

Редакційна колегія:

д.е.н. Скидан О. В.
(головний редактор)
д.с.-г.н. Романчук Л. Д.
д.е.н. Ходаківський Є. І.
(заступники головного редактора)
к.с.-г.н. Тимошук Т. М.
к.е.н. Куровська Н. О.
(відповідальні секретарі)
д.вет.н. Борисевич Б. В.
д.с.-г.н. Басаргін В. А.
д.т.н. Братішко В. В.
д.с.-г.н. Веремеєнко С. І.
д.вет.н. Галатюк О. Є.
д.т.н. Грабар І. Г.
д.т.н. Голуб Г. А.
д.вет.н. Горальський Л. П.
д.с.-г.н. Гузій А. І.
д.с.-г.н. Дідора В. Г.
д.вет.н. Довгій Ю. Ю.
д.т.н. Друкований М. Ф.
д.т.н. Запольський А. К.
д.е.н. Зіновчук В. В.
д.е.н. Зінчук Т. О.
д.вет.н. Ільницький М. Г.
д.вет.н. Калиновський Г. М.
д.с.-г.н. Ковальов В. Б.
д.с.-г.н. Куян В. Г.
д.т.н. Кухарець С. М.
д.е.н. Малиновський А. С.
д.е.н. Масловська Л. Ц.
д.е.н. Микитюк В. М.
д.с.-г.н. Мойсієнко В. В.
д.с.-г.н. Надточій П. П.
д.т.н. Паламарчук І. П.
д.с.-г.н. Пелехатий М. С.
д.с.-г.н. Савченко Ю. І.
д.т.н. Сидорчук О. В.
д.с.-г.н. Славов В. П.
д.е.н. Цаль-Цалко Ю. С.

Editorial board:

O. V. Skidan, Dr. of Ec. Sc.
(editor-in-chief)
L. D. Romanchuk, Dr. of Agr. Sc.
Ye. I. Hodakivsky, Dr. of Ec. Sc.
(deputies editor-in-chief)
T. M. Tymoshchuk, Cand. of Agr. Sc.
N. O. Kurovska, Cand. of Ec. Sc.
(executive secretaries)
B. V. Borysevych, Dr. of Vt. Sc.
V. A. Basargin, Dr. of Agr. Sc.
V.V. Bratishko, Dr. of Eng. Sc.
S. I. Veremeyenko, Dr. of Agr. Sc.
O. Ye. Galatyuk, Dr. of Vt. Sc.
I. G. Grabar, Dr. of Eng. Sc.
G. A. Golub, Dr. of Eng. Sc.
L. P. Goralsky, Dr. of Vt. Sc.
A. I. Guziy, Dr. of Agr. Sc.
V. G. Didora, Dr. of Agr. Sc.
Y. Y. Dovgiy, Dr. of Vt. Sc.
M. F. Drukovany, Dr. of Eng. Sc.
A. K. Zapolsky, Dr. of Eng. Sc.
V. V. Zinovchuk, Dr. of Ec. Sc.
T. O. Zinchuk, Dr. of Ec. Sc.
M. G. Ilnytsky, Dr. of Vt. Sc.
G. M. Kalynovsky, Dr. of Vt. Sc.
V. B. Kovaliov, Dr. of Agr. Sc.
V. G. Kuyan, Dr. of Agr. Sc.
S. M. Kuharets, Dr. of Eng. Sc.
A. S. Malynovsky, Dr. of Ec. Sc.
L. Ts. Maslovska, Dr. of Ec. Sc.
V. M. Mykytyuk, Dr. of Ec. Sc.
V. V. Moiseyenko, Dr. of Ec. Sc.
P. P. Nadtochiy, Dr. of Agr. Sc.
I. P. Palamarchuk, Dr. of Eng. Sc.
M. S. Pelehaty, Dr. of Agr. Sc.
Y. I. Savchenko, Dr. of Agr. Sc.
O. V. Sydorochuk, Dr. of Eng. Sc.
V. P. Slavov, Dr. of Agr. Sc.
Yu. S. Tsal-Tsalko, Dr. of Ec. Sc.



**Засновник, редакція,
видавець –**

**ЖИТОМИРСЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ
АГРОЕКОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Свідоцтво
про державну реєстрацію
Серія КВ № 23134-12974 ПР
від 19.02.2018 р.

Науковий журнал включено до Переліку наукових фахових видань України з сільськогосподарських, ветеринарних (наказ МОН України № 261 від 06.03.2015 р.), економічних (наказ МОН України № 528 від 12.05.2015 р.) та технічних наук (наказ МОН України № 1021 від 07.10.2015 р.)

Відбір статей до друку проводиться редакційною колегією згідно з вимогами, що друкуються у науковому журналі, та шляхом додаткового рецензування і надання відповідної рекомендації.

Головний редактор
О. В. Скидан

Відповідальні за випуск
Л. Д. Романчук, Т. М. Тимошук

Науковий редактор
Л. Д. Романчук

Редагування англomовних текстів
Г. О. Хант, С. В. Кубрик

Редактор
Л. В. Якубовська

Редагування бібліографічних списків:
О. І. Касянюк, Н. Г. Яремчук

Комп'ютерний набір та верстка
О. М. В'юнцова

Макетування
О. М. В'юнцова

**Друкується за рішенням
Вченої ради ЖНАЕУ
протокол № 11 від 26.06.2018 р.**

Підписано до друку 29.06.2018 р.
Формат 210x297.

Ум. друк. арк. 7,9

Наклад 300 пр. Зам. № 396

**Адреса редакції видавця
та виготовлювача:**

10008, м. Житомир,
бульвар Старий, 7, ЖНАЕУ.

Контактні телефони:
(0412) 22-85-97, (0412) 22-04-17

Факс: (0412) 22-04-17

Свідоцтво суб'єкта
про державну реєстрацію
ДК № 3402 від 23.02.2009 р.

Address of the publishers:

Zhytomyr National
Agroecological University
Stary Boulevard, 7
10008, Zhytomyr, Ukraine

Telephone number:

(0412) 22-85-97, (0412) 22-04-17

Fax: (0412) 22-04-17

e-mail: skydanolegv@ukr.net

© Житомирський національний
агроекологічний університет, 2018

УДК 631.4; 631.31

THE SUBSTANTIATION OF THE TENSE STATE OF SOIL UNDER CONDITION OF ITS INTERACTION WITH WHEELS

S. Kukharets*, A. Zabrodskiy*, V. Biletskii*, V. Chuba**

e-mail: saveliy_76@ukr.net

*Zhytomyr National Agroecological University,
Staryi Blvd, 7, Zhytomyr, 10008, Ukraine

**National University of Life and environmental sciences of Ukraine,
Heroyiv Oborony St., 15, Kyiv, 03041, Ukraine

Machine and tractor devices which consist of large tractors and devices corresponding to them, are widely used in the fields. The use of such machine- and- tractor devices results in reduction of both energy usage and labor inputs. But the wheels of large tractors deform and consolidate the soil that results in changes of healthy soil structure as well as in worsening of the agro-ecological soil condition. The use of large machine- and tractor devices requires laying down of optimal constructional parameters for wheels. Optimized wheels will facilitate the decrease of both consolidation and devastation of the soil's fertile layer. The paper considers the interaction between the soil and the wheels. The scheme for determining the distribution of tension in soil under condition of vertical loading, has been developed. The task for the calculation of the tense state of soil has been formed. This task makes it possible to determine the level of tension in soil under the wheels of machine- and- tractor devices. The determination of the level of tension in soil enables to determine and to substantiate the parameters of the wheel tires. The use of such tires will make it possible to provide the level of normal state of tension in soil lower than a permissible level. As follows from solving a reverse contact problem, and under condition of equal distribution of contact pressure, a mathematic model has been received. The received mathematic model makes it possible to perform a computer simulation of the effects of wheels' width of the machine-and-tractor devices on tension which takes place in soil. The received model is universal and makes it possible to carry out the study of wheels of various standard sizes. A theoretical simulation of the performance of a machine-and-tractor device has been made. The distribution of tension in soil environment is given.

Keywords: wheels, machine-and-tractor device, normal tension, tangent tension, soil structure.

Introduction

Large tractors are used in the fields. The use of such tractors makes it possible to raise productivity and reduce energy consumption, but they have a significant impact on natural environment. Currently, an experience on reducing the harmful effects of such machines on the environment at the cost of using biofuel [1] has been in practice. Also, under the pressure of heavy tractors' wheels on soil, appears a tense state which depends on the rate and the distribution of the external load and causes deformation, and as a result, soil environment's over-consolidation. Soil over-consolidation results in decrease in crop yields [2; 3], destruction of its structure [4; 5] and other negative effects [6]. That is why, the reducing of harmful effect of heavy tractors on the environment requires setting optimal design parameters of wheels.

The study of wheels' contact with soil showed that it is rather difficult to find a tense state in soil. It depends not only on loads which effect the wheels, but also on tractor's driving speed and on the parameters of a pneumatic tire [7; 8]. Sliding of a tire is of great importance as well [9]. In such type

of study soil is treated as a tense and endless land which is limited by one horizontal surface [7; 10]. The soil environment is treated as homogeneous and isotropic one [8; 11]. But the results of the research obtained in above mentioned cases do not fully reflect the tense state of the soil environment. They will not help to determine the wheels' rational parameters either.

Materials and methods

The study of the fields of tension in vertical soil profiles, under condition of soil tension made by wheels, was done using the methods of numerical service simulating tests by means of a specially developed computer program (fig. 1). This program made it possible to receive both the specifications of the distribution of the fields of tension and the numerical indexes of the rate of tension in separate, previously determined points of soil model on given scanning lines.

Further numerical modeling and service simulating test of a contact zone wheel-soil was performed on the algorithm, given on fig.2.

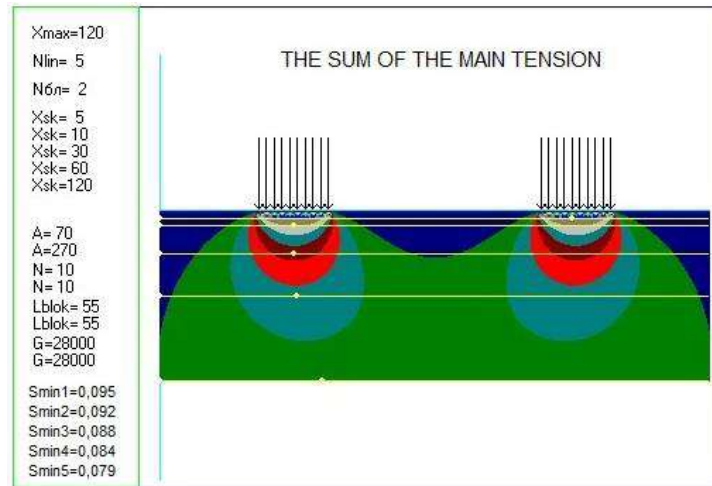


Fig. 1. Tension profile in a soil environment under tractor's wheels fitted with a sowing machine

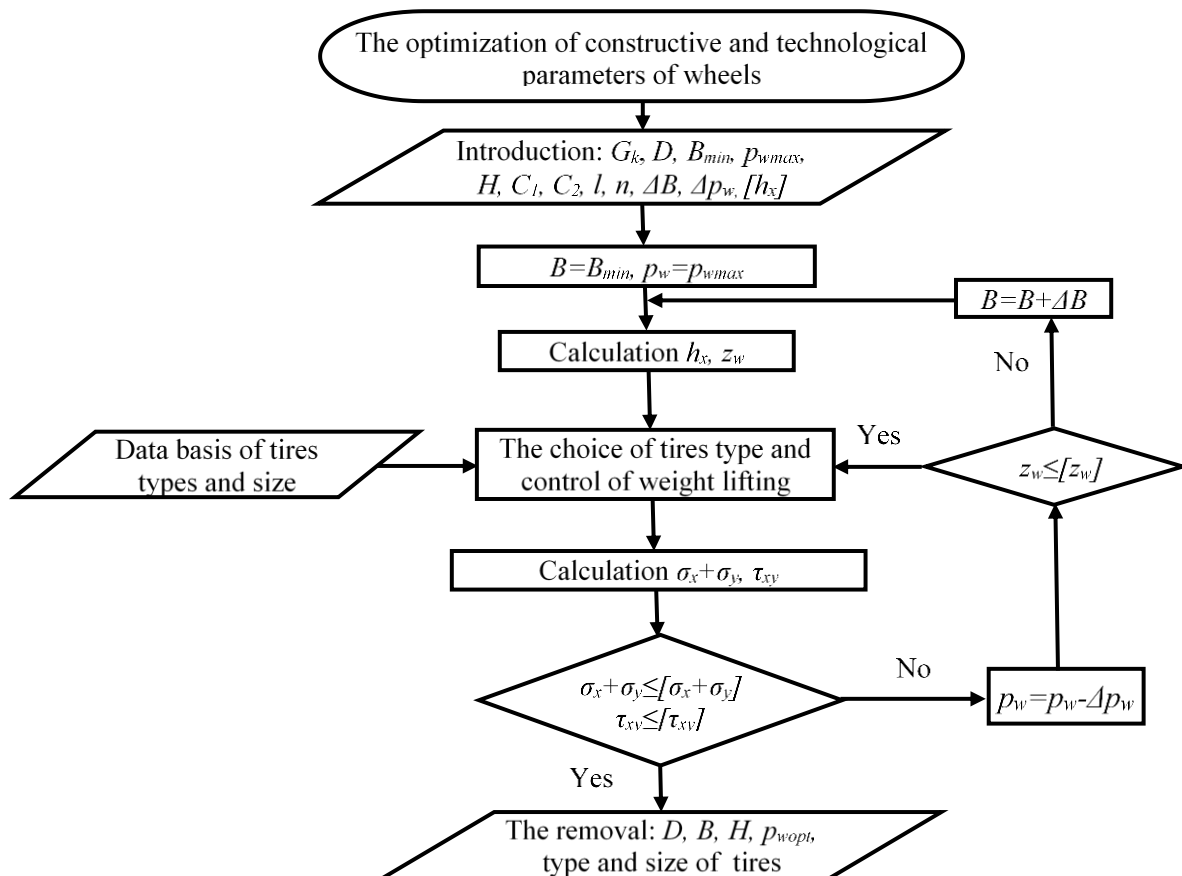


Fig. 2. Research algorithm and the optimization of constructive and operational parameters of wheels:

G_k – is normal load on the wheel, H; D – is external diameter of a tire, m, B_{min} – is minimum permissible width of a tire section, m; p_{wmax} – is maximum permissible pressure in a tire, Pa; H – is height of a tire's section, m; C_1, C_2 – is steel for a given type of a tire ($C_1=0.0012\dots 0.0028\cdot 10^{-5} \text{ Pa}^{-1}$, $C_2=0.25\dots 0.3 \text{ m}^{-1}$); l – is distance between the wheels' extremities, m; n – is provisory amount of forces in a block of distributed tension; ΔB – is spacing of width change of a tire's section, m; Δp_w – is spacing of pressure change in a tire, Pa; h_x – is normal deflection of a tire's dome, m; B – is real width of a tire section, m; $\sigma_x + \sigma_y$ – is a sum of normal tensions, Pa; τ_{xy} – is tangent tensions, Pa; z_w – is a relative ratio of deflection of a tire's dome; $[z_w]$ – is a permissible deflection of a tire's dome

This program makes it possible to perform a computer simulation of the effects of MTA's wheels on the tension which appears in soil, as well as to choose their rational parameters.

Results and discussion

A numerical solution of the task on determining the tense state of soil is possible under condition of using the iteration method. In the first approaching, soil is considered as elastic semi-space limited by horizontal surface. The accepted environment of a soil model is isotropic. Under these conditions was used the solution of Bussinesk's task. According to this method, the distribution of tense in a massive is symmetric about x axis. To develop a mathematic model of a tense state from a few blocks of distributed load, it was represented as a superposition n of forces exerted on corresponding points (fig. 3).

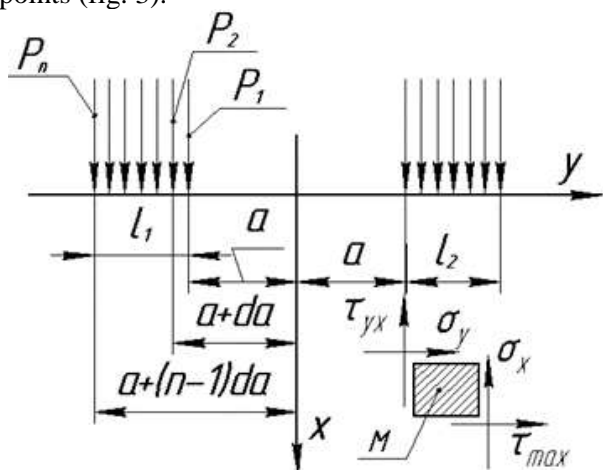


Fig. 3. The scheme of determining the tenses in elementary volume of semi- space, loaded by two blocks of distributed loading (a pair of wheels):

P_1, P_2, \dots, P_i – are the value of corresponding unit forces, H; a – is the distance of block beginning from the beginning of coordinates, m; da – is spacing among forces in a block, m; l_1, l_2 – is blocks' width, m; $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{yx}$ – are normal and tangent tenses in elementary semi-space M, Pa; n – is a number of forces in a block of distributed load

As a result, a mathematic model of tense state was received from two blocks of distributed load in the form of:

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{G}{\pi} \left(\sum_{i=0}^n \frac{k_i x^2}{[x^2 + (y - a - i\Delta a)^2]^2} + \sum_{i=0}^n \frac{k_i x^2}{[x^2 + (y + a + i\Delta a)^2]^2} \right), \\ \sigma_y = \frac{G}{\pi} \left(\sum_{i=0}^n \frac{k_i (-y - a - i\Delta a)^2}{[x^2 + (y - a - i\Delta a)^2]^2} + \sum_{i=0}^n \frac{k_i (y + a + i\Delta a)^2}{[x^2 + (y + a + i\Delta a)^2]^2} \right), \\ \tau_{xy} = \frac{G}{\pi} \left(\sum_{i=0}^n \frac{k_i x (y - a - i\Delta a)}{[x^2 + (y - a - i\Delta a)^2]^2} + \sum_{i=0}^n \frac{k_i x (y + a + i\Delta a)}{[x^2 + (y + a + i\Delta a)^2]^2} \right), \end{cases} \quad (1)$$

where G – is loading on the wheels' axle, H;
 l_i – is the width of a plot on which the distributed load was exerted, m

k_i – is a weight coefficient which is determined as: $k_i = P_i / P_0$ (P_0 – according to rationing will be: $P_0 = Gl / (l_1 + l_2 + l_3)$);

x, y – are coordinates of an elementary plot of semi-space M (fig.1) for which the indexes of normal and tangent tenses are determined, m.

According to the system (1), a sum of normal tenses, which characterizes the change of a tense state of the environment that is under investigation, under the weight of a pair of wheels, is determined on a vertical surface of soil semi-space as: $I_I = \sigma_I = \sigma_x + \sigma_y$, where I_I – is an invariant of a full tensor of tenses (a sum of normal tenses q_i), Pa. And a maximum shifting tension τ_{max} in a particular point of this surface will be:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}. \quad (1)$$

The solutions of the equation make it possible to replicate a numerical model and imitation experiment to study the tense state of compacted soil profile according to the condition:

$$\begin{cases} \lim_{\sigma_x + \sigma_y \rightarrow \sigma_H} \frac{G_i}{q_i} = l_{opt}, \\ \lim_{\tau_{max} \rightarrow [\tau]} \frac{G_i}{q_i} = l_{opt}, \end{cases} \quad (3)$$

where G_i – is a weight of a machine and tractor unit that falls on wheel, H;

q_i – is i - wheel's pressure on the soil surface, Pa;

l_{opt} – is an optimal wheel's footprint area, m^2 ;

σ_H – is the boundary of soil's current, Pa;

$[\tau]$ – is permissible tangent tenses, Pa.

The application of a system (1) makes it possible to replicate a numerical experiment on optimization of the constructive and performance parameters of a mobile farm vehicle's wheel as to minimization of the levels of intensity of soil environment's tension.

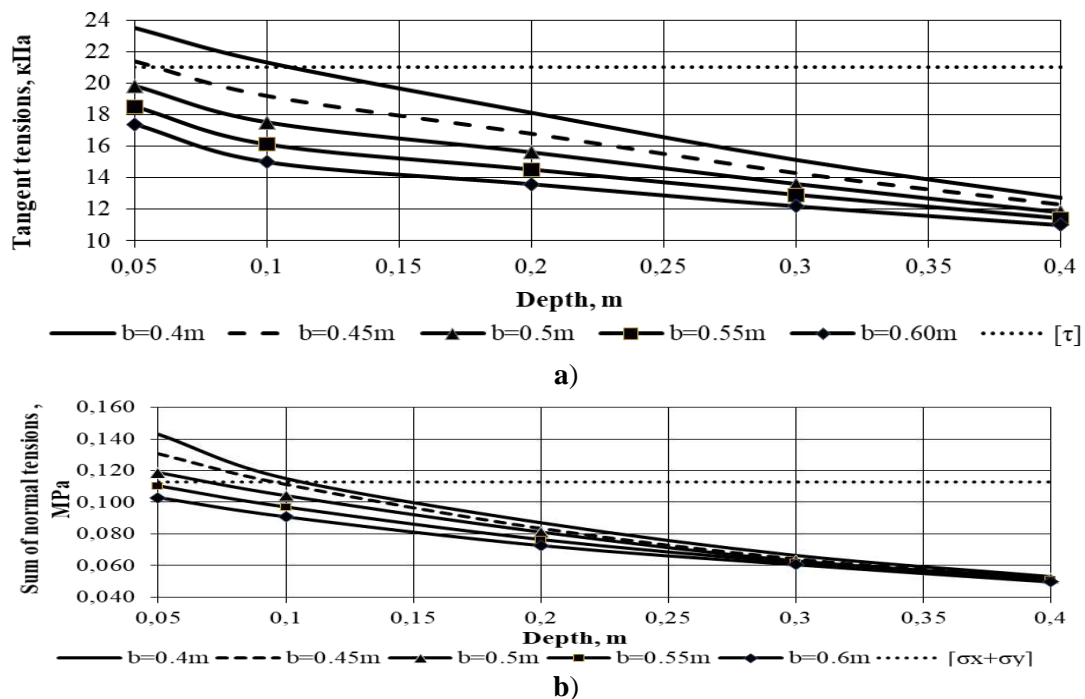


Fig. 4. Change of a sum of normal tensions (a) and tangent tensions (b) at depth

When solving the system (1), the change of the intensity level of soil environment tension at depth $H=x$, depending on the width b of wheel's footprint area contact with soil (fig. 4), was determined.

The current's boundary of sod-podzol sandy-loam soil which does not cause the non-renewable changes of the structural state of soil's root layers, for soil layer 0...10 is $\sigma_{it} < 0.113$ MPa. Permissible tangent tensions (taking into account the moment of rolling) are $\tau < 0.021$ MPa. Taking this into account,

it has been found that under maximum load on a wheel up to 28 kH (common to tractors of pulling power type 3) the width of a contact footprint has to satisfy the condition $b \geq 0.55$ m.

When choosing the type of tires which satisfy this requirement, the normal and relative tires' deflections and the width of a contact footprint depending on pressure in a tire (fig. 5) were analyzed and a system (4) was received.

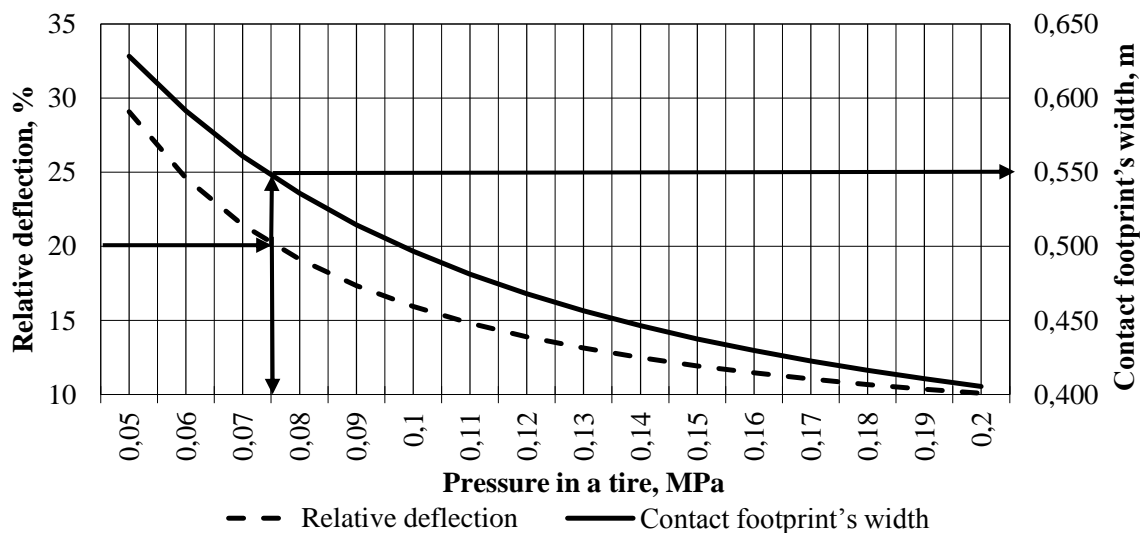


Fig. 5. The dependence of a change of contact footprint's width and of relative deflection on tension for a tractor's wheel type 3

$$\begin{cases} z_w = 1050p_w^2 - 327.7p_w + 42.54 \leq [z_w] = 20\%, \\ b = 10p_w^2 - 3.4p_w + 0.783 \geq 0.55. \end{cases} \quad (1)$$

When solving the system (4), the rational wheel's parameters were received. The use of this wheel does not result in non-renewable changes of the structural state of an agricultural soil layer (table 1).

Table 1. Rational wheel's parameters

Parameter	Designation	Dimension	Indexes
Rational pressure in a tire	p_w	MPa	0,075
Minimal width of a contact footprint	b	m	0,55
Maximal relative deflection of tire's dome	z_w	%	20
Type	28,1R26	-	-
Diameter	D	mm	1735±17
Width	B	mm	750
Profile height	H	mm	537

On the basis of the above mentioned characteristics of sod-podzol sandy loam soil, by means of the analysis of the numerical experiment's results, it has been determined that the use of a tire of type 28.1R26 for a tractor of pulling power type 3 under operating pressure $p_w = 0.073$ MPa, does not cause non-renewable changes of the structural state of the agricultural soil layers.

Conclusions

The results of the scientific research and of the practical experience testify to a close correlation link between a compressing effect of the drive systems of energy charged mobile agricultural machinery and the processes of upper soil degradation. The decline of the levels of technogeneous compression of mobile agricultural machinery on soil can be achieved by means of complex optimization of the construction parameters of the mobile machinery's wheels and by a corresponding standardization of their operating features.

A numerical simulation experiment made it possible to determine the basic rational parameters of a tractor's wheel of pulling power type 3, used while cultivating sod-podzol sandy loam soils:

working pressure in a tire is 0.075 MPa, a minimal width of a contact footprint is 0.55 m. Under these conditions the compressing tensions in soil under the wheel are lower than a tension boundary of form-changing of the microstructure and do not exceed 0.113 MPa.

References

- Golub, G. A., Kukharets, S. M., Yarosh, Y. D. & Kukharets, V. V. (2017). Integrated use of bioenergy conversion technologies in agroecosystems. *INMATEH. Agricultural Engineering*, 51 (1), 93–100.
- Makharoblidze, R. M., Lagvilava, I. M., Basilashvili, B. B. & Khazhomia, R. M. (2017). Theory of turn bodies of mountain tandem wheeled self-propelled chassis. *Annals of Agrarian Science*, 15 (3), 339–343. doi: org/10.1016/j.aasci.2017.05.026.
- Usowicz, B. & Lipiec, J. (2017). Spatial variability of soil properties and cereal yield in a cultivated field on sandy soil. *Soil and Tillage Research*, 174, 241–250. doi: org/10.1016/j.still.2017.07.015.
- Shahgholi, G. & Abuali, M. (2015). Measuring soil compaction and soil behavior under the tractor tire using strain transducer. *Journal of Terramechanics*, 59, 19–25. doi: org/10.1016/j.jterra.2015.02.007.
- Schjøning, P., Lamandé, M., Munkholm, L. J., Lyngvig H. S. & Nielsen J. A. (2016). Soil precompression stress, penetration resistance and crop yields in relation to differently-trafficked, temperate-region sandy loam soils. *Soil and Tillage Research*, 163, 298–308. doi: org/10.1016/j.still.2016.07.003.
- Biletskyi, V. R., Shubenko, V. O. & Tomashevskiy, I. S. (2014). Teoretychne obhruntuvannia stanu hruntu pid kolisnym rushiiem mashynno-traktornoho ahrehatu [Theoretical substantiation of the soil state under the wheel propulsor of the machine-tractor unit]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 1 (39), 176–186. [in Ukrainian].
- Higa, S., Nagaoka, K., Nagatani, K. & Yoshida, K. (2015). Measurement and modeling for two-dimensional normal stress distribution of wheel on loose soil. *Journal of Terramechanics*, 62, 63–73. doi: org/10.1016/j.jterra.2015.04.001.
- Damanauskas, V. & Janulevičius, A. (2015). Differences in tractor performance parameters

between single-wheel 4WD and dual-wheel 2WD driving systems. *Journal of Terramechanics*, 60, 63–73. doi: org/10.1016/j.jterra.2015.06.001.

9. Kushnarev, A. S. & Kochev, V. I. (1989). *Mekhaniko-tehnologicheskiye osnovy obrabotki pochvy* [Mechanical and technological basis of soil cultivation]. Kyiv: Urozhay [in Russian].

10. Kukharets, S. M. & Zabrodskiy, P. M. (2017). Napruzheni stan gruntu i protsesy strukturuvannya pry obrobitku diskovymy robochymy orhanamy [Tense soil condition and the processes of structuring during cultivating with disk operating bodies]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekologichnoho universytetu*, 1 (58), 240–248 [in Ukrainian].

11. Junlong, G., Haibo, G. & Liang, D. (2017). Linear normal stress under a wheel in skid for wheeled mobile robots running on sandy terrain. *Journal of Terramechanics*, 70, 49–57. doi: org/10.1016/j.jterra.2017.01.004.

ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ҐРУНТУ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ ІЗ КОЛІСНИМИ РУШІЯМИ

С. М. Кухарець*, А. П. Забродський*, В. Р. Білецький*, В. В. Чуба**

*Житомирський національний агроекологічний університет

бульвар Старий, 7, м. Житомир, 10008, Україна

**Національний університет біоресурсів

та природокористування України

вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

На полях широко використовуються машинно-тракторні агрегати, що складаються із важких тракторів та відповідних їм агрегатів. Використання таких машинно-тракторних агрегатів забезпечує зниження енерговитрат та скорочення витрат праці. Проте рушії важкої техніки активно деформують та ущільнюють ґрунт, що призводить до зміни агрономічно цінної структури ґрунту та до значного погіршення агроекологічного стану ґрунту. Застосування важких машинно-тракторних агрегатів вимагає встановлення для колісних рушіїв оптимальних конструкційних параметрів. Оптимізовані рушії сприятимуть зменшенню переущільненню та руйнуванню родючого шару ґрунту.

В статті розглянуто взаємодію із ґрунтом пари колісних рушіїв та розроблена схема для визначення полів напружень для прикладеного вертикального навантаження. Сформоване

завдання для розрахунку напруженого стану ґрунтового середовища. Сформоване завдання дозволяє визначити рівень напруженого стану під колісними рушійми машинно-тракторних агрегатів. Визначення рівня напруженого стану дозволяє знайти й обґрунтувати параметри колісних шин. Використання таких шин дозволить забезпечити рівень нормальних напружень в ґрунті нижче допустимих.

У результаті рішення оберненої контактної задачі за умови рівномірного розподілення контактних напружень, отримано математичну модель. Рішення отриманої математичної моделі дозволяє виконати комп'ютерне моделювання впливу ширини колісних рушіїв машино-тракторних агрегатів на напруження, які виникають в ґрунті. Отримана модель є універсальною та дозволяє виконувати дослідження колісних рушіїв різного типорозміру. Виконано теоретичне моделювання роботи машинно-тракторного агрегату. Отримано розподіл напружень в ґрунтовому середовищі.

Ключові слова: колеса, машинно-тракторний агрегат, нормальні напруження, дотичні напруження, структура ґрунту

ОБОСНОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ГРУНТОВ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С КОЛЕСНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ

С. Н. Кухарец*, А. П. Забродский*, В. Р.Билецкий*, В. В. Чуба**

*Житомирский национальный агроэкологический университет

бульвар Старый, 7, г. Житомир, 10002, Украина

**Национальный университет биоресурсов и

природопользования Украины

ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, 03041, Украина

На полях широко используются машинно-тракторные агрегаты, состоящие из тяжелых тракторов и соответствующих им агрегатов. Использование таких машинно-тракторных агрегатов обеспечивает снижение энергозатрат и сокращение затрат труда. Однако двигатели тяжелой техники активно деформируют и уплотняют почву, что приводит к изменению агрономически ценной структуры почвы и к значительному ухудшению агроэкологического состояния почвы. Применение тяжелых машинно-тракторных агрегатов требует установки для колесных

двигателей оптимальных конструкционных параметров. Оптимизированные двигатели будут способствовать уменьшению переуплотнением и разрушению плодородного слоя почвы.

В статье рассмотрено взаимодействие с почвой пары колесных двигателей и разработана схема для определения полей напряжений для приложенного вертикальной нагрузки. Сформулирована задача для расчета напряженного состояния почвенной среды. Сложившаяся задача позволяет определить уровень напряженного состояния под колесными двигателями машинно-тракторных агрегатов. Определение уровня напряженного состояния позволяет найти и обосновать параметры колесных шин. Использование таких шин позволит обеспечить уровень нормальных напряжений в почве ниже допустимых.

В результате решения обратной контактной задачи при условии равномерного

распределения контактных напряжений, получена математическая модель. Решение полученной математической модели позволяет выполнить компьютерное моделирование влияния ширины колесных двигателей машинно-тракторных агрегатов на напряжения, возникающие в почве. Полученная модель является универсальной и позволяет выполнять исследования колесных двигателей разного типоразмера. Выполнено теоретическое моделирование работы машинно-тракторного агрегата. Получено распределение напряжений в грунтовой среде.

Ключевые слова: *колеса, машинно-тракторный агрегат, нормальные напряжения, касательные напряжения, структура почвы*

УДК 629.113

ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПІД ЧАС РОБОТИ НА ОКРЕМИХ ВИДАХ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА

Б. В. Ємець

e-mail: bogdan1199@ukr.net

Житомирський національний агроекологічний університет
бульвар Старий, 7, м. Житомир, 10008, Україна

Зміна показників зовнішньої роботи переобладнаних двигунів на окремих видах (водопаливні емульсії, генераторний газ) альтернативного палива, що можуть бути встановлені на вантажних автомобілях сільськогосподарського призначення, зумовлює зміну динамічних характеристик цих автомобілів, які були досліджені відповідно до умов аграрного виробництва. Користуючись розрахованими динамічними характеристиками, можливо вирішувати завдання для визначення показників динамічності автомобілів сільськогосподарського призначення.

Аналіз результатів проведеного моделювання роботи двигуна ЗМЗ-53 на вищезгаданому альтернативному паливі показує, що зміна частоти обертання колінчастого вала у режимі максимального крутного моменту не перевищує 10%, тобто при апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим же поліномом.

Встановлено, що розрахований коефіцієнт β показує, як необхідно змінити передаточні відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-25041, двигун якого працює на альтернативному паливі, щоб динамічні показники такого автомобіля були однаковими з базовою (бензиною) модифікацією. Якщо автомобіль ГАЗ-САЗ-25041 буде працювати на генераторному газу, то значення коефіцієнта $\beta = 1,411$, у випадку роботи на водопаливній емульсії – $\beta = 1,332$. Необхідне передаточне відношення трансмісії при цьому може бути забезпечено або додатковим редуктором з встановленими передаточними відношеннями, або головною передачею, передаточне відношення якої в β раз більше передаточного відношення базової моделі.

У подальшому доцільно виконати, на основі техніко-економічної оцінки прийнятих рішень, багатофакторні експериментальні дослідження модернізованих трансмісій, переобладнаних для роботи на альтернативному паливі, автомобілів сільськогосподарського призначення.

Ключові слова: динамічна характеристика, автомобіль, сільськогосподарське призначення, альтернативне паливо.

Постановка проблеми

Проблема забруднення навколишнього середовища притаманна багатьом країнам і на сьогоднішній день набула глобального характеру. Найбільшими забруднювачами повітря в Україні і Житомирській області, зокрема, є автомобільні транспортні засоби [1]. Бензиновий двигун внутрішнього згорання на 1 км шляху викидає в навколишнє середовище близько 70 г оксиду вуглецю, 25 г оксиду азоту, свинець, оцтовий альдегід, бензол, ацетилен, бенз-х-пірен, бенз-х-атрофен і ще близько 220 шкідливих для живих організмів речовин [2]. Тому актуальним є застосування альтернативних видів палива, які, можливо, спершу частково замінять бензин. Один із способів вирішення проблеми альтернативи експлуатації нафтопродуктів – це можливість роботи як бензинових двигунів, так і дизелів автомобілів на

генераторному газу (ГГ) [3], інший – це робота автомобільних двигунів на водопаливних емульсіях [4].

Але зміна показників зовнішньої роботи переобладнаних двигунів для роботи на альтернативному паливі, що можуть бути встановлені на вантажних автомобілях сільськогосподарського призначення, зумовлює зміну динамічних характеристик цих автомобілів, яка має бути досліджена відповідно до умов аграрного виробництва.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Основи теоретичних досліджень тягово-швидкісних властивостей, і в тому числі динамічності автомобілів, викладені в наукових роботах Чудакова Е. А., Зимелева Г. В., Фалькевича Б. С., Фаробіна Я. Є., Туревського М. С. та багатьох інших [5, 6, інші]. Наприклад, М. С. Туревський зазначає, що динамічність – це

здатність автомобіля виконувати транспортну роботу з найбільшою швидкістю.

Тягово-швидкісні властивості автомобіля оцінюють за допомогою його динамічної характеристики, графіка прискорень та швидкісної характеристики розганяння. Динамічний фактор, інваріантний щодо маси автомобіля, найбільш об'єктивно оцінює його тягово-швидкісні властивості [6].

Динамічний фактор, введений академіком Е. А. Чудаковим, дорівнює відношенню залишкової сили тяги до сили тяжіння від повної маси автомобіля:

$$D = \frac{P_{\delta} - P_w}{G_a} = \frac{P_a}{G_a}, \quad (1)$$

де $P_a = P_p - P_w$ – залишкова сила тяги, котра може бути використана на подолання сил опору дороги та розгону автомобіля; G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля (M_a).

Беручи до уваги рівняння тягового балансу автомобіля [6] і припускаючи: $\cos \alpha = 1$, а $\sin \alpha = 0$, де α – кут підйому, вираз для динамічного фактора можна записати так:

$$D = \varphi \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm (\delta/g) \cdot \frac{dV}{dt},$$

або $D = \psi \pm (\delta/g) \quad (2)$

При усталеному русі $D = \psi$ можна зразу визначити максимальну швидкість руху автомобіля в заданих умовах. Динамічна характеристика допомагає порівнювати тягово-швидкісні властивості автомобілів, в тому числі сільськогосподарського призначення, з різною масою.

Динамічною характеристикою автомобіля називають графік залежності динамічного фактора D при повному завантаженні автомобіля від швидкості руху на різних передачах трансмісії. Щоб не перераховувати при кожній зміні навантаження величину динамічного фактора, динамічну характеристику доповнюють номограмою завантажень. Динамічна характеристика, доповнена номограмою навантажень і графіком контролю буксування, називається динамічним паспортом автомобіля. Користуючись динамічною характеристикою, можна вирішувати завдання з визначення показників динамічності автомобіля.

Бумага О.Д. показав, що для автомобілів, що працюють на газоподібному паливі, можливі два

підходи до визначення передаточних відношень трансмісії. Перший – це пристосування трансмісії існуючого автомобіля до двигуна, що працює на газоподібному паливі, шляхом корекції передаточного відношення головної передачі або введенням додаткового редуктора у трансмісію автомобіля. Другий – це розробка нової трансмісії автомобіля, найбільш повно пристосованої до двигуна, що працює на газоподібному паливі [6]. Другий підхід, як правило, малорентабельний.

У першому підході показано, що при переобладнанні бензинових автомобілів у газобалонні необхідно домагатися того, щоб показники тягово-швидкісних властивостей газобалонних та базових (з двигунами, що працюють на бензині) модифікацій найменше відрізнялися між собою. Зважаючи на порівняльний характер розрахунків, їх проводять за однією і тією ж методикою [5]. Цю методику в даній роботі використано також для пристосування трансмісії існуючого автомобіля до двигуна, що працює на водопаливній емульсії, шляхом введення додаткового редуктора у трансмісію автомобіля.

Мета, завдання та методика досліджень

Мета дослідження – покращити динамічні характеристики автомобілів сільськогосподарського призначення під час роботи на альтернативному паливі (генераторному газу, водопаливних емульсіях) методом введення додаткового редуктора.

Для досягнення поставленої мети завдання дослідження сформульовані наступним чином: виконати аналіз стану теоретичних досліджень тягово-швидкісних властивостей автомобілів та їх динамічних характеристик, зокрема: розрахувати параметри динамічної характеристики автомобіля сільськогосподарського призначення під час роботи на водопаливній емульсії у порівнянні з базовими бензиновими характеристиками; покращити отримані динамічні характеристики автомобіля сільськогосподарського призначення під час роботи на альтернативному паливі (генераторному газу, водопаливних емульсіях) методом введення додаткового редуктора.

Використано комплекс сучасних методів наукового дослідження: математичне моделювання, чисельний експеримент з використанням ПЕОМ.

Результати досліджень

Визначати і досліджувати показники тяглових швидкісних властивостей (ТШВ), і динамічних характеристик зокрема, досить складної механічної системи "автомобіль" та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги) найкраще на математичній моделі, заснованій на диференціальному рівнянні руху автомобіля [5]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha \quad (3)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг; $\delta_{об}$ – коефіцієнт, який ураховує обертові маси автомобіля; $P_{кол}(V)$ – повна колова сила на

ведучих колесах автомобіля, Н; $P_{он}(V, V^2)$ – сума сил опору руху автомобіля, які залежать від швидкості його руху, Н; $G_a \cdot \sin \alpha$ – сила опору підйому, Н; G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н; α – кут позовжнього нахилу полотна дороги; V – швидкість руху автомобіля, м/с; dV/dt – прискорення автомобіля, м/с².

У розрахунках показників ТШВ автомобілів найбільш зручним є використання залежності крутного моменту у функції частоти обертання ω колінчастого валу двигуна $M_k=f(\omega)$ у вигляді:

$$M_k = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (4)$$

де a, b, c – сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа [3]:

$$a = \frac{M_{\dot{\omega}_{\min}}}{A_{11}} + \frac{M_{\dot{\omega}_{\max}}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}},$$

$$b = \left[\frac{(\omega_N + \omega_M) \cdot M_{e\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{\min}) \cdot M_{e\max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_M) \cdot M_{eN}}{A_{13}} \right],$$

$$c = \left(M_{e\min} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{e\max} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{\min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{\min} \cdot \omega_M}{A_{13}} \right),$$

де $A_{11} = \omega_{\min}^2 - \omega_{\min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_N \cdot \omega_M$; $A_{12} = \omega_M^2 + \omega_M(\omega_N + \omega_{\min}) + \omega_N \cdot \omega_{\min}$; $A_{13} = \omega_N^2 + \omega_N(\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M \cdot \omega_{\min}$; $\omega_{\min}, M_{k,\min}$ – мінімальна кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості; $M_{k,\max}, \omega_M$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с, що йому відповідає; M_N, ω_N – крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с, що відповідають його максимальній потужності.

Використавши відомі параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна під час роботи на водопаливній емульсії [4], за допомогою рівняння (2) знайшли крутний момент двигуна, а потім і рухому колову силу

для автомобіля сільськогосподарського призначення ГАЗ-САЗ-25041. Значення коефіцієнтів A_{11}, A_{12} і A_{13} для двигуна ЗМЗ-53, що працює як на бензині та генераторному газу, так і водопаливній емульсії, наведені у табл. 1.

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів A_{11}, A_{12} і A_{13} для двигуна ЗМЗ-53 під час роботи на різному пальному

Паливо	Коефіцієнти		
	$A_{11} \times \omega_N^2$	$A_{12} \times \omega_N^2$	$A_{13} \times \omega_N^2$
Бензин	0,406	- 0,148	0,235
Водопаливна емульсія	0,404	- 0,150	0,236
Генераторний газ	0,399	- 0,156	0,238

Аналіз табл. 1 показує, що зміна частоти обертання колінчастого валу у режимі максимального крутного моменту не перевищує 10%, тобто при апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим же поліномом.

Для двигуна ЗМЗ-53 розраховано величину коефіцієнтів апроксимуючого поліному ($a = - 0,0015, b = 10,39, c = 792,3$) для визначення крутного моменту цього двигуна, що працює на різному пальному, які практично збігаються із характеристиками, що наведені у роботах Бумаги О. Д.

З урахуванням залежностей $M_k = f(\omega)$ та $V = F(\omega)$ колова сила на ведучих колесах:

$$P_{кол.i} = A_i \cdot V^2 + B_i \cdot V + C_i, \quad (5)$$

$$\text{де } A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_i}{r_a r_e^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_i}{r_a \cdot r_e},$$

$$C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_i}{r_a}, \quad U_i - \text{ загальне передаточне}$$

число трансмісії автомобіля на i -ій передачі; η_m – коефіцієнт корисної дії транс-місії; r_d та r_k – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м.

Використавши паспортні дані автомобіля сільськогосподарського призначення ГАЗ-САЗ-25041 і формулу (1) розраховано параметри його динамічної характеристики під час роботи на водопаливній емульсії у порівнянні з базовими бензиновими характеристиками (рис. 1). Аналіз характеристики показує, що заміна бензину на водопаливну емульсію в якості палива для двигуна ЗМЗ-53 автомобіля ГАЗ-САЗ-25041 погіршує показники ТШВ на різних передачах в

середньому від 7 до 26%. З літератури відомо, що використання генераторного газу в якості палива для двигуна автомобіля погіршує показники ТШВ до 35% [1,3, інші].

Щоб покращити вищезрозглянуті показники та одержати однакові показники тягово-швидкісних властивостей бензинових і переобладнаних (у формулі (6) позначено індексом « n ») модифікацій, необхідно щоб праві частини рівняння (5) були або однаковими, або мало відрізнялися між собою, тобто:

$$A_{i6} \cdot V^2 + B_{i6} \cdot V + C_{i6} = A_{in} \cdot V^2 + B_{in} \cdot V + C_{in}, \quad (6)$$

Виразимо передаточне число $U_{mp,n}$ трансмісії автомобіля, що працює на альтернативному паливі, через передаточне відношення базової модифікації.

$$\text{Отримаємо: } U_{mp,n} = \beta \times U_{mp}.$$

За однакових швидкостей руху, які можна прийняти величинами сталими для кожної із передач, сталими будуть також значення коефіцієнтів A_i , B_i , C_i і тому рівняння (6) представлено у вигляді:

$$\begin{aligned} \dot{a}_i \times \frac{U_{\delta\delta}^3}{r_k^2 \times r_d} \times \beta^3 \times V^2 + b_i \times \frac{U_{\delta\delta}^2}{r_k \times r_d} \times \beta^2 \times V + c_i \times \frac{U_{\delta\delta}}{r_d} \times V \times \beta = \\ = \dot{a}_a \times \frac{U_{\delta\delta}^3}{r_k^2 \times r_d} \times V^2 + b_a \times \frac{U_{\delta\delta}^2}{r_k \times r_d} \times V + c_a \times \frac{U_{\delta\delta}}{r_d} \times V \end{aligned} \quad (7)$$

Після перетворень отримують рівняння виду:

$$a_{11}\beta^3 + a_{12}\beta^2 + a_{13}\beta + a_{10} = 0 \quad (8)$$

$$\text{де } \dot{a}_{11} = \dot{a}_i \times \frac{U_{\delta\delta}^3}{r_k^2 \times r_d} \times V^2, \quad \dot{a}_{12} = b_i \times \frac{U_{\delta\delta}^2}{r_k \times r_d} \times V, \quad \dot{a}_{13} = \tilde{n}_i \times \frac{U_{\delta\delta}}{r_d} \times V.$$

У табл. 2 наведені результати розрахунку коефіцієнтів a_{11} , a_{12} , a_{13} , a_{10} для всіх передач автомобіля ГАЗ-САЗ-25041 з двигуном ЗМЗ – 53.

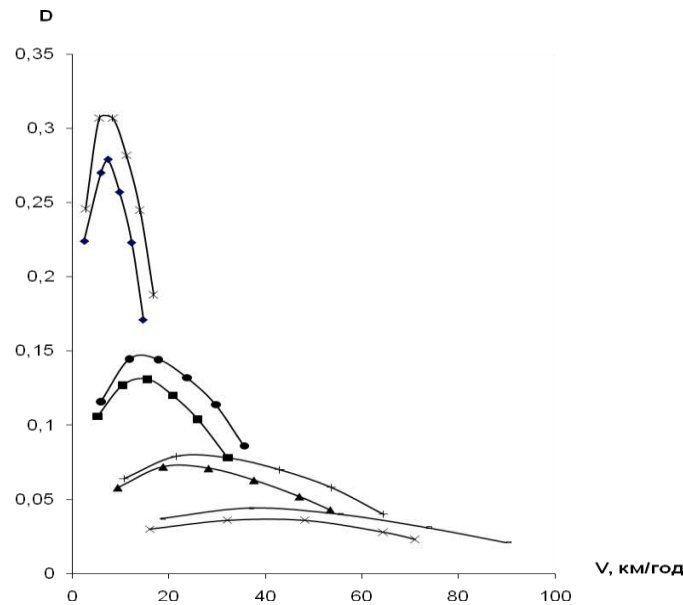


Рис. 1. Динамічні характеристики автомобіля ГАЗ-СА3-25041 під час роботи на водопаливній емульсії (менші значення динамічного фактору та швидкості) у порівнянні з роботою на бензині

Приведемо рівняння (8) до виду:

$$\beta^3 + \frac{\dot{a}_{12}}{\dot{a}_{11}} \times \beta^2 + \frac{\dot{a}_{13}}{\dot{a}_{11}} \times \beta + \frac{\dot{a}_{10}}{\dot{a}_{11}} = 0 \quad \text{або}$$

$$\beta^3 + \dot{a} \times \beta^2 + b \times \beta + c = 0 \quad (9)$$

У свою чергу, рівняння (9) заміною

невідомого $y = \beta + \frac{a}{3}$

$\left(\beta = y - \frac{a}{3}\right)$ перетворюється на так зване

зведене рівняння:

$$y^3 + py + q = 0, \quad (10)$$

де $p = -\frac{a^2}{3} + b$;

$$q = 2\left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{a \times b}{3} + c.$$

Відомо, що кількість дійсних коренів рівняння (8) залежить від знака його

дискримінанта $D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2$.

Таблиця 2. Значення коефіцієнтів розрахованих за даними автомобіля ГАЗ-СА3-25041

Передача	Коефіцієнти			
	a_1	a_2	a_3	a_0
1	- 11295,3	129036	45591	285611
2	- 6243,3	71194	25121	157532
3	- 3491,5	39802	14035	88057
4	- 1832,1	18867	4580	44803

Для визначення дискримінанта знайшли значення коефіцієнтів a , b і c . Проведені розрахунки показали, що незалежно від передачі: $a = -10,397$; $b = - 3,906$; $c = 23,849$. За цих значень коефіцієнтів $D = 7772,6 > 0$, тобто рівняння (8) має один дійсний корінь і два комплексно спряжені. Оскільки комплексні корені стосовно до передаточного числа не мають сенсу, то слід розглядати тільки дійсний корінь, який визначимо за формулою Кардано:

$$y = A + B, \quad \text{де } A = \sqrt[3]{\frac{q}{2} + \sqrt{D}},$$

$$B = \sqrt[3]{\frac{q}{2} - \sqrt{D}}, \quad D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2.$$

Заміною $\beta = y - \frac{a}{3}$ знаходимо корінь рівняння (9), тобто значення коефіцієнта β , що показує, як необхідно змінити передаточні

відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-25041, двигун якого працює на альтернативному паливі, щоб динамічні показники такого автомобіля були однаковими з базовою (бензиною) модифікацією. Якщо автомобіль ГАЗ-САЗ-25041 буде працювати на генераторному газу, то значення коефіцієнта $\beta = 1,411$, у випадку роботи на водопаливній емульсії $\beta = 1,332$. Необхідне передаточне відношення трансмісії при цьому може бути забезпечено або додатковим редуктором з встановленими передаточними відношеннями або головною передачею, передаточне відношення якої в β раз більше передаточного відношення базової моделі.

Висновки та перспективи подальших досліджень

Оцінка тягово-швидкісних властивостей та динамічності автомобілів при зменшенні потужності їх двигуна до 40% (у тому числі під час роботи на альтернативному паливі) показує, що це призводить до зменшення показників цих властивостей. Покращення тягово-швидкісних і динамічних властивостей автомобілів у цьому випадку може бути досягнуто за рахунок оптимізації системи „двигун – трансмісія”, наприклад, введенням додаткового редуктора.

Запропонована методика визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля, що працює на альтернативному паливі, заснована на тому, що колові сили на ведучих колесах базової моделі і її переобладнаної модифікації однакові. За даною методикою визначені передаточні відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-25041, що працює на окремому (водопаливній емульсії, генераторний газ) альтернативному паливі. Показано, що зміною передаточного відношення трансмісії у 1,411 (при використанні генераторного газу) та 1,332 рази (при використанні водопаливної емульсії) забезпечується рівність колових сил базової моделі і її переобладнаної модифікації.

В подальшому доцільно виконати, на основі техніко-економічної оцінки прийнятих рішень, багатофакторні експериментальні дослідження модернізованих трансмісій, переобладнаних для роботи на альтернативному паливі, автомобілів сільськогосподарського призначення.

References

1. Melnik, M. V., Yemets, B. V. & Polishhuk, O. S. (2010). Obgruntuvannja produktivnogo vikoristannja gazovogo paliva dlja benzinovih dviguniv avtomobiliv [Justification productive use of fuel gas for gasoline vehicle engine]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 2 (27), 139–145 [in Ukrainian].
2. Yemets, B. V. (2016). Modeljuvannja ta pokrashhennja palivnoi ekonomich-nosti avtomobiliv silskogospodarskogo priznachennja [Modeling and fuel efficiency improvement in agricultural machinery]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 2 (56), 1, 268–273 [in Ukrainian].
3. Yemets, B. V. (2017). Vznachennja maksimalnoi shvidkosti ruhu avtomobiliv silskogospodarskogo priznachennja na generatomu gazu [Defining maximum speed of agricultural machinery using generator gas]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 1(58), 1, 221–230 [in Ukrainian].
4. Yemets, B. V., Pustovit, S. V., Polishhuk, O. S. & Yemets, L. V. (2016). Modeljuvannja pokaznikov tjavovo-shvidkisnih vlastivostej avtomobilja pid chas jogo roboti na vodopalivnih emul'sijah [Modeling of traction-speed characteristics indexes of automobile while its work with water fuel emulsions]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 1(53), 1, 317–324 [in Ukrainian].
5. CHudakov, E. A. (1950). *Teorija avtomobilja* [Theory of the car]. Moskva: Mashgiz [in Russian].
6. Turevskij, N. S. (2005). *Teorija avtomobilja* [Theory of the car]. Moskva: Vyssha shkola [in Russian].

THE IMPROVEMENT OF AGRICULTURAL MACHINERY DYNAMIC CHARACTERISTICS USING PARTICULAR TYPES OF ALTERNATIVE FUEL

B. Yemets

e-mail: bogdan1199@ukr.net

Zhytomyr National Agroecological University,
Stry Boulevard, 7, Zhytomyr, 10002, Ukraine

The change of external work indexes in refitted engines that can be installed on agricultural trucks, using particular types of alternative fuel (water-fuel emulsion, generator gas) causes the change of dynamic characteristics, as it was investigated according to the conditions of agricultural

production. Using the calculated dynamic characteristics it is possible to solve tasks directed at determination of agricultural machinery dynamics.

The analysis of ZMZ-53 engine simulation results using the alternative fuel mentioned above shows, that the change of crankshaft rotation speed in the mode of maximum torque does not exceed 10%, that is, while approximating the engine torque it is possible to use one and the same polynomial.

It is stated, that the calculated β coefficient shows how it is necessary to change the transmission ratio of GAZ-SAZ-25041 that works on alternative fuel in order to make dynamic indexes equal to the basic (petrol) modification. In the GAZ-SAZ-25041 working on generator gas, the coefficient rate will correspond to $\beta=1,411$, on water-fuel emulsion – $\beta=1,332$. While the necessary transmission ratio can be provided either with an additional gearbox with installed ratio, or by the main transmission, which transmission ratio is in β times exceeds the one of basic model.

On the basis of feasibility assessment, further multifactorial experimental investigations of modernized transmissions refitted to the agricultural machinery, using alternative fuel are advised.

Keywords: dynamic characteristic, automobile, agricultural machinery, alternative fuel.

УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ ВО ВРЕМЯ РАБОТЫ НА ОТДЕЛЬНЫХ ВИДАХ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА

Б. В. Емец

e-mail: bogdan1199@ukr.net

Житомирский национальный
агроэкологический университет

бульвар Старый, 7, г. Житомир, 10002, Украина

Изменение показателей внешней работы переоборудованных двигателей на отдельных видах (водотопливной эмульсии, генераторный газ) альтернативного топлива, которые могут быть установлены на грузовых автомобилях сельскохозяйственного назначения, обуславливает изменение динамических характеристик этих автомобилей, которые были исследованы в соответствии с условиями аграрного производства. Пользуясь

рассчитанными динамическими характеристиками, возможно решать задачи по определению показателей динамичности автомобилей сельскохозяйственного назначения.

Анализ результатов проведенного моделирования работы двигателя ЗМЗ-53 на вышеупомянутом альтернативном топливе показывает, что изменение частоты вращения коленчатого вала в режиме максимального крутящего момента не превышает 10 %, то есть при аппроксимации крутящего момента двигателя можно пользоваться одним и тем же полиномом.

Установлено, что рассчитанный коэффициент β показывает, как необходимо изменить передаточные отношения трансмиссии автомобиля ГАЗ-САЗ-25041, двигатель которого работает на альтернативном топливе, чтобы динамические показатели такого автомобиля были одинаковыми с базовой (бензиновой) модификацией. Если автомобиль ГАЗ-САЗ-25041 будет работать на генераторном газе, то значение коэффициента $\beta = 1,411$, в случае работы на водотопливной эмульсии $\beta = 1,332$. Необходимое передаточное отношение трансмиссии при этом может быть обеспечено или дополнительным редуктором с установленными передаточными отношениями, или главной передачей, передаточное отношение которой в β раз больше передаточного отношения базовой модели.

В дальнейшем целесообразно выполнить, на основе технико-экономической оценки принятых решений, многофакторные экспериментальные исследования модернизированных трансмиссий, переоборудованных для работы на альтернативном топливе, автомобилей сельскохозяйственного назначения.

Ключевые слова: динамическая характеристика, автомобиль, сельскохозяйственное назначение, альтернативное топливо.

УДК 631.371:620.92

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА В АГРАРНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

Я. Д. Ярош

e-mail: yaroslav.yarosh76@gmail.com

Житомирський національний агроекологічний університет
бульвар Старий, 7, м. Житомир, 10008, Україна

В аграрному виробництві, з метою зниження викидів вуглекислого газу та інших парникових газів, доречним є використання відновлюваного біопалива, зокрема рідкого дизельного біопалива.

Актуальним є створення енергозберігаючого обладнання і відповідних технологій для виробництва дизельного біопалива та підвищення ефективності використання техніки та обладнання на дизельному біопаливі в умовах аграрних підприємств так як існуюче та перспективне обладнання для виробництва дизельного біопалива не повною мірою забезпечує енергоефективність технологічного процесу в умовах сільськогосподарського виробника.

Метою роботи є підвищити рівень енергетичної ефективності використання дизельного біопалива шляхом удосконалення технічних засобів для його виробництва та споживання. Для досягнення мети було сформовано такі завдання: обґрунтувати технологію отримання дизельного біопалива за допомогою циркуляційних змішувачів-розділювачів; обґрунтувати технології використання дизельного біопалива для роботи техніки в сільськогосподарському виробництві.

Для процесу отримання дизельного біопалива запропоновано циркуляційне перемішування, що здійснюється багатократним перекачуванням емульсії за замкненим контуром.

Дизельне біопаливо пропонується виробляти із олії другого гарячого відтискання чи із олії, отриманої із зернового вороху.

Отримане дизельне біопаливо можна використовувати для енергозабезпечення зернових сушарок, машинно-тракторних агрегатів та інших аграрних машин та обладнання. Використання біологічних видів палива дозволить досягнути суттєвого підвищення енергетичної ефективності функціонування сільськогосподарського виробництва та зниження викидів вуглекислого газу та інших парникових газів.

Ключові слова: дизельне біопаливо, олія, зерновий ворох, перемішування, гаряче відтискання.

Постановка проблеми

Для суттєвого підвищення енергетичної ефективності функціонування сільськогосподарського виробництва та зниження викидів вуглекислого газу та інших парникових газів необхідним є використання відновлюваного біопалива, зокрема рідкого дизельного біопалива [1, 2].

Рідке дизельне біопаливо в основному отримують у процесі переетерифікації рослинної олії [3]. В цьому процесі для швидкого та повного проходження реакції застосовується метиловий спирт та лужний каталізатор [4–6]. У процесі проходження такої реакції відбувається розділення гліцерину та метилових ефірів жирних кислот. Проте, після введення в склад емульсії метилового спирту та каталізатора, утворюється двофазне середовище, в якому реакція переетерифікації не відбувається без перемішування із достатньою інтенсивністю [4, 5]. Під час перемішування створюється необхідна для протікання хімічної реакції

міжфазна контактна поверхня. Причому достатній рівень інтенсивності перемішування необхідно чітко встановити, адже надмірна інтенсивність перемішування призводить до руйнування новоствореної контактної поверхні та не дозволяє реакції метанолізу пройти повністю і вимагає значних енергетичних витрат [4, 5, 7]. Хоча саме зменшення енерговитрат та досягнення максимальної повноти реакції метанолізу є надзвичайно важливим фактором для виробництва дизельного біопалива в умовах аграрних підприємств [4, 5].

Отримане в реакторах дизельне біопаливо за своїми основними властивостями в основному подібне до дизельного палива, проте має вищу кінематичну в'язкість, температуру помутніння та застигання, меншу теплотворну здатність [4, 7]. Тому застосування дизельного біопалива призводить до погіршення експлуатаційних показників роботи відповідних машин та обладнання [8] та призводить до зниження ефективності роботи машинно-тракторних агрегатів.

Тому є актуальним створення енергозберігаючого обладнання і відповідних технологій для виробництва дизельного біопалива та підвищення ефективності використання техніки та обладнання на дизельному біопаливі в умовах аграрних підприємств.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

При виробництві дизельного біопалива використовується реакція переетерифікації або метаноліз олій із лужним каталізатором NaOH чи КОН [7]. Отримання біопалива проходить при температурі 20–70 С з використанням каталізаторів у кількості 0,3...1,5 % за масою тригліцеридів олії [6]. Раціональні параметри технологічного процесу переетерифікації відповідають температурі близько 40°C, співвідношенню метилового спирту до олії 6:1 моль:моль, об'ємному вмісту каталізатора 1 %, інтенсивності перемішування 1,8 Вт/л, тривалості процесу до 40 хв [4, 9].

Ефективне протікання реакції утворення дизельного біопалива залежить від гідродинамічних умов [10] і потребує визначення основних параметрів реактора-розділювача та знаходження раціональних способів перемішування. Відомі способи перемішування емульсії в реакторах невеликої місткості із застосуванням механічних мішалок [11, 12], нерухомих «статичних» гідравлічних змішувачів [13]. Цікавим також є використання ферментаційних реакторів звичайного [14] та обертового [15] типів. Із досліджень походить, що процес перемішування емульсії характеризується ефективністю перемішування і витратою енергії.

Пропоновані технології виробництва дизельного біопалива містять додаткові операції промивання [16] та очистки [17], що ускладнює отримання дизельного палива в умовах аграрного виробництва.

Широко проводяться дослідження впливу дизельного біопалива на показники роботи двигунів внутрішнього згоряння. Наприклад, в роботі [18] оцінено вплив навантаження двигуна на склад вихлопних газів. Також проводяться дослідження впливу використовуваного палива на потужність, питома витрату палива та димність двигуна [19]. Проаналізовані дослідження вказують на те, що дизельного біопалива витрачається на 12...15 % більше, ніж

звичайного дизельного палива. Практично відсутні дослідження щодо покращення експлуатаційних властивостей автотракторних двигунів при експлуатації в аграрних підприємствах. Також фактично відсутні дослідження щодо використання дизельного біопалива в інших процесах аграрного виробництва, зокрема при сушінні сільськогосподарської продукції.

Зважаючи на те, що функціонування аграрного виробництва вирішує основне завдання щодо забезпечення населення продуктами харчування та збереження навколишнього середовища [20, 21], то забезпечення власного виробництва, а також інших технологічних процесів та побутових потреб енергетичними ресурсами вимагає ретельного підходу до визначення ресурсного потенціалу сировини для виготовлення біопалива.

Ринкова ціна харчової рослинної олії є більшою за ціну дизельного палива, а тому виробництво дизельного біопалива із такої олії не є економічно доцільним [22, 23]. Для підвищення економічної доцільності доречним є використання двоступінчастого відтискання рослинної олії. За такого способу виробництва олії є можливість понизити вартість олії гарячого відтискання за рахунок тримання високоякісної олії холодного відтискання. Олію гарячого віджиму доречно використати для подальшим отриманням із неї дизельного біопалива.

Доречним є застосування переробки зернового вороху олійних культур з метою отримання дешевої сировини для виробництва дизельного біопалива [22]. Тому необхідна в оцінка потенціалу щодо отримання олії із зернового вороху олійних культур та можливостей виробництва якісного дизельного біопалива із такої сировини.

Проведений аналіз дозволяє зробити висновок, що існуюче та перспективне обладнання для виробництва дизельного біопалива не повною мірою забезпечує енергоефективність технологічного процесу в умовах сільськогосподарського виробника. А досліджень щодо впливу дизельного біопалива на техніко-експлуатаційні параметри машин та обладнання в сільськогосподарському виробництві недостатньо для забезпечення їх ефективної експлуатації.

Мета і завдання дослідження

Метою роботи є підвищити рівень енергетичної ефективності використання дизельного біопалива шляхом удосконалення технічних засобів для його виробництва та споживання.

Для досягнення мети було сформовано такі завдання:

– обґрунтувати технологію отримання дизельного біопалива за допомогою циркуляційних змішувачів-розділювачів;

– обґрунтувати технології використання дизельного біопалива для роботи машин та обладнання в сільськогосподарському виробництві.

Результати досліджень

Для процесу переестерифікації рослинних олій запропоновано циркуляційне перемішування, що здійснюється багатократним перекачуванням рідини за замкненим контуром. Діскову форсунку встановлено у верхній частині змішувача (рис. 3) із можливістю її руху вздовж осі реактора-змішувача.

При проходженні емульсії через дискову форсунку створюється турбулентний потік, що забезпечує необхідну ефективність перемішування емульсії у прошарку фіксованої висоти. За рахунок відкачування емульсії із нижньої частини змішувача шар емульсії опускається, інтенсивність перемішування зменшується, починається інтенсивне протікання реакції переестерифікації.

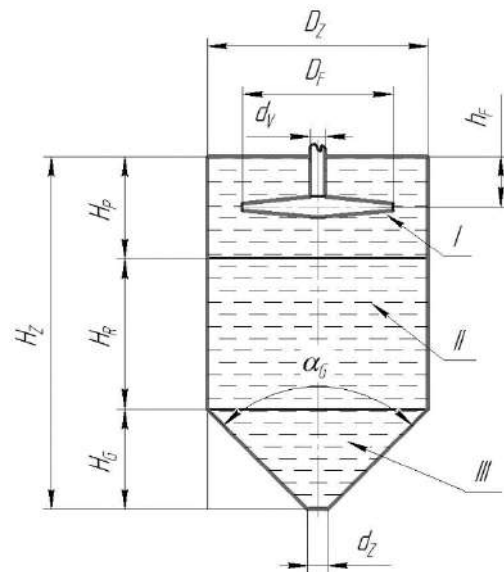


Рис. 1. Схема реактора-змішувача:

I – область перемішування; II – область проходження реакції; III – область відстоювання гліцерину; H_Z – висота розділювача, м; H_P – висота області перемішування, м; H_R – висота області перебігу реакції, м; H_G – висота області відстоювання гліцерину, м; D_Z – робочий діаметр розділювача, м; D_F – діаметр дискової форсунки, м; h_F – висота встановлення дискової форсунки, м; d_v – діаметр вхідного отвору дискової форсунки, м; d_z – діаметр отвору для зливання гліцерину, м; α_G – конусність області відстоювання, рад

Наведені в таблиці 1 параметри дозволяють найбільш ефективно використовувати геометричну форму реактора-змішувача.

Таблиця 1. Раціональні параметри реакторів-змішувачів

Параметр	Внутрішній діаметр реактора D_Z , м					
	0,8	1,2	1,4	2,2	3,0	3,2
Номінальний об'єм V_P , м ³	0,4	1	2	10	50	63
Діаметр дискової форсунки D_F , м	0,75	1,10	1,30	2,05	2,80	3,00
Товщина сопла форсунки d , мм	5	5	5	10	10	10
Висота області перемішування H_P , м	0,077	0,095	0,100	0,11	0,12	0,13
Висота розділювача H_Z , м	0,95	1,10	1,60	3,00	7,65	8,45
Тиск у дисковій форсунці, кПа	16	16	16	16	16	16
Подача (витрата) насоса Q_V , м ³ /с	0,006	0,008	0,009	0,011	0,012	0,014
Теоретична потужність насосу N_T , Вт	96	128	144	176	192	224
Період однократної циркуляції емульсії, с	67	125	222	909	4167	4500

Пропонується технологічна схема агропромислового виробництва дизельного біопалива із використанням зернового вороху.

Сировину очищують від різних домішок, сушать до заданої норми вмісту вологи, потім подають на прес, на якому під тиском без нагріву

отримують неочищену олію першого вмістом олії, яку піддають другому (гарячому) (холодного) відтисканню та макуху з високим відтисканню (рис. 2).

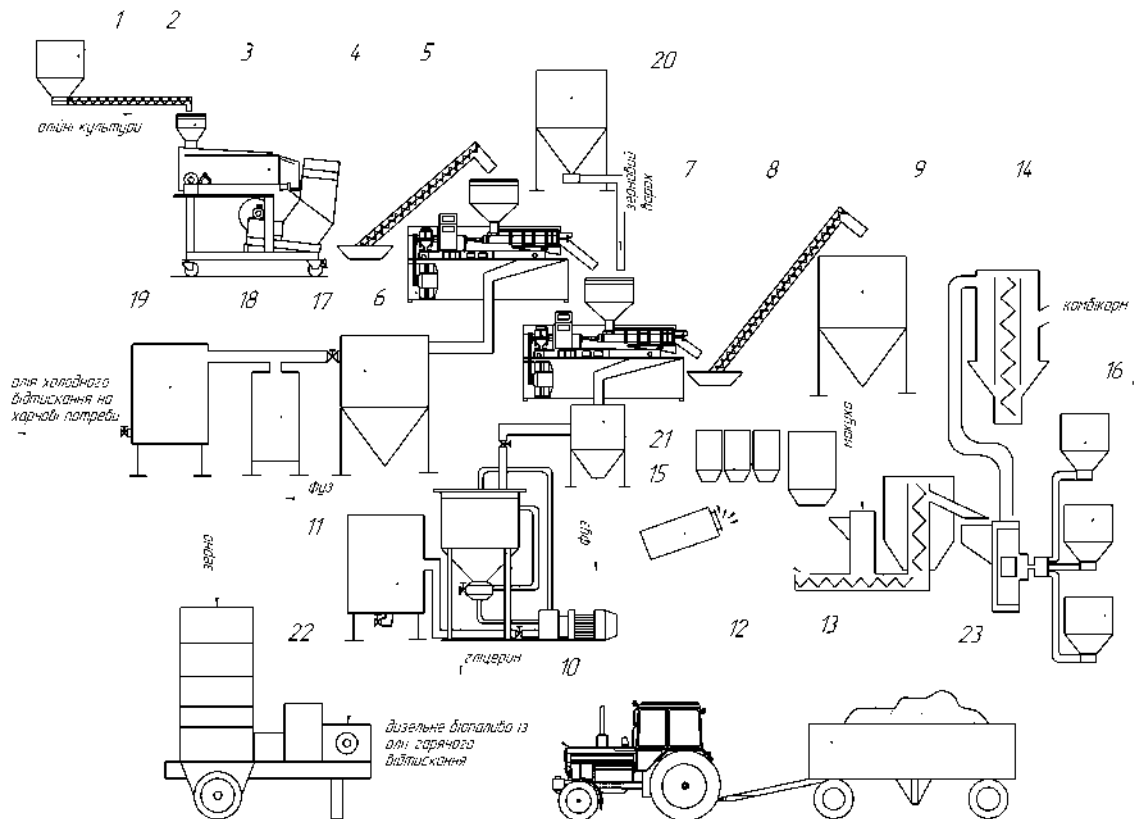


Рис. 2. Технологічна схема виробництва та використання дизельного біопалива:

1, 3, 9, 16 – бункера для зерна олійних культур, макухи та зернових компонентів; 2 – конвеєр пружинний; 4 – комплекс зерноочисний; 5, 8 – шнекові транспортери; 6, 7 – преси шнекові – екструдери холодного та гарячого відтискання; 10 – обладнання для виробництва дизельного біопалива; 11, 15, 19, 20 – ємності для зберігання дизельного біопалива, кормових добавок, харчової олії та зернового вороху; 12 – змішувач мікродобавок; 13, 14 – вертикально-шнековий змішувач білково-вітамінних мінеральних добавок та комбикормів; 17, 21 – відстійники олії; 18 – кристалізатор; 22 – мобільна зерносушарка, 23 – машинно-тракторний агрегат.

Олію холодного відтискання очищують шляхом фільтрації або осадження, піддають вінтеризації, повторно фільтрують або осаджують та використовують для харчових потреб.

З метою зменшення вартості дизельного біопалива використовують ворох зернових культур, який очищують від різних домішок, сушать до заданої норми вмісту вологи, потім подають на прес, на якому під тиском із нагрівом отримують неочищену олію відтискання.

Олію гарячого відтискання очищують шляхом осадження, піддають вінтеризації для видалення восків, повторно очищують шляхом

осадження та використовують як сировину для виробництва дизельного біопалива, а саме: при додаванні метилату калію проводять процес естерифікації, розділяють на фракції, отриманий метиловий ефір очищують шляхом осадження та відкачують у резервуар для зберігання дизельного біопалива.

На основі статистичних даних про збирання зернових культур нами було оцінено потенціал виробництва дизельного біопалива в Україні (таблиця 1).

Таблиця 2. Потенціал виробництва дизельного біопалива із олії, отриманої із зернового вороху в Україні (в середньому за 2014...2017 рр)

Олійна культура	Валове виробництво, тис. т	Вихід						Обсяги виробництва ДБП тис. т
		зернового вороху		олійної маси		олії		
		%	тис. т	%	тис. т	%	тис. т	тис. т
Соняшник	11181,1	7	782,7	20	156,5	60	93,9	79,8
Соя	3930,6	3	117,9	20	23,6	60	14,2	12,0
Ріпак	1737,6	3	52,1	20	10,4	60	6,3	5,3
Всього	16849,3	952,7		190,5		114,3		97,2

Отримане дизельне біопаливо можна використовувати для енергозабезпечення зернових сушарок, машинно-тракторних агрегатів та інших аграрних машин та обладнання.

Висновки та перспективи подальших досліджень

Основні параметри реактора-змішувача для виробництва дизельного біопалива було визначено як типові для апаратів хімічної промисловості із конічним днищем. Для аграрного виробництва найбільш придатний реактор-змішувач робочого об'єму 2 м³, із діаметром дискової форсунки 1,10 м, товщиною сопла форсунки 5 мм, внутрішнім діаметром 1,4 м, висотою 1,60 м.

Для виробництва дизельного біопалива пропонується використовувати олію гарячого відтискання, що була отримана із макухи після холодного відтискання олії та із зернового вороху.

Подальші дослідження необхідно спрямувати на адаптацію зернових сушарок до роботи на дизельному біопаливі.

References

- Golub, G. A., Kukharets, S. M., Yarosh, Y. D. & Kukharets, V. V. (2017). Integrated use of bioenergy conversion technologies in agroecosystems. *ISB-INMA THEH Agricultural and Mechanical Engineering*, 51 (1), 93–100.
- Ivanova, B. & Stoyanov, S. (2016). A mathematical model formulation for the design of an integrated biodiesel-petroleum diesel blends

system. *Energy*, 99, 221–236

- Wulandania, D., Ilham, F., Fitriyan, Y., Siswantarab, A., Nabetanic, H. & Hagiwara, S. (2015). Modification of Biodiesel Reactor by using of Triple Obstacle within the Bubble Column Reactor. *Energy Procedia*, 65, 83–89.

- Baskar, G. & Aiswarya, R. (2016). Trends in catalytic production of biodiesel from various feedstocks. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 496–504.

- Qiu, Z., Zhao, L. & Weatherley, L. (2010). Process intensification technologies in continuous biodiesel production. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 49(4), 323–330.

- Ehsan, M. & Tofajjal, H. (2015). Production of Biodiesel Using Alkaline Based Catalysts From Waste Cooking Oil: A Case Study. *Procedia Engineering*, 105, 638–645.

- Singh, S. & Singh, D. (2010). Biodiesel production through the use of different sources and characterization of oils and their esters as the substitute of diesel: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (1), 200–216.

- Golub, G. & Chuba, V. (2014). Modelirovanie ekspluatatsionnyih pokazateley raboty MTA na dizelnom biotoplive. *MOTROL, Commission of motorization and energetics in agriculture*, 16 (3), 66–73.

- Golub, G., Kuharets, S., Osyipchuk, O. & Kuharets, V. (2015). Analiz protsessa polucheniya biodizelnogo goryuchego i obosnovanie osnovnyih parametrov reaktora-razdelatelya. *Motrol, Commission of motorization and energetics in agriculture*, 17 (9), 149–155.

- Rahmat, B., Setiasih, I. & Kastaman, R.

(2013). Biodiesel Reactor Design with Glycerol Separation to Increase Biodiesel Production Yield. *Makara. Journal of Technology*, 17 (1), 11–16.

11. Golub, G. A., Pavlenko, M. Iu. & Luk'ianets, S. V. (2012). Analiz tekhnolohii vyrobnytstva roslynnoi olii ta dyzelnoho biopalyva na yii osnovi [Analysis of technologies of production of vegetable oil and diesel biofuels on its basis]. *Tekhnikotekhnolohichni aspekty rozvytku ta vyprovuvannia novoi tekhniki i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva*, 16 (30), 391–399 (in Ukrainian).

12. Brásioa, A., Romanenko, A., Santosa, L. & Fernandes, N. (2011). Modeling the effect of mixing in biodiesel production. *Bioresource Technology*, 102 (11), 6508–6514.

13. Sungwornpatansakul P., Hiroi J., Nigahara Y., Jayasinghe T. & Yoshikawa K. (2013). Enhancement of biodiesel production reaction employing the static mixing. *Fuel Processing Technology*, 116, 1–8.

14. Poppea, J., Fernandez-Lafuente, R., Rodrigues, R. & Ayuba, M. (2015). Enzymatic reactors for biodiesel synthesis: Present status and future prospects. *Biotechnology Advances*, 33 (5), 511–525.

15. Xua, J., Liua, C., Wanga, M., Shaob, L., Denga, L., Niea, K. & Wanga, F. (2017). Rotating packed bed reactor for enzymatic synthesis of biodiesel. *Bioresource Technology*, 224, 292–297.

16. Alamsyah, R. & Loebis, H. (2014). Design and Technical Testing for Crude Biodiesel Reactor Using Dry Methods: Comparison of Energy Analysis. *Energy Procedia*, 47, 235–241.

17. Atadashi, I. M. (2015). Purification of crude biodiesel using dry washing and membrane technologies. *Alexandria Engineering Journal*, 54 (4), 1265–1272.

18. Man, X., Cheung, C. & Ning, Z. (2015). Effect of Diesel Engine Operating Conditions on the Particulate Size, Nanostructure and Oxidation Properties when Using Wasting Cooking Oil Biodiesel. *Energy Procedia*, 66, 37–40.

19. Corsini, A., Marchegiani, A., Rispoli, F., Sciulli, F. & Venturini, P. (2015). Vegetable Oils as Fuels in Diesel Engine. Engine Performance and Emissions. *Energy Procedia*, 81, 942–949.

20. Kukharets, S. M. & Golub, G. A. (2012). Zabezpechennya enerhetychnoyi avtonomnosti ahroekosystem na osnovi vyrobnytstva biopalyva [Ensuring energy autonomy of agroecosystems on the basis of biofuel production]. *Visnyk*

Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu, 1 (1), 345–352 (in Ukrainian).

21. Golub, G. A. & Kukharets, S. M. (2014). Modelyuvannya humusnoho stanu gruntovoho seredovyshcha ahroekosystemy [Modeling of the humus state of the soil environment of the agro ecosystem]. *Naukovyy visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. Ser. Tekhnika ta enerhetyka APK*, 196 (2), 20–27 (in Ukrainian).

22. Golub, G. A., Kukharets, S. M. & Marus, O. A. (2017). Bioenerhetychni systemy v aharnomu vyrobnytstvi [Bioenergy systems in agrarian production]. Kyiv: NUBiP Ukrainy (in Ukrainian).

23. Golub, G. A. & Lukyanets, S. V. (2012). Ekonomichna efektyvnist vyrobnytstva oliyi v silskohospodarskykh pidpryyemstva [Economic efficiency of oil production in agricultural enterprises]. *Ekonomika APK*, 4, 14–18 (in Ukrainian).

JUSTIFICATION OF MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL FEATURES OF BIODIESEL USING IN AGRICULTURAL PRODUCTION

Y. Yarosh

e-mail: yaroslav.yarosh76@gmail.

Zhytomyr National Agroecological University,
Stary Boulevard, 7, Zhytomyr, 10002, Ukraine

Using of renewable biofuel, in particular liquid biodiesel, is appropriate in order to reduce emissions of carbon dioxide and other greenhouse gases in sphere of agricultural production.

Development of energy saving equipment and related technologies is actual for the biofuel production and increasing efficiency of technical devices using biodiesel in the conditions of agrarian enterprises. Existing and promising equipment for the production of diesel biofuels does not fully ensure the energy efficiency of the technological process in the conditions of the agricultural producer.

Increasing of energy efficiency level during diesel biofuel using by improving the technical equipment for its production and consumption is the aim of the work. The following tasks were formed to achieve the goal: justification of receiving biodiesel with circulating mixers technology, justification of diesel biofuels using for the machinery exploitation in agricultural production.

Circulating mixing which is carried out by repeated transfer of the emulsion over a closed loop

was proposed for the process of biodiesel production.

Diesel biofuel is proposed to be produced from oil of the second time hot pressing or from the grain waste oil.

Produced diesel biofuel can be used for the energy supply of grain dryers, tractor aggregates and other agrarian machinery and equipment. The use of biological fuels will achieve a significant increase in the energy efficiency of agricultural production and the reduction of carbon dioxide and other greenhouse gases.

Keywords: diesel biofuel, oil, grain waste, mixing, hot pressing.

ОБОСНОВАНИЕ МЕХАНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО БИОТОПЛИВА В АГРАРНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Я. Д. Ярош

e-mail: yaroslav.yarosh76@gmail.

Житомирский национальный агроэкологический университет

Старый бульвар, 7, г. Житомир, 10002, Украина

В аграрном производстве, с целью снижения выбросов углекислого газа и других парниковых газов, уместно использование возобновляемого биотоплива, в частности жидкого дизельного биотоплива.

Актуальным является создание энергосберегающего оборудования и соответствующих технологий для производства дизельного биотоплива и повышения эффективности использования техники и оборудования на дизельном биотопливе в условиях аграрных предприятий, так как существующее и перспективное оборудование для производства дизельного биотоплива не в полной мере обеспечивает энергоэффективность технологического

процесса в условиях сельскохозяйственного производителя.

Целью работы является повышение уровня энергетической эффективности использования дизельного биотоплива путем усовершенствования технических средств для его производства и потребления. Для достижения цели были сформулированы следующие задачи: обосновать технологию получения дизельного биотоплива с помощью циркуляционных смесителей-разделителей; обосновать технологии использования дизельного биотоплива для работы техники в сельскохозяйственном производстве.

Для процесса получения дизельного биотоплива предложено циркуляционное перемешивание, осуществляемое многократным перекачкой эмульсии по замкнутому контуру.

Дизельное биотопливо предлагается производить из масла второго отжима или из масла, полученного из зернового вороха.

Полученное дизельное биотопливо можно использовать для энергообеспечения зерновых сушилок, машинно-тракторных агрегатов и других аграрных машин и оборудования. Использование биологических видов топлива позволит достичь существенного повышения энергетической эффективности функционирования сельскохозяйственного производства и снижения выбросов углекислого газа и других парниковых газов.

Ключевые слова: дизельное биотопливо, масло, зерновой ворох, перемешивания, горячий отжим.

УДК 62-83: 628.12

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ В УМОВАХ ОБМЕЖЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ

О. Ф. Соколовський

e-mail: of@ukr.net

Житомирський національний агроекологічний університет
бульвар Старий, 7, м. Житомир, 10008, Україна

У роботі розглянуто особливості побудови структурних схем електромеханічних систем автоматизації турбомеханізмів. Математичний опис таких установок здійснюється на основі нелінійних диференціальних рівнянь, що вимагає ідентифікації значної кількості вихідних параметрів об'єкта дослідження. Запропоновано структурну схему на основі прямої пропорційності між напором насоса та моментом опору на валу привідного двигуна та нелінійної залежності напору установки від швидкості обертання робочого колеса без використання інформації про гідравлічний опір мережі та продуктивність установки. Для дослідження застосовано систему автоматичного керування, яка передбачає підтримання сталого напору у разі зміни продуктивності установки. Збільшення втрат напору, що відповідає ймовірному зростанню продуктивності, відбувалося синхронно зі зміною навантаження на валу двигуна. При цьому частотний перетворювач забезпечував збільшення швидкості асинхронного двигуна відповідно до алгоритму стабілізації напору. Положення робочої точки під час моделювання визначалося за відомими значеннями швидкості робочого колеса насоса та напору установки, що дозволило провести оцінку енергетичних показників у всьому діапазоні витрат води споживачами за допомогою спеціалізованого прикладного середовища WinCAPS. Було визначено споживану потужність насоса, коефіцієнт корисної дії, струм електродвигуна у всьому діапазоні витрат та напору установки. Аналіз енергетичних показників здійснювався на фіксованих проміжках часу з врахуванням значної інерційності процесів у системах водопостачання. Дослідження підтвердили висунуте припущення про лінійну залежність електромагнітного моменту електродвигуна та втрат напору в насосі. Застосування особливостей механічної характеристики асинхронного електродвигуна та напірної характеристики насоса дозволяє вирішити завдання визначення втрат енергії в електромеханічній системі.

Ключові слова: *структурна схема системи автоматичного керування, перетворювач частоти, електромеханічна система автоматизації насосної установки, моделювання навантаження, втрати напору.*

Постановка проблеми

Сучасний етап економічного розвитку суспільства вимагає впровадження систем керування виробничими механізмами, які повинні забезпечувати необхідні технологічні параметри, надійність та енергоефективність. Дослідження енергетичних показників за допомогою спеціалізованих прикладних програм дозволить провести попередній моніторинг споживання ресурсів та уникнути зайвих витрат під час експлуатації установки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дослідження електромеханічних систем автоматизації насосних установок вимагає врахування низки особливостей, притаманних всім турбомеханізмам. Гідравлічні втрати в насосі за однієї і тієї ж продуктивності не залежать від частоти обертання [1, 2]. Напірні характеристики насоса при зміні продуктивності залишаються подібними та зміщуються по вертикалі в координатах на графіку спільної

роботи насоса і трубопроводу [1]. Характерною особливістю насосів і вентиляторів є залежність статичного моменту опору від швидкості обертання робочого колеса [2]. Найбільш сучасним способом зміни швидкості є регулювання за допомогою перетворювачів частоти, які дозволяють плавно змінювати оберти електродвигуна насоса та підтримувати тиск в гідросистемі за різних витрат рідини [3]. Перетворювачі частоти також надають можливість замкненого регулювання технологічних параметрів насоса та формування "насосних" механічних характеристик, які сприяють плавності пуску механізму [4].

Дослідження енергетичних процесів, характерних для електромеханічних перетворювачів та відцентрових насосів, можливе на основі параболічних залежностей ковзання від моменту двигуна та втрат напору гідравлічного джерела від продуктивності на робочій ділянці механічної характеристики [5]. Для дослідження динамічних властивостей таких

систем широко застосовується програмне середовище Simulink пакету Matlab [1,6,7]. Програма пропонує великий вибір методів вирішення диференціальних рівнянь, що описують створену модель, спосіб зміни модельного часу (з фіксованим або змінним кроком) та дозволяє спостерігати за процесами в системі за допомогою широкого набору пристроїв. Аналіз енергетичних показників насосної установки можна виконати за допомогою спеціалізованого середовища WinCAPS, розробленого компанією Grundfos [8]. Програма допомагає користувачеві визначати споживану потужність насоса, значення ККД, струму електродвигуна у всьому діапазоні витрат та напору установки.

Мета, завдання та методика досліджень

Проектування сучасних систем електропривода пов'язаний з низкою вимог, що підпорядковуються особливостям технологічного процесу. Реалізація відповідних завдань неможлива без використання структурних схем об'єкта дослідження та проведення комп'ютерного моделювання. Дослідження комп'ютерних моделей дозволяє встановити основні фактори, що визначають властивості об'єкта дослідження, зокрема реакцію системи на зміну її параметрів і початкових умов. Під час досліджень автоматизованих електроприводів насосних установок недостатня увага приділена розробці методів, які дозволяють встановити динамічні властивості системи на основі спрощених залежностей з врахуванням закономірностей, характерних для турбомеханізмів та нагнітачів. Метою роботи є побудова структурної схеми системи автоматичного керування насосною установкою з врахуванням нелінійної залежності напору установки від швидкості обертання робочого колеса, лінійного зв'язку між втратами напору в насосі та навантаженням двигуна з подальшим аналізом енергетичних показників розробленої системи. Об'єктом дослідження є процес керування насосною установкою. Дослідження побудовано на базі математичного моделювання, положень теорії автоматичного керування та основних закономірностей, притаманних турбомеханізмам.

Результати досліджень

Під час досліджень електромеханічних систем автоматизації насосних установок необхідно враховувати нелінійний характер рівнянь, що описують динаміку системи, математичний опис гідравлічних процесів також є нелінійним. У загальному випадку систему нелінійних диференціальних рівнянь можна записати у векторному вигляді [1]:

$$\dot{x}_n = f(t, x, u), \quad (1)$$

де t – змінна, що визначає час; $x \in R^n$ – вектор змінних стану; $u \in R^m$ – вхідний вектор. Використовуючи звичайні означення для векторів:

$$x = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{pmatrix} \quad u = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \dots \\ u_m \end{pmatrix} \quad f(t, x, u) = \begin{pmatrix} f_1(t, x, u) \\ f_2(t, x, u) \\ \dots \\ f_m(t, x, u) \end{pmatrix} \quad (2)$$

Системи водопостачання належать до об'єктів із відносно повільними змінами технологічних параметрів. Якщо припустити, що напір та витрати насосних станцій є сталими на певних проміжках часу, то втрати енергії в насосі у разі перевищення напору [3]:

$$\Delta W_{BH} = 9,81 \frac{\sum_{i=1}^N Q_i \Delta H_i t_i}{\eta_{BH_i}}, \quad (3)$$

де Q_i , ΔH_i , η_{BH_i} – подача, перевищення напору, ККД насоса на проміжках часу t_i ; N – кількість фіксованих проміжків часу.

У випадку роботи без перевищення напору втрати енергії визначаються лише значенням ККД відцентрового насоса за відповідного напору та продуктивності [5]:

$$\Delta W_{BHi} = 9,81 \cdot Q_i t_i \left(H_0 \left(\frac{f_i}{f_{ном}} \right)^2 - \Delta H_{ном} \left(\frac{Q_i}{Q_{ном}} \right)^2 \right) \left(\frac{1}{\eta_{BHi}} - 1 \right), \quad (4)$$

де H_0 – фіктивний напір насоса за нульової продуктивності та номінальної частоти обертання; $\Delta H_{ном}$ – втрати напору в насосі за номінальної продуктивності та номінальної частоти обертання; $Q_{ном}$ – номінальна продуктивність установки; $f_{ном}$ – номінальна частота живлення двигуна. У виразі (4) враховано параболічний характер залежності втрат напору в насосі від продуктивності за відповідної синхронної швидкості двигуна. Слід зазначити, що за фіксованої вихідної частоти перетворювача швидкість робочого колеса зменшується із зростанням витрат води.

Енергетичні показники елементів силового каналу та електромеханічної системи в цілому [2]:

$$\Delta W_{\Sigma} = \sum_1^N \Delta P_{\Sigma i} t_i = \sum_1^N (\Delta P_{АДi} + \Delta P_{BHi}) t_i, \quad (5)$$

де $\Delta P_{\Sigma i}$ – сумарні втрати в насосній установці на відповідних проміжках часу.

Втрати енергії з урахуванням параболічного характеру залежності ковзання від електромагнітного моменту на робочій ділянці механічної характеристики двигуна можна визначити за формулою [5]:

$$\Delta W_{АДi} = M_i t_i \left(\omega_0 \frac{f_i}{f_{ном}} - \Delta \omega_{ном} \left(\frac{M_i}{M_{ном}} \right)^2 \right) \left(\frac{1}{\eta_{АДi}} - 1 \right), \quad (6)$$

де ω_0 – синхронна швидкість обертання; $\Delta \omega_{ном}$ – спад частоти обертання за номінального електромагнітного моменту та номінальної швидкості ротора; $M_{ном}$ – номінальний момент електродвигуна; M_i , $\eta_{АДi}$ – електромагнітний момент, ККД двигуна на проміжку часу t_i .

Для досліджень зазвичай використовують математичну модель насосної установки на основі еквівалентної схеми заміщення, яку отримано при апроксимації параболічних характеристик насоса та гідравлічної мережі в

усталеному режимі нелінійними диференціальними рівняннями першого порядку [1,5]. Структурна схема насосної установки в середовищі Simulink представлена на рис. 1.

Система рівнянь, що описує математичну модель насосної установки:

$$H = H_0 - a_{\phi} Q^2 - L \dot{Q}, \quad (7)$$

$$H = H_{CT} + a Q^2 + L \dot{Q}, \quad (8)$$

$$L = \frac{m}{\rho g S^2}, \quad (9)$$

$$M_C = \frac{QH\rho g}{\eta_{BH} \omega_{BH}}, \quad (10)$$

де H , Q – напір та продуктивність насоса; H_{CT} – статичний напір; a_{ϕ} – гідравлічний опір насоса; a – гідравлічний опір мережі; L – фіктивна індуктивність гідравлічної мережі; m – маса води в трубопроводі; S – площа поперечного перерізу трубопроводу; ω_{BH} – частота обертання насоса; M_C – момент опору на валу насоса; ρ – густина води; g – прискорення вільного падіння.

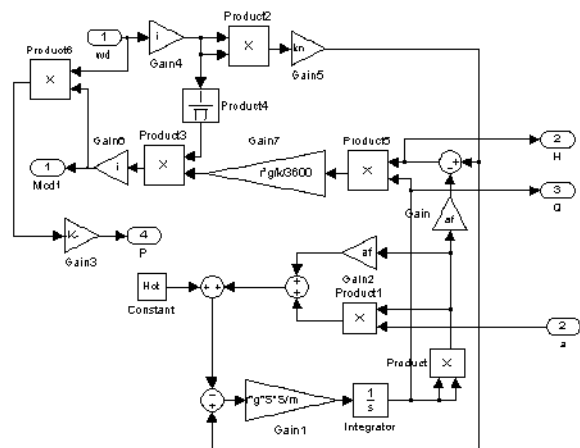


Рис. 1. Математична модель одноагрегатної насосної установки з врахуванням диференціальних рівнянь

Застосування математичної моделі на основі диференційних рівнянь вимагає використання великої кількості вихідної інформації та ускладнює процес дослідження насосної установки. Для спрощення досліджень пропонується структурна схема насосного агрегату (рис. 2), яку побудовано на основі виразу:

$$H = H_0 \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2 - \Delta H, \quad (11)$$

де $\omega_{ном}$ – номінальна частота обертання робочого колеса; ΔH – втрати напору в насосі.

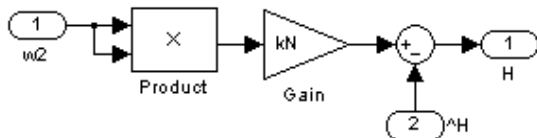


Рис. 2. Спрощена математична модель одноагрегатної насосної установки

Коефіцієнт пропорційності за напором:

$$k_N = \frac{H_{ном}}{\omega_{ном}^2}, \quad (12)$$

де $H_{ном}$ – номінальний напір насоса; $\omega_{ном}$ – частота обертання робочого колеса насоса, яка забезпечує нульову продуктивність за номінального напору.

Таку модель легко інтегрувати в систему автоматичного керування, яка передбачає підтримання сталого напору у разі зміни продуктивності установки (рис. 3). ПІ-регулятор у запропонованій схемі представлений пропорційною та інтегрувальною ланками, що дозволяє обмежувати не тільки вихідний сигнал, а й інтегральну складову. Частотний перетворювач розглядається як безінерційна ланка з одиничним коефіцієнтом передачі. Структурна схема асинхронного електродвигуна побудована на основі аперіодичної ланки першого порядку. Електромагнітна інерція враховується через електромагнітну сталу часу,

механічна – через момент інерції, приведений до вала двигуна.

Коефіцієнт зворотного зв'язку за напором:

$$k_1 = \frac{f'_{ном}}{H_{ном}} \quad (13)$$

де $f'_{ном}$ – частота перетворювача, за якої забезпечується нульова продуктивність та номінальний напір.

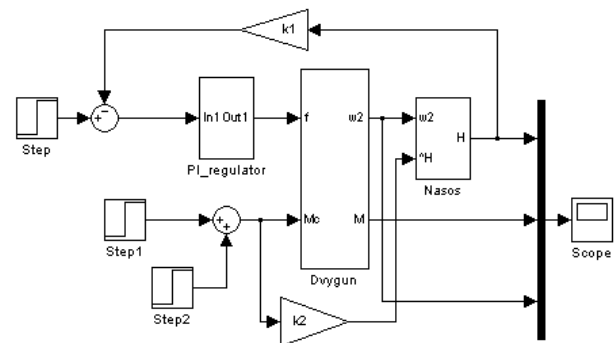


Рис. 3. Структурна схема системи автоматичного керування

Моделювання навантаження виконаємо з урахуванням прямої пропорційності між моментом опору на валу привідного двигуна та напором установки. Збільшення втрат напору, що відповідатиме ймовірному зростанню продуктивності, буде відбуватися синхронно зі зміною навантаження на валу двигуна.

У такому випадку коефіцієнт зміни напору:

$$k_2 = \frac{H_0 - H_{ном}}{M_{ном}}, \quad (14)$$

де $M_{ном}$ – номінальний момент привідного двигуна.

Для дослідження використаний асинхронний електродвигун АИР100S2 з наступними даними [7]: $P_{2ном} = 4 \text{ кВт}$; $n_{ном} = 2850 \text{ об/хв}$; $\eta_{ад} = 0,87$; $M_{ном} = 13,4 \text{ Нм}$. Номінальний напір насосної установки прийнято на рівні 34,6 м, втрати напору – 9,3 м, коефіцієнт пропорційності за

напором становив 0,0005, коефіцієнт зміни напору дорівнював 0,69. Під час дослідження проведено моделювання зростання навантаження на шести фіксованих проміжках часу з інтервалом 10 с. Напір установки, швидкість регульованого електропривода змінювалися за

коливальним законом із незначним перерегулюванням (рис. 4). Час пуску не перевищував 0,5 с. Тривалість перехідних процесів при зміні водоспоживання складала 0,2 с.

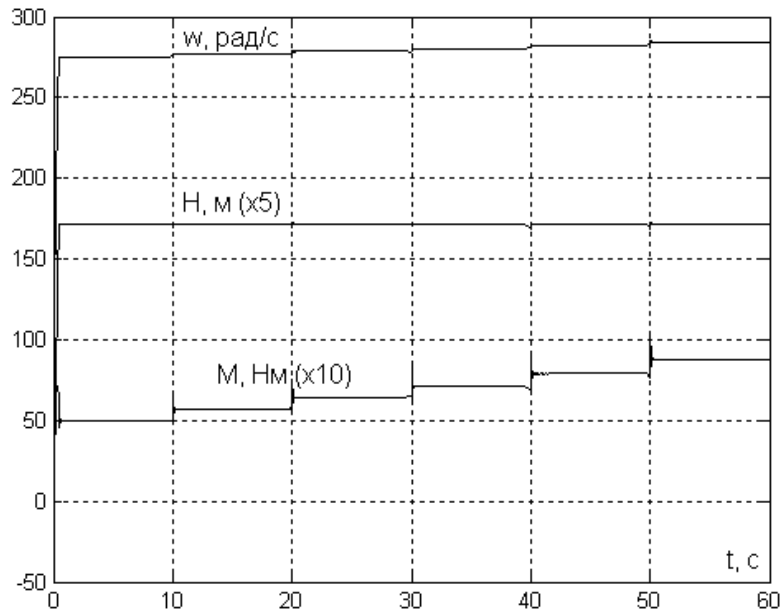


Рис. 4. Графіки перехідних процесів насосної установки

Графік основних параметрів системи, представлений у вигляді векторів дискретних значень, на шести фіксованих проміжках часу:

$$f = \begin{pmatrix} 45,0 \\ 45,5 \\ 46,0 \\ 46,5 \\ 47,0 \\ 48,0 \end{pmatrix} \quad H_0 = \begin{pmatrix} 35,56 \\ 36,35 \\ 37,16 \\ 37,97 \\ 38,79 \\ 40,46 \end{pmatrix} \quad \Delta H = \begin{pmatrix} 0,96 \\ 1,75 \\ 2,56 \\ 3,37 \\ 4,19 \\ 5,86 \end{pmatrix} \quad Q = \begin{pmatrix} 8 \\ 10 \\ 12 \\ 14 \\ 16 \\ 18 \end{pmatrix} \quad M = \begin{pmatrix} 4,97 \\ 5,67 \\ 6,40 \\ 7,14 \\ 7,91 \\ 8,76 \end{pmatrix}$$

Втрати потужності, значення ККД в асинхронному двигуні та відцентровому насосі на фіксованих проміжках часу визначимо за допомогою програми WinCAPS [8]. Під час досліджень використана насосна установка CRE-20-3 з вбудованим перетворювачем частоти.

Дані відцентрового насоса:
 $Q_{ном} = 21 \text{ м}^3 / \text{год}$; $H_0 = 43,9 \text{ рад/с}$;

$\Delta H = 9,3 \text{ м}$; $\eta_{BH} = 0,714$. Значення статичного напору прийнято на рівні 10 м. Напірні характеристики насоса у WinCAPS побудовані із врахуванням зміни ковзання двигуна за фіксованої синхронної частоти. У процесі дослідження витрати води збільшувалися від $8 \text{ м}^3/\text{год}$ до $18 \text{ м}^3/\text{год}$, що відповідає робочому діапазону установки. На четвертому проміжку (рис. 5) споживана

потужність установки становить 2,38 кВт, коефіцієнт корисної дії насоса складає 95,25 % відносно номінального значення, струм обмотки статора на 53,15 % менший від номінальної величини. Спад частоти обертання на даній

ділянці механічної характеристики – 60 об/хв. Втрати потужності в насосі за продуктивності 14 м³/год. та напору 34,6 м перевищують втрати в електродвигуні на 17 %.

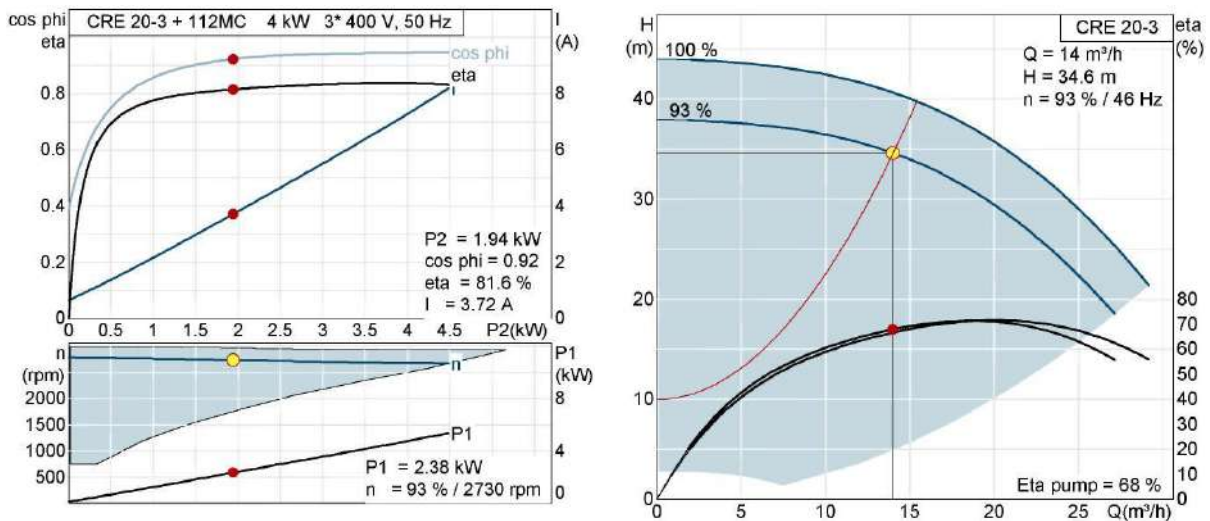


Рис. 5. Робочі характеристики насосної установки

Втрати енергії в асинхронному двигуні на інтервалі часу 60 с склали 7,1 Вт год. Відмінність між спожитою та вихідною енергією в насосі становила 10,4 Вт год. Найбільший дисбаланс із процентним співвідношенням 20,2/44,2 між втратами в двигуні і насосі спостерігався на першому проміжку часу. Діапазон відхилень ККД насоса у процесі дослідження коливався в межах від 78,2 % до 99,7 % відносно

номінального (рис. 6а). Значення ККД привідного двигуна на шести проміжках часу перебувало між відмітками 79,8–82,4 %. Графік моменту електродвигуна від втрат напору в насосній установці наближений до лінійної залежності (рис. 6б). Величина достовірності апроксимації становить 0,984. Незначне відхилення обумовлене коливаннями номінального значення втрат напору за різних швидкостей робочого колеса насоса.

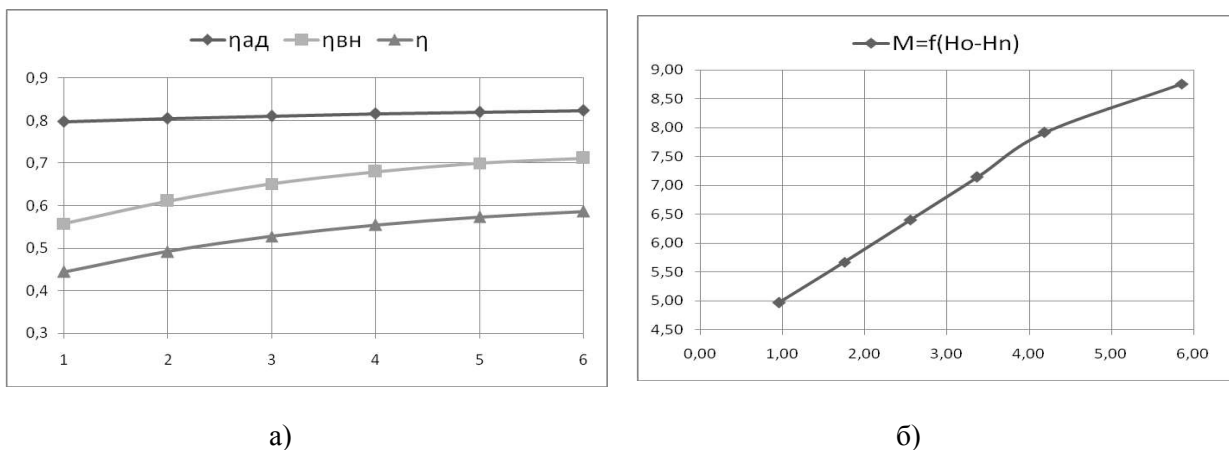


Рис. 6. Енергетичні показники насосної установки

Висновки та перспективи подальших досліджень

Запропонована модель насосної установки спрощує процес дослідження електромеханічної системи та вимагає обмеженої кількості вихідних параметрів. Динамічні властивості системи визначаються інерційністю електромеханічного перетворювача без врахування сталих часу перетворювача частоти та гідравлічної мережі. Застосування квадратичної залежності між напором і частотою обертання та врахування коефіцієнта зміни напору забезпечує точне відтворення траєкторії руху робочої точки в статичних режимах. Визначення положення робочої точки можливе завдяки відомим значенням швидкості робочого колеса насоса та напору установки під час моделювання в Simulink, що дозволяє провести оцінку енергетичних показників у всьому діапазоні витрат води споживачами. Залежність електромагнітного моменту двигуна від напору має лінійний характер, що підтверджує висунуте припущення і дозволяє виконувати дослідження на базі запропонованої структурної схеми та оцінювати енергетичні показники установки за допомогою спеціалізованого прикладного середовища.

Подальші дослідження рекомендується направити на розробку математичної моделі, яка автоматично змінюватиме уставку напору на виході системи у залежності від тенденції водоспоживання.

References

1. Popovych, M. G., Lozynskyi, O. Y. & Klepikov, V. B. (2005). Elektromekhanichni systemy avtomatichnoho keruvannya ta elektroprivody [Electromechanical systems of automatic control and electric drives]. Kyiv: Lybid [in Ukrainian].
2. Zakladnoy, A. N., Prakhovnyk, A. V. & Solovey, A. I. (2001). Energoberezheniye sredstvami promyshlennogo yelektroprivoda [Energy saving means of industrial electric drive]. Kiev: Diya. [in Russian].
3. Leznov, B. S. (2006). Energoberezheniye i reguliruyemyy privod v nasosnykh i vozdukhoduvnykh ustanovkakh [Energy saving and adjustable drive in pump and pressure installations]. Moskva: Energoatomizdat [in Russian].
4. Belov, M. P., Novykov, V. A. &

Rassudov, L. N. (2006). Avtomatizirovannyy elektroprivod tipovykh proizvodstvennykh mekhanizmov i tekhnologicheskikh kompleksov [Automated electric drive of typical production mechanisms and technological complexes]. Moskva: Publishing center "Akademiya" [in Russian].

5. Sokolovskyi, O. F. (2015). Vyznachennia enerhetychnykh pokaznykiv nasosnoi ustanovky z rehulovanyym elektroprivodom [Determination of the energy performance of the pumping unit with adjustable electric drive]. Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnogo tekhnolohichnoho universytetu, 4 (71), 114–120 [in Ukrainian].

6. Ostroverkhov, M. Y. & Pyzhov, V. M. (2008). Modelyuvannya elektromekhanichnykh system v Simulink [Modeling of electromechanical systems in Simulink]. Kyiv: Publishing center "Stylos" [in Ukrainian].

7. Sokolovskyi, O. F. & Rybachuk, O. I. (2012). Rozrobka ta doslidzhennya elektroprivoda typovoho tekhnolohichnoho obladnannya [Development and research of electric drive of typical technological equipment]. Zhytomyr: ZVI NAU [in Ukrainian].

8. WinCAPS. Retrieved from <http://grundfos.com>

MATHEMATICAL MODEL OF THE PUMP WITH LIMITED INITIAL INFORMATION

O. Sokolovskyi

e-mail: of@ukr.net

Zhytomyr National Agroecological University,
Stary Boulevard, 7, Zhytomyr, 10002, Ukraine

The publication deals with the peculiarities of construction of structural schemes of pumps and fans. A mathematical description of such installations is performed using nonlinear differential equations. There is also a need to identify a large number of parameters of the research object. The proposed structural scheme takes into account the linear relationship between pump pressure and motor torque. Information about hydraulic resistance and plant performance is not used. The position of the working point was determined by the known speed of the wheel and pressure. The automatic control system involves maintaining a steady pressure while increasing installation performance. The increase in head loss occurs synchronously with the increase in engine load. The frequency converter increased the speed of the engine by the algorithm of stabilization of the pressure. The estimation of energy indices in the whole range of water consumption is carried out

with the help of a specialized program WinCAPS. This allowed determining the power consumption of the pump, the efficiency, the current of the engine over the entire range of water consumption. The analysis of energy indices was carried out at fixed intervals of time. The research takes into account the inertia of processes in water supply systems. The studies confirmed the assumption of linear dependence of engine torque and head loss in the pump. Application of features of the mechanical characteristics of the asynchronous electric motor and the characteristics of the pump pressure can solve the problem of determining energy losses.

Keywords: structural diagram of automatic control system, frequency converter, electromechanical pump system automation system, load modeling, pressure loss.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕНИЯ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

О. Ф. Соколовский

e-mail: of@ukr.net

Житомирский национальный
агроэкологический университет

бульвар Старый, 7, г. Житомир, 10002, Украина

В работе рассмотрены особенности построения структурных схем электромеханических систем автоматизации турбомеханизмов. Математическое описание таких установок осуществляется на основе нелинейных дифференциальных уравнений, что требует идентификации значительного количества выходных параметров объекта исследования. Предложена структурная схема на основе прямой пропорциональности между напором насоса и моментом сопротивления на валу приводного двигателя и нелинейной зависимости напора установки от скорости вращения рабочего колеса без использования информации о гидравлическое сопротивление сети и производительности установки. Для исследования применена система автоматического управления, которая

предусматривает поддержание устойчивого напора в случае изменения производительности установки. Увеличение потерь напора, соответствующее предполагаемому росту производительности, происходило синхронно с изменением нагрузки на валу двигателя. При этом частотный преобразователь обеспечивал увеличение скорости асинхронного двигателя в соответствии с алгоритмом стабилизации напора. Положение рабочей точки при моделировании определялось по известным значениям скорости рабочего колеса насоса и напора установки, что позволило провести оценку энергетических показателей во всем диапазоне расхода воды потребителями с помощью специализированной прикладного среды WinCAPS. Это позволило определить потребляемую мощность насоса, значение КПД, тока электродвигателя на всем диапазоне расхода и напора установки. Анализ энергетических показателей осуществлялся на фиксированных промежутках времени с учетом значительной инерционности процессов в системах водоснабжения. Исследования подтвердили выдвинутое предположение о линейной зависимости электромагнитного момента электродвигателя и потерь напора в насосе. Применение особенностей механической характеристики асинхронного электродвигателя и напорной характеристики насоса позволяет решить задачу определения потерь энергии в электромеханической системе.

Ключевые слова: структурная схема системы автоматического управления, преобразователь частоты, электромеханическая система автоматизации насосной установки, моделирование нагрузки, потери напора.

УДК 658.382.3(075) 614.8(075)

ЗАГАЛЬНА ОЦІНКА УМОВ ПРАЦІ ТА ОЦІНКА ПРОФЕСІЙНОГО РИЗИКУ ВИРОБНИЧОГО ПЕРСОНАЛУ ПРОМИСЛОВИХ ТЕПЛИЦЬ

Л. Г. Савченко, С. В. Міненко, В. М. Савченко
e-mail: slgua@ukr.net, ukraine@dgssupply.dk, dgs-ua@ukr.net
Житомирський національний агроекологічний університет
бульвар Старий, 7, м. Житомир, 10008, Україна

Робота в промислових теплицях відрізняється від інших галузей специфікою ведення технологічних процесів і характеризується впливом на працівників тепличного комплексу низки внутрішніх шкідливих факторів. Зазначене зумовлює необхідність постійного аналізу впливу внутрішнього мікроклімату у виробничих приміщеннях та стану здоров'я виробничого персоналу. Відповідно до поставленої проблеми метою роботи є загальна оцінка умов праці та оцінка професійного ризику виробничого персоналу промислових теплиць. В статті досліджено вплив внутрішнього повітряного середовища на виробничий персонал промислових теплиць. В роботі відображено оцінку важкості трудового процесу, гігієнічну оцінку факторів умов праці виробничого персоналу промислових теплиць та показники і критерії оцінки професійного ризику виробничого персоналу промислових теплиць при виконанні основних видів робіт. Гігієнічна оцінка впливу навколишнього середовища на виробничий персонал галузі захищеного ґрунту більшою мірою залежить від технічного стану технологічних систем культивування споруд. Встановлено «високий, нестерпний» професійний ризик здоров'я виробничого персоналу промислових теплиць, що свідчить про необхідність подальших досліджень стану здоров'я цієї професійної групи працівників: за даними періодичних медичних оглядів, поглибленого вивчення захворюваності з тимчасовою втратою працездатності та інших соціально значущих показників здоров'я. Загальна оцінка умов праці виробничого персоналу промислових теплиць з урахуванням впливу комплексу шкідливих факторів робочого середовища і трудового процесу за різних видів робіт протягом річного трудового циклу відповідає шкідливих умов праці 2-го і 3-го ступенів (класи 3.2, 3.3). Проведенні дослідження доводять необхідність розробки і впровадження профілактичних заходів для покращення умов праці. Перспективою подальших досліджень є розробка заходів з підвищення надійності роботи технологічних систем і впровадження профілактичних заходів, для покращення умов праці працюючих.

Ключові слова: виробничий персонал промислових теплиць, мікроклімат, умови праці, шкідливі виробничі фактори.

Постановка проблеми

Робота у промислових теплицях відрізняється від інших галузей специфікою ведення технологічних процесів і характеризується впливом на працівників тепличного комплексу низки внутрішніх шкідливих факторів. У зв'язку з вищевикладеним вивчення і гігієнічна оцінка умов праці при вирощуванні тепличних культур і розробка заходів щодо профілактики професійного ризику здоров'ю виробничого персоналу промислових теплиць є актуальним завданням. Зазначене зумовлює необхідність постійного аналізу мікроклімату у виробничих приміщеннях та стану здоров'я виробничого персоналу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про несприятливу дію шкідливих умов праці на здоров'я виробничого персоналу в галузі захищеного ґрунту [1;2;3]. Дослідження рівня

виробничого травматизму та профзахворюваності при вирощуванні продукції рослинництва в умовах захищеного ґрунту України відображені в роботі [4]. Несприятливі умови праці є факторами ризику розвитку загальних і професійних захворювань у працівників тепличного виробництва, які призводять до тимчасової, а в низці випадків і до стійкої втрати працездатності [5; 6]. Гігієнічна оцінка впливу навколишнього середовища на виробничий персонал галузі захищеного ґрунту більшою мірою залежить від технічного стану технологічних систем культивування споруд [7, 8]. У роботі [9] проведено аналіз впливу технічного стану технологічних систем на умови праці та професійні ризики виробничого персоналу промислових теплиць.

Мета, завдання та методика досліджень

Відповідно до поставленої проблеми метою статті є загальна оцінка умов праці та оцінка

професійного ризику виробничого персоналу промислових теплиць.

Загальна оцінка умов праці та оцінка професійного ризику виробничого персоналу промислових теплиць здійснюється із застосуванням імовірно – статистичних та детерміністичних методів аналізу. В статті більшою мірою застосовується статистичний метод оцінки впливу стану внутрішнього повітряного середовища, професіографічного дослідження трудової діяльності виробничого персоналу, загальної оцінки умов праці та оцінка професійного ризику виробничого персоналу промислових теплиць. Даний метод базується на вивченні за документами і звітами, при цьому, використовують відносні статистичні коефіцієнти (показники).

Результати досліджень

Дослідження проводилися на базі одного з великих тепличних господарств України, що спеціалізуються на цілорічному вирощуванні продукції захищеного ґрунту. Проведено комплексні гігієнічні дослідження умов праці основної професійної групи виробничого персоналу промислових теплиць. Дослідження включали в себе вивчення параметрів мікроклімату, забруднення повітря робочої зони шкідливими хімічними речовинами і аерозолями, професіографічні і хронометражні дослідження трудової діяльності при виконанні основних видів робіт протягом трудового річного циклу з використанням загальноприйнятих у гігієні та медицині праці методів.

Повітряне середовище у промислових теплицях в усі періоди робіт було забруднено шкідливими хімічними речовинами, оскільки для боротьби зі шкідниками та хворобами рослин на комбінаті використовували пестициди (інсектициди і фунгіциди). З інсектицидів застосовували Актеллік, Вермітек, Фуфанон і Арріво. З фунгіцидів – Квадріс, Байлетон і Топаз. У період формування рослин, догляду за рослинами і збирання врожаю повітря робочої зони постійно забруднено вуглекислим газом, що подається до рослин. Концентрації вуглекислого газу не перевищували встановленої ГДК (650 ppm). Однак відомо, що при регулярному і тривалому впливі на людину вуглекислий газ може негативно впливати на здоров'я.

Найбільшу небезпеку для здоров'я працівників представляють пестициди, що володіють шкірно-резорбтивною та місцево дратівливою дією, що відносяться до високо- і помірно небезпечних речовин.

Використання пестицидів в умовах закритого ґрунту йде на тлі несприятливого температурно-вологісного режиму з мінімальним повітрообміном. При цьому, вміст пестицидів у повітрі робочої зони може перевищувати гігієнічні нормативи. Після обробки рослин максимальна концентрація зберігається протягом 6–14 годин. Час зниження вмісту пестицидів до рівня безпечних у повітряному середовищі складає 24-48 годин, а на поверхні рослин і обладнанні – до 7–9 діб.

Обробку пестицидами в теплицях проводить у вечірній час спеціальна група із захисту рослин, і від 12 годин до 1 доби теплиці залишалися закритими. Вхід працівників в теплицю здійснювався на початку наступного дня (не пізніше 12 годин), терміни безпечного виходу після обробки пестицидами в господарстві часто не дотримувалися, і виробничий персонал піддавався дії пестицидів протягом всього року в концентрації, що перевищує гранично допустиму (ГДК) в 1,1–2 рази.

Негативною гігієнічною особливістю обробітку культур закритого ґрунту є одномоментне використання декількох препаратів різного призначення у поєднанні з підвищеною температурою і високої вологості повітря за обмеженої його рухливості в замкнутому просторі. Несприятливими з гігієнічних позицій є проведення протруєння насіння і цибулин, фумігація теплиць і здійснення заключної обробки.

В пилу, який присутній у повітрі робочої зони теплиць, крім компонентів пестицидів і агрохімікатів, виявляються цвілеві гриби і різні штами бактерій, можлива присутність патогенної мікрофлори і яєць гельмінтів. Забрудненість повітря робочої зони теплиць пліснявими грибами в одному з замірів перевищувала ГДК в 6 разів.

При виконанні робіт зі зрізання рослинної маси і підготовці рослинних залишків до видалення в зоні дихання працівників були виявлені формальдегід у концентраціях, що перевищують ГДК в 1,4 рази, і пил рослинного походження, зміст якого перевищував ГДК в 1,17

раза. Умови праці по забрудненості повітря робочої зони пилом та шкідливими речовинами віднесені до класу 3 першого ступеня (клас 3.1).

Важкість праці формується за рахунок підймання і переміщення вантажів, незручної робочої пози, динамічного та статичного навантажень, нахилів тулуба. Напруженість праці у всіх професійних групах пов'язана з наявністю ризику для власного життя, підвищеною відповідальністю за безпеку інших осіб, характером роботи, що виконується та режимами праці.

Результати професіографічних досліджень трудової діяльності виробничого персоналу показали, що при виконанні всіх видів робіт вони протягом 85–90% робочої зміни перебували в робочій позі стоячи з постійними переміщеннями по закріпленій площі. Трудове навантаження характеризувалося глибокими нахилами корпусу (понад 30 ° до вертикалі) до 500 разів за зміну. Часто (при зборі врожаю і видаленні рослин) робочі зони розташовувалися вище зон досяжності рук, внаслідок чого протягом 30–50% часу зміни виробничий персонал перебував у незручній робочій позі, стоячи на візку з нестійкою і обмеженою опорою для ніг і піднятими вгору руками. Маса вантажу, що піднімається і переміщується, вручну постійно протягом зміни при зборі овочів і догляду за рослинами становила 10 кг, при висадці розсади – 9 кг (допустиме значення 7 кг).

Отже, основні робочі операції у процесі виконання всіх технологічних операцій

проводилися вручну і характеризувалися значними фізичними динамічними навантаженнями за участю м'язів рук, корпусу і ніг, а також статичними навантаженнями при підйомі і переміщенні вантажу вручну масою понад 10 кг і частими (більше 300 разів за зміну) нахилами корпусу більше 30 градусів. Тяжкість трудового процесу виробничого персоналу відповідала шкідливим (важким) умов праці 2-й і 3-го ступеня (класи 3.2 і 3.3) при виконанні різних видів робіт протягом річного трудового циклу (табл. 1).

Загальна оцінка умов праці виробничого персоналу промислових теплиць з урахуванням впливу комплексу шкідливих факторів робочого середовища і трудового процесу при різних видах робіт протягом річного трудового циклу відповідала шкідливим умов праці 2-й і 3-го ступеня (класи 3.2, 3.3), (табл.2).

Оцінка професійного ризику дозволила встановити, що протягом усього річного виробничого циклу ризик здоров'я виробничого персоналу коливається від малого (помірного) до дуже високого (нестерпного) в залежності від виду виконуваних ними робіт (табл. 3).

Стан здоров'я виробничого персоналу досліджували за результатами періодичних медичних оглядів за три роки. Частота виявлених у них захворювань по відношенню до числа всіх оглянутих працівників організації склала від 65,1 до 151,7 співробітника на 1000. Індекс здоров'я виробничого персоналу становив 79,6%.

Таблиця 1. Оцінка важкості трудового процесу виробничого персоналу захищеного ґрунту при виконанні основних видів робіт

Вид роботи	Показник тяжкості трудового процесу						Загальна оцінка важкості праці
	фізична динамічне навантаження (кг-м)	статичне навантаження (кг-с)	маса вантажу, що піднімається і переміщується (кг)	робоча поза		нахили корпусу (раз за зміну)	
				стоячи (% час зміни)	характеристика пози (% час зміни)		
Вирощування і висадка розсади	6840, клас 2	97172, клас 3.1	9, клас 3.1	92	53 (незручна) 10 (вимушена)	582, клас 3.2	Клас 3.3
					Клас 3.2		
Формування рослин	1500, клас 2	25467, клас 2	3, клас 2	75	30 (незручна)	210, клас 3.1	Клас 3.2
					Клас 3.1		
Збір врожаю та догляд за рослинами	4560, клас 2	39125, клас 2	10, клас 3.1	93	63 (незручна) 15 (вимушена)	297, клас 3.1	Клас 3.2
					Клас 3.2		
Видалення рослинної маси	26560, клас 2	41180, клас 2	7, клас 2	90	30 (незручна) 10 (вимушена)	220, клас 3.1	Клас 3.2
					Клас 3.2		

Таблиця 2. Гігієнічна оцінка факторів умов праці виробничого персоналу промислових теплиць при виконанні основних видів робіт

Вид роботи	Фактор робочого середовища				Загальна оцінка умов праці
	хімічний	мікроклімат	пил	важкість праці	
Вирощування і висадка розсади	2	3.1		3.3	3.3
Формування рослин	2	3.1		3.2	3.2
Збір врожаю та догляд за рослинами	3.2	3.3	2	3.2	3.3
Видалення рослинної маси	3.1	3.3	3.1	3.2	3.3

Таблиця 3. Показники і критерії оцінки професійного ризику виробничого персоналу промислових теплиць при виконанні основних видів робіт

Вид роботи	Клас умов праці	Категорія професійного ризику	Терміновість заходів щодо зниження ризику
Вирощування і висадка розсади	3.3	Високий (нестерпний)	Потрібні невідкладні заходи
Формування рослин	3.2	Середній (істотний)	Потрібні заходи у встановлені терміни
Збір врожаю та догляд за рослинами	3.3	Високий (нестерпний)	Потрібні невідкладні заходи
Видалення рослинної маси	3.3	Високий (нестерпний)	Потрібні невідкладні заходи

При аналізі захворюваності, за даними поглибленого медичного огляду з'ясувалося, що відхилення тою чи іншою мірою мали всі працівниці. У той же час, при опитуванні скарги пред'являються рідко, і тільки цілеспрямоване обстеження дозволяло виявити багато порушень. Так, при відсутності клінічно виражених форм виразкової хвороби, хронічного гастриту 68,9% опитаних вказали на окремі симптоми, що дозволяють запідозрити гастро-езофагеальну рефлюксну хворобу.

У структурі захворювань переважали хвороби системи кровообігу (гіпертонічна хвороба, нейроциркуляторна і вегетосудинна дистонія, варикозне розширення вен нижніх кінцівок – 13,8%) і хвороби органів дихання (хронічні бронхіти, захворювання верхніх дихальних шляхів алергічної і не алергічної природи – 1,7%).

У групі відзначено значне число захворювань серцево-судинної системи. Артеріальна гіпертензія виявлена в 26,8% випадків, причому в 12,3% першого ступеня, в 14,5 другого ступеня. У однієї працівниці відзначена гіпертензія третьої стадії з великим ризиком розвитку ускладнень. Середні показники артеріального тиску склали 129,39 +

2,34 і 79,5 + 1,62. Звертає на себе увагу значна дисперсія показників серед виробничого персоналу. Гіпертрофія лівого шлуночка, що виявляється за допомогою ЕКГ і при рентгенографічних досліджень, виявлена на тлі артеріальної гіпертензії в 6,0%. Кардіографічні ознаки порушення серцевої діяльності відзначалися рідко, ознаки ішемічного ураження були відсутні, у 4 пацієнтів відзначено порушення провідності по пучку Гіса. При картуванні ЕКГ порушення відзначені у 14%, інтегральний показник стану міокарда не відрізнявся від загальної групи, однак відмічено підвищення показника «Ритм», який зв'язується з реалізацією стресових реакцій, напруженість процесів адаптації (27,95 ± 3,27).

Поодинокі обстежені пред'являли скарги неврологічного характеру. У 11,8% робітниць виявлялися окремі ознаки хвороби кістково-м'язової системи та сполучної тканини (окремі ознаки плечолопаткового періартрозу і дорсопатій, переважно в шийному і грудному відділах).

Істотних змін у ЛОР-органах і порушень зору не виявлено. В одному випадку виявлено бронхіальну астму, цукровий діабет і

залізодефіцитну анемію. У 4 випадках діагностовано хронічний бронхіт.

Велику кількість у досліджуваній групі мали гінекологічні захворювання і захворювань молочних залоз. Серед них виділялися ерозії і поліпи шийки матки, кольпіти, кістозні та фіброзно-кістозні мастопатії. У 11,1% пацієнток були в анамнезі гінекологічні операції. В одному випадку виявлення зміни носили злякисний характер.

Для хвороб кістково-м'язової системи та сполучної тканини встановили середній ступінь зв'язку порушень здоров'я з факторами умов праці (відносний ризик дорівнює 1,1–1,7, а етіологічна частка склала від 33–50%).

Показники загального холестерину перевищували рекомендовані значення тільки у 17,8%, виражена холестерінемія відзначена тільки у однієї пацієнтки. При цьому ознаки порушення маси тіла в сторону підвищення відзначені у половини звільнених. Індекс маси тіла склав 29,8, проте відзначена чітка тенденція до збільшення показника відхилення жирової тканини від норми при дослідженні структури маси тіла.

Таким чином, незважаючи на впровадження нових технологій, виробничий персонал промислових теплиць у процесі трудової діяльності схильні до дії комплексу шкідливих факторів, що включають нагріваючий мікроклімат, забрудненість повітря робочої зони шкідливими хімічними речовинами у поєднанні з тяжкістю трудового процесу.

Висновки та перспективи подальших досліджень

Інтегральна оцінка умов праці виробничого персоналу промислових теплиць, за сукупністю діючих протягом усього річного трудового циклу робіт факторів виробничого середовища і трудового процесу відповідає шкідливості умов праці 3-го ступеня (клас 3.3).

Несприятливі умови праці можуть стати фактором ризику для здоров'я персоналу, провокуючи розвиток загальносоматичних і професійно обумовлених захворювань.

Встановлено «високий, нестерпний» професійний ризик здоров'я виробничого персоналу промислових теплиць, що свідчить про необхідність подальших досліджень стану здоров'я цієї професійної групи працівників: за даними періодичних медичних оглядів,

поглибленого вивчення захворюваності з тимчасовою втратою працездатності та інших соціально значущих показників здоров'я.

Перспективою подальших досліджень є розробка заходів з підвищення надійності роботи технологічних систем і впровадження профілактичних заходів, для покращення умов праці працюючих.

References

1. Klepykov, O. V., Mamchyk, N. P. & Habbasova, N. V. (2016). Vlyaniye uslovyi truda na sostoiyane zdorovia rabochykh v teplychnom proyzvodstve [Influence of working conditions on the health of workers in greenhouse production]. *Meditcina truda i promyshlennaya ekologiya*, 7, 21–25 [in Russian].

2. Myhacheva, A. H. (2013). Sostoiyane uslovyi truda i ikh vlyaniye na zdorove ovoshchevodov zashchychennoho hrunta [The state of working conditions and their impact on the health of vegetable growers in protected soil]. *Zdravookhraneniye Rossiyskoy federatsii*, 6, 47–48 [in Russian].

3. Moyseeva, Y. V., Borysova, L. S. & Yatsyna, D. S. (2016). Rol proyzvodstvennykh faktorov v formirovaniy sostoiyania zdorovia u rabotnykov teplychnoho khoziaistva [The role of production factors in the formation of health in employees of greenhouse farms]. *Gigiyena. toksikologiya. profpatologiya: traditsii i sovremennost: materialy vseros. nauch.-prakt. konf.* (pp. 514–517). Moskva [in Russian].

4. Savchenko, L. H. & Savchenko, V. M. (2017). Doslidzhennia rivnia vyrobnychoho travmatyzmu ta profzakhvoriuvanosti pry vyroshchuvanni produktsii roslynyntstva v umovakh vidkrytoho ta zakhychchenoho gruntu Ukrainy [Researching the level of production traumatism and professional sickness in the field of open and protected ground crop cultivation in Ukraine]. *Visnyk Kharkivskoho naukovo-tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva im. Vasylenka*, 180, 160–168 [in Ukrainian].

5. Hansen, V. M., Meyling, N. V., Jorgen Eilenberg, A. W. & Madsen, A. M. (2012). Factors Affecting Vegetable Growers Exposure to Fungal Bioaerosols and Airborne Dust. *Ann. Occup. Hyg.*, 56, 2, 170–181.

6. Barrero, L. H., Pulido, J. A. & Berrio, S. (2012). Physical workloads of the upper-extremity among workers of the Colombian flower industry.

American Journal of Industrial Medicine, 55, 10, 926–939.

7. Boiko, A. I., Savchenko, V. M. & Krot, V. V. (2016). Problemy zabezpechennia nadiinosti tekhnolohichnoho obladnannia pry vyroshchuvanni produktii zakhyschenoho gruntu v APK Ukrainy [Problems of providing reliability of technological machinery when growing products of protected soil in agrarian and industrial complex of Ukraine]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv*, 6, 200–203 [in Ukrainian].

8. Savchenko, V. M. & Krot, V. V. (2016). Vplyv kultyvatsiinykh sporud ta tekhnolohichnykh system na parametry mikroklimatu pry vyroshchuvanni produktii zakhyschenoho gruntu [Effect of cultivation facilities and technological parameters of the microclimate in the cultivation of products protected ground]. *Kramarovski chytannia: zbirnyk tez dopovidei II mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii*. (pp. 72–74). Kyiv: NUBiP [in Ukrainian].

9. Savchenko, L. G. & Savchenko, V. M. (2018). Vplyv tekhnichnoho stanu tekhnolohichnykh system na umovy pratsi ta profesiini ryzyky vyrobnychoho personalu promyslovykh teplyts [Influence of technological system's technical conditions to industrial personnel's working conditions and professional risks in industrial greenhouses]. *Kramarovski chytannia : zbirnyk tez dopovidei 5 mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii*, 22–23 liut. 2018 r. (pp. 138–140). Kyiv : NUBiP [in Ukrainian].

GENERAL ASSESSMENT OF LABOR CONDITIONS AND ASSESSMENT OF PROFESSIONAL RISK OF PRODUCTION STAFF OF INDUSTRIAL GREENHOUSES

L. Savchenko, S. Minenko, V. Savchenko

e-mail: slgua@ukr.net, ukraine@dgssupply.dk, dgs-ua@ukr.net

Zhytomyr National Agroecological University,
Sary Boulevard, 7, Zhytomyr, 10002, Ukraine

Working in industrial greenhouses differs from other industries by the specifics of technological processes and is characterized by the influence on the employees of the greenhouse complex of a number of internal harmful factors. The stated determines the necessity of constant analysis of the influence of the internal microclimate in production facilities and the health of production personnel. In accordance with the set problem, the purpose of the

paper is a general assessment of working conditions and the assessment of the occupational risk of the industrial staff of industrial greenhouses. In the article the influence of internal air environment on working in greenhouses on the industrial staff of industrial greenhouses is investigated. The work reflects the assessment of the severity of the labor process, the hygienic assessment of the factors of the working conditions of the industrial staff of industrial greenhouses and the indicators and criteria for assessing the occupational risk of the industrial staff of industrial greenhouses when performing the main types of work. The hygienic assessment of the environmental impact on the production personnel of the protected soils depends to a large extent on the technical condition of the technological systems of cultivating structures. "High, unbearable" professional risk of health of production staff of industrial greenhouses is established, which indicates the need for further research into the health of this professional group of workers: according to periodic medical examinations, in-depth study of the incidence of temporary incapacity and other socially significant health indicators. The general assessment of the working conditions of the industrial staff of production greenhouses, taking into account the influence of the complex of hazardous factors of the working environment and the labor process in various types of work during the annual work cycle, corresponded to the harmful working conditions of the 2-nd and 3-rd grades (classes 3.2, 3.3). Studies conducted prove the need to develop and implement preventive measures to improve working conditions. The prospect of further research is the development of measures to improve the reliability of the work of technological systems and the implementation of preventive measures to improve the working conditions of workers.

Keywords: *production staff of industrial greenhouses, microclimate, working conditions, hazardous production factors.*

**ОБЩАЯ ОЦЕНКА УСЛОВИЙ ТРУДА И
ОЦЕНКА ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО РИСКА
ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПЕРСОНАЛА
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛИЦ**

Л. Савченко, С. Миненко, В. Савченко
e-mail: slgua@ukr.net, ukraine@dgssupply.dk,
dgs-ua@ukr.net

Житомирский национальный
агроэкологический университет

бульвар Старый, 7, г. Житомир, 10002, Украина

Работа в промышленных теплицах отличается от других отраслей спецификой ведения технологических процессов и характеризуется влиянием на работников тепличного комплекса ряда внутренних вредных факторов. Указанное обуславливает необходимость постоянного анализа влияния внутреннего микроклимата в производственных помещениях и состояния здоровья производственного персонала. Согласно поставленной проблеме целью работы является общая оценка условий труда и оценка профессионального риска производственного персонала промышленных теплиц. В статье исследовано влияние внутренней воздушной среды на работающих в теплицах на производственный персонал промышленных теплиц. В работе отражена оценка тяжести трудового процесса, гигиеническая оценка факторов условий труда производственного персонала промышленных теплиц, и показатели и критерии оценки профессионального риска производственного персонала промышленных теплиц при выполнении основных видов работ. Гигиеническая оценка влияния окружающей среды на производственный персонал отрасли защищенного грунта в большей степени зависит

от технического состояния технологических систем культивационных сооружений. Установлен «высокий, невыносимый» профессиональный риск здоровья производственного персонала промышленных теплиц, что свидетельствует о необходимости дальнейших исследований состояния здоровья этой профессиональной группы работников: по данным периодических медицинских осмотров, углубленного изучения заболеваемости с временной утратой трудоспособности и других социально значимых показателей здоровья. Общая оценка условий труда производственного персонала промышленных теплиц с учетом влияния комплекса вредных факторов рабочей среды и трудового процесса при различных видах работ в течение летнего трудового цикла отвечала вредным условиям труда 2-й и 3-й степени (классы 3.2, 3.3). Проведение исследования доказывают необходимость разработки и внедрения профилактических мероприятий для улучшения условий труда. Перспективой дальнейших исследований является разработка мероприятий по повышению надежности работы технологических систем и внедрения профилактических мероприятий, для улучшения условий труда работающих.

Ключевые слова: производственный персонал промышленных теплиц, микроклимат, условия труда, вредные производственные факторы.

УДК 631.331

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ПРИСМОКТУВАННЯ НАСІНИНИ ДО КОМІРЧИНИ ВИСІВНОГО ЕЛЕМЕНТА З НАХИЛЕНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ВНИЗ

М. С. Шведик*, Ю. Л. Гунько*, В. В. Теслюк**

e-mail: Shvedyk ms.@gmail.com, gunko.@gmail.com, vtesluk@ukr.net

*Луцький національний технічний університет

вул. Львівська, 75/3, м. Луцьк, 43018, Україна

**Національний університет біоресурсів і природокористування України

вул. Героїв Оборони 12 Б, м. Київ, 03041, Україна

Стаття приурочена дослідженню пневматичного апарата дискового типу з централізованим висівом насіння. Конструктивною особливістю даного апарата є те, що комірчини для висіву насіння розміщені концентрично на нижній основі диска, який має нахилену вісь обертання. Як наслідок, значення сили присмокткування насінини до комірчини в крайніх точках, що лежать на горизонтальному діаметрі диска під час його руху з верхнього положення у нижнє і навпаки, має різне значення.

У статті наведено фрагмент диска з комірчиною і розміщеною в ній насінниною в момент її руху з верхнього положення у нижнє. При цьому, центр комірчини і насінини співпадають і лежать на прямій, яка проходить вздовж нижньої поверхні диска. Через спільний центр насінини і комірчини проведено систему координат XYZ і показано напрям дії сил.

Аналіз сил, що діють на насінину, показує, що під час обертання висівного елемента різко зростає навантаження на задню штовхаючу стінку комірчини і насінини притискується до стінки комірчини, в той час як передній кінець насінини може перебувати без навантаження. Як наслідок виникає нестійке положення і вона може виштовхнутися з комірчини. Щоб цього не сталося насіння утримується в комірчинах за рахунок присмоктувальної сили.

Для того, щоб визначити значення сили присмокткування насінини до комірчини, що рухається з верхнього положення у нижнє, у статті розглянуто схему сил, що діють на насінину саме в цей момент, і складено умову рівноваги цих сил. На основі цієї умови отримано аналітичну залежність сили присмокткування насінини до комірчини висівного елемента з нахиленою віссю обертання як від конструктивно-технологічних параметрів ($\gamma, \alpha, R, \omega, h$) висівного елемента, так і фізико-механічних властивостей ($m, r, l, f, \varepsilon, \rho$) самого насіння. Отримана залежність дає можливість визначити значення сили присмокткування насіння до комірчин призначених для обслуговування лівосторонньої групи сошників сівалки.

Ключові слова: висівний елемент, нахилена вісь, комірчина, насінини, зерновий шар, тиск, бічний тиск, сила, лобовий опір, тертя, присмокткування.

Постановка проблеми

Одним з резервів, що дозволяє підвищити врожайність зернових колосових культур і знизити собівартість виробництва зерна, є точний висів [1]. Для його здійснення як в Україні, так і за рубежом, активно ведуться розробки зі створення високоефективного висівного апарата. Найбільш перспективним апаратом для точного висіву зернових колосових культур є пневмомеханічний апарат барабанного типу, який забезпечує централізований висів насіння по ширині захвату сівалки. З шести їх типів найбільш виразним є апарат з нахиленою віссю обертання [2], який, завдяки установці нижньої частини висівного елемента в бункері, а верхньої – за його межами, дозволяє саме на цій частині висівного елемента компактно розмістити зону розвантаження комірок.

Оскільки комірчки розміщені на нижній основі висівного елемента по колу, то, відповідно, установка всіх насінневловлювачів забезпечує променерозхідне розміщення насіннепроводів, що дає можливість здійснювати одночасний висів насіння в три групи сошників, розміщених з лівої і правої сторін сівалки та по її центру. Однак саме найменш дослідженим виявився апарат з нахиленою віссю обертання, що стримує подальші його розробки і не сприяє впровадженню у виробництво. При цьому, очевидним є те, що умови для переміщення насінини в зерновому шарі з верхнього положення у нижнє відрізняються від умов її переміщення по колу, а отже і сила присмокткування насінини до комірчини під час її руху вниз під кутом γ до горизонту, також буде значно відрізнятись. Тому теоретичні засади для визначення сили присмокткування будуть іншими

і їх необхідно визначити саме для тих умов, коли насінина переміщується з верхнього положення у нижнє.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз літературних джерел, приурочених питанням теорії пневматичних висівних апаратів [3,4,5] показує, що вони є достатньо вивчені. Встановлено, що основним параметром, який впливає на якість однозернового відбору і виносу насіння в зону висіву, є сила присмокування. Однак, всі теоретичні положення, що стосуються присмокування насінини до комірчини, ґрунтуються на переміщенні насінини по колу розміщеному у вертикальній або у горизонтальній площині і не можуть бути повною мірою застосовані до визначення сили присмокування насінини до комірчини, яка рухається по колу, розміщеному в площині, нахилений під кутом γ до горизонту. Для дискового висівного апарата з нахилоною віссю обертання у найбільш характерних точках ABCD траєкторії руху насіння значення сили присмокування змінюється в залежності від висоти зернового шару.

Мета, завдання та методика досліджень

Метою дослідження є проведення аналізу сил, що діють на насінину під час її переміщення під кутом до горизонту з верхнього положення у нижнє і на основі рівноваги сил визначити силу присмокування до комірчини висівного елемента з нахилоною віссю обертання.

Результати досліджень

Для того щоб визначити значення сили присмокування насінини до комірчини, що рухається по колу у площині, нахилений під кутом до горизонту, з верхнього положення у нижнє, необхідно розглянути схему сил, що діють на насінину саме в цей момент і скласти

$$T = \frac{1}{2} \pi \cdot r \cdot l \cdot \varepsilon \cdot n \cdot K_D \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot \sin \gamma \quad (1)$$

$$Q = \frac{1}{2} \pi \cdot r \cdot l \cdot \varepsilon^2 \cdot n \cdot K_D \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot \cos \gamma \quad (2)$$

$$R = \sqrt{T + Q} = \frac{1}{2} \pi \cdot r \cdot l \cdot \varepsilon \cdot n \cdot K_D \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot \sqrt{\sin^2 \gamma + \varepsilon^2 \cdot \cos^2 \gamma} \quad (3)$$

де $\pi=3,14$; r – половина ширина насінини; l – довжина насінини; ξ' – коефіцієнт бічного

умову рівноваги цих сил, з якої можна буде отримати відповідну аналітичну залежність.

На рис. 1 наведено фрагмент висівного елемента з нахилоною під кутом γ віссю обертання, на якому в розрізі зображено комірчину з розміщеною в ній насінною під час руху вниз. З наведеної на рис. 1 схеми видно, що зі сторони суцільного зернового шару на насінину, розміщену в комірчині, в горизонтальному напрямку буде діяти сила, викликана бічним тиском σ_B , а знизу вертикально вгору, сила, викликана вторинним бічним тиском σ_{BB} , які позначимо, відповідно, символами T і Q .

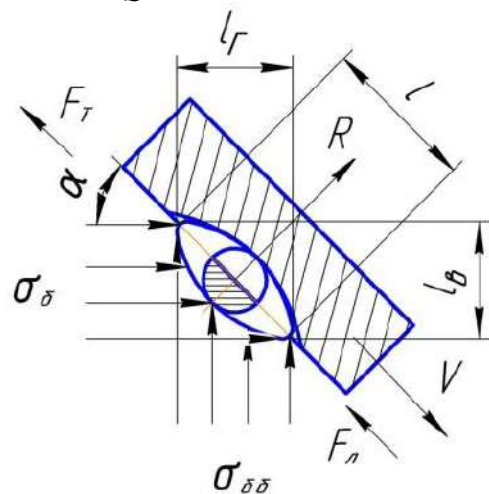


Рис. 1. Фрагмент комірчини висівного елемента з нахилоною віссю обертання і розміщеною в ній насінною, яка розміщена на нижній основі (торці) під час руху вниз

Ці сили сприяють входженню насінини в комірчину висівного елемента, а їх рівнодійна R притискує насінину до комірчини. За результатами наших досліджень [6] значення цих сил визначаються за формулами:

розпирання; n' – коефіцієнт, що враховує вертикальні сили тертя насіння об стінки бункера (коефіцієнт зависання); для неглибокого бункера

$n' = 1$; K_0 – поправний коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження; ρ – насипна щільність насіння; g – прискорення вільного падіння; h – глибина розміщення точки прикладання тиску під шаром насіння.

Для того щоб з'ясувати дію всіх сил на насінину, виділимо фрагмент диска з комірчиною і розміщеною в ній насінною. При цьому вважаємо, що центр комірчини і насінини співпадають і лежать на прямій, яка проходить вздовж нижньої поверхні дика. Проведемо через спільний центр насінини і комірчини систему координат XYZ , рис.2 і покажемо напрям дії вищезазначених сил. При цьому, з метою спрощення побудови схеми вважаємо, що вісь X направлена перпендикулярно до площини малюнка.

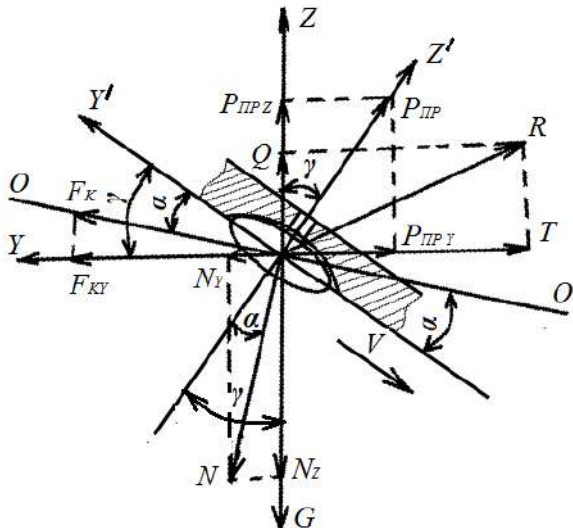


Рис. 2. Схема сил, що діють на насінину, розміщену в комірчині висівного елемента з нахилоною віссю обертання під час руху вниз

Під час обертання висівного елемента різко зростає навантаження на задню штовхаючу стінку комірчини, під дією якого виникає рівна за величиною, але протилежно направлена нормальна сила N . Ця сила для напівсферичної комірчини, за даними [7], направлена під кутом α до перпендикуляра, опущеного до хорди, що стягує кінцеві точки комірчини. Оскільки задній кінець насінини постійно притискується до стінки комірчини, в той час як передній може перебувати без навантаження, то, в такому випадку, виникає нестійке положення і передній кінець насінини відірветься від комірчини. Як наслідок, під тиском інших насінин вона може повністю відірватися і виштовхнутися з

комірчини. При цьому, сила ваги G , яка діє вниз вздовж осі Z , також намагається її відірвати від комірчини. Це є однією з причин, які призводять до висіву з пропуском, тобто за час повороту висівного елемента і проходження ним зони заповнення, комірчина виявиться без насінини. Щоб цього не сталося у пневматичних висівних апаратах, насіння утримується в комірчинах за рахунок присмоктувальної сили. Цю силу можна визначити з умови рівноваги сил, що діють на насінину. Для цього розкладемо силу присмокткування, яку позначимо символом P_{PP} , на дві складові – горизонтальну $P_{PP Y}$ і вертикальну $P_{PP Z}$ та визначимо їх значення. Напрямок дії присмоктувальної сили (рис.2) завжди співпадає з напрямком присмоктувального каналу комірчини, а оскільки присмоктувальний канал комірчини виконано перпендикулярно до основи висівного елемента нахилоного під кутом γ , то на основі взаємоперпендикулярності сторін трикутників видно, що:

$$P_{PP Z} = P_{PP} \cdot \cos \gamma, \quad (4)$$

$$P_{PP Y} = P_{PP} \cdot \sin \gamma. \quad (5)$$

Аналогічним чином розкладемо нормальну силу N також на дві складові – горизонтальну N_Y і вертикальну N_Z і визначимо їх значення:

$$N_Y = N \cdot \sin(\gamma - \alpha), \quad (6)$$

$$N_Z = N \cdot \cos(\gamma - \alpha). \quad (7)$$

Рівнодійна R сил T і Q під час переміщення насінини заднім кінцем по стінці комірчини викликає силу тертя F_K , яка діє по прямій $O-O$ відхиленій від осі Y на кут α :

$$F_K = f \cdot R \quad (8)$$

де f – кут тертя насінини об стінку комірчини.

З рис. 2 видно, що проекцію F_{KY} сили F_K на вісь Y можна визначити за формулою:

$$F_{KY} = F_K \cdot \cos(\gamma + \alpha) \quad (9)$$

Яка, з врахуванням виразів (8) і (3), набуде вигляду:

$$F_{KY} = \frac{1}{2} f \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \varepsilon \cdot n \cdot K_d \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot \sqrt{\sin^2 \gamma + \varepsilon^2 \cdot \cos^2 \gamma}. \quad (10)$$

Вздовж осі X діє відцентрова сила $P_{ВД}$, яка намагається виштовхнути насінину з комірчини, їй протидіє сила лобового опору, яка визначається за формулою [6]:

$$P_L = P_B = \frac{1}{2} \pi \cdot r^2 \cdot \varepsilon \cdot n \cdot K_D \cdot \rho \cdot g \cdot h \quad (11)$$

Таким чином, всі сили, які діють на насінину, по осях координатної системи XYZ визначені, і умову рівноваги сил можна записати наступним чином:

$$\begin{aligned} \sum P(x) &= 0; & -P_{ВД} + P_B &= 0; \\ \sum P(y) &= 0; & P_{ППY} + T - F_{KY} - N_Y &= 0; \\ \sum P(z) &= 0; & P_{ППZ} + Q - N_Z - G &= 0. \end{aligned}$$

З урахуванням останніх рівнянь та виразів (4), (5), (6) і (7), умову рівноваги сил можна записати у вигляді системи трьох рівнянь:

$$\begin{cases} -P_{ВД} + P_B = 0; \\ P_{ПП} \cdot \sin \gamma + T - F_{KY} - N \cdot \sin(\gamma - \alpha) = 0; \\ P_{ПП} \cdot \cos \gamma + Q - N \cdot \cos(\gamma - \alpha) - G = 0. \end{cases}$$

Друге рівняння даної системи можна записати в такому вигляді:

$$N = \frac{P_{ПП} \cdot \sin \gamma + T - F_{KY}}{\sin(\gamma - \alpha)} \quad (12)$$

і, підставивши в третє рівняння замість N вираз (1), прийдемо до системи з двома рівняннями і одним невідомим:

$$\begin{cases} -P_{ВД} + P_B = 0; \\ P_{ПП} \cdot \cos \gamma + Q - G - \frac{P_{ПП} \cdot \sin \gamma + T - F_{KY}}{\sin(\gamma - \alpha)} \cdot \cos(\gamma - \alpha) = 0. \end{cases}$$

Прирівнюючи між собою дані рівняння після деяких спрощень і перетворень, отримаємо рівняння:

$$P_{ПП} \cdot [\cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{ctg}(\gamma - \alpha)] + Q - G - (T - F_{KY}) \cdot \operatorname{ctg}(\gamma - \alpha) = -P_{ВД} + P_B$$

з якого знайдемо, що

$$P_{ПП} = \frac{1}{\cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{ctg}(\gamma - \alpha)} \cdot [-P_{ВД} + P_B - Q + G + (T - F_{KY}) \cdot \operatorname{ctg}(\gamma - \alpha)],$$

Або, підставивши замість T , Q , F_{KX} і P_B вирази (1), (2), (10) і (11) та враховуючи те, що $P_{ВД} = m\omega^2 R$, а $G = mg$, після деяких спрощень отримаємо залежність сили присмокування насінини до комірки під час її переміщення з верхнього положення у нижнє від конструктивно-технологічних параметрів висівного апарата з нахиленою віссю обертання:

$$P_{ПП} = \frac{1}{\cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{ctg}(\gamma - \alpha)} \cdot \left\{ \begin{aligned} &mg - m\omega^2 R + \\ &+ \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \varepsilon \cdot n \cdot K_D \cdot \rho \cdot g \cdot h \times \\ &\times \left[\frac{r}{l} - \varepsilon \cdot \cos \gamma + [\sin \gamma - f \cdot \cos(\gamma - \alpha)] \times \right. \\ &\left. \times \sqrt{\sin^2 \gamma + \varepsilon^2 \cdot \cos^2 \gamma} \right] \cdot \operatorname{ctg}(\gamma - \alpha) \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

Аналіз отриманого виразу показує, що сила висівного елемента з нахиленою віссю обертання присмокування насінини до комірки під час її переміщення з нижнього положення у

верхнє залежить від конструктивних (γ , α , R) і технологічних (ω , h) параметрів висівного елемента та фізико-механічних (m , r , l , f , ε , ρ) властивостей насіння. Тому, під час розробки пневматичних висівних апаратів централізованого висіву насіння з нахилоною віссю обертання висівного елемента величину сили присмокування насіння до комірчин, призначених для обслуговування лівосторонньої групи сошників сівалки, необхідно визначати з урахуванням зазначених як конструктивно-технологічних параметрів висівного елемента, так і фізико-механічних властивостей самого насіння.

Висновки і перспективи подальших досліджень

Отримана на основі результатів досліджень аналітична (13) залежність сили присмокування насіння до комірчини висівного елемента з нахилоною віссю обертання, під час її переміщення з верхнього положення у нижнє від конструктивно-технологічних параметрів (γ , α , R , ω , h) висівного елемента та фізико-механічних властивостей (m , r , l , f , ε , ρ) насіння, може бути застосована до пневматичних апаратів централізованого висіву для визначення необхідної сили присмокування насіння до комірчин висівного елемента з нахилоною віссю обертання і призначених для обслуговування лівосторонньої групи сошників сівалки.

Напрямом подальших досліджень може бути дослідження залежності сили присмокування насіння до комірчини висівного елемента з нахилоною віссю обертання під час її переміщення з нижнього положення у верхнє, що дасть можливість визначити значення необхідної сили для надійного присмокування насіння до комірчин висівного елемента, призначених для обслуговування правосторонньої групи сошників сівалки.

References

1. Pogorily, L. V. & Schwedik, M. S. (1992.). Obgruntuvannia ahrotekhnichnykh vymoh shchodo tochnoho vysivu zerna kolosovykh kultur i tekhnichnykh zasobiv dlia yoho zdiisnennia. [Substantiation of agrotechnical requirements for precision seeding of cereal crops and technical means for its implementation]. *Visnyk silskohospodarskoi nauky*, 7, 40–44 (in Ukrainian).
2. Ivanitsa, S. K., Belyayev, E. A., Gusev, V. M. & Kuznetsov, B. F. A. S. 1256706 (USSR).

Moskva: Gosudarstvennyy komitet SSSR po delam izobreteniy i otkrytiy (in Russian).

3. Pogorelyj, L. V. (Ed.) (1987). *Mashiny dlya tochnogo poseva propashnykh kultur: konstruirovaniye i raschet* [Machines for precise sowing of common crops: design and calculation]. Kiyev: Tekhnika (in Russian).

4. Pogorelyj, L. V. (Ed.) (1992). *Pnevmaticheskie sejalki: konstruirovaniye i raschet* [Pneumatic seeders: design and calculation]. Kiyev: Tekhnika (in Russian).

5. Sviren, M. O., Leshchenko, S. M., Bojko, A. I. & Bannyj, O. O. (2011). Rezultaty eksperymentalnykh doslidzhen roboty posivnykh mashyn dlja systemy tochnogo zemlerobstva [Results of experimental research of the work of sowing machines for the system of precision farming]. *Konstruiuvannja, vyrobnyctvo ta ekspluatacija silskohospodarskykh mashyn*, 41, 1, 208–216 (in Ukrainian).

6. Shvedyk, M. S. (2017). Vyznachennja syl sprychynenyh tyskom zernovogo sharu na nasynnu rozmishhenu v komirchyni vysivnogo elementa [Determination of the forces caused by the pressure of the grain layer on the seed placed in the chamber of the seed element]. *Silskohospodarski mashyny*, 36, 162–168 (in Ukrainian).

7. Pogorelyj, L. V. & Shvedik, N. S. (1993). Obosnovanie parametrov pnevmaticheskogo vysevajushhego aparata dlja tochnogo poseva zernovykh kultur [Justification of the parameters of the pneumatic seeding machine for precise sowing of grain crops]. *Tekhnika v selskom hozjajstve*, 5–6, 16–18 (in Russian).

DETERMINATION OF POWER APPROXIMATION APPROXIMATE TO THE COMBINED HIGH-PERFORMANCE ELEMENT WITH RELATED DIAGNOSIS

M. Shvedik*, Yu. Gunko*, V. Teslyuk**

e-mail: Shvedyk ms.@gmail.com,

gunko.@gmail.com, vtesluk@ukr.net

*Lutsk National Technical University

Lvivska Str., 75, Lutsk,

Volynska oblast, 43018, Ukraine

**National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Heroyiv Oborony Str., 15, Kyiv, 03041, Ukraine

The article is timed to the investigation of a disk type pneumatic apparatus with centralized seed sowing. The design feature of this apparatus is that the seed cells are placed concentrically on the bottom of the disc, which has a tilted axis of rotation. As a result, the value of the force of suction of the seed to the cell at the extreme points lying on

the horizontal diameter of the disk during its movement from the upper position to the bottom and vice versa, has different meanings.

The article presents a fragment of a disk with a cell and placed in it by a seed at the moment of its movement from the upper position to the lower one. In this case, the center of the cell and the seed coincide and lie on a straight line which extends along the bottom surface of the disk. Through the joint center of the seed and the cell, the XYZ coordinate system was performed and the direction of the forces was shown.

The analysis of the forces acting on the seed indicates that during the rotation of the seed element the load on the rear pushing wall of the cell increases dramatically, and the seed is pressed against the wall of the cell, while the front end of the seed may be unloaded. As a result, there is not a stable position and it can escape from the closet. To prevent this, the seed is kept in the cells due to the suction force.

In order to determine the value of the force of suction of the seed to the cell, moving from the upper position to the bottom, in the article the scheme of forces acting on the seed at that moment is considered and the condition of equilibrium of these forces is drawn up. On the basis of this condition, an analytical dependence of the seed suction force on a seed cell with a tilted axis of rotation is obtained, as from the structural and technological parameters (γ , α , R , ω , h) of the seed element, and the physical and mechanical properties (m , r , l , f , ε , ρ) of the seed itself. The obtained dependence makes it possible to determine the values of the force of suction of seeds to the cells intended for servicing the left-hand group of seeders of the seeders

Keywords: sowing element, tilted axle, cell, seed, grain layer, pressure, lateral pressure, force, frontal resistance, friction, suction.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ПРИСАСЫВАНИЯ СЕМЕНИ К ЯЧЕЙКЕ ВЫСЕВАЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА С НАКЛОНЕННОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ, КОТОРАЯ ДВИЖЕТСЯ ВНИЗ

Н. С. Шведик*, Ю. Л. Гунько*, В. В. Теслюк**

e-mail: Shvedyk ms. @gmail.com,

gunko. @gmail.com, vtesluk@ukr.net

*Луцкий национальный технический университет, г. Луцк

ул. Львовская, 75/3, г. Луцк, 43018, Украина

**Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

ул. Героев Оборона, 12 Б,

г. Киев, 03041, Украина

Статья посвящена исследованию пневматического аппарата дискового типа с централизованным высевом семян. Конструктивной особенностью данного аппарата является то, что ячейки для высева семян размещены концентрически на нижней основе диска, который имеет наклоненную ось вращения. В результате значение силы присасывания семян к ячейке в крайних точках, лежащих на горизонтальном диаметре диска во время его движения из верхнего положения в нижнее и наоборот, имеет разное значение.

В статье приведен фрагмент диска с ячейкой и размещенным в ней семенем в момент ее движения из верхнего положения в нижнее. При этом, центр ячейки и семени совпадают и лежат на прямой, проходящей вдоль нижней поверхности диска. Через общий центр семени и ячейки проведено систему координат XYZ и показано направление действия сил.

Анализ сил, действующих на семя, показывает, что при вращении высевающего элемента резко возрастает нагрузка на заднюю толкающую стенку ячейки и семя прижимается к стенке ячейки, в то время как передний конец семени может находиться без нагрузки. В результате возникает неустойчивое положение и оно может вытолкнуто из ячейки. Чтобы этого не случилось, семена удерживаются в ячейках за счет присасывающей силы.

Для того чтобы определить значение силы присасывания семени к ячейке, движущегося из верхнего положения в нижнее, в статье рассмотрена схема сил, действующих на семя именно в этот момент и составлено условие равновесия этих сил. На основании этого условия получена аналитическая зависимость силы присасывания семян к ячейке высевающего элемента с наклоненной осью вращения, как от конструктивно-технологических параметров (γ , α , R , ω , h) высевающего элемента, так и физико-механических свойств (m , r , l , f , ε , ρ) самих семян. Полученная зависимость позволяет определить значение силы присасывания семян к ячейкам, предназначенным для обслуживания левосторонней группы сошников сеялки.

Ключевые слова: высевающий элемент, наклоненная ось, ячейка, семя, зерновой слой, давление, боковое давление, сила, лобовое сопротивление, трение, присасывание.

УДК 631.363

ВСТАНОВЛЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ МОЛОЧНОЇ КАМЕРИ КОЛЕКТОРА НА РЕЖИМИ РОБОТИ ДОЇЛЬНОГО АПАРАТА

О. В. Медведський*, О. М. Ачкевич**, В. І. Ачкевич**

e-mail: aleksmedvedsky@gmail.com, achkevych@gmail.com, achkevychv@gmail.com

*Житомирський національний агрокологічний університет

Старий бульвар, 7, м. Житомир, 10008, Україна

**Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03040, Україна

Конструкційні рішення серійних колекторів доїльних апаратів не достатньо повно враховують особливості транспортування молока до верхнього молокопроводу доїльної установки. Проведена оцінка вказує, що не розкритим залишається питання узгодження інтенсивності молоковіддачі з режимами функціонування доїльного апарату. Вченими відзначається, що режим транспортування впливає на якісні показники молока. Так, неконтрольовані змінні у часі швидкості потоку у гнучкому молокопроводі викликають диспергування жирних кульок та спінювання молока, що погіршує його технологічні властивості. Встановлено вплив конструкційно-технологічних параметрів молочної камери та молочного патрубку колектора доїльного апарату на підвищення ефективності технологічного процесу машинного доїння корів. Наповненість молочної камери колектора впливає на інтенсивність виведення молока до молокопроводу доїльної установки. Визначений рівень молока у молочній камері колектора забезпечує достатній градієнт тиску для ефективного виведення молока. Збільшений об'єм молочної камери колектора не забезпечує вказаних умов, тому прийнятний для інтенсивного доїння. При цьому, вищій інтенсивності молоковіддачі притаманна менша швидкість потоку молока у молочному патрубку. Зменшення конструкційного об'єму молочної камери колектора призводить до зростання величини приросту тиску повітря, що прискорює потік молока у перерізі молочного патрубка, незалежно від його діаметра. Встановлено, що швидкість потоку молока в перерізі молочного патрубка зменшується зі збільшенням його діаметра. Отримана математична модель, яка пов'язує інтенсивність молоковіддачі з технологічними параметрами розробленого колектора, залежно від режимів доїння. Встановлено раціональні співвідношення між конструкційним об'ємом молочної камери колектора доїльного апарату та діаметром молочного патрубка.

Ключові слова: машинне доїння, якість молока, інтенсивність молоковіддачі, молокозбірна камера, молочний патрубок.

Постановка проблеми

Незважаючи на досить високий рівень розвитку сучасних систем машинного доїння корів, залишається актуальним питання забезпечення фізіологічно адекватних режимів роботи доїльних апаратів та їх гармонічного поєднання з раціональними режимами транспортування видоєного молока з молокозбірної камери колектора до верхнього молокопроводу доїльної установки. Якість отриманого молока, при цьому, залишається незадовільною внаслідок значного впливу потоку повітря на мікроструктуру молока. У процесі транспортування з молокозбірної камери колектора доїльного апарату до верхнього молокопроводу молоко піддається сукупному впливу гідромеханічних, біологічних та аераційних факторів. Це призводить до зміни дисперсного складу молочного жиру і структури оболонки жирних кульок, підвищується вміст

вільних жирних кислот, виникає дезагрегація казеїнових міцел, спінювання, утворюються масляні конгломерати, зростає бактеріальне забруднення і, як наслідок, погіршується якість продуктів переробки молока [1, 2].

Тому дослідження, розроблення та конструювання принципово нового доїльного апарату з адекватним режимом роботи щодо мінімального впливу на фізико-хімічні якості молока, що забезпечить збереження його технологічних властивостей, є актуальним питанням галузі машинного доїння корів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дослідження та встановлення раціональних режимних характеристик доїльних апаратів, молокоповітряної лінії доїльних установок, оптимізація конструкційних параметрів доїльних апаратів викладені у працях М. К. Базарова, Л. П. Каргашова, І. А. Хозяєва, З. Я. Жук, А. І. Фененко, С. П. Ліщинського,

В. В. Герасимчука та інших. Більшість наукових робіт спрямовані на вивчення питання покращення якісних показників роботи доїльних установок шляхом удосконалення режиму роботи чи конструкції доїльного апарату. Частина праць присвячена порівнянню та удосконаленню технологій доїння та їх впливу на якість молока. Відзначається, що найбільш важливим показником оцінки ефективності роботи доїльної установки є оптимізація конструкційних параметрів та режимних характеристик виконавчих механізмів та доїльного апарату зокрема. З цією метою розроблялися рішення, спрямовані на стабілізацію тиску у піддійковому просторі доїльних стаканів як один із шляхів збереження здоров'я тварин та якості отриманого молока [3, 4]. Зокрема, доведено позитивний вплив раціонального об'єму вакуумної системи на стабільність роботи виконавчих механізмів доїльної установки [5, 6].

Не вирішеним залишається питання встановлення раціонального співвідношення між конструкційними параметрами молочної камери колектора та ощадними режимами транспортування молока молочним шлангом до молокопроводу. Для цього необхідно узгодити подачу повітря до молочної камери, впродовж такту стиснення, та інтенсивність молоковіддачі, з метою забезпечення транспортуючої різниці тиску.

Тому відсутність науково обґрунтованих конструкційно-технологічних параметрів та режимів роботи спонукає до проведення досліджень у напрямку встановлення раціональної структурно-функціональної схеми колектора доїльного апарату.

Мета, завдання та методика досліджень

Підвищення ефективності процесу машинного доїння корів шляхом розроблення конструкції та встановлення технологічних параметрів колектора доїльного апарату, що забезпечать транспортування молока до верхнього молокопроводу зі збереженням його технологічних показників якості.

Для досягнення поставленої мети скористаємося методами теоретичних досліджень, котрі базуються на застосуванні теорії математичного моделювання з використанням основних положень інтегрального та диференціального числення,

гідрогазодинаміки, теплотехніки та вакуумної техніки (методи класичних наук). Обробка результатів досліджень потребує застосування положень теорії ймовірності та математичної статистики, використання пакету прикладних програм Statistica 10 і Microsoft Excel 2010.

Результати досліджень

Різноманітність конструкційних рішень колекторів доїльних апаратів, щодо виведення молока із молочної камери (від неперервного до порційного) та способів впуску повітря (постійно або періодично) для забезпечення бажаного градієнту тиску, вказує на відсутність раціональної структурно-функціональної адаптованої до зоотехнічних вимог схеми. Особливості конструкційного виконання та параметрів молочної камери визначають якісні показники та режими роботи доїльного апарату в цілому та якість отриманого молока зокрема.

Розглянемо вплив конструкційних параметрів молочної камери колектора на характер зміни тиску. Під час такту ссання до молочної камери колектора надходить молоко зі швидкістю молоковіддачі Q_m . Одночасно через молочний шланг до молокопроводу надходить молоко зі швидкістю Q_{mm} . Кількість молока, яка залишається у молочній камері колектора, залежить від прохідності вивідної системи, тобто молочного патрубка, становить:

$$Q_{mk} = Q_m - Q_{mm}, \quad (1)$$

де Q_m – інтенсивність молоковіддачі, $\text{м}^3/\text{с}$;
 Q_{mm} – інтенсивність потоку молока через молочний патрубок колектора, $\text{м}^3/\text{с}$.

При постійній різниці потоків, тиск у молочній камері зростає на величину, пропорційну зменшенню її вільного об'єму. Відповідно до закону Бойля-Маріотта [7, 8] можна записати:

$$p_k V_k = p_n (V_k - V_m), \quad (2)$$

де p_k – тиск у молочній камері колектора на початку такту ссання, кПа;

V_k – конструкційний об'єм молочної камери колектора, м^3 ;

p_n – тиск повітря у молочній камері колектора під час молоковіддачі, кПа;

V_m – об'єм, який займає молоко у молочній камері колектора під час такту ссання, м^3 .

Приріст тиску Δp у молочній камері колектора, під час машинного доїння,

визначається вільним від молока об'ємом. З урахуванням рівняння (2) запишемо:

$$\Delta p = p_k - p_n = \frac{p_k (V_k - V_n)}{V_n}, \quad (3)$$

де V_n – об'єм, який займає повітря (об'єм вільний від молока) у молочній камері впродовж такту ссання, $V_n = V_k - V_m$, м³.

При допущенні постійності молоковидедення ($Q_{mk} = const$) досягається незмінність об'єму молока ($V_m = const$) у колекторі. У такому випадку, тиск у молокозбірній камері колектора знижується зі збільшенням її об'єму, оскільки зменшується перепад тиску Δp . Внаслідок цього зменшується транспортуюча різниця тисків (Δp_T), при

незмінному тиску у молокопроводі (p_{mn}). Таким чином, об'єм молочної камери колектора має суттєвий вплив на ефективність процесу молоковидедення.

При зростанні інтенсивності молоковіддачі та незмінній величині постійної часу молоковидедення (τ_l) під час такту ссання, змінюється об'єм, який займає молоко (V_m) та, відповідно, величина приросту тиску (Δp) у молочній камері колектора (рис. 1):

$$V_m = Q_{mk} \cdot \tau_l, \quad (4)$$

де τ_l – постійної часу молоковидедення під час такту ссання, с.

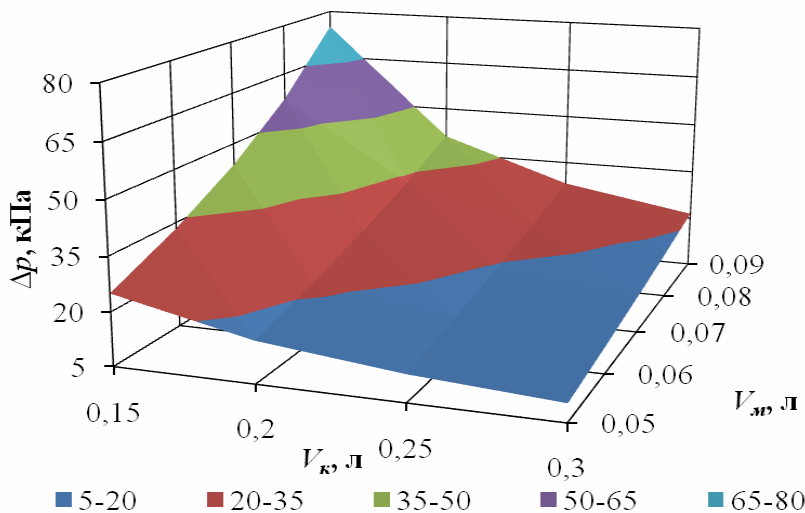


Рис. 1. Залежність приросту тиску (Δp) від конструкційного об'єму молокозбірної камери колектора (V_k) та рівня заповнення її молоком (V_m)

Зі збільшенням об'єму молочної камери колектора (рис. 1) спостерігається менший приріст тиску (Δp) незалежно від швидкості молоковіддачі при незмінній величині постійної часу молоковидедення під час такту ссання. Регулюючим впливом на рівень зміни тиску у молочній камері може бути прохідність вивідної системи, а саме, діаметр молочного патрубку колектора. В такому випадку будемо мати різну інтенсивність потоку молока (Q_{mm}).

Постійну часу молоковидедення та тривалість такту ссання розглянемо як параметр, який є складовою циклу доїння, тобто, виконується рівність:

$$\frac{V_m}{Q_{mk}} = t_{cc}, \quad (5)$$

де t_{cc} – тривалість такту ссання, с.

З урахуванням рівняння нерозривності потоку [7, 8], рівнянь (1), (4) та (5), отримаємо:

$$v_{mm} S_{mn} = \frac{V_m}{t_{cc}} - Q_m, \quad (6)$$

де S_{mn} – площа поперечного перерізу молочного патрубку колектора, м².

Виділимо швидкість потоку молока (v_{mm}) в перерізі молочного патрубку колектора при інтенсивності молоковідведення Q_{mm} (рис. 2):

$$v_{mm} = \frac{4(V_m - Q_m t_{cc})}{\pi d_{mn}^2 (1 - t_{cc})}, \quad (7)$$

де d_{mn} – діаметр молочного патрубку колектора, м.

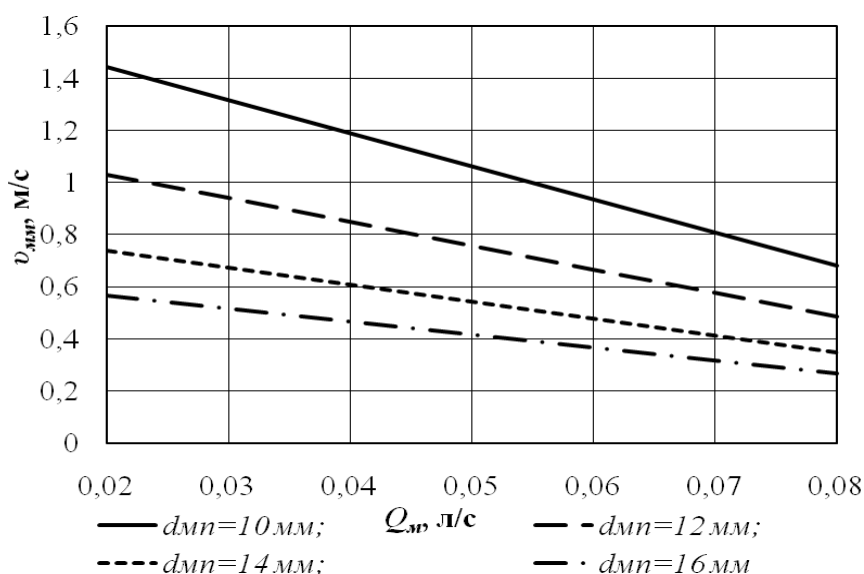


Рис. 2. Залежність швидкості потоку молока ($v_{mн}$) від інтенсивності молоковіддачі (Q_m) та діаметра молочного патрубку колектора ($d_{mн}$)

Без врахування втрат напору швидкісний коефіцієнт $\varphi=1$ [9], швидкість потоку молока (рис. 2) у перерізі молочного патрубку колектора зменшується зі збільшенням його внутрішнього діаметра ($d_{mн}$) та збільшенням інтенсивності молоковіддачі (Q_m) при постійній тривалості такту ссання (рис. 3).

Незалежно від інтенсивності молоковіддачі швидкість потоку молока в перерізі молочного патрубку колектора, зростає при збільшенні рівня молока у молокозбірній камері колектора

за умови незмінної тривалості такту ссання (рис. 3). Для колекторів з меншим конструкційним об'ємом молочної камери (V_k) зростає наповненість її молоком (V_m). У такому випадку, відповідно до графічних залежностей на рис. 1, збільшується тиск ($\Delta p+p_k$) повітря, що прискорює потік молока ($v_{mн}$) у перерізі молочного патрубку, незалежно від його діаметра.

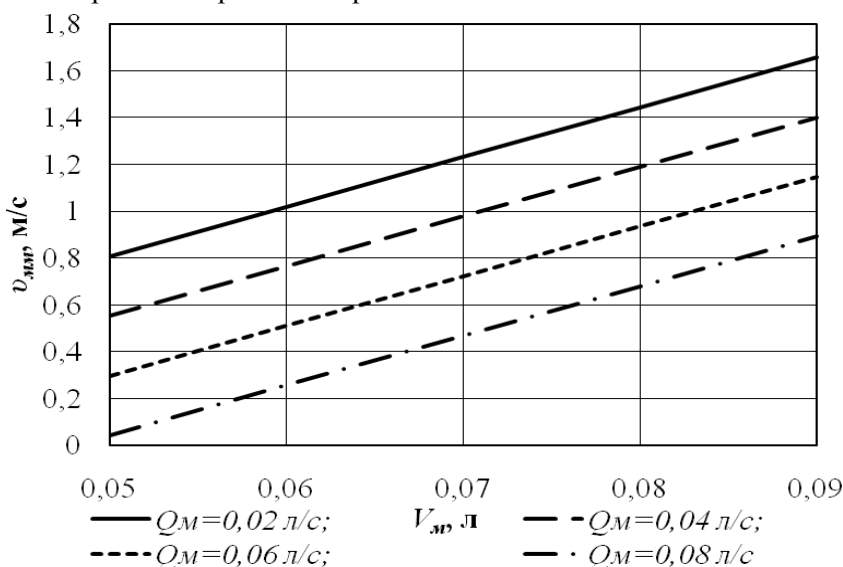


Рис. 3. Залежність швидкості потоку молока ($v_{mн}$) від рівня молока (V_m) у молокозбірній камері та інтенсивності молоковіддачі (Q_m) при діаметрі молочного патрубку колектора $d_{mн}=10$ мм

Для графічних залежностей на рис. 3 прийнято допущення $t_{cc}=const$, тому логічним є зменшення швидкості потоку молока (v_{mm}) в перерізі молочного патрубку колектора при збільшенні інтенсивності молоковіддачі (Q_m). Зрозумілим є висновок, що у період зростання молоковіддачі необхідно збільшити частоту пульсації за рахунок скорочення тривалості такту ссання, що є складовою закордонних доїльних апаратів з адаптованим режимом роботи. Це, в свою чергу, сприятиме зростанню швидкості потоку молока при заданих режимних умовах функціонування доїльного апарата.

Висновки та перспективи подальших досліджень

Конструкційно-технологічні параметри молочної камери та молочного патрубку колектора мають суттєвий вплив на забезпечення якісного технологічного процесу машинного доїння корів, незалежно від їх продуктивності. Доведено, що швидкість молоковидедення зростає при збільшенні рівня молока у молокозбірній камері колектора за рахунок збільшення приросту тиску повітря. Це покращує ефективність транспортування молока молочним шлангом до верхнього молокопроводу доїльної установки.

Тому, прийнятними можуть вважатися конструкційно-технологічні рішення колектора доїльного апарата, котрі поєднують раціональний об'єм молочної камери та діаметр молочного патрубку з інтенсивністю молоковіддачі.

References

1. Kartashov, L. P. (1982). *Mashinnoye doyeniyе korov* [Machine milking of cows]. Moscow: Kolos [in Russian].
2. Fenenko, A. I. (2008). *Mekhanizatsiya doyinnya koriv. Teoriya i praktyka* [Mechanization of milking cows. Theory and practice]. Kyiv: NNTs «IAE» [in Ukrainian].
3. Paliy, A. P. (2016). *Vplyv molokoprovodnykh system doilnykh ustanovok na spozhyvchi pokaznyky moloka*. [Influence milking system of milking plants on consumer indicators of milk]. *Tvarynnytstvo Ukrainy*, 9, 20–22 [in Ukrainian].
4. Smolyar, V. (2014). *Riven zakhvoryuvanosti koriv na mastyt za vykorystannya riznykh typiv doilnykh ustanovok* [The level of garget occurrence in cows when applying different types of milking

machines]. *Tekhnika i tekhnolohii APK*, 1, 17–20 [in Ukrainian].

5. Fenenko, A. I. (2007). *Tekhniko-tekhnolohichni aspekty udoskonalennia biotekhnichnoi lanky «mashyna-tvaryna» protsesu vyrobnytstva moloka*. [Technical and technological aspects of the improvement of the biotechnical link «a machine-animal» of the milk production process]. *Mekhanizatsiia i elektryfikatsiya silskoho hospodarstva*, 91, 65–77 [in Ukrainian].

6. Medvedskiy, O. V. (2014). *Vstanovlennya tekhniko-tekhnolohichnykh parametriv vakuumnoyi systemy mobilnoyi doylnoyi ustanovky* [Establishment of technical and technological parameters vacuum system for mobile milking machines]. *Suchasni problemy zbalansovanoho pryrodokorystuvannya : materialy IX nauk.-prakt. konf.*, 27–28 lystop. 2014 r. (pp. 165-168). Kamianets-Podilskyi: PDATU [in Ukrainian].

7. Loytsyanskiy, L. G. (2003). *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas]. Moscow: Drofa [in Russian].

8. Frolov, E. S. & Minaychev, V. E. [Eds.] (1992). *Vakuumnaya tekhnika: spravochnik* [Vacuum machinery reference book]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

9. Idelchik, I. E. (1992). *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Reference book on hydrolic resistances]. Moscow: Mashinostroyeniye [in Russian].

THE INFLUENCE OF THE PARAMETERS OF MILK CHAMBER OF THE COLLECTOR ON OPERATING MODES OF THE MILKING MACHINE

O. Medvedskiy, O. Achkevych, V. Achkevych

e-mail: aleksmedvedsky@gmail.com,

achkevych@gmail.com, achkevychv@gmail.com

*Zhytomyr National Agroecological University
Staryi Blvd., 7, Zhytomyr, Ukraine, 10008

**National University of Life

and environmental sciences of Ukraine

Heroev Oborony str., 15, Kyiv, Ukraine, 03040

Structural solutions of the serial collectors of milking machines do not fully take into account the peculiarities of milk transportation to the upper milk pipe of milking machine. The assessment shows that the issue of matching the intensity of milk yield with the functioning modes of the milking machine remains unclear. Scientists note that the milk transportation mode affects the quality of milk. Thus, uncontrolled variables over time of milk velocity in a

flexible line of milk cause dispersion of fat globules and foaming of milk, which worsens its technological properties. The influence of the structural and technological parameters of the milk chamber and the milk tubulure of the milking machine's collector on improving the efficiency of the technological process of machine milking of cows is established. The fullness of the milk chamber of the collector influences the intensity of the milk output to the line of milk of the milking unit. A certain level of milk in the milk chamber of the collector provides a sufficient pressure gradient for effective milk elimination. The increased volume of the milk chamber of the collector does not provide the indicated conditions, therefore it is acceptable for intensive milking. At the same time, the higher intensity of milk yield is associated with a lower flow rate of milk in the milk tube. Reduction of the structural volume of the milk chamber of the collector leads to an increase in the magnitude of the increase in air pressure, which accelerates the flow of milk in the section of milk tubulure, regardless of its diameter. It is established that the flow rate of milk in the section of the milk pipe decreases with increasing diameter. The obtained mathematical model, which relates the intensity of milk yield to the technological parameters of the developed collector, depending on the milking regime. Rational relations between the structural volume of the milk chamber of the milking machine's collector and the diameter of the milk flexible pipe are established.

Keywords: machine milking, milk quality, intensity of milk yield, milk chamber of collector, milk tubulure of collector

УСТАНОВЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МОЛОЧНОЙ КАМЕРЫ КОЛЛЕКТОРА НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДОИЛЬНОГО АППАРАТА

А. В. Медведский^{*}, О. Н. Ачкевич^{**},
В. И. Ачкевич²

e-mail: aleksmedvedsky@gmail.com,
achkevych@gmail.com, achkevychv@gmail.com

^{*}Житомирский национальный
агроэкологический университет
бульвар Старый, 7, г. Житомир, 10008, Украина

^{**}Национальный университет биоресурсов и
природопользования Украины
ул. Героев Оборона, 15, г. Киев, 03040, Украина
Конструкционные решения серийных
коллекторов доильных аппаратов недостаточно

полно учитывают особенности транспортировки молока к верхнему молокопроводу доильной установки. Проведенная оценка указывает, что не раскрытым остается вопрос согласования интенсивности молокоотдачи с режимами функционирования доильного аппарата. Учеными отмечается, что режим транспортировки влияет на качественные показатели молока. Так, неконтролируемые переменные во времени скорости потока в гибком молокопроводе вызывают диспергирования жировых шариков и вспенивания молока, что ухудшает его технологические свойства. Установлено влияние конструкционно-технологических параметров молочной камеры и молочного патрубка коллектора доильного аппарата на повышение эффективности технологического процесса машинного доения коров. Наполненность молочной камеры коллектора влияет на интенсивность вывода молока в молокопровод доильной установки. Определенный уровень молока в молочной камере коллектора обеспечивает достаточный градиент давления для эффективного выведения молока. Увеличенный объем молочной камеры коллектора не обеспечивает указанных условий, поэтому приемлемый для интенсивного доения. При этом, высшей интенсивности молокоотдачи присуща меньшая скорость потока молока в молочном патрубке. Уменьшение конструкционного объема молочной камеры коллектора приводит к росту величины прироста давления воздуха, что ускоряет поток молока в сечении молочного патрубка, независимо от его диаметра. Установлено, что скорость потока молока в сечении молочного патрубка уменьшается с увеличением его диаметра. Получена математическая модель, которая связывает интенсивность молокоотдачи с технологическими параметрами разработанного коллектора, в зависимости от режимов доения. Установлено рациональные соотношения между конструкционным объемом молочной камеры коллектора доильного аппарата и диаметром молочного патрубка.

Ключевые слова: машинное доение, качество молока, интенсивность молокоотдачи, молокозборная камера, молочный патрубок

УДК 631.363.2

УТОЧНЕННЯ ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ЗАТЯГУВАННЯ РОСЛИННИХ МАТЕРІАЛІВ У МІЖВАЛЬЦЕВИЙ ПРОСТІР

Г. А. Голуб*, С. М. Кухарець**

e-mail: saveliy_76@ukr.net

*Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

**Житомирський національний агроєкологічний університет
Старий бульвар, 7, м. Житомир, 10008, Україна

Одним із важливих елементів як технологічного процесу приготування кормів, так і функціонування машин, є механічний обробіток кормів. Тому формалізація процесів механічного обробітку сільськогосподарських матеріалів є важливим фактором як при експлуатації існуючих машин, так і при проектуванні нових.

Мета: важливим елементом технологічного процесу підготовки кормів та функціонування машин є механічний обробіток кормів. Пояснення процесів механічного обробітку сільськогосподарських матеріалів є важливим чинником роботи існуючих машин та передумовою для розробки нових.

Методи: для дослідницьких цілей використані методи енергетичного аналізу взаємодії робочих органів із рослинним матеріалом.

Обговорення: розглянуто, проаналізовано та обґрунтовано фізичну модель процесу затягування рослинних матеріалів. Встановлено, що матеріал у міжвальцевий простір затягується за рахунок сили, що виникає від дії крутного моменту на вальцях, який передається від приводу вальців. Наведено методіку встановлення кута затискування при різанні матеріалів сільськогосподарського походження та кута затягування в міжвалковий простір валкового живильника. Цікавим буде використання ножа та протирізальної пластини, виконаних у формі евольвента. Так як евольвента є такою кривою для форми ножа та протирізальної пластини, коли сума сил тиску ножа та протирізальної пластини не створює відштовхувальної сили. Ножі такої форми реалізовані фірмою Kroppe, що виготовляє прес-підбирачі великогабаритних тюків Big Pack.

Уточнена фізична модель процесу затягування рослинних матеріалів у міжвальцевий простір має виняткове значення для підвищення рівня універсальності і дозволяє формувати усвідомлення єдності природних явищ при розрахунку і проектуванні робочих органів машин і обладнання в агроінженерному середовищі.

Ключові слова: модель, сила тертя, крутний момент, зусилля, різання, валки, ніж, матеріал, евольвента

Постановка проблеми

Розробка фізичних і математичних моделей робочих органів машин і обладнання аграрного виробництва має визначальне значення для їх подальшої розробки, виготовлення і випробування.

Не менш важливе значення має використання адекватних фізичних і математичних моделей у навчальному процесі при підготовці інженерів аграрного профілю.

Фізичні і математичні моделі робочих органів повинні мати максимальний рівень універсальності (наприклад, якщо це стосується опису роботи обертового барабана вальців, то отримана модель повинна описувати також роботу приводного колеса).

Таким чином, підвищення рівня універсальності фізичних і математичних моделей є науковою проблемою в галузі аграрної інженерії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

В сучасній науковій літературі стверджується, що при дії ножа на перероблюваний матеріал із деяким зусиллям виникає реакція матеріалу. При розкладанні цієї реакції одержують дотичну і нормальну сили, перша з них намагається вивести матеріал з-під ножа, а друга спричиняє виникнення тертя між матеріалом та лезом і цим протидіє виводу [2] та, відповідно, розглядаються умови, за яких буде забезпечено защемлення матеріалу між ножем і протирізальною пластиною [3]. Для забезпечення надійності защемлення стебел між ножами і протирізальною пластиною ножі виготовляють криволінійної форми з постійним кутом защемлення, який не змінюється при проходженні всього леза через матеріал [3], проте такі форми ножів не було досліджено на наявність відштовхувальної сили. Для вальців живильника указано постійний кут защемлення [3].

Найбільшого поширення для опису роботи вальців, які зтягують рослинний матеріал у міжвальцевий простір, набула фізична модель у якій зтягуюче зусилля обумовлено силою тертя вальців і рослинного матеріалу [2–4].

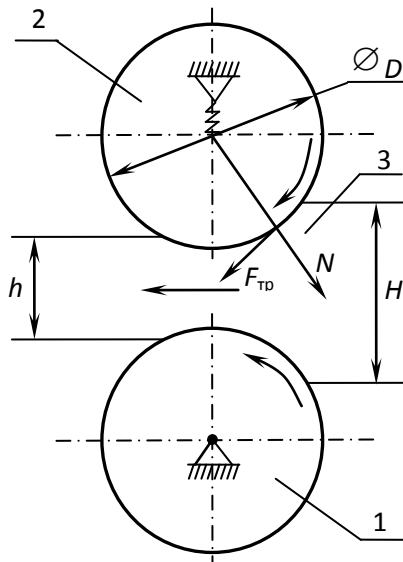


Рис. 1. Силова схема взаємодії вальців і рослинного матеріалу:

1 – стаціонарний валець; 2 – підпружинений валець; 3 – рослинний матеріал

Один із прикладів такого опису фізичної моделі приведений на рис. 1. Її робота описується наступним чином. Під дією підпружиненого одного або двох вальців на матеріал здійснюється тиск за рахунок дії нормальної сили N , яка перпендикулярна поверхні вальців. Під час обертання вальців виникає сила тертя F_m , яка і зтягує рослинний матеріал у міжвальцевий простір і є пропорційною нормальної сили з коефіцієнтом пропорційності f , який є коефіцієнтом тертя рослинного матеріалу по матеріалу вальців.

Найбільшим недоліком такого опису фізичної моделі зтягування рослинного матеріалу у міжвальцевий простір є те, що сила тертя завжди направлена проти напрямку руху. Однак, математичні і фізичні моделі, які б це враховували, нами в доступних наукових виданнях не виявлені, а тому постає питання створення фізичної моделі, яка б враховувала той

факт, що сила тертя має бути направлена проти напрямку руху рослинного матеріалу і вальців.

Методи досліджень

Для проведення досліджень використано методи силового аналізу взаємодії робочих органів із рослинним матеріалом [1, 5].

Результати досліджень

Для створення фізичної моделі зтягування рослинних матеріалів у міжвальцевий простір доцільно розглянути схему їх взаємодії, представлену на рис. 2.

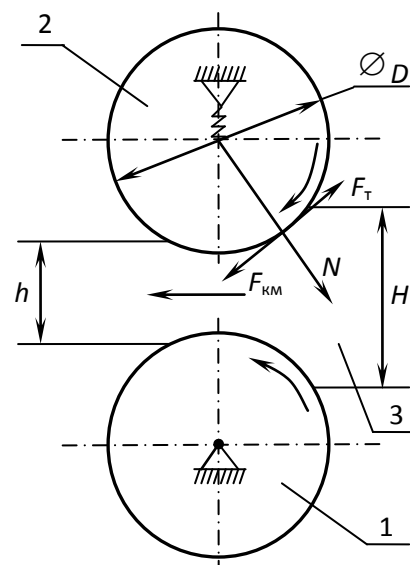


Рис. 2. Силова схема взаємодії вальців і рослинного матеріалу, яка пропонується авторами:

1 – стаціонарний валець; 2 – підпружинений валець; 3 – рослинний матеріал

На нашу думку, фізична модель даної взаємодії виглядає наступним чином. Під дією підпружиненого одного або двох вальців на матеріал здійснюється тиск за рахунок дії нормальної сили N . Під час обертання вальців виникає сила тертя F_m , яка направлена проти руху вальців та матеріалу. Крім того, привідний двигун передає на вальці крутний момент, який на радіусі барабана створює силу від приводного крутного моменту $F_{\text{км}}$, що дорівнює силі тертя в кожній точці контакту барабана із рослинним матеріалом. Оскільки сила тертя і відповідна сила від приводного крутного моменту змінюється від мінімального значення в найвищій точці контакту матеріалу з барабаном

до максимального в точці мінімального значення величини міжбарабанного простору, їх кількісну оцінку необхідно здійснювати інтегрально по дузі контакту вальців із матеріалом.

Розрахункова схема взаємодії вальців і рослинного матеріалу, яка пропонується авторами, приведена на рис. 3.

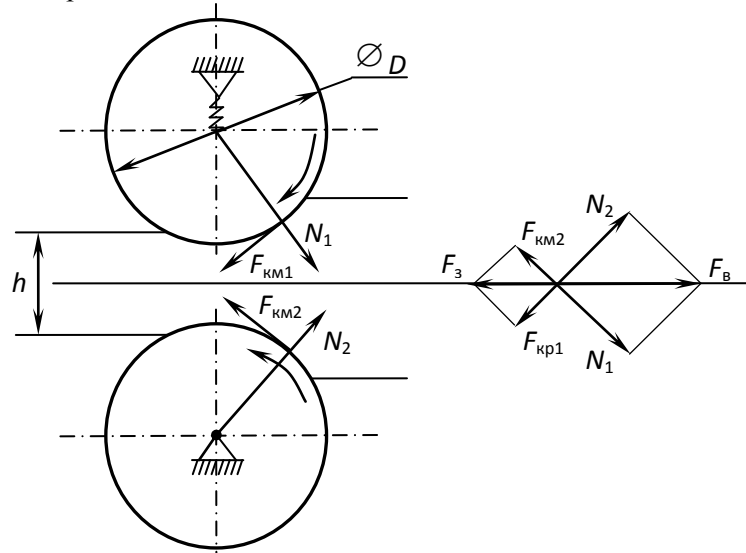


Рис. 3. Розрахункова схема взаємодії вальців і рослинного матеріалу, яка пропонується авторами

Виходячи із представленого аналізу, умову затягування матеріалу в міжвальцевий простір необхідно здійснювати згідно з наступним виразом:

$$F_3 \geq F_6 \quad (1)$$

де F_3 – геометрична сума сил, від приводного крутного моменту, Н;

F_6 – геометрична сума нормальних сил, Н.

Оскільки величина сил створює привідний крутний момент чисельно дорівнює величині сил тертя, подальший математичний опис умови затягування і розрахунку діаметра вальців формально не відрізняється від існуючих аналогів.

Одночасна дія двох лез на матеріал (рис. 4) спричиняє виникнення двох нормальних сил, які направлені перпендикулярно лезу.

Рівнодіюча цих двох сил спричиняє витискування матеріалу із під лез. Сили тертя, які діють вздовж лез, протидіють витискуванню матеріалу. Матеріал затискається між лезами в момент, коли рівнодіюча нормальних сил дорівнює рівнодіючій сил тертя. Ця умова запишеться наступним чином:

$$2fN \cos(a/2) \geq 2N \sin(a/2). \quad (2)$$

Аналогічна картина буде також і коли одне лезо рухається відносно іншого (рис. 2). Після скорочень отримуємо:

$$f \cos(a/2) \geq \sin(a/2); \quad (3)$$

$$tg \varphi \geq tg(a/2).$$

Із рівняння отримуємо граничне значення кута затискування матеріалу:

$$\varphi \geq a/2.$$

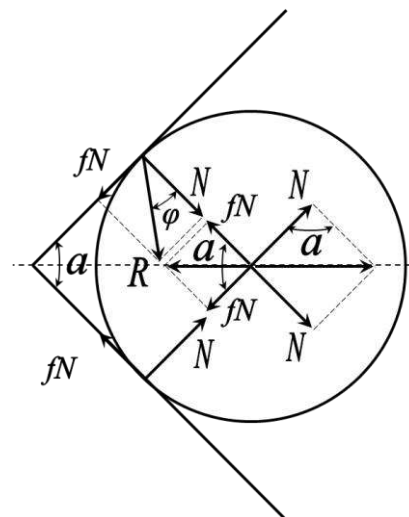


Рис. 4. Схема одночасної дії двох лез на матеріал при різанні:

N – нормальна сила, Н; R – ріжуча сила, Н; f – коефіцієнт тертя матеріалу поверхню леза; a – кут затискування матеріалу

Одночасна дія двох вальців на матеріал спричиняє виникнення двох нормальних сил, які направлені перпендикулярно поверхні вальців (рис. 5).

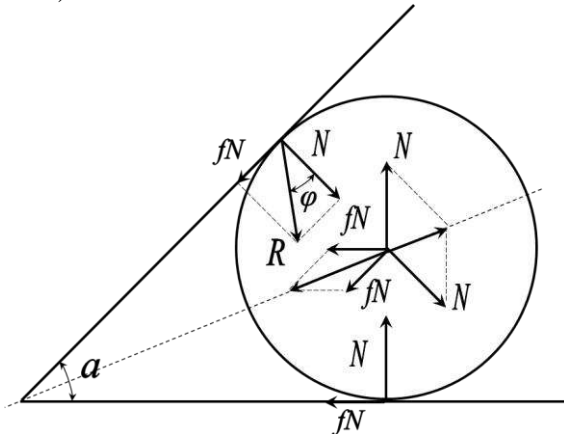


Рис. 5. Схема дії лез на матеріал при русі одного леза відносно іншого:

N – нормальна сила, H ; R – ріжуча сила, H ; f – коефіцієнт тертя матеріалу поверхнею леза; α – кут затискання матеріалу

Рівнодіюча цих двох сил спричиняє витискування матеріалу із-під вальців. Сили тертя, які діють по дотичній до вальців протидіють витискуванню матеріалу.

Із огляду на попередні міркування, цікавим буде використання ножа та протиризальної

пластини виконаних у формі евольвенти (рис. 6). Так як евольвента є такою кривою для форми ножа та протиризальної пластини, коли сума сил тиску ножа та протиризальної пластини не створює відштовхувальної сили.

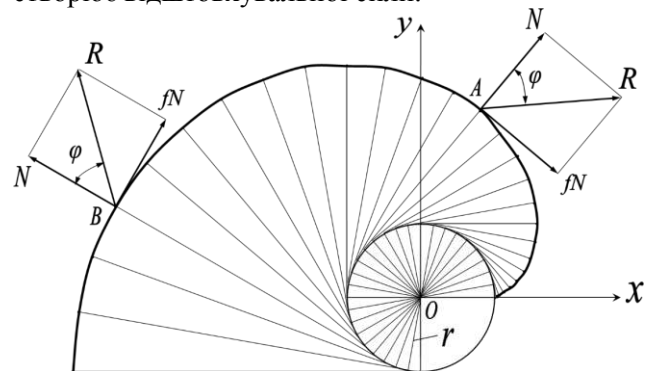


Рис. 6. Схема поверхні ножа у формі евольвенти:

N – нормальна сила, H ; R – ріжуча сила, H ; f – коефіцієнт тертя матеріалу поверхнею леза; α – кут затискання матеріалу

Ножи такої форми реалізовані фірмою Krone (рис. 7), що виготовляє прес-підбирачі великогабаритних тюків Big Pack [5] з розмірами пресувальної камери (ширина та висота) 0,80x0,90; 1,20x0,70; 1,20x0,90 та 1,20x1,30 м.

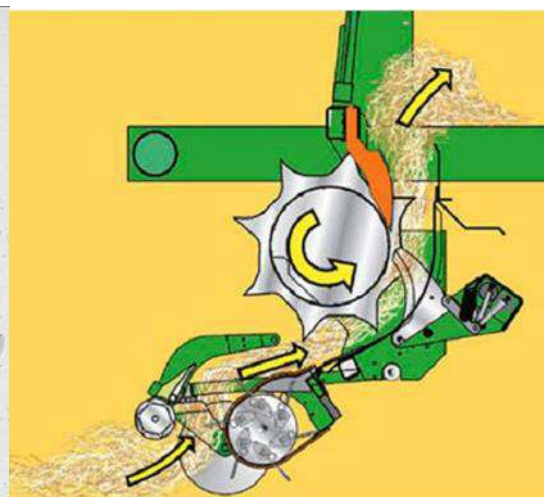
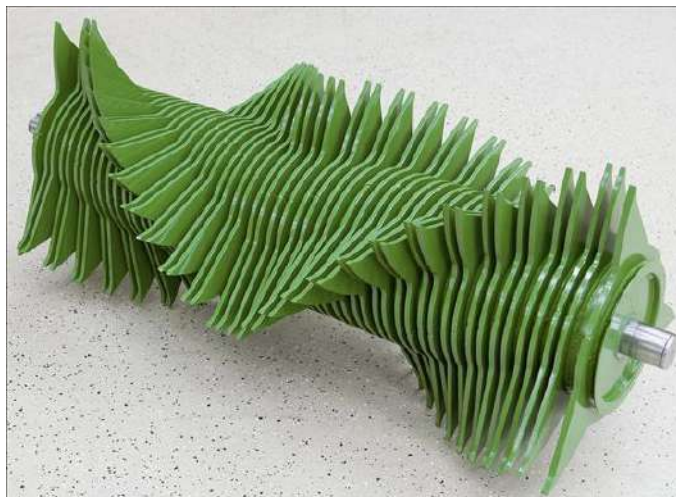


Рис. 7. Приклад реалізації евольвентного ножа та протиризальної пластини

За бажанням споживача прес-підбирач комплектується подрібнювальним пристроєм X-Cut, який може бути оснащений 16-а та 26-а ножами, що забезпечить довжину різання 44 мм. Живильний ротор має діаметр 55 см, робочу довжину захвату 80 см і 120 см та V-подібне

розташування зубів у три ряди, сприяє рівномірному розподілу потоку кормової маси по усій ширині каналу. Різальний пристрій X-Cut складається з двох ножових касет з 8-а або 13-а ножами різання в кожній касеті.

Висновки

Встановлено, що матеріал у міжвальцевий простір затягується за рахунок сили, що виникає від дії крутного моменту на вальцях, який передається від приводу вальців.

Проведенні уточнення щодо встановлення кута затискання при різанні матеріалів сільськогосподарського походження та кута затягування в міжвалковий простір двовалкового живильника дозволить формалізувати та спростити методики розрахунку основних конструкційно-технологічних параметрів живильників та подрібнювачів.

Уточнена фізична модель процесу затягування рослинних матеріалів у міжвальцевий простір має виняткове значення для підвищення рівня універсальності і дозволяє формувати усвідомлення єдності природних явищ при розрахунку і проектуванні робочих органів машин і обладнання в агроінженерному середовищі.

References

1. Golub, H. A. (2016). Upravlinnya tekhnolohichnymy protsesamy u tvarynnystvii [Management of technological processes in livestock breeding]. Kyiv: NUBiP Ukrainy [in Ukrainian].
2. Revenko, I. I. & Csherbak, V. M. (2004). Mekhanizatsiya tvarynnystvii [Mechanization of livestock]. Kyiv: Vyshcha osvita [in Ukrainian].
3. Revenko, I. I. (2012). Mashyny ta obladnannya dlya tvarynnystvii [Machines and equipment for livestock breeding]. Kyiv: Kondor [in Ukrainian].
4. Naumenko, O. A., Boyko, I. H., & Nanka, O. V. (2006). Mashyny ta obladnannya dlya tvarynnystvii [Machines and equipment for livestock breeding]. Kharkiv: KHNTUS [in Ukrainian].
5. Golub, G. A. & Kukharets, S. M. (2016). Formalizatsiya kutiv zatyskannya ta zatyahuvannya pry mekhanichnomu obrobitku silskohospodarskykh materialiv [Formalization of the angles of clamping and tightening during mechanical cultivation of agricultural materials]. *Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Ser. Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychkyh*, 10/1 (29), 96–98 [in Ukrainian].

CLARIFICATION OF THE PHYSICAL MODEL OF THE PROCESS OF DELAYING PLANT MATERIALS

G. Golub*, S. Kukharets**

*National University of Life and environmental sciences of Ukraine

Heroyiv Oborony Str., 15, Kyiv, 03041, Ukraine

**Zhytomyr National Agroecological University
Старый бульвар, 7, г. Житомир, 10002, Украина

The mechanical action of feed is an important part of the process feeding. Justification action processes of agricultural materials is an important factor to the operation of the existing machines and designing new ones.

Purpose: An important element of the technological process of feed preparation and the functioning of machines is the mechanical feeding of feed. Clarification of the processes of mechanical cultivation of agricultural materials is an important factor in the operation of existing machines and in the design of new ones.

Methods: For research purposes, methods of power analysis of the interaction of working organs with plant material have been used.

Discussion: The physical model of the process of tightening of plant materials is considered, analyzed and refined. It is established that the material is tightened due to the force arising from the action of torque on the rollers, which is transmitted from the drive rollers. The method of determining the angle clamping at cutting agricultural materials and angle tightening in the workspace roll feeder. It will be interesting to use a knife and a cutting blade made in the form of an involute. So, as the involute for the shape of the knife and the cutting insert allows to achieve the effect when the sum of the pressure forces of the knife and the opposing plate does not create a repulsive force. The knives of this form are sold by Krone, a large packer of Big Pack bale presses.

The refined physical model of the process of delaying plant materials allows to form awareness of the unity of natural phenomena when calculating and designing working bodies of machines and equipment in the engineering environment.

Keywords: model, friction, torque, force, cutting, felling, knife, material, evolvent.

**УТОЧНЕНИЕ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
ПРОЦЕССА ЗАТЯГИВАНИЯ
РАСТИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ
В МЕЖВАЛЬЦЕВОЕ ПРОСТРАНСТВО**

Г. А. Голуб^{*}, С. Н. Кухарец^{}**

^{*}Национальный университет биоресурсов
и природопользования Украины
ул. Героев Оборона, 15, Киев, 03041, Украина

^{**}Житомирський національний
агроэкологический университет
Sary Boulevard, 7, Zhytomyr, 10002, Ukraine

Одним из важных элементов как технологического процесса приготовления кормов, так и функционирования машин является механическая обработка кормов. Поэтому, формализация процессов механической обработки сельскохозяйственных материалов является важным фактором как при эксплуатации существующих машин, так и при проектировании новых.

Цель: важным элементом технологического процесса подготовки кормов и функционирования машин является механическая обработка кормов. Объяснения процессов механической обработки сельскохозяйственных материалов является важным фактором работы существующих машин и предпосылкой для разработки новых.

Методы: для исследовательских целей использованы методы энергетического анализа взаимодействия рабочих органов с растительным материалом.

Обсуждение: рассмотрена, проанализирована и обоснована физическая модель процесса затягивания растительных

материалов. Установлено, что материал в межвальцевое пространство затягивается за счет силы, возникающей от действия крутящего момента на вальцах, который передается от привода вальцов. Приведена методика установления угла защемления при резке материалов сельскохозяйственного происхождения и угла затягивания в рабочее пространство валкового питателя. Интересным будет использование ножа и противорежущей пластины выполненных в форме эвольвенты. Так как эвольвента для формы ножа и противорежущей пластины позволяет достичь эффекта, когда сумма сил давления ножа и противорежущей пластины не создает отталкивающей силы. Ножи такой формы реализованы фирмой Кроне, что производит пресс-подборщики крупногабаритных тюков Big Pack

Уточненная физическая модель процесса затягивания растительных материалов в межвальцевое пространство имеет исключительное значение для повышения уровня универсальности и позволяет формировать осознание единства природных явлений при расчете и проектировании рабочих органов машин и оборудования в агроинженерной среде.

Ключевые слова: модель, сила трения, крутящий момент, усилие, резание, валки, нож, материал, эвольвента

УДК 602.44: 628.3

КОНВЕРСІЯ КОМПОНЕНТІВ КОРМУ ПРИ ВИРОЩУВАННІ РИБНИЦЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ В УСТАНОВКАХ ІЗ ЗАМКНУТИМ ВОДОПОСТАЧАННЯМ

С. В. Кононцев*, Л. А. Саблій**, М. С. Коренчук***

e-mail: akula13@ukr.net, larisasabliy@ukr.net; nikoleagle0@gmail.com

*Національний університет водного господарства та природокористування

вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33018, Україна

**Національний технічний університет України

***«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна

Якість рибницької продукції, вирощеної в установках із замкнутим водопостачанням (УЗВ), формується під впливом показників води та якості використаних кормів. Пошуки більш ефективних технологій водоочищення у даній галузі пов'язані з необхідністю зниження поточних витрат на вирощування рибницької продукції та підвищення рівня її якості. Метою даної роботи є розробка схеми водоочищення із залученням груп кормових організмів, здатних використовувати характерні забруднення УЗВ як поживний субстрат. Такий підхід до процесів відновлення кондиції води відповідає принципам концепції інтегрованої мультитрофічної аквакультури (ІМТА). У роботі проведено аналіз ефективності залучення очисних організмів, що мають кормову цінність для риб, до процесів видалення та трансформації забруднень оборотної води УЗВ. Підбір гідробіонтів для сумісного культивування з рибами здійснено відповідно до аналізу процесів самоочищення природних водойм, особливостей біохімії та метаболізму окремих гідробіонтів. Досліджено потенційне навантаження на рециркуляційну систему за сполуками нітрогену та фосфору внаслідок внесення кормів у басейни. Обґрунтовано доцільність культивування в ролі очисних агентів представників водних рослин, червоногих молюсків, олігохет та вищих ракоподібних в очисних спорудах за розробленою технологією водоочищення. На основі експериментальних досліджень та аналітичних розрахунків визначено, що асимільований рясковими амонійний нітроген оборотної води УЗВ трансформується у біомасу рослин та забезпечує їх пропорційний приріст. Таким чином, основна частина розчинених метаболітів риб з форми забруднень переходить у доступні рибам білкові сполуки. В контурі біологічного очищення оборотної води розробленої біотехнології у біомасу кормових організмів може бути трансформовано до 50% нерозчинених відходів. При цьому, приріст біомаси молюсків може скласти 20–45% від загальної кількості нерозчинених органічних забруднень, що затримуються в аеробному біореакторі з інертним носієм. Виведені із замкнутого контуру водопостачання грубодисперсні забруднення можуть бути використані в якості поживного субстрату для водних олігохет. Такі процеси доцільно реалізувати у відкритих спорудах для стабілізації відходів.

Ключові слова: продукція аквакультури, УЗВ, очищення води, кормові організми.

Постановка проблеми

Забруднення більшості водних об'єктів планети та надмірний вилов призвели до падіння біопродуктивності водойм, окрім того, збільшення обсягів аквакультури природних водойм обмежене їх фізичними можливостями. Забезпечення зростаючої потреби людства у продукції аквакультури можливе лише за рахунок нарощування об'ємів виробництва інтенсивними методами у рециркуляційних системах [1, 2]. Установки із замкнутим водопостачанням (УЗВ) характеризуються найвищим рівнем автоматизації основних виробничих процесів та контролю за фізико-хімічними параметрами води. Мінімальна залежність таких господарств від джерел

водопостачання, високий рівень виходу продукції з одиниці виробничих площ відповідають найвищим критеріям щодо організації виробництва у рибництві та здатні задовольнити зростаючий попит на продукцію аквакультури. Окрім того, питомі обсяги спожитої води та утворених у процесі вирощування риб відходів на декілька порядків нижчі за аналогічні показники екстенсивних рибницьких господарств на базі природних та штучних водойм. Однією з головних проблем при вирощуванні рибницької продукції у системах із оборотним водопостачанням, є відновлення якості забрудненої води для можливості її повторного використання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Основними чинниками, що впливають на якість рибиної продукції, вирощеної в умовах УЗВ, є фізико-хімічні параметри води басейнів та склад кормів. Відповідно, низька ефективність очищення оборотної води УЗВ може призвести до суттєвого зниження якості продукції, адже для риб, як і для інших живих істот на Землі, власні продукти метаболізму є токсичними. Очевидно, що витрати, пов'язані з відновленням якості оборотної води, відобразяться на собівартості продукції УЗВ. У багатьох дослідженнях наголошено на пріоритетних завданнях у розробці та впровадженні ефективних технологій водоочищення [3–5], оскільки альтернативні варіанти вирішення даної проблеми шляхом розбавлення забрудненої води підживлювальною та зниження коефіцієнту рециркуляції не відповідають сучасним екологічним підходам, супроводжуються зростанням витрат на перекачування та терморегуляцію.

Традиційна технологія нітри-денітрифікації, застосування якої в УЗВ супроводжується низкою характерних проблем, давно стала предметом критики провідних спеціалістів у даній галузі [4, 6–8]. Сучасна концепція інтегрованої мультитрофічної аквакультури (ІМТА) являє собою один з найпрогресивніших екологічних підходів до утилізації відходів виробництва продукції аквакультури [9–11]. Вона передбачає залучення гідробіонтів, які мають харчову цінність, до процесів трансформації утворених у процесі вирощування риб забруднень. Таким чином, досягається не тільки зниження навантаження на природну екосистему, а й своєрідна конверсія цінних компонентів корму, незасвоєних рибами.

Мета, завдання та методика досліджень

Метою даної роботи є аналіз ефективності залучення до процесів трансформації забруднень оборотної води УЗВ окремих видів гідробіонтів, що можуть культивуватись у спорудах та мають кормову цінність для риб, а також обґрунтування доцільності реалізації концепції ІМТА в умовах УЗВ.

Дослідження проводились на найбільш популярних об'єктах тепловодних УЗВ – кларієвому сомі (*Clarias gariepinus*, Burchell 1820) та тиліпії (*Oreochromis aureus*). Для годівлі

використовували спеціалізовані комбікорми торгівельної марки «Aller Aqua» вітчизняного виробника. Визначення потенційного навантаження на споруди біологічного очищення здійснено аналітичним методом та підтверджено результатами експериментальних досліджень. Перспективні гідробіонти для культивування в блоці очисних споруд в ролі кормових організмів були підібрані на основі аналізу ролі окремих груп у процесах самоочищення водойм та можливості ефективного згодовування їх біомаси риbam [12]. Кормовий потенціал досліджуваних гідробіонтів визначали на основі даних щодо вмісту за нітрогеном та доступності для риб в якості корму.

Для характеристики процесів, які відбуваються у процесі біологічної очистки води та перетворенні відходів у цінну біомасу кормових організмів, було виконано наступні завдання: проаналізовано біохімічний склад органічної речовини стічних (оборотних) вод УЗВ за даними наукових джерел; досліджено можливості її споживання кормовими організмами, які визначаються еколого-морфологічними особливостями, зокрема будовою шлунково-кишкового тракту; узагальнено фізіолого-біохімічні процеси в організмі очисних агентів, які пов'язані з очисткою води і утворенням біомаси.

Результати досліджень

Відповідно до фазово-дисперсного стану нерозчинених забруднень оборотної води УЗВ, нами було розроблено технологію багатостадійного біологічного очищення, яка забезпечує поетапну трансформацію домішок у біомасу кормових організмів. Схема біологічного очищення включає фітореактор з рясковими для видалення основних розчинених забруднень (амонійного нітрогену та фосфатів), аеробні біореактори з інертним носієм, пристосовані до культивування представників водної фауни.

Процеси біологічного очищення оборотної води, що відбуваються у біореакторах, забезпечуються метаболічною активністю очисних агентів, які включені до схеми багатостадійного очищення. Відмінності у рівні організації та харчових потребах перспективних у ролі очисних агентів гідробіонтів зумовлюють доцільність розділення процесів очищення в окремих біореакторах. Також доцільність розділення окремих процесів пов'язана з тим,

що, поряд з видаленням продуктів метаболізму риб, у воду надходять і метаболіти очисних агентів, зокрема – амонійний нітроген, що також мають бути видалені з оборотної води. Водночас, з метою підвищення ефективності використання наявних площ, у разі відсутності конкурентних відносин між культивованими групами очисних агентів, окремі етапи очищення оборотної води можуть бути об'єднані. При залученні до процесів очищення оборотної води найбільш перспективних груп очисних агентів необхідно враховувати їх вимоги до умов культивування (табл.1). Відповідні конструктивні особливості будуть відрізняти між

собою біоценоз очисних споруд та основні процеси, що відбуватимуться у них.

Завдяки прямій асиміляції рясковими амонійного нітрогену, він може без проміжних перетворень бути трансформованим безпосередньо у біомасу рослин. Таким чином, найбільш токсичні для риб продукти метаболізму трансформують у доступну та поживну білкову біомасу. На нашу думку, такий варіант виглядає найбільш раціональним способом видалення з води даного забруднення, адже альтернативні технології вирощування продукції аквапоніки не завжди виявляються ефективними в умовах УЗВ.

Таблиця 1. Умови культивування основних груп очисних агентів

Очисний агент	Споруда	Вид інертного носія	Внесок у процеси очищення	Продукти метаболізму
Рослини	фітореактор гідропонна система	не потрібен	видалення розчинених метаболітів риб	кисень
Червоногі молюски	аеробний біореактор	волокнистий носій «вія» / пластикові полиці	мініралізація твердих забруднень	екскременти; амонійний нітроген; вуглекислота
Водні олігохети	затоплений біофільтр	керамзит	мініралізація органічної речовини	
Вищі ракоподібні	аеробний біореактор	волокнистий носій «вія»		

Навантаження за амонійним нітрогеном складається з рідких продуктів метаболізму риб та амонійного нітрогену, що виділяється у процесі мініралізації органічних сполук мікробіотою:

$$Load_{NH_4} = Load_{fish} + Load_{sol} + Load_{gas}, \quad (1)$$

де $Load_{NH_4}$ – навантаження на очисні споруди за амонійним нітрогеном, г/доб;

$Load_{fish}$ – виділений рибами нітроген у формі аміаку/амоній-йону, г/доб;

$Load_{sol}$ – кількість амонійного нітрогену, що утворився внаслідок розкладу розчинених органічних сполук (амоніфікації) у біореакторах, г/доб;

$Load_{gas}$ – кількість амонійного нітрогену, що утворився внаслідок метаболізму червоногих молюсків, г/доб.

Відповідно до проведених аналітичних розрахунків, прогнозоване навантаження за амонійним нітрогеном буде визначатися за формулою:

$$Load_{NH_4} = 0,04 \cdot F, \quad (2)$$

де F – кількість внесеного корму (з середнім вмістом білків 45%), кг/доб.

Кількість амонійного нітрогену, що надійшла у рибицький контур, видаляється у процесі асиміляції рослинами. Відповідно до усереднених даних щодо хімічного складу ряскових, вміст нітрогену у сирій масі становить 4,8–6 г/кг. Таким чином, з кожного кілограму внесеного у басейни корму можна очікувати приріст біомаси ряскових на рівні 5,2–6,5 кг. Враховуючи, що середня норма годівлі товарної групи риб в УЗВ становить 2%, така кількість корму щодоби використовується для годівлі 50 кг риб. Таким чином, приріст біомаси ряскових може бути без обмежень згодований обом досліджуваним об'єктам УЗВ (табл. 2), що дозволить заощадити корми при вирощуванні рибицької продукції та суттєво знизити кількості утворених у процесі очищення води відходів.

Розчинені органічні забруднення можуть бути затримані у процесі сорбції на біоплівці аеробних біореакторів різних конструкцій та у подальшому мініралізовані гетеротрофною мікробіотою споруди. Завдяки активній сорбційній здатності в умовах біореактора можлива ефективна затримка дрібних домішок,

що мають погані седиментаційні властивості. Також у біореакторі відбуватиметься сорбція розчинених органічних сполук та трансформація їх у біомасу біоплівки. Відповідно, цільова група гідробіонтів, яка буде культивуватися з метою очищення оборотної води від нерозчинених домішок, опосередковано долучиться до трансформації розчинених сполук, а також стане чинником вторинного забруднення води

(виділення власних метаболітів). Поїдання приросту біомаси мікроорганізмів дасть можливість ефективно знижувати їх чисельність, трансформувати таку органічну речовину у доступні рибама кормові організми. Тому у біореакторі, де конструктивно передбачено розвиток біоплівки, має культивуватись мінімум одна група гідробіонтів вищого рівня організації.

Таблиця 2. Частка кормових організмів, вирощених у спорудах очищення оборотної води, у раціоні основних об'єктів УЗВ

Група риб	Ряска мала	Вольфія	Молюски	Креветки	Олігохети
Кларієвий сом					
Плідники	5–10 %	–	до 30%	–	–
Товарна група	5–20 %	–	до 30%	необм.	–
Молодь до 20 г	5–10%	10–20%	20–25%	необм.	–
Молодь до 4 г	–	5%	–	–	80–90%
Тиляпії					
Плідники	10-20%	–	необм.	–	–
Товарна група	5–15%	5–10%	необм.	–	–
Молодь до 10 г	5%	10%	До 50%	необм.	–
Молодь до 2 г	–	5%	–	–	необм.

У складі нерозчинених домішок оборотної води УЗВ потенційну цінність як поживні елементи для гідробіонтів нижчих рівнів організації можуть мати білки та амінокислоти, а також фосформістки органічні сполуки [4]. Основною задачею їх культивування в аспекті відновлення якості води УЗВ може бути підвищення рівня мінералізації затриманих часток, укрупнення часток та зменшення їх загальної кількості.

Потреба у визначенні співвідношення нерозчинених домішок різних розмірів у воді пов'язана із особливостями їх затримки в спорудах механічного очищення. Найкрупніші забруднення, що представлені фекаліями риб, лускою та слизом, здатні достатньо швидко осідати та можуть бути ефективно видалені у відстійниках різних конструкцій. Дрібнодисперсні забруднення, які складаються переважно із пилоподібних залишків кормів, фрагментів фекалій та агломерацій мікрофлори, характеризуються поганими седиментаційними властивостями. З огляду на низьку ефективність роботи барабанних фільтрів із дрібновічковою

сіткою та погані седиментаційні властивості таких забруднень, нами рекомендовано для попереднього механічного очищення оборотної води застосовувати сітчасті фільтри з розмірами вічка 150–200 мкм. При надходженні у них забрудненої води самопливом можна затримати 50–60% нерозчинених домішок. Основну частку таких домішок будуть складати фекалії риб та фрагменти слизу. Подача у затоплений біофільтр відокремленої від потоку оборотної води концентрованої суміші дозволить підвищити зольність нерозчинених відходів до 40–50% та знизити їх об'єм у 2–2,5 раза. Основну роль у мінералізації нерозчинених відходів в затопленому біофільтрі відіграватимуть представники олігохет – трубочник звичайний. Видалення дрібнодисперсних домішок, що не затримуються у сітчастому фільтрі, за допомогою інших способів механічного очищення, буде характеризуватися низькою ефективністю та значними енерговитратами. З огляду на це у технології очищення передбачена їх трансформація у комплексі інтегрованих з УЗВ біореакторів.

Визначення потенційного навантаження за дрібнодисперсними органічними забрудненнями на споруди біологічного очищення оборотної води дозволить забезпечувати їх трансформацію у кормову біомасу пропорційною масою очисних агентів [13].

Попри те що найвищою кормовою цінністю серед зазначених очисних організмів характеризуються олігохети, можливість трансформації основної частини органічних забруднень у приріст їх біомаси в очисних спорудах УЗВ є вкрай обмеженою. Здебільшого це пояснюється особливостями культивування водних олігохет та гідравлічним режимом рециркуляційних систем. Більш ефективними деструкторами органічної речовини в даних

умовах виявляються червононогі моллюски, здатні добре розвиватись у аеробних біореакторах з інертним носієм. Відповідно, основна частина нерозчинених забруднень у процесі очищення трансформується у біомасу моллюсків. Головна роль олігохет за такою схемою, полягає у мінералізації утворених у процесі очищення основного потоку відходів та видалених механічними методами грубодисперсних забруднень.

Аналіз нерівномірності розмірних характеристик твердих забруднень УЗВ показав, що видалення грубодисперсних домішок у процесі проціджування на сітчастому фільтрі забезпечить видалення близько 60% нерозчинених забруднень (табл. 3).

Таблиця 3. Співвідношення різних фракцій нерозчинених забруднень УЗВ

Матеріал	Розмір вічка	Кількість затриманих домішок, мг		Частка від загальної кількості, %	
		сом	тиляпія	сом	тиляпія
Металева сітка	1,5x1,5 мм	66	45	63	58
Тканина	100 мкм	23	17	22	22
Тканина	60 мкм	10	12	10	15
Тканина	20 мкм	5	4	5	5
Разом		104	78	100	100

Приріст біомаси моллюсків визначатиметься кількістю нерозчинених домішок, що затримуються у біореакторі I ступеня та приростом біоплівки біореактора. Кількість нерозчинених відходів, що надходить у воду рибницьких басейнів, при раціональній організації процесу годівлі риб буде прямо пропорційно залежати від кількості внесених кормів та їх вмісту. Залежно від об'єкта вирощування, з одного кілограму згодованого корму у вигляді твердих забруднень надійде 500–700 г відходів (переважно – фекалій риб). Відповідно до результатів попередніх експериментальних досліджень нами встановлено, що досліджувані види моллюсків у процесі споживання утвореного детриту забезпечують приріст біомаси на рівні 20–45% залежно від структури домішок та температури води. Отже, для тепловодних УЗВ внесення кожного кілограму корму потенційно може забезпечити приріст біомаси моллюсків на рівні 100-250 г сирі маси. Як видно з таблиці 2, можливість ефективного згодовування їх біомаси значно перевищує прогнозований приріст. Тому дана група очисних агентів може без обмежень

культивуватись у біореакторах для очищення оборотної води УЗВ. У разі, якщо близько 60% грубодисперсних домішок будуть затримані на сітчастому фільтрі та відокремлені від основного потоку оборотної води, пропорційну кількість у прирості живої біомаси очисних агентів можуть скласти водні олігохети. Потенційні можливості щодо обсягів їх згодовування також значно перевищують прогнозований приріст біомаси у процесі очищення, тому технологія відновлення якості води буде характеризуватись мінімальною кількістю твердих відходів.

Висновки та перспективи подальших досліджень

Реалізація концепції інтегрованої мультитрофічної аквакультури в умовах УЗВ дозволяє забезпечити конверсію незасвоєних рибами компонентів кормів та знизити потреби господарства у кормах на 10–15%. Розроблена технологія характеризується екологічною чистотою та надійністю, не потребує реагентів, що позитивно відображається на якості рибницької продукції. Розчинені сполуки нітрогену та фосфору в процесі очищення

трансформуються у біомасу ряскових, нерозчинені домішки переважно мінералізуються червоногими молюсками, приріст яких становить основу приросту біомаси біореакторів.

Особливості фазово-дисперсного стану нерозчинених забруднень зумовлюють доцільність у поетапній трансформації таких забруднень із залученням червоногих молюсків, водних олігохет та вищих ракоподібних. Найбільш токсичні для риб метаболіти у вигляді амонійного нітрогену можуть практично повністю бути трансформовані у біомасу ряскових, які є поживним кормом для більшості тепловодних об'єктів УЗВ.

Перспективи подальших досліджень пов'язані з розробкою методів утилізації утворених при вирощуванні риб відходів, що відповідають сучасним екологічним вимогам та характеризуються економічною ефективністю.

References

1. Food and Agriculture Organization of the United Nations (2012). *The State of World Fisheries and Aquaculture*. Retrieved from <http://www.fao.org/docrep/016/i2727e/i2727e01.pdf>

2. Timmons, M. B., Ebeling, J. M., Wheaton, F. W., Summerfelt, S. T. & Vinci, B. J. (2001). *Recirculating Aquaculture Systems*. New York, NY: Cayuga Aqua Ventures.

3. Turcios, A. & Papenbrock, J. (2014). Sustainable Treatment of Aquaculture Effluents – What Can We Learn from the Past for the Future? *Sustainability*, 6, 836–856.

4. Martins, C., Eding, E., Verdegem, M., Heinsbroek, L., Schneider, O., Blanchetond, J., ... Verreth, J. (2010). New developments in recirculating aquaculture systems in Europe: A perspective on environmental sustainability. *Aquacult. Eng.*, 43 (3), 83–93.

5. Crab, R., Avnimelech, Y., Defoirdt, T., Bossier, P. & Verstraete, W. (2007). Nitrogen removal techniques in aquaculture for a sustainable production. *Aquaculture*, 270, 1–14.

6. Rijn, J. & Rivera, G. (1990). Aerobic and anaerobic biofiltration in an aquaculture unit-nitrite accumulation as a result of nitrification and denitrification. *Aquacult. Eng.*, 9, 217–234.

7. Michaud, L., Blancheton, J. P., Bruni, V. & Piedrahita, R. (2006). Effect of particulate organic carbon on heterotrophic bacterial populations and

nitrification efficiency in biological filters. *Aquacult. Eng.*, 34, 224–233.

8. Rijn, J., Tal, Y. & Schreier, H. (2006). Denitrification in recirculating systems: Theory and applications. *Aquacult. Eng.*, 34, 364–376. doi:10.1016/j.aquaeng.2005.04.004

9. Neori, A., Ragg, N. & Shpigel, M. (1998). The integrated culture of seaweed, abalone, fish and clams in modular intensive land-based systems: Performance and nitrogen partitioning within an abalone (*Haliotis tuberculata*) and macroalgae culture system. *Aquacult. Eng.*, 15, 215–239.

10. Waller, U., Buhmann, A. K. & Ernst, A. (2015). Integrated multi-trophic aquaculture in a zero-exchange recirculation aquaculture system for marine fish and hydroponic halophyte production. *Aquaculture International*, 23 (6), 1473–1489.

11. Marton, E. (2008). Polycultures of fishes in aquaponics and recirculating aquaculture. *Aquaponics J.*, 48, 28–33.

12. Hrokhovska, Yu. R. (2007). Intensyvni ta ekstensyvni biotekhnolohii vidnovlennia yakosti pryrodnykh ta stichnykh vod [Intensive and extensive biotechnologies for the recovery of natural and sewage quality]. *Visnyk Natsionalnoho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannia. Silskohospodarski nauky*, 4 (40), 52–58 [in Ukrainian].

13. Konontsev, S. V. & Sablii, L. A. (2016). Biologichna tekhnolohiia mineralizatsii osadiv rybnytskykh hospodarstv industrialnoho typu [Biological technology of sediment mineralization of fish farms of industrial type]. *Ekolohiia. Liudyna. Suspilstvo : materialy XIX Mizhnarodnoi nauk.-prakt. konferentsii* (pp. 97–98). Kyiv [in Ukrainian].

CONVERSION OF FORAGE COMPONENTS AT REARING IN RECIRCULATING AQUACULTURE SYSTEMS

S. Konontsev*, L. Sabliy, M. Korenchuk*****
e-mail: akula13@ukr.net, larisasabliy@ukr.net; nikoleagle0@gmail.com

*National University of Water Management and Nature Resources Use

11, Soborna St., Rivne city, Ukraine, 33018

**National Technical University of Ukraine

***«Ihor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

37, Prosp. Peremohy, Kyiv, Ukraine, 03056

The quality of fishery products grown in recirculating aquaculture systems (RAS) is formed under the influence of water quality indicators and quality of forage. The search for more effective

water treatment technologies in this field is related to the need to reduce the growing current costs of fish products and raising their quality. The purpose of the research is to develop a purification scheme that involving groups of forage organisms which are able to use typical pollution in RAS as a nutrient substrate. This approach to the restoration of water composition corresponds to the principles of the concept of integrated multitrophic aquaculture (IMTA). Efficiency analysis of the treatment organisms usage to the processes of removal and transformation of pollution in RAS was carried out, that have feed value for fish. Selection of aquatic organisms for the combined cultivation with fish was carried out based on the analysis of self-purification processes of natural water, biochemical and metabolic features of certain aquatic organisms. The potential load on the recirculation system by compounds of nitrogen and phosphorus has been investigated as a result of forage insertion. The cultivation expediency of aquatic plants, stomach molluscs, oligochaetes and higher crustaceans is substantiated as cleansing agents representatives in water treatments facilities based on the developed technology. It is determined that the RAS reclaimed ammonium nitrogen is assimilated into the biomass of plants, which is transformed into their proportional growth, on the basis of experimental studies and analytical calculations. Thus, the bulk of the dissolved fish metabolites from the form of contamination passes into protein-accessible protein compounds available to fish. undissolved waste can be transformed into feed biomass organism up to 50% of undissolved waste In the biological treatment of recycled water by developed biotechnology. In this case, the increase in the biomass of mollusks may amount to 20-45% of the total amount of undissolved organic contaminants trapped in an aerobic bioreactor with an inert carrier. Large-dispersed contaminants derived from the closed water circuit can be used as a nutrient substrate for aquatic oligochaetes. Such processes are advisable to be carried out in open structures for the stabilization of waste.

Keywords:- aquaculture production, RAS, water treatments, forage organism.

КОНВЕРСИЯ КОМПОНЕНТОВ КОРМА ПРИ ВЫРАЩИВАНИИ РЫБНОЙ ПРОДУКЦИИ В УСТАНОВКАХ С ЗАМКНУТЫМ ВОДОСНАБЖЕНИЕМ

С. В. Кононцев*, Л. А. Саблий**,
М. С. Коренчук***

e-mail: akula13@ukr.net, larisasabliy@ukr.net;
nikoleagle0@gmail.com

*Национальный университет водного хозяйства
и природопользования

ул. Соборная, 11, г. Ровно, 33018, Украина

**Национальный технический
университет Украины

***«Киевский политехнический институт имени
Игоря Сикорского»

Проспект Победы, 37, г. Киев, 03056, Украина

Качество рыбной продукции, выращенной в установках с замкнутым водоснабжением (УЗВ), формируется под влиянием показателей воды и качества использованных кормов. Поиски более эффективных технологий водоочистки в данной области связаны с необходимостью снижения поточных затрат на выращивание продукции рыбоводства и повышения уровня ее качества. Целью данной работы является разработка схемы водоочистки с привлечением групп кормовых организмов, способных использовать характерные загрязнения УЗВ в качестве питательного субстрата. Такой подход к процессам восстановления кондиций воды соответствует принципам концепции интегрированной мультитрофической аквакультуры (ИМТА). В работе проведен анализ эффективности привлечения очистных организмов, имеющих кормовую ценность для рыб, в процессы удаления и трансформации загрязнений оборотной воды УЗВ. Подбор гидробионтов для совместного культивирования с рыбами осуществляли исходя их анализа процессов самоочищения природных водоемов, особенностей биохимии и метаболизма отдельных гидробионтов. Исследована потенциальная нагрузка на рециркуляционную систему по соединениям азота и фосфора в результате внесения кормов в бассейны. Обоснована целесообразность культивирования в роли очистных агентов представителей водных растений, брюхоногих моллюсков, олигохет и высших ракообразных в очистных сооружениях разработанной технологии водоочистки. На основе экспериментальных исследований и аналитических расчётов

определено, что ассимилированный рясковыми аммонийный азот оборотной воды УЗВ трансформируется в биомассу растений, обеспечивая их пропорциональный рост. Таким образом, основная часть растворённых метаболитов рыб из формы загрязнений переходит в доступные рыбам белковые соединения. В контуре биологической очистки оборотной воды разработанной биотехнологии в биомассу кормовых организмов может быть трансформировано до 50% нерастворённых отходов. При этом, прирост биомассы моллюсков может составить 20–45% от общего количества нерастворённых органических загрязнений, задержанных в

аэробном биореакторе с инертным носителем. Выведенные из замкнутого контура водоснабжения крупнодисперсные загрязнения могут быть использованы в качестве питательного субстрата для водных олигохет. Такие процессы целесообразно осуществлять в открытых сооружениях для стабилизации отходов.

Ключевые слова: *продукция аквакультуры, УЗВ, очистка воды, кормовые организмы.*

ВИМОГИ

до матеріалів, що подаються до наукового журналу НАУКОВІ ГОРИЗОНТИ. SCIENTIFIC HORIZONS

«Наукові горизонти» є науковим фаховим виданням, що видається 12 разів на рік, в якому друкуються статті зі сільськогосподарських, ветеринарних, технічних і економічних галузей науки.

Редакційна колегія збірника приймає до друку наукові статті українською, англійською та російською мовами, що відповідають вимогам п. 3 Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. № 7-05/1 «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України» та Наказу МОНУ України № 32 від 15.01.2018 р. «Про затвердження Порядку формування Переліку наукових фахових видань України».

Структура статті:

1. Індекс УДК (виключка по лівому краю).
2. Назва статті повинна відповідати її змісту (не більше 12 слів), (виключка по центру, прописними літерами, напівжирним шрифтом).
3. Ініціали та прізвища авторів (виключка по центру).
4. Електронна адреса авторів (виключка по центру).
5. Повна офіційна назва та юридична адреса установи авторів (виключка по центру).
6. Анотація мовою статті (не менше 1800 знаків, включаючи ключові слова).
7. Ключові слова: 4–10 слів (словосполучень), (курсив, виключка по ширині).
8. Текст статті (вирівнювання по ширині).

Виклад основного матеріалу здійснюється у такому порядку:

- постановка проблеми;
- аналіз останніх досліджень і публікацій;
- мета, завдання та методика досліджень;
- результати досліджень;
- висновки та перспективи подальших досліджень.

9. Література (виключка по ширині).

Список використаної літератури оформляється відповідно до існуючих стандартів бібліографічного опису (ДСТУ 8302:2015). Посилання на джерела слід позначати в тексті у квадратних дужках за порядковим номером. У списку літератури мають переважати посилання на джерела останніх років. Слід уникати

посилань на власні наукові праці (не більше одного автопосилання). Не бажано використовувати інтернет-публікації, окрім наукових (джерела мають бути доступними), тези доповідей, звіти, автореферати та дисертації.

10. References (виключка по ширині).

Окремий транслітерований список використаної літератури подавати латиницею (бажано в стилі APA – American Psychological Association, (<http://www.apastyle.org/>) згідно з вимогами світових реферативних баз даних, з індексами DOI, наведеними на сайті <https://www.crossref.org>.

Транслітерувати український (російський) алфавіт латиницею потрібно відповідно до постанови КМУ від 27.01.2010 № 55. Іншомовні літературні джерела наводять мовою оригіналу. Для автоматичної транслітерації можна також скористатися сайтом <http://ukrlit.org/transliteratsiia>. Приклади оформлення літературних джерел додаються.

11. Анотація англійською та російською мовами (не менше 1800 знаків, включаючи ключові слова), із зазначенням ініціалів та прізвищ авторів, назви статті, повної офіційної назви та юридичної адреси установи. Якщо стаття англійською мовою, то резюме подаються, відповідно, українською та російською мовами.

Англійський варіант статті приймається лише за умови її фахового перекладу. У разі надсилання англійського варіанту, перекладеного за допомогою інтернет-перекладачів (наприклад, Google), матеріали будуть відхилені.

Рукопис наукової фахової статті слід подавати разом з його електронною версією у форматі *doc.*, виконаною у редакторі *Microsoft Word* (будь-яка версія). Обсяг статті до 12 сторінок тексту формату А4 (210x297 мм), включаючи таблиці, ілюстративний матеріал і бібліографічний список.

Параметри сторінки: орієнтація книжкова; поля – 20 мм з усіх боків. Параметри абзацу: відступ першого рядка (абзац) – 1,0 см, шрифт – гарнітура *Times New Roman*, розмір шрифту – 14 pt, інтервал – 1,0, вирівнювання – по ширині сторінки.

Таблиці, рисунки, графіки, формули подаються після посилання на них у тексті і мають бути пронумеровані арабськими літерами (орієнтація книжкова). Всі аббревіатури слід розшифровувати. У таблицях слова повинні бути написані повністю та вірно розставлені переноси.

Формули мають бути написані у редакторі *Equation Editor*, змінні математичні величини у тексті відповідно до формул набираються курсивом.

Рисунки та фото мають бути розташовані по центру, без обтікання текстом, спосіб заливки «Узор» у чорно-білих тонах.

Всі розмірності фізичних величин повинні подаватися відповідно до Міжнародної системи одиниць (СИ). Між одиницями виміру та символами і цифрами, до яких вони належать, ставиться пробіл.

Статті направляються до редколегії тільки в електронному вигляді. Відповідальність за достовірність змісту і наявність плагіату поданих матеріалів несуть автори. Для зручності авторів рекомендуємо у якості зразка використовувати статті, опубліковані в останньому номері збірника.

До статті додаються відомості про авторів, оформлені окремим файлом, де вказуються: прізвище, ім'я, по батькові автора; науковий ступінь, вчене звання; місце роботи, посада; адреса для листування; телефон, адреса електронної пошти (обов'язково). Назва файлів повинна відповідати прізвищу автора. Наприклад: Іванчук_Стаття, Іванчук_Відомості.

Наукові статті, що надійшли до редколегії, обов'язково проходять незалежне рецензування

провідними спеціалістами у відповідній галузі науки. У разі повернення статті на доопрацювання, автор має врахувати всі зауваження редколегії. Статті, повернуті після доопрацювання пізніше, ніж через місяць, розглядаються як нові надходження. Редколегія зберігає за собою право виправляти та редагувати текст. Рукописи, відхилені редакційною колегією, авторам не повертаються. Стаття, не рекомендована рецензентом до публікації, до повторного розгляду не приймається.

Остаточне рішення про опублікування статті приймає редколегія збірника.

Адреса редколегії:

Т. М. Тимошук

тел.: (096) 493–30–24,

e-mail: visnyk_znau@ukr.net

(сільськогосподарські,
ветеринарні і технічні науки);

Н. О. Куровська

тел.: (096) 680–02–95,

e-mail: kurovska@gmail.com

(економічні науки)

Житомирський національний
агроекологічний університет,
бульвар Старий, 7, м. Житомир, 10008, Україна

ЗМІСТ

С. М. Кухарець, А. П. Забродський, В. Р. Білецький, В. В. Чуба ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ҐРУНТУ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ ІЗ КОЛІСНИМИ РУШІЯМИ.....	3
Б. В. Ємець ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ СІЛЬСЬКОГОС- ПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПІД ЧАС РОБОТИ НА ОКРЕМИХ ВИДАХ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА.....	10
Я. Д. Ярош ОБҐРУНТУВАННЯ МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА В АГРАРНОМУ ВИРОБНИЦТВІ.....	17
О. Ф. Соколовський МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ В УМОВАХ ОБМЕЖЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ.....	24
Л. Г. Савченко, С. В. Міненко, В. М. Савченко ЗАГАЛЬНА ОЦІНКА УМОВ ПРАЦІ ТА ОЦІНКА ПРОФЕСІЙНОГО РИЗИКУ ВИРОБНИЧОГО ПЕРСОНАЛУ ПРОМИСЛОВИХ ТЕПЛИЦЬ.....	32
М. С. Шведик, Ю. Л. Гунько, В. В. Теслюк ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ПРИСМОКТУВАННЯ НАСІНИНИ ДО КОМІРЧИНИ ВИСІВНОГО ЕЛЕМЕНТА З НАХИЛЕНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ВНИЗ.....	39
О. В. Медведський, О. М. Ачкєвич, В. І. Ачкєвич ВСТАНОВЛЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ МОЛОЧНОЇ КАМЕРИ КОЛЕКТОРА НА РЕЖИМИ РОБОТИ ДОЇЛЬНОГО АПАРАТА.....	45
Г. А. Голуб, С. М. Кухарець УТОЧНЕННЯ ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ЗАТЯГУВАННЯ РОСЛИННИХ МАТЕРІАЛІВ У МІЖВАЛЬЦЕВИЙ ПРОСТІР.....	51
С. В. Кононцев КОНВЕРСІЯ КОМПОНЕНТІВ КОРМУ ПРИ ВИРОЩУВАННІ РИБНИЦЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ В УСТАНОВКАХ ІЗ ЗАМКНУТИМ ВОДОПОСТАЧАННЯМ.....	57
Вимоги	65

CONTENT

S. Kukharets, A. Zabrodskiy, V. Biletskii, V. Chuba THE SUBSTANTIATION OF THE TENSE STATE OF SOIL UNDER CONDITION OF ITS INTERACTION WITH WHEELS.....	3
B. Yemets THE IMPROVEMENT OF AGRICULTURAL MACHINERY DYNAMIC CHARACTERISTICS USING PARTICULAR TYPES OF ALTERNATIVE FUEL.....	10
Y. Yarosh JUSTIFICATION OF MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL FEATURES OF BIODIESEL USING IN AGRICULTURAL PRODUCTION.....	17
O. Sokolovskyi MATHEMATICAL MODEL OF THE PUMP WITH LIMITED INITIAL INFORMATION.....	24
L. Savchenko, S. Minenko, V. Savchenko GENERAL ASSESSMENT OF LABOR CONDITIONS AND ASSESSMENT OF PROFESSIONAL RISK OF PRODUCTION STAFF OF INDUSTRIAL GREENHOUSES.....	32
M. Shvedik, Yu. Gunko, V. Teslyuk DETERMINATION OF POWER APPROXIMATION APPROXIMATE TO THE COMBINED HIGH-PERFORMANCE ELEMENT WITH RELATED DIAGNOSIS.....	39
O. Medvedskiy, O. Achkevych, V. Achkevych THE INFLUENCE OF THE PARAMETERS OF MILK CHAMBER OF THE COLLECTOR ON OPERATING MODES OF THE MILKING MACHINE.....	45
G. Golub, S. Kukharets CLARIFICATION OF THE PHYSICAL MODEL OF THE PROCESS OF DELAYING PLANT MATERIALS.....	51
S. Konontsev CONVERSION OF FORAGE COMPONENTS AT REARING IN RECIRCULATING AQUACULTURE SYSTEMS.....	57
Requirements	65