЮ .....	79

<b>Петр Заика, Николай Бакум, Анатолий Михайлов, Александр Козий, Антон Усков</b> ВИБРАЦИОННАЯ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНАЯ МАШИНА ДЛЯ ДООЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР .....	86
<b>Леонид Тищенко, Сергей Харченко</b> К ПРИМЕНЕНИЮ МЕТОДОВ МЕХАНИКИ СПЛОШНЫХ СРЕД ДЛЯ ОПИСАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ НА ВИБРОРЕШЕТАХ.....	93
<b>Владимир Лукьяненко, Антон Никифоров</b> РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕМЕНА РАСТИТЕЛЬНЫХ КУЛЬТУР В ПОТОКЕ ВОЗДУХА, МЕТОДОМ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ.....	98
<b>Леонид Тищенко, Михаил Пивень, Вадим Бредихин</b> ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЕГРЕГАЦИИ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПРИ СЕПАРИРОВАНИИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РЕШЕТАМИ .....	104
<b>Виктор Мельник</b> МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПЛОДА ТОМАТА ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОМ СДАВЛИВАНИИ .....	112
<b>Виктор Мельник, Александр Романашенко</b> ВЫВОД УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК, ВОЗНИКАЮЩИХ В ОБЪЕМЕ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИИ ВАЛКА	120
<b>Ирина Фабричникова, Владимир Коломиец</b> РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБА УПРОЧНЕНИЯ СВЕКЛОРЕЗНЫХ НОЖЕЙ ДЛЯ СРЕЗАНИЯ СТРУЖКИ .....	128
<b>Владимир Лукьяненко</b> МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ СЕМЯН ПО НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ И ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ КИНЕМАТИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ.....	135
<b>Сергей Ляшенко, Алексей Ляшенко</b> АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ САХАРНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО ПОДХОДА .....	144
<b>Николай Артёмов</b> ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ МАШИННО- ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЕМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ	150
<b>Dmytro Klets</b> MODELLING OF MOBILE VEHICLE SKID IN TRACTION MOVEMENT MODE.....	156
<b>Елена Жилина</b> ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ТРАКТОРОВ .....	162
<b>Роман Антощенко</b> ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 30КН.....	170
<b>Николай Бакум, Николай Крекот, Василий Ольшанский, Николай Винокуров</b> ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ СЕПАРАТОР ДЛЯ ОЧИСТКИ И СОРТИРОВАНИЯ СЕМЯН ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР .....	176
<b>Владимир Лукьяненко, Иван Галич</b> ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВИБРАЦИОННОЙ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ С НЕПЕРФОРИРОВАННЫМИ РАБОЧИМИ ПЛОСКОСТЯМИ.....	184

**Вадим Бредихин, Леонид Тищенко, Михаил Пивень**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ  
ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ПНЕВМОСОРТИРОВАЛЬНОГО  
СТОЛА ..... 191

**Ольга Синяева, Алексей Завгородний, Александр Обыхвост**

К ВОПРОСУ ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА НА БАЗЕ ПРИКЛАДНОГО ПАКЕТА  
EXCEL ..... 199

## LIST OF THE REVIEWERS

1. D.t.n., professor Remarchuk M.P.
2. D.t.n., professor Vlasovec V.M.
3. D.t.n., professor Vojtov V.A.
4. D.t.n., professor Kolomic V.V.
5. K.t.n., professor Bojko I.G.
6. D.t.n., professor Djachenko S.S.
7. D.t.n., professor Bogomolov O. V.
8. D.t.n., professor Mel'nik V. I.
9. D.t.n., professor Pastuhov V. I.
10. D.t.n., professor Pashhenko V. F.
11. D.t.n., professor Skoblo T. S.
12. D.t.n., professor Tanjans'kij S.S.
13. D.t.n., professor Lisichenko N.L.
14. D.s.-g.n., professor Petrusha E.Z.
15. K.t.n., professor Sidashenko A.I.
16. K.t.n., docent Luk'janenko V. M.
17. K.t.n., docent Bakum M. V.

Editors of the „Motrol” magazine of the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture would like to inform both the authors and readers that an agreement was signed with the Interdisciplinary Centre for Mathematical and Computational Modelling at the Warsaw University referred to as “ICM”. Therefore, ICM is the owner and operator of the IT system needed to conduct and support a digital scientific library accessible to users via the Internet called the “ICM Internet Platform”, which ensures the safety of development, storage and retrieval of published materials provided to users. ICM is obliged to put all the articles printed in the “Motrol” on the ICM Internet Platform. ICM develops metadata, which are then indexed in the “Agro” database.



## GUIDELINES FOR AUTHORS (2013)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 5 pages) should not exceed 12 pages including tables and figures. Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Authors are asked to transfer to the Publisher the copyright of their articles as well as written permissions for reproduction of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 12 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered
- SI units should be used

Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail

Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions

Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No nomenclature (all explanations placed in the text); References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally prepared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text. Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m<sup>3</sup>m<sup>-3</sup>) or (% gg<sup>-1</sup>), Thermal conductivity (W m<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 20 items. It should be numbered serially and arranged alphabetically by the name of the first author and then others, e.g.

7. Kasaja O., Azarevich G. and Bannel A.N. 2009. Econometric Analysis of Banking Financial Results in Poland. Journal of Academy of Business and Economics (JABE), Vol. IV. Nr 1, 202–210.

References cited in the text should be given in parentheses and include a number e.g. [7].

Any item in the References list that is not in English, French or German should be marked, e.g. (in Italian), (in Polish).

Leave ample space around equations. Subscripts and superscripts have to be clear. Equations should be numbered serially on the right-hand side in parentheses. Capitalize and abbreviate 'equation' when it is used with a number, e.g. Eq. (1). Spell out when it begins a sentence. Symbols for physical quantities in formulae and in the text must be in italics. Algebraic symbols are printed in upright type.

Acknowledgements will be printed after a written permission is sent (by the regular post, on paper) from persons or heads of institutions mentioned by name.