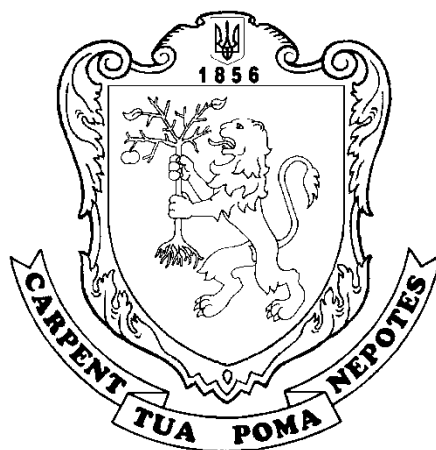


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

## **ВІСНИК**

**ЛЬВІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
АГРАРНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**Агроінженерні дослідження  
№ 24**



**Львів 2020**

Викладено результати теоретичних та експериментальних досліджень, а також огляди в галузі агроінженерії щодо: вивчення властивостей сільськогосподарських матеріалів і ґрунтів; наукових засад створення нової техніки та технологій; механізації та автоматизації процесів і операцій агропромислового виробництва; сучасних технологій і технологічних процесів галузевого машинобудування; надійності та ефективного технічного сервісу машин; енергетики (передовсім відновлюваної); застосування інформаційних систем, а також управління проектами та програмами в агроінженерії; моделювання процесів, технологічних і виробничих систем (виращування, транспортування, зберігання, первинної переробки сільськогосподарської продукції); інженерних аспектів екологічної безпеки та безпеки праці в агропромисловому виробництві.

Для наукових працівників, фахівців агропромислового виробництва, аспірантів і магістрів, а також студентів інженерних спеціальностей.

*Рекомендовано до друку вченою радою  
Львівського національного аграрного університету  
(протокол № 4 від 22.12.2020 року)*

**Головний редактор**

**Роман КУЗЬМІНСЬКИЙ**, д. т. н., доцент, Львівський національний аграрний університет, Україна.

**Редакційна колегія**

Михайло БАБИЧ, к. т. н., доцент, Львівський національний аграрний університет, Україна (відповідальний секретар);

Віталій БОЯРЧУК, к. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Олег КАЛАХАН, д. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Іван КЕРНИЦЬКИЙ, д. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Степан КОВАЛИШИН, к. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Сергій КОРОБКА, к. т. н., доцент, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Степан МЯГКОТА, д. ф.-м. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Вадим ПТАШНИК, к. т. н., доцент, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Анатолій ТРИГУБА, д. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Сергій ХАРЧЕНКО, д. т. н., професор, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна;

Андрій ЧАБАН, д. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Алі АЛЬ-ЗУБІЕДІ, доктор наук, університет Вавилона, Ірак;

Павол ФІНДУРА, доктор наук, професор, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Словаччина;

Мукрімін ГЮНЕЙ, доктор наук, професор, Гіресунський університет, Туреччина;

Юозас ПАДГУРСКАС, доктор наук, професор, університет Вітовта Великого, Литва;

Тадеуш ЮЛШЕВСЬКИЙ, доктор наук, професор, Краківський аграрний університет імені Гуго Коллонтая, Польща;

Павел КЄЛБАСА, доктор наук, Краківський аграрний університет імені Гуго Коллонтая, Польща;

Павел МАХАЛ, доктор наук, професор, університет Менделя в Брно, Чехія;

Тіль МАЙНЕЛ, доктор наук, професор, Кельнський університет прикладних наук, Німеччина;

Юрій МЕЛЬНИК, д. т. н., професор, Державний аграрний університет Молдови, Молдова;

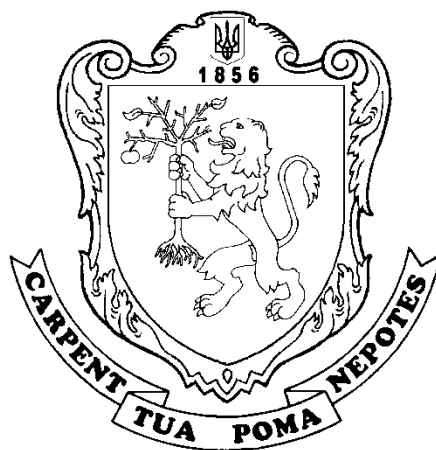
Мітко НІКОЛОВ, доктор наук, Русенський університет імені Ангела Канчева, Болгарія;

Ян ТЮРАН, доктор наук, професор, Університет Нови-Сад, Сербія.

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE  
LVIV NATIONAL AGRARIAN UNIVERSITY

**JOURNAL**  
OF LVIV NATIONAL  
AGRARIAN UNIVERSITY

**Agroengineering research**  
№ 24



Lviv 2020

**Journal of Lviv National Agrarian University: agroengineering research. 2020. No. 24. 164 p.**

The results of theoretical and experimental researches as well as reviews in the field of agroengineering concerning: the study of the properties of agricultural materials and soils; of scientific principles of creation of new machines and technologies; of mechanization and automation of processes and operations of agro-industrial production; of modern technologies and technological processes of branch engineering; of reliability and efficient technical service of machines; of energy (particularly renewable); of applying information systems in agroengineering, as well as project and program management; of simulation of processes, technological and production systems (growing, transportation, storage, primary processing of agricultural products); of engineering aspects of environmental safety and labor safety in agroindustrial production are presented.

Intended for researchers, specialists in agro-industrial production, graduate students and masters, as well as students of engineering specialties.

*Recommended for publication by the Academic Council  
of Lviv National Agrarian University  
(minutes No. 4 dated 22.12.2020)*

**Editor-in-Chief**

**Roman KUZMINSKYJ**, Lviv National Agrarian University, Ukraine.

**Editorial Board**

Mykhailo BABYCH, Lviv National Agrarian University, Ukraine (Executive Secretary);  
Vitaliy BOYARCHUK, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Oleh KALAKHAN, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Ivan KERNYTSKYI, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Stephan KOVALYSHYN, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Sergiy KOROBKA, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Stephan MYAGKOTA, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Vadym PTASHNYK, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Anatoliy TRYHUBA, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Sergiy KHARCHENKO, Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, Ukraine;  
Andriy CHABAN, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Ali Al-ZUBIEDY, University of Babylon, Iraq;  
Pavol FINDURA, Slovak University of Agriculture in Nitra, Slovak Republic;  
Mukrimin GUNEY, Giresun University, Turkey;  
Juožas PADGURSKAS, Vytautas Magnus University, Lithuania;  
Tadeusz JULISZEWSKI, University of Agriculture in Krakow, Poland;  
Paweł KIELBASA, University of Agriculture in Krakow, Poland;  
Pavel MÁCHAL, Mendel University in Brno, Czech Republic;  
Till MEINEL, Cologne University of Applied Sciences, Germany;  
Yuri MELNIK, State Agrarian University of Moldova, Moldova;  
Mitko NIKOLOV, Angel Kanchev University of Ruse, Bulgaria;  
Jan TURAN, University of Novi Sad, Serbia.

## Розділ 1

# ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ҐРУНТІВ, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ І СИРОВИНИ

УДК 631.358

## РОЗМІРНО-МАСОВІ ПОКАЗНИКИ ПЛОДІВ ВОЛОСЬКОГО ГОРІХА ПІД ЧАС ПЕРІОДУ ЗБИРАННЯ

Олег Крупич<sup>1</sup>, к. т. н., Ярослав Семен<sup>1</sup>, к. т. н., Степан Крупич<sup>2</sup>,  
Степан Левко<sup>1</sup>, Володимир Буртак<sup>1</sup>, к. т. н.

<sup>1</sup> Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: krupycholeh@gmail.com

<sup>2</sup> Національний науковий центр «Інститут механізації  
та електрифікації сільського господарства»,  
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха,  
Васильківський р-н, Київська обл., Україна,  
e-mail: sodisshhc@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.005>

### **Крупич О., Семен Я., Крупич С., Левко С., Буртак В. Розмірно-масові показники плодів волоського горіха під час періоду збирання**

У статті розглянуто науково-прикладну задачу з визначення розмірно-масових показників плодів волоського горіха під час періоду збирання, що дозволяє реалізувати теорії відриву плода від плодової гілки для обґрунтування параметрів і режимів роботи струшувачів плодозбиральних машин та засобів для механізованого збирання волоського горіха.

Під час збирального періоду спостерігається неодноразове досягання плодів як за площею насаджень, так і на окремому дереві. Механізоване збирання передбачає суцільне струшування горіхів, що перебувають на різних стадіях досягання. Зібрані горіхи поділяються на три групи: перша група – горіхи, зібрані разом з оплоднем; друга група – горіхи, що містилися в тріснутому оплодні; третя група – горіхи з повністю розкритого оплодня.

До розмірно-масових показників належать: маса плода, його довжина, ширина і товщина. Дослідження проводили на трьох районованих сортах волоського горіха: Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський. Вибірка становила 100 горіхів кожної групи та сорту.

Маса плодів сорту Буковинський 1 лежить у межах відповідно для першої, другої і третьої груп: 42,48 – 70,33 г, 13,9 – 22,98 г і 10,09 – 14,17 г – за середнього значення 54,54 г, 18,47 г, 12,18 г. Відповідні показники для сорту Чернівецький 1 становлять: плоди першої групи – 40,53 – 67,26 г; другої групи – 11,62 – 23,15 г і третьої групи – 8,18 – 14,42 г – за середнього значення 51,71 г, 17,63 г і 11,61 г. Сорт Яблунівський найлегший, тому маса плодів дорівнює: перша група – 36,32 – 60,87 г; друга група – 11,35 – 21,02 г; третя група – 8,05 – 12,51 г – за середнього значення 47,9 г, 15,94 г і 10,5 г. Межі зміни маси плодів різних груп для довірчого інтервалу 5 – 95 % становитимуть: 39,88 – 64,03 г для горіхів першої групи в оплодні; 12,94 – 22,21 г – горіхів другої групи з розтріснутого оплодня; 8,71 – 13,72 г – плодів з повністю розкритого оплодня.

Розмірні параметри горіхів, як і їхня маса, у різних сортах змінюються незначно, вони більше залежать від групи: плоди в оплодні чи без нього. Середні розміри плодів волоського горіха для сортів Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський становлять: плоди в оплодні – товщина 45,53 – 45,976 мм, ширина 46,71 – 48,19 мм і довжина 51,99 – 57,52 мм, а для плодів без оплодня ці параметри відповідно будуть дорівнювати 31,56 – 32,17 мм (товщина), 32,34 – 48,19 мм (ширина) і 37,64 – 41,73 мм (довжина).

**Ключові слова:** збирання, розмірно-масові показники, волоський горіх, маса плода, довжина плода, ширина плода, товщина плода.

### **Krupych O., Semen Ya., Krupych S., Levko S., Burtak V. Size and mass indices of walnuts during the harvesting period**

The article considers the scientific problem of determining the size and mass parameters of walnuts during the harvesting period, which allows implementing theories of separation of the fruit from the fruit branch to substantiate the parameters and modes of operation of nut harvesters and means for mechanized harvesting of walnuts.

During the harvesting period, there is a simultaneous ripening of nuts both in the area of plantings and on a single tree. Mechanized harvesting involves continuous shaking of nuts that are at different stages of ripening. Collected nuts are separated into three groups: the first group – nuts collected together with the pericarp; the second group – nuts that were in the cracked pericarp; the third group – nuts from the fully opened pericarp.

The size and mass indicators include: fruit weight, length, width and thickness. The research was conducted on three regionalized varieties of walnut: Bukovynsky 1, Chernivetsy 1 and Yablunivsky. The sample was 100 nuts of each group and variety.

The weight of fruits of the Bukovynsky 1 grade lies within, for the first, second and third groups 42,48 – 70,33 g, 13,9 – 22,98 g and 10,09 – 14,17 g at average value of 54,54 g, 18,47 g, 12,18 g respectively. These indicators for the variety Chernivetsy 1 are: fruits of the first group – 40,53 – 67,26 g; the second group – 11,62 – 23,15 g and the third group – 8,18 – 14,42 g with an average value of 51,71 g, 17,63 g and 11,61 g. group – 36,32 – 60,87 g; second group – 11,35 – 21,02 g; the third group – 8,05 – 12,51 g with an average value of 47,9 g, 15,94 g and 10,5 g. The limits of change in fruit weight of different groups for a confidence interval of 5 – 95% will be: 39,88 – 64,03 g for nuts of the first group in the fetus; 12,94 – 22,21 g – nuts of the second group from cracked fruit; 8,71 – 13,72 g – fruits from fully opened fetus.

The size parameters of nuts, as well as their weight, different varieties vary slightly, they depend more on the group: the fruit in the fetus or without it. The average sizes of walnuts for varieties Bukovynsky 1, Chernivetsy 1 and Yablunivsky are: nuts in the fruit – thickness 45,53 – 45,976 mm, width 46,71 – 48,19 mm and length 51,99 – 57,52 mm, and for fruits without fertilization, these parameters will be respectively – 31,56 – 32,17 mm (thickness), 32,34 – 48,19 mm (width) and 37,64 – 41,73 mm (length).

**Key words:** harvesting, size and mass indicators, walnut, fruit weight, fruit length, fruit width, fruit thickness.

**Постановка проблеми.** Підвищення ефективності виробництва волоського горіха неможливе без механізації технологічних процесів під час збиральних робіт [1; 3]. Для збирання волоських горіхів можна використати плодозбиральні машини та засоби, що оснащені струшувачами вібраційної, ударної та віброударної дії [6–11; 14; 18; 20; 21]. Відомі машини та засоби для механізованого збирання плодів, що можуть бути використані під час збирання волоських горіхів, струшують горіхи передачею збурювальних зусиль штабам, центральним провідникам або скелетним гілкам дерев [10–13]. Дослідження розмірно-масових показників плодів у збиральний період необхідне для обґрунтування можливості струшування горіхів, визначення прискорень відриву плодів від плодової гілки під час теоретичного аналізу для встановлення основних параметрів та режимів роботи струшувачів плодозбиральних машин та засобів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Визначення розмірно-масових показників плодів волоського горіха, як правило, проводилося після періоду збирання та первинної обробки, тобто висушування, і є характеристикою товарної продукції з метою реалізації. Визначають масу плодів у цілому та відсоток маси ядра, а також довжину, ширину й товщину [4; 5; 15].

Важливими дослідженнями є визначення розмірно-масових показників плодів під час періоду збирання, що дає змогу обґрунтувати основні режими роботи струшувачів. Для цього запропонована теорія відриву плодів від плодової гілки, де розмірно-масові показники мають вирішальне значення [3;18].

Автори пропонують розглянути модель відокремлення плодів у вигляді маятника, у тому числі з пружним зв'язком у точці підвісу [2; 16–19].

Закономірність переміщення точки підвісу відповідає переміщенню елементу дерева в місці прикладання збурювальної сили з урахуванням передачі коливань до плодоносних гілок. На підставі отриманих закономірностей руху центра тяжіння плода встановлюються інерційні зусилля, які діють на нього. Параметри процесу струшування дерева визначають з рівняння проєкції сил, прикладених до центра тяжіння плода, на вісь, що з'єднує центр тяжіння з точкою підвісу. Якщо статичне зусилля відокремлення плода, спрямоване вздовж плодоніжки, менше від суми проєкцій на вказану вісь сил інерції, плід відокремлюється в місці найменшого зв'язку [17]. Для розв'язку запропонованої моделі відриву плода необхідно насамперед визначити масу плода в період збирання та його розмірні параметри для обчислення довжини маятника, відстані від центра ваги плода до точки підвісу.

**Постановка завдання.** Для підвищення ефективності збиральних робіт волоського горіха доцільно використати плодозбиральні машини та засоби, що оснащені струшувачами вібраційної, ударної або віброударної дії. Відрив горіха від плодової гілочки відбувається за рахунок прискорень, що збурюються в точці підвісу плода за рахунок передачі збурювальних зусиль штамбу, центральному провіднику чи скелетній гілці дерева. Модель відриву плода представляють у вигляді математичного маятника.

Тому метою досліджень є визначення розмірно-масових показників плодів волоського горіха під час періоду збирання для розробки моделі відриву плода від плодової гілочки та її аналізу, що дасть змогу обґрунтувати параметри та режими роботи струшувачів плодозбиральних машин та засобів механізованого збирання волоського горіха.

**Виклад основного матеріалу.** Розмірно-масові показники плодів волоського горіха визначають режими та параметри роботи машин і засобів механізованого збирання волоських горіхів. До розмірно-масових показників належать: маса плода, його довжина, ширина і товщина. Під час збирального періоду спостерігається неодноразове досягнення плодів як за площею насаджень, так і на окремому дереві. Механізоване збирання передбачає суцільне струшування горіхів, що перебувають на різних стадіях досягання. Зібрані горіхи поділяються на три групи (рис. 1): перша група – горіхи, зібрані разом з оплоднем; друга група – горіхи, що містилися в тріснутому оплодні; третя група – горіхи з повністю розкритого оплодня.

Для дослідження масових показників потрібно відбирати горіхи трьох груп, а для дослідження розмірних показників – тільки двох груп: горіхи в оплодні та без нього.

Дослідження проводили на трьох районуваних сортах волоського горіха селекції Придністровської дослідної станції садівництва інституту садівництва Національної академії аграрних наук України: Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський. Згідно з теорією планованого експерименту, для забезпечення достовірності отриманих результатів вибірка становила 100 горіхів кожної групи та сорту.

Заміри розмірних параметрів проводили штангенциркулем фірми «Сігма» з точністю 0,01 мм, а масових – за допомогою ваги МН-200 (точність вимірювання 0,01 г) (рис. 2).

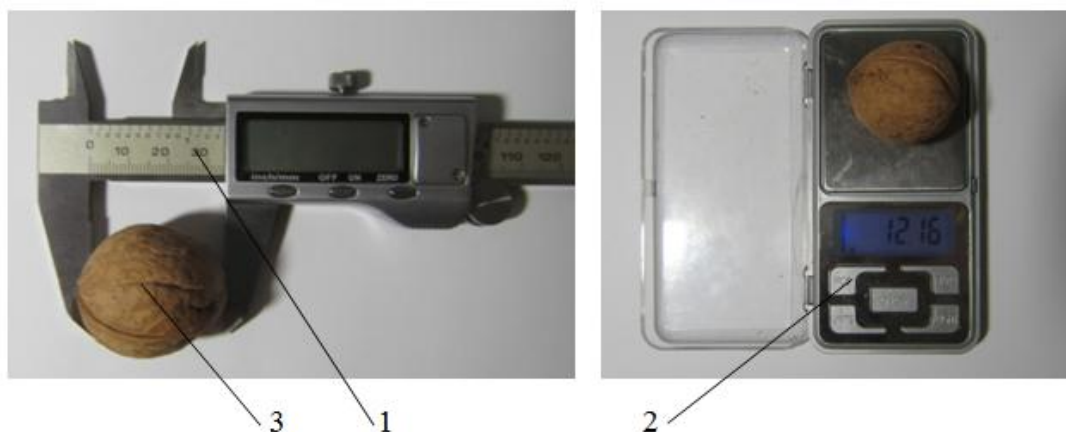
Усі результати досліджень обробляли з використанням прикладного комп'ютерного програмного забезпечення Statistica 10.

Отримані результати експериментальних досліджень опрацьовано методами математичної статистики та наведено в табл. 1 (масові показники) і табл. 2 (розмірні показники: товщина, ширина, довжина).



**Рис. 1.** Плоди волоського горіха: *a* – у закритому оплодні; *б* – у тріснутому оплодні; *в* – у повністю розкритому оплодні; *г* – горіхи різної стиглості на дереві

**Fig. 1.** Fruits of a walnut: *a* – in the closed pericarp; *б* – in cracked pericarp; *в* – in fully opened pericarp; *г* – nuts of different ripeness on the tree



**Рис. 2.** Дослідження розмірно-масових показників плодів волоського горіха: а) розмірів (довжини, ширини, товщини); б) маси;

1 – штангенциркуль; 2 – вага; 3 – плід

**Fig. 2.** Research of size and mass indicators of walnuts:

a) size (length, width, thickness); б) weight;

1 – caliper; 2 – scales; 3 – fruit

**Таблиця 1.** Маса плодів волоського горіха

**Table 1.** Weight of a walnut

Статистичний показник маси $m$ , г	Сорт горіхів, група									
	Буковинський 1			Чернівецький 1			Яблунівський			
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	
Мінімальна ( $m_{\min}$ )	42,48	13,9	10,09	40,53	11,62	8,18	36,32	11,35	8,05	
Максимальна ( $m_{\max}$ )	70,33	22,98	14,17	67,26	23,15	14,42	60,87	21,02	12,51	
Середня ( $m_{\text{ср}}$ )	54,54	18,47	12,18	52,71	17,63	11,61	47,9	15,94	10,5	
Середньоквадратичне відхилення ( $\sigma$ )	5,739	2,048	0,889	5,701	2,533	1,229	5,295	2,087	0,946	
Коефіцієнт варіації ( $V$ ), %	10,52	11,09	7,303	10,82	14,37	10,59	11,05	13,09	9,014	
Середньоарифметична похибка	0,577	0,206	0,089	0,573	0,255	0,124	0,532	0,21	0,095	
Точність одиничного дослідження ( $p$ ), %	1,058	1,114	0,734	1,087	1,444	1,064	1,111	1,316	0,906	
Медіана	54,02	18,41	12,18	52,65	17,7	11,8	46,69	15,83	10,5	
Довірчий інтервал, %	5	45,7	14,8	10,59	43,44	12,92	9,17	39,88	12,94	8,71
	95	64,03	22,21	13,72	62,89	21,97	13,34	56,78	19,4	11,99
*1 група – горіхи з оплоднем; 2 група – горіхи, що містилися в тріснутому оплодні; 3 група – горіхи з повністю розкритого оплодня										



З вибраних сортів найбільшу масу мають плоди сорту Буковинський 1, а найменшу – сорту Яблунівський (див. табл. 1). Значна різниця спостерігається між трьома групами плодів. Найважчими є плоди в оплодні, а найлегшими ті, що зібрані з повністю відкритого оплодня. Плоди третьої групи висять на дереві і тримаються на гілці плодовими нитками та пелюстками розкритого оплодня (рис. 1, в) і опадають не відразу, а після сплину певного часу. За цей період горіхи висихають на дереві і втрачають свою масу.

Маса плодів сорту Буковинський 1 лежить у межах відповідно для першої, другої і третьої груп: 42,48 – 70,33 г, 13,9 – 22,98 г і 10,09 – 14,17 г – за середнього значення 54,54 г, 18,47 г, 12,18 г. Відповідні показники для сорту Чернівецький 1 становлять: плоди першої групи – 40,53 – 67,26 г; другої групи – 11,62 – 23,15 г, третьої групи – 8,18 – 14,42 г – за середнього значення 51,71 г, 17,63 г і 11,61 г. Сорт Яблунівський найлегший, тому маса плодів дорівнює: перша група – 36,32 – 60,87 г; друга група – 11,35 – 21,02 г; третя група – 8,05 – 12,51 г – за середнього значення 47,9 г, 15,94 г і 10,5 г.

Варіювання маси плодів у межах сорту і групи є слабким ( $V < 10\%$ ) або середнім ( $V = 10 - 25\%$ ), оскільки розраховане значення коефіцієнта варіації коливається в межах від 7,303 до 14,37% (див. табл. 1).

Необхідно зазначити, що суттєвих відхилень за масою між сортами в межах вибраної групи горіхів не спостерігається, і воно становить менше ніж 5%. Тобто маса плодів залежить від ступеня їх стиглості.

Статистичні показники підтверджуються точністю одиничного дослідження, що коливається в межах від 0,734 до 1,444%.

Для визначення необхідних режимів роботи струшувача та обґрунтування його параметрів необхідно вибрати довірчий інтервал зміни маси плодів у межах сорту і групи для забезпечення повноти знімання 95%. З діаграми розмаху вагових показників волоського горіха (рис. 3) для довірчого інтервалу 5 – 95% межі зміни маси плодів різних груп становитимуть: 39,88 – 64,03 г для горіхів першої групи в оплодні; 12,94 – 22,21 г – горіхів другої групи з розтріснутого оплодня; 8,71 – 13,72 г – плодів з повністю розкритого оплодня.

Попередні вимірювання розмірів плодів трьох груп показали, що плоди другої і третьої груп практично не відрізняються за показниками і є в межах похибки експерименту. Тому плоди за розмірними параметрами були розділені на дві групи: в оплодні і без нього. Розмірні параметри плодів трьох сортів і двох груп наведено в табл. 2.

Розмірні параметри плодів, як і їхня маса, різних сортів змінюються незначно, вони більше залежать від групи: плоди в оплодні чи без нього. Плоди в оплодні мають округлу форму, а без оплодня – овальну. Так, товщина  $t$  волоського горіха в оплодні коливається в межах: мінімальна – від 35,8 мм (Чернівецький 1) до 41,38 мм (Буковинський 1); максимальна – від 51,1 мм (Буковинський 1) до 55,24 мм (Чернівецький 1). Ширина  $b$ : мінімальна – від 38,97 мм (Чернівецький 1) до 44,01 мм (Буковинський 1); максимальна – від 53,51 мм (Буковинський 1) до 58,21 мм (Чернівецький 1). Довжина  $l$ : мінімальна – від 44,29 мм (Буковинський 1) до 51,07 мм (Яблунівський); максимальна – від 58,32 мм (Буковинський 1) до 65,43 мм (Чернівецький 1).

Незначними відхиленнями характеризуються також розмірні показники волоського горіха без оплодня. Товщина  $t$ : мінімальна – від 25,72 мм (Чернівецький 1) до 27,92 мм (Яблунівський); максимальна – від 36,2 мм (Буковинський 1) до 39,45 мм (Чернівецький 1). Ширина  $b$ : мінімальна – від 26,81 мм (Чернівецький 1) до 28,59 мм (Яблунівський); максимальна – від 37,93 мм (Яблунівський) до 39,92 мм (Чернівецький 1). Довжина  $l$ : мінімальна – від 30,94 мм (Буковинський 1) до 36,5 мм (Яблунівський); максимальна – від 43,61 мм (Буковинський 1) до 50,32 мм (Чернівецький 1).

Середні розміри плодів волоського горіха для сортів Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський становлять: плоди в оплодні – товщина 45,53 – 45,976 мм, ширина 46,71 – 48,19 мм і довжина 51,99 – 57,52 мм, а для плодів без оплодня ці параметри відповідно будуть дорівнювати: 31,56 – 32,17 мм ( $t$ ), 32,34 – 48,19 мм ( $b$ ) і 37,64 – 41,73 мм ( $l$ ).

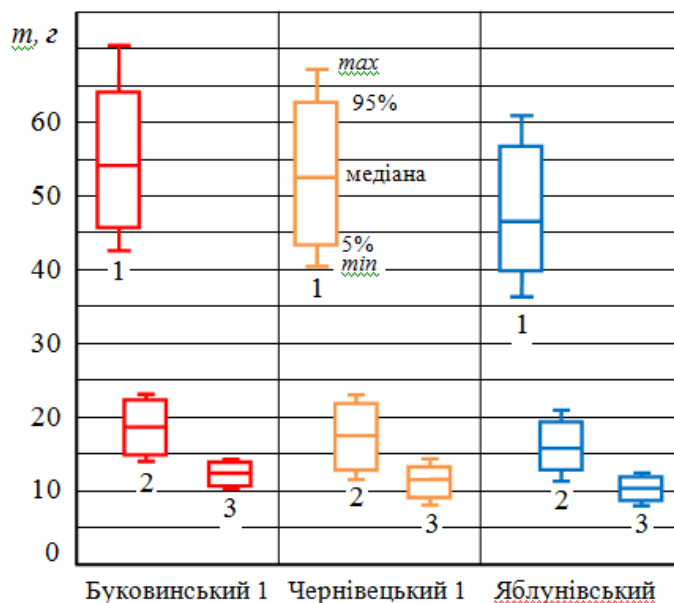
На основі результатів експерименту (див. табл. 2) побудовані діаграми розмаху розмірних параметрів залежно від сорту і групи плодів (рис. 4).

У поперечному перерізі плоди округлої форми, оскільки їхня товщина практично не відрізняється від ширини, а в поздовжньому перерізі – еліпсоїдної форми.

Для довірчого інтервалу 5 – 95% розміри плодів для досліджуваних сортів змінюються в діапазонах: 40,02 – 52,51 мм (товщина в оплодні), 42,21 – 54,95 мм (ширина в оплодні), 47,15 – 63,87 мм (довжина в оплодні). Відповідні показники для плодів без оплодня (кістянки) становлять 27,32 – 36,98 мм ( $t$ ), 28,18 – 37,63 мм ( $b$ ) і 33,42 – 47,52 мм ( $l$ ). Варіювання розмірів є слабким, оскільки розраховані коефіцієнти варіації змінюються в межах від 4,128 до 8,896%, що є менше ніж 10%.

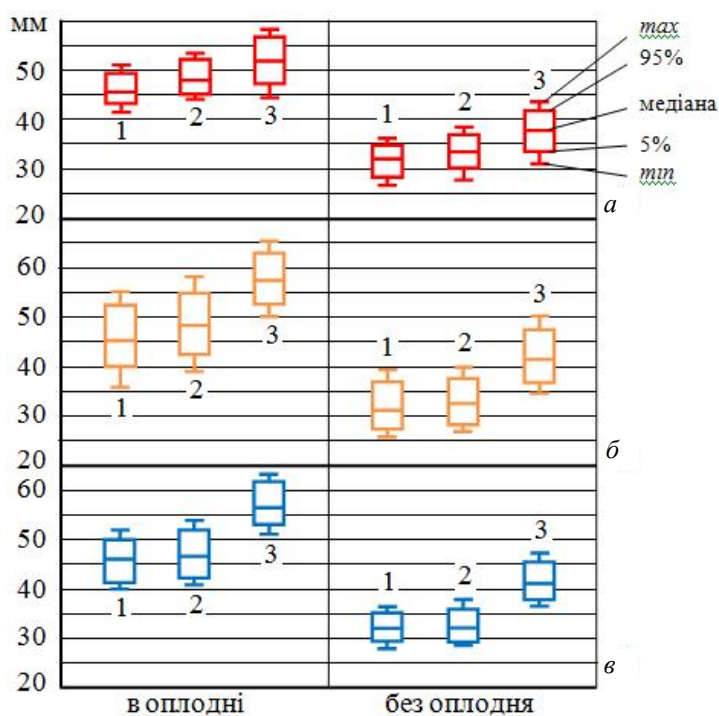
**Таблиця 2.** Розміри плодів волоського горіха  
**Table 2.** The size of a walnut

Статистичний показник		Сорт горіхів, група					
		Буковинський 1		Чернівецький 1		Яблунівський	
		в оплодні	без оплодня	в оплодні	без оплодня	в оплодні	без оплодня
		товщина $t$ , мм					
Мінімальна ( $t_{\min}$ )		41,38	26,54	35,8	25,72	39,95	27,92
Максимальна ( $t_{\max}$ )		51,1	36,2	55,24	39,45	52,04	36,52
Середня ( $t_{\text{сер}}$ )		45,87	32	45,53	31,56	45,976	32,17
Середньоквадратичне відхилення ( $\sigma$ )		1,894	1,889	4,002	2,808	2,5974	1,755
Коефіцієнт варіації ( $V$ ), %		4,128	5,905	8,790	8,896	5,650	5,456
Середньоарифметична похибка ( $m$ )		0,19	0,19	0,402	0,282	0,261	0,176
Точність одиничного дослідження ( $p$ ),		0,415	0,593	0,883	0,894	0,5678	0,548
Медіана		45,51	31,96	45,26	31,17	46,075	32,06
Довірчий інтервал, %	5	43,12	28,2	40,02	27,32	41,21	29,37
	95	49,39	34,81	52,51	36,98	50,06	35,28
		ширина $b$ , мм					
Мінімальна ( $b_{\min}$ )		44,01	27,64	38,97	26,81	40,82	28,59
Максимальна ( $b_{\max}$ )		53,51	38,51	58,21	39,92	53,98	37,93
Середня ( $b_{\text{сер}}$ )		48,19	33,49	48,10	32,58	46,71	32,34
Середньоквадратичне відхилення ( $\sigma$ )		2,125	2,008	3,659	2,876	2,881	1,953
Коефіцієнт варіації ( $V$ ), %		4,409	5,995	7,607	8,828	6,168	6,04
Середньоарифметична похибка ( $m$ )		0,214	0,202	0,368	0,289	0,29	0,196
Точність одиничного дослідження ( $p$ ), %		0,443	0,603	0,764	0,887	0,62	0,607
Медіана		47,93	33,41	48,3	32,48	46,65	32,16
Довірчий інтервал, %	5	45,03	30,06	42,38	28,18	42,21	29,21
	95	52,19	36,94	54,95	37,63	52,05	35,95
		довжина $l$ , мм					
Мінімальна ( $l_{\min}$ )		44,29	30,94	50,08	34,57	51,07	36,5
Максимальна ( $l_{\max}$ )		58,32	43,61	65,43	50,32	63,34	47,35
Середня ( $l_{\text{сер}}$ )		51,99	37,64	57,52	41,73	56,984	41,42
Середньоквадратичне відхилення ( $\sigma$ )		2,832	2,492	3,172	3,298	2,7289	2,429
Коефіцієнт варіації ( $V$ ), %		5,447	6,62	5,515	7,904	4,7889	5,865
Середньоарифметична похибка ( $m$ )		0,285	0,25	0,319	0,331	0,2743	0,244
Точність одиничного дослідження ( $p$ ), %		0,547	0,665	0,554	0,794	0,4813	0,589
Медіана		51,85	37,74	57,41	41,46	56,5	41,13
Довірчий інтервал, %	5	47,15	33,42	52,58	36,72	53,05	37,78
	95	56,75	41,81	63,02	47,52	61,87	45,54



**Рис. 3.** Діаграма розмаху вагових показників плодів волоського горіха: 1 – горіхи, зібрані разом з оплоднем; 2 – горіхи, що містились у тріснутому оплодні; 3 – горіхи з повністю розкритого оплодня

**Fig. 3.** Diagram of the range of weights of walnuts: 1 – nuts collected together with the pericarp; 2 – nuts that were in cracked pericarp; 3 – nuts from the fully opened pericarp



**Рис. 4.** Діаграми розмаху розмірних показників плодів волоського горіха різних сортів: а – Буковинський 1, б – Чернівецький 1, в – Яблунівський; розміри: 1 – товщина (*t*); 2 – ширина (*b*); 3 – довжина (*l*)

**Fig. 4.** Diagrams of the scale of dimensional indicators of walnuts of different varieties: а – Bukovynsky 1, б – Chernivetsy 1, в – Yablunivsky; dimensions: 1 – thickness (*t*); 2 – width (*b*); 3 – length (*l*)

Як показали результати експериментів з визначення розмірно-масових показників, для вибору параметрів роботи струшувачів плодозбиральних машин і засобів більш суттєвим є не сорт горіха, а ступінь стиглості плодів.

### Висновки

1. На розмірно-масові показники волоських горіхів більш суттєвий вплив має ступінь стиглості плодів, ніж сорт горіха.

2. Необхідно досліджувати горіхи трьох груп, які струшують з дерева під час механізованого збирання: перша група – горіхи, зібрані разом з оплоднем; друга група – горіхи, що містилися в тріснутому оплодні; третя група – горіхи з повністю розкритого оплодня.

3. Маса плодів сорту Буковинський 1 лежить у межах відповідно для першої, другої і третьої груп: 42,48 – 70,33 г, 13,9 – 22,98 г і 10,09 – 14,17 г – за середнього значення 54,54 г, 18,47 г, 12,18 г. Відповідні показники для сорту Чернівецький 1 становлять: плоди першої групи – 40,53 – 67,26 г; другої групи – 11,62 – 23,15 г і третьої групи – 8,18 – 14,42 г – за середнього значення 51,71 г, 17,63 г і 11,61 г. Сорт Яблунівський найлегший, тому маса плодів дорівнює: перша група – 36,32 – 60,87 г; друга група – 11,35 – 21,02 г; третя група – 8,05 – 12,51 г – за середнього значення 47,9 г, 15,94 г і 10,5 г. Межі зміни маси плодів різних груп для довірчого інтервалу 5 – 95 % становитимуть: 39,88 – 64,03 г для горіхів першої групи в оплодні; 12,94 – 22,21 г – горіхів другої групи з розтріснутого оплодня; 8,71 – 13,72 г – плодів з повністю розкритого оплодня.

4. Розмірні параметри горіхів, як і їхня маса, у різних сортів змінюються незначно, вони більше залежать від групи: плоди в оплодні чи без нього. Середні розміри плодів волоського горіха для сортів Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський становлять: плоди в оплодні – товщина 45,53 – 45,976 мм, ширина 46,71 – 48,19 мм і довжина 51,99 – 57,52 мм, а для плодів без оплодня ці параметри відповідно дорівнюватимуть 31,56 – 32,17 мм (товщина), 32,34 – 48,19 мм (ширина) і 37,64 – 41,73 мм (довжина).

### Бібліографічний список

1. Бабій П. Т. Механізація виробництва плодів і ягід. 2-ге вид., допов. і перероб. Київ: Урожай, 1980. 160 с.
2. Варламов Г. П. Механико-технологические основы механизированной уборки фруктов: дисс. ... д-ра техн. наук. Москва, 1975. 281 с.
3. Варламов Т. П., Четвертаков А. В. Механизация уборки и товарной обработки фруктов. Москва: Колос, 1984. 287 с.

4. Волоський горіх. URL: <http://gorihvovod.blogspot.com/2012/11/80-90.html> (дата звернення: 20.03.2018).

5. Грецкий орех: пособие / под. общ. ред. А. В. Черныкова, С. Ю. Хохлова; Национальная общественная организация «Украинская ореховая ассоциация». Киев: Тимирязевское, 2014. 96 с.

6. Демидко М. Е., Беренштейн И. Б. Механизация интенсивного садоводства. Киев: Урожай, 1970. 144 с.

7. Иванченков В. А. Изыскание и исследование энергосберегающей установки для уборки плодов с деревьев в крестьянских (фермерских) хозяйствах: дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 2006. 187 с.

8. Какауридзе А. А. Разработка и обоснование устройств для уборки плодов на тракторонедоступных участках: дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 1988. 241 с.

9. Крупич О. М. Исследование процесса съема сливы роторным ударным стряхивателем с механизмом защиты коры от повреждений и обоснование его параметров: дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 1991. 200 с.

10. Крупич О. М., Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Засоби механізації для збирання горіхоплідних культур. *Науково-технічні та енергетичні засади агропромислового виробництва*: кол. монографія. Львів: ЛНАУ, 2012. 244 с.

11. Крупич С. О., Крупич О. М., Кузенко Д. В., Левко С. І. Кінематичний аналіз роботи роторного ударного струшувача волоських горіхів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 61–100.

12. Крупич Р. О. Розширення технологічних можливостей ручних струшувачів плодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2014. № 18. С. 61–68.

13. Кулибеков Г. М. Уборка грецких орехов с крупноштабмовых деревьев машиной с импульсным вибровозбудителем: дисс. ... канд. техн. наук. Кировоград, 1984. 234 с.

14. Ручний віброударний струшувач плодів: пат. 95453 Україна: МПК А01D 46/26. № u201407346; заявл. 01.07.14; опубл. 25.12.14, Бюл. № 24. 6 с.

15. Стрела Т. Е. Орех грецкий / отв. ред. К. М. Сытник. Киев: Наук. думка, 1990. 192 с.

16. Хайліс Г. А. Основы теории і розрахунку сільськогосподарських машин: навч. посіб. Київ: Вид-во УСГА, 1992. С. 205–210.

17. Шевчук Р. С. Теоретичне дослідження відокремлення плодів струшуванням. *Сільськогосподарські машини*: зб. наук. статей. Луцьк, 1998. Вип. 4. С. 187–191.

18. Шевчук Р. С. Процессы и средства механизации съема плодов: дисс. ... д-ра техн. наук. Москва, 2000. 532 с.

19. Cooke I., Rand R. Vibratori fruit harvesting: a linear theory of fruit stem dynamics. *Journal of agricultural engineering research*. 1969. 14(3). P. 195–209.

20. Economical shaker VHB – D – E – F for fruit and nuts trees. AMB ROUSSET is a French company. URL: <https://www.amb-rousset.com/wp-content/uploads/2013/04/vhe-aud-l05-009237-0c.pdf> (Last accessed: 27.03.2020).

21. Fruit harvesting machine: pat. 09333015 European: A01D46/26. № 99400203.8; declared 28.01.99; published by 04.08.99, Bul. № 1999/31. 18 p.

Стаття надійшла 21.09.2020

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АГРОБІОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРЕНЕПЛОДІВ

Віктор Барановський<sup>1</sup>, д. т. н., Галина Герасимчук<sup>2</sup>, к. т. н.,  
Наталія Дубчак<sup>3</sup>, к. т. н., Євген Береженко<sup>1</sup>, аспірант,  
Володимир Бойко<sup>1</sup>, аспірант

<sup>1</sup> Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,  
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, Україна,  
e-mail: baranovskiyv@ukr.net

<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет,  
вул. Львівська, 75, м. Луцьк, Україна,  
e-mail: exmeua@ukr.net

<sup>3</sup> Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України  
«Бережанський агротехнічний інститут»,  
вул. Академічна, 20, м. Бережани, Україна,  
e-mail: dybchak1010@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.013>

### **Барановський В., Герасимчук Г., Дубчак Н., Береженко Є., Бойко В. Експериментальні дослідження агробіологічних характеристик коренеплодів**

Ефективність зрізування гички, викопування та очищення коренеплодів від домішок залежить не тільки від конструкції та параметрів робочих органів коренезбиральної машини, а й від агробіологічних і фізико-механічних характеристик коренеплодів у період їх збирання. Вибір конструкції робочих органів і налаштування параметрів та режимів роботи основних робочих технологічних модулів або модуля для зрізування гички, викопувальних і очисних модулів самохідних коренезбиральних комбайнів регламентовані розмірними параметрами та формою коренеплодів і фізико-механічним станом навколоплідного ґрунтового середовища. Метою роботи є подальше вдосконалення методів і методики оптимізації конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи робочих органів транспортно-технологічних систем і модулів коренезбиральних машин. У статті наведено результати польових експериментальних досліджень маси та товщини шару налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів кормових, цукрових, столових буряків, моркви та коренеплодів цикорію залежно від їхніх агробіологічних характеристик (діаметра коренеплодів, довжини коренеплодів, глибини залягання коренеплоду в ґрунтовому середовищі) і фізичного стану ґрунту (вологості ґрунту). Викопування коренеплодів відбувалося робочими органами комбінованого копача, який складався з одностороннього сферичного диска, привідного вала з очисними елементами, розрихлювального пристрою. Встановлено, що маса налиплого ґрунту змінюється в межах 10...210 г для кормових буряків, 50...250 г для цукрових буряків, до 90 г для столових буряків, до 70 г для моркви, 20...360 г для коренеплодів цикорію.

**Ключові слова:** кормові, цукрові, столові буряки, морква, цикорій, маса налиплого ґрунту, товщина шару ґрунту, вологість ґрунту.

### **Baranovskyi V., Herasymchuk H., Dubchak N., Berezenko Ye., Boiko V. Results of the experimental research of agrobiological characteristics of root crops**

The efficiency of cutting the bud, digging and cleaning of roots from impurities depends not only on the design and parameters of working bodies of the root harvesting machine, but also on the agrobiological and physico-mechanical characteristics of roots during harvesting. The choice of design of the working bodies and adjustment of parameters and modes of operation of the main working technological modules, or the module for cutting of a hyphen, digging and clearing modules of self-propelled root harvesters are regulated by dimensional parameters and the form of root crops and physical and mechanical condition of amniotic soil environment. The purpose of the work is to make further improvement of the methods and techniques of optimization of the structural and kinematic parameters and modes of operation of the working bodies of transport and technological systems and modules of root harvesting machines. The article presents results of the field experimental studies of the mass and thickness of the layer of sticky soil on the body surface of dug fodder roots, sugar, table beets, carrots and chicory roots depending on their agrobiological characteristics (root diameter, root length, root depth and physical root environment soil condition (soil moisture)). The roots were dug by the working bodies of the combined digger, which consisted of a one-sided spherical disk, a drive shaft with cleaning elements, and a loosening device. It is established that the mass of sticky soil varies from 10... 210 g for fodder beets, 50... 250 g for sugar beets, up to 90 g for table beets, up to 70 g for carrots, 20... 360 g for chicory roots.

**Key words:** fodder, sugar, table beets, carrot, chicory, mass of sticky soil, the thickness of the soil layer, soil moisture.

**Постановка проблеми.** Агробіологічні (розмірно-масові) та фізико-механічні властивості різних видів культур коренеплодів (кормових, цукрових, столових буряків, моркви, коренеплодів цикорію) під час їх збирання мають значний вплив на технологічний процес роботи машин та випадковий характер і коливаються в певних межах [3; 7; 11; 16; 21].

Наявність такої випадковості процесу, який характеризує стан об'єкта збирання, вносить суттєві корективи у розв'язання наукових задач оптимізації параметрів робочих органів базових викопувальних і очисних модулів сучасних адаптованих коренезбиральних машин [8; 10; 14].

Проблеми аналізу та синтезу робочих органів для викопування та очищення коренеплодів від домішок, а особливо очищення коренеплодів від налиплого ґрунту на їхніх поверхнях, потребують передусім наявності наукової уяви про кількісні (масові) характеристики налиплого ґрунту на етапі викопування коренеплодів залежно від вологості та щільності ґрунту, розмірних характеристик коренеплодів і їх залягання в ґрунті [17–19], або загалом – від наявного стану навколоплідного ґрунтового середовища.

Розроблення оптимальних типів і обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів, структурної побудови та послідовності їх конструктивного розміщення у технологічно-компонувальних схемах базових модулів адаптованих самохідних коренезбиральних машин повинні виконуватися на основі аналітичного та емпіричного моделювання вірогідних агробіологічних і фізико-механічних характеристик коренеплодів з урахуванням множини умов протікання технологічного процесу збирання різних культур і форм коренеплодів [15; 20; 22].

### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Мета дослідження – розробка методів і методології оптимізації раціональних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів базових структурних модулів адаптованих самохідних коренезбиральних машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що в наукових працях [1; 2; 5] недостатньо описано та проаналізовано питання, які характеризують результати експериментальних досліджень маси та товщини шару налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів у початковий момент їх викопування. У працях наведено тільки узагальнені показники якості роботи машин для збирання коренеплодів. Результати теоретичних досліджень цієї наукової задачі наведено в працях [9; 12; 13], але перевірку адекватності розроблених моделей не проводили.

### Постановка завдання.

Завданням нашого дослідження є емпіричне обґрунтування функціональної зміни маси й товщини шару налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів від їхніх розмірних характеристик і фізичного стану ґрунту на момент збирання коренеплодів.

### Виклад основного матеріалу. Методика експериментальних досліджень.

У результаті проведення теоретичних досліджень [4; 6] одержано аналітичні залежності, які характеризують зміну прогнозування ймовірної маси  $m_{ep}$  та товщини шару налиплого ґрунту  $\delta_{ep}$  на поверхні тіла коренеплодів у початковий момент їх викопування від розмірних характеристик коренеплодів і фізичного стану ґрунту:

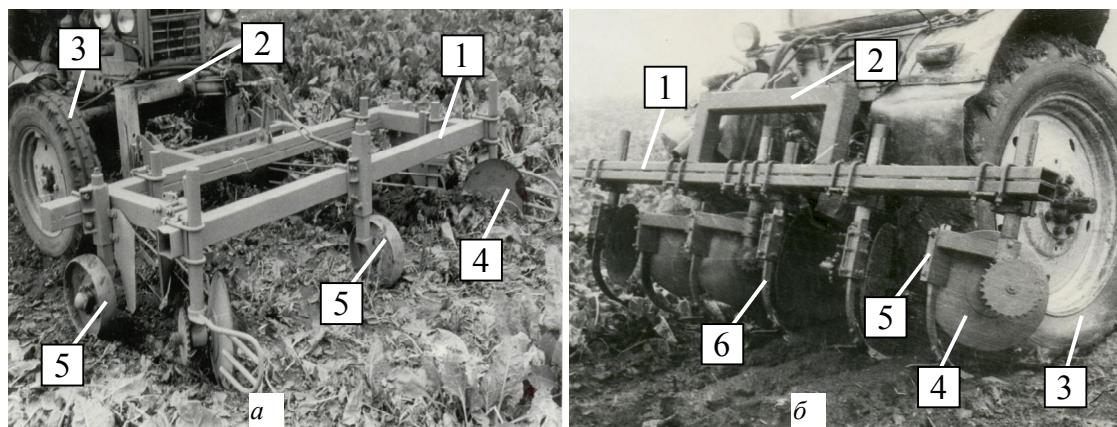
$$m_{ep} = \frac{\pi \rho_{ep}}{k_w} \left[ \frac{4}{3} \left( \frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \delta_{ep}^3 + 3L_k k_{H_1 L_k} \delta_{ep}^2 + L_k^2 k_{H_1 L_k}^2 \left( \frac{2L_k}{D_k} - 1 \right) \delta_{ep} \right]; \quad (1)$$

$$\delta_{ep} = 0,25 \lambda^3 \sqrt[3]{\frac{1}{\varepsilon \sqrt{\lambda}} \left( \sqrt[3]{24_{ep} \lambda^2 - 9\eta^2 \varepsilon + 0,5 \sqrt{4\lambda^3 (9\eta^3 \varepsilon - 24m_{ep} \lambda^2)^2 - (5\eta^3)^3 \varepsilon^2} + \right.} \left. + \sqrt[3]{24m_{ep} \lambda^2 - 9\eta^2 \varepsilon - 0,5 \sqrt{4\lambda^3 (9\eta^3 \varepsilon - 24m_{ep} \lambda^2)^2 - (5\eta^3)^3 \varepsilon^2} \right) - \frac{3\eta}{4\lambda}}, \quad (2)$$

де  $\rho_{ep}$  – питома маса ґрунту, г/см<sup>3</sup>;  $L_k$ ,  $D_k$  – довжина та діаметр головки коренеплоду, см;  $k_{H_1 L_k}$  – коефіцієнт відношення глибини залягання коренеплоду в ґрунті до його довжини;  $k_w$  – коефіцієнт вологості ґрунту;  $\lambda = (2L_k / D_k) - 1$ ;  $\eta = L_k k_{H_1 L_k}$  – глибина залягання коренеплоду в ґрунті, см;  $\varepsilon = \pi \rho_{ep} / k_w$ .

Для підтвердження теоретичних закономірностей функціональної зміни маси й товщини шару налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів (1) і (2) провели польові експериментальні дослідження за зміни діапазону вологості ґрунту від 17 % до 25 %. Для проведення дослідження було використано експериментальні установки (рис. 1).

Перед початком кожного пронумерованого експерименту визначали вологість ґрунту залікової ділянки поля на глибині ходу копача. Досліди проводили в різні добові строки та у відмінних кліматичних умовах на різних полях. Урожайність коренеплодів залікової ділянки, ширина якої становила 2,7 м (6 рядків коренеплодів з міжряддями 0,45 м), а довжина 15 м, та висоту розташування коренеплодів відносно поверхні поля визначали за відомою методикою.



**Рис. 1.** Загальний вигляд агрегату:

- a* – для викопування коренеплодів цукрових, кормових і столових буряків:  
 1 – рама; 2 – сниця; 3 – трактор; 4 – сферичний диск; 5 – опорне регульовальне колесо;  
*b* – для викопування моркви та коренеплодів цикорію:  
 1 – рама; 2 – сниця; 3 – трактор; 4 – сферичний диск; 5 – стояк; 6 – розрихлювач

**Fig. 1.** General view of the unit:

- a* – for digging sugar, fodder and table beets:  
 1 – frame; 2 – tongue; 3 – tractor; 4 – spherical disk; 5 – support adjusting wheel;  
*b* – for digging carrots and chicory roots: 1 – frame; 2 – tongue; 3 – tractor;  
 4 – spherical disk; 5 – riser; 6 – ripper



**Рис. 2.** Загальний вигляд коренеплодів: *a* – столових буряків; *b* – моркви

**Fig. 2.** General appearance of roots: *a* – table beets; *b* – carrots

**Таблиця.** Характеристика та рівні варіювання фактору  
**Table.** Characteristics and levels of the factor variation

Найменування та позначення фактору	Рівні варіювання (-1; 0; +1)
Діаметр головки коренеплоду $D_k$ , см	Цукрові буряки: 8,0-12,0-16,0 Кормові буряки: 14,0-20,0-26,0 Столові буряки: 6,0-9,0-12,0 Морква: 3,0-5,0-7,0 Коренеплоди цикорію: 5,0-9,0-13,0
Коефіцієнт відношення $k_{H,L_k}$	Цукрові буряки, морква: 0,8-0,9-1,0 Кормові, столові буряки: 0,3-0,5-0,7 Коренеплоди цикорію: 0,7-0,8-0,9
Коефіцієнт вологості ґрунту $k_W$	Цукрові, кормові, столові буряки, морква, коренеплоди цикорію: 0,7-0,98-1,26

Гичку перед викопуванням коренеплодів зрізували гичкозбиральною машиною. Після викопування коренеплодів пристроєм, який утворював їх валок, залишки гички на деяких коренеплодах дорізували вручну. Налиплий ґрунт з поверхні тіла викопаних коренеплодів очищували вручну (див. рис. 2) і зважували з похибкою  $\pm 1,0$  г. Після зчищення ґрунту з поверхні тіла кожного коренеплоду визначали діаметр його головки та загальну довжину коренеплоду з похибкою  $\pm 0,1$  см.

Характеристика факторів та рівні їх варіювання наведені в таблиці.

Отримані числові дані кожного з експериментів заносили у стовпчики відповідної таблиці факторного експерименту, при цьому обробку експериментального масиву даних провели з використанням прикладної програми для ПК *Statistica 10*.

Параметр оптимізації, тобто  $m_{ep,i}$  та  $\delta_{ep,i}$ , знаходили у вигляді математичної моделі повного квадратного полінома.

- для коренеплодів кормових буряків

$$\begin{cases} m_K = 40,47 + 4,45D_k + 203,6k_{H,L_k} - 176,5k_W + 5,5D_k k_{H,L_k} - 6,43D_k k_W - \\ - 120,5k_{H,L_k} k_W + 2,82D_k^2 - 0,08k_{H,L_k}^2 + 114,19k_W^2; \\ \delta_K = 1,91 - 0,04D_k - 1,29k_{H,L_k} - 2,25k_W + 0,003D_k k_{H,L_k} + 0,004D_k k_W + \\ + 0,24k_{H,L_k} k_W + 0,001D_k^2 + 1,22k_{H,L_k}^2 + 0,94k_W^2 \end{cases}; \quad (3)$$

- для коренеплодів цукрових буряків

$$\begin{cases} m_U = -137,76 + 27,74D_k - 29,55k_{H,L_k} + 57,9k_W + 1,79D_k k_{H,L_k} - 12,24D_k k_W - \\ - 611,82k_{H,L_k} k_W - 0,39D_k^2 + 479,71k_{H,L_k}^2 + 222,35k_W^2; \\ \delta_U = -1,69 + 0,024D_k + 3,2k_{H,L_k} + 0,68k_W - 0,01D_k k_{H,L_k} - 0,01D_k k_W - \\ - 0,77k_{H,L_k} k_W - 1,22k_{H,L_k}^2 - 0,05k_W^2 \end{cases}; \quad (4)$$



- для коренеплодів столових буряків

$$\begin{cases} m_C = 122,54 + 1,2D_k - 184,13k_{H_1L_k} - 129,74k_W + 7,17D_k k_{H_1L_k} - 5,48D_k k_W - \\ - 19,31k_{H_1L_k} k_W + 0,2D_k^2 + 227,28k_{H_1L_k}^2 + 62,24k_W^2; \\ \delta_C = 0,16 - 0,1D_k + 0,02k_{H_1L_k} - 0,19k_W + 0,004D_k k_{H_1L_k} - 0,004D_k k_W + \\ + 0,12k_{H_1L_k} k_W - 0,17k_{H_1L_k}^2 + 0,04k_W^2 \end{cases}; \quad (5)$$

- для коренеплодів моркви

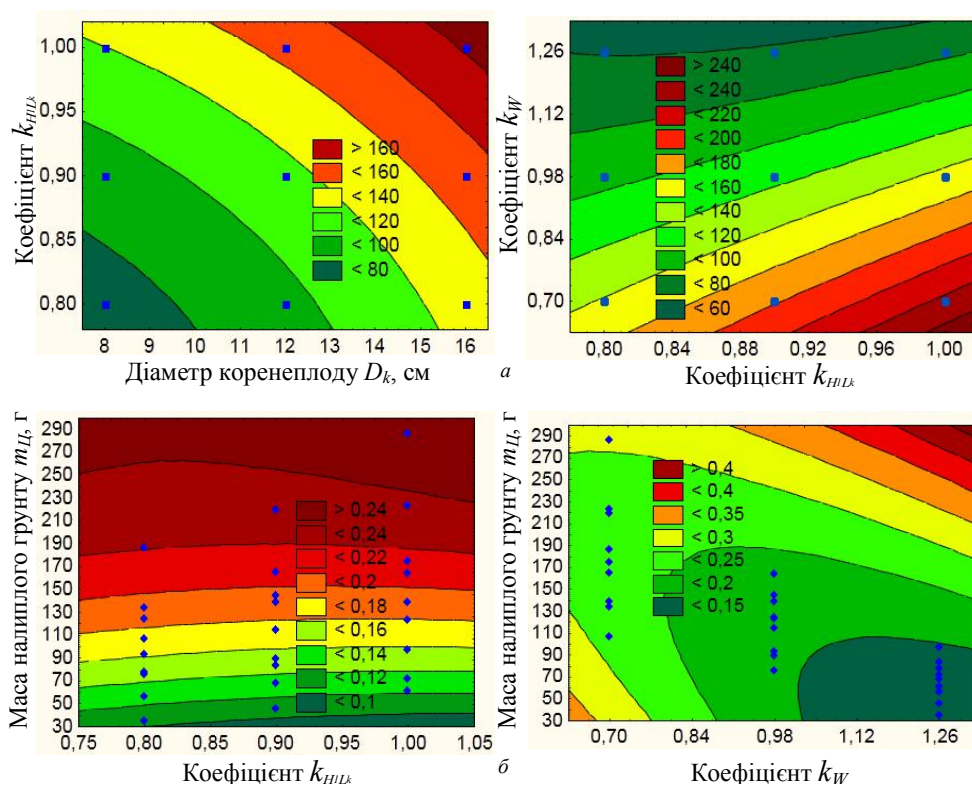
$$\begin{cases} m_M = 35,84 + 17,21D_k - 73,02k_W - 18,75D_k k_W + 0,62D_k^2 + 44,69k_W^2; \\ \delta_M = 0,11 + 0,02D_k - 0,2k_W - 0,02D_k k_W + 0,09k_W^2 \end{cases}; \quad (6)$$

- для коренеплодів цикорію

$$\begin{cases} m_{KC} = 15,63 + 12,42D_k - 38,12k_W - 9,75D_k k_W + 0,32D_k^2 + 20,58k_W^2; \\ \delta_{KC} = 0,06 + 0,012D_k - 0,09k_W - 0,008D_k k_W + 0,05k_W^2 \end{cases}. \quad (7)$$

Отримані емпіричні моделі (3) – (7) можуть бути застосовані для визначення маси  $m_i$  та товщини шару  $\delta_i$  налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів залежно від зміни діаметра коренеплоду  $D_k$ , коефіцієнта  $k_{H_1L_k}$  та коефіцієнта вологості ґрунту  $k_W$ .

За результатами експериментальних досліджень і згідно з (3) – (7) побудовано двомірні перерізи поверхні відгуку функціональної зміни маси  $m_i$  та товщини шару  $\delta_i$  налиплого ґрунту на коренеплодах (рис. 3 – 7).



**Рис. 3.** Двомірний переріз поверхні відгуку як функція: а – маси налиплого ґрунту  $m_K = f_m(k_{H_1L_k}; D_k)$ ,

$m_K = f_m(k_{H_1L_k}; k_W)$ ; б – товщини шару налиплого ґрунту  $\delta_K = f_\delta(m_K; k_{H_1L_k})$ ,  $\delta_K = f_\delta(m_K; k_W)$

**Fig. 3.** Two-dimensional cross-section of the response surface as a function of: а – mass of sticky soil  $m_K = f_m(k_{H_1L_k}; D_k)$ ,  $m_K = f_m(k_{H_1L_k}; k_W)$ ; б – thickness adhering soil  $\delta_K = f_\delta(m_K; k_{H_1L_k})$ ,  $\delta_K = f_\delta(m_K; k_W)$

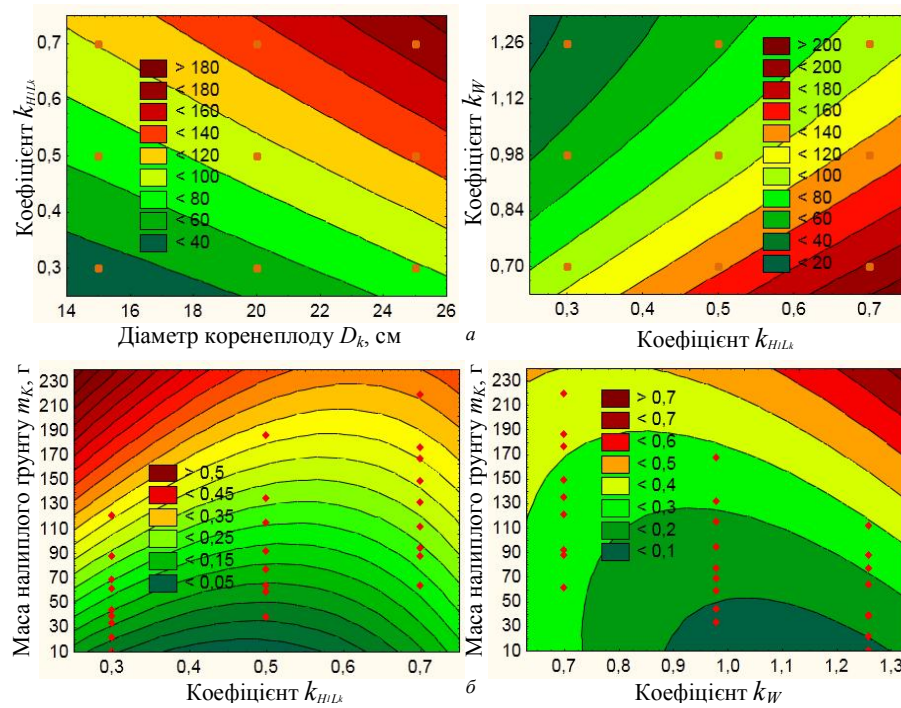


Рис. 4. Двовірний переріз поверхні відгуку як функція:  $a$  – маси налиплого ґрунту  $m_{II} = f_m(k_{H_1L_k}; D_k)$ ,

$$m_{II} = f_m(k_{H_1L_k}; k_W); \delta_{II} = f_\delta(m_K; k_{H_1L_k}), \delta_{II} = f_\delta(m_K; k_W)$$

Fig. 4. Two-dimensional cross-section of the response surface as a function of:  $a$  – mass of sticky soil  $m_{II} = f_m(k_{H_1L_k}; D_k)$ ,  $m_{II} = f_m(k_{H_1L_k}; k_W)$ ;  $b$  – thickness adhering soil  $\delta_{II} = f_\delta(m_K; k_{H_1L_k})$ ,  $\delta_{II} = f_\delta(m_K; k_W)$

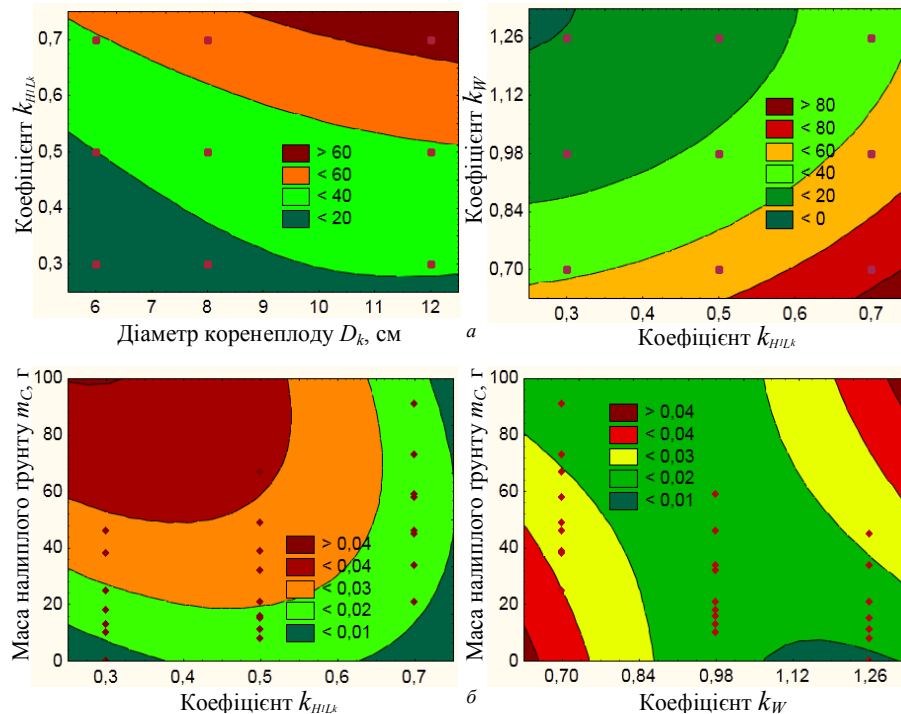


Рис. 5. Двовірний переріз поверхні відгуку як функція:  $a$  – маси налиплого ґрунту  $m_C = f_m(k_{H_1L_k}; D_k)$ ,

$$m_C = f_m(k_{H_1L_k}; k_W); \delta_C = f_\delta(m_K; k_{H_1L_k}), \delta_C = f_\delta(m_K; k_W)$$

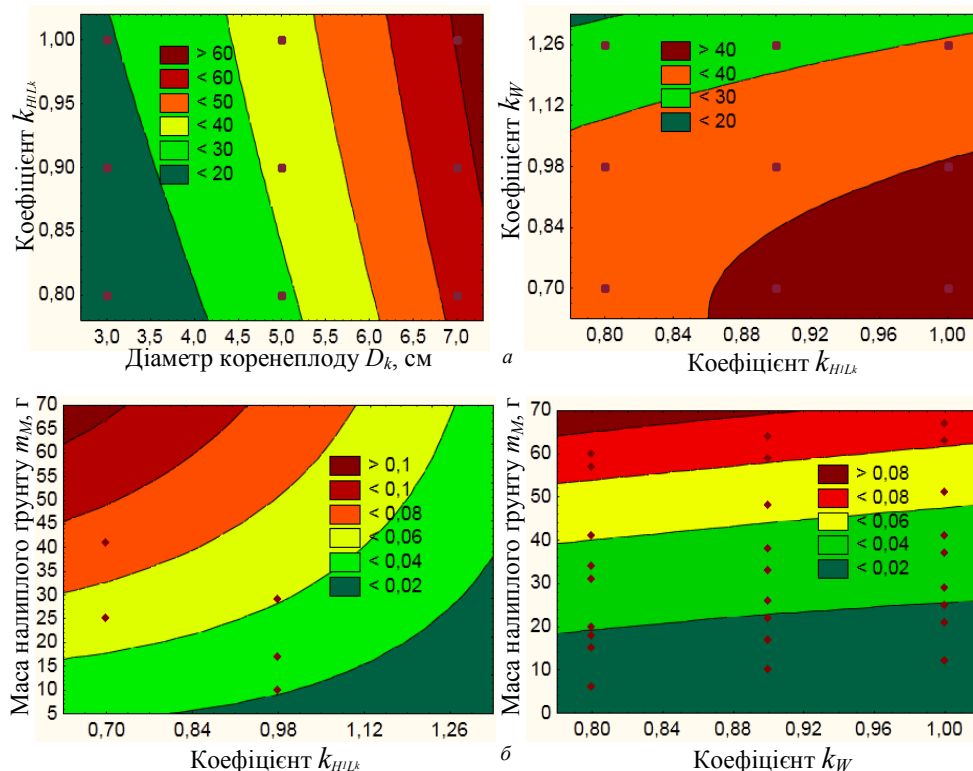
Fig. 5. Two-dimensional cross-section of the response surface as a function of:  $a$  – mass of sticky soil  $m_C = f_m(k_{H_1L_k}; D_k)$ ,  $m_C = f_m(k_{H_1L_k}; k_W)$ ;  $b$  – thickness adhering soil  $\delta_C = f_\delta(m_K; k_{H_1L_k})$ ,  $\delta_C = f_\delta(m_K; k_W)$

Аналіз емпіричних моделей, або рівнянь регресії (3) – (7), показує, що основними складовими величинами, які мають значний вплив на зміну маси  $m_i$  налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів, є коефіцієнт  $k_{H,L_k}$ , або коефіцієнт співвідношення глибини залягання коренеплоду в ґрунті до його загальної довжини, та коефіцієнт вологості ґрунту  $k_W$ . Зміна діаметра коренеплоду  $D_k$  має несуттєве значення на кінцевий результат.

Встановлено, що функціональна зміна апроксимованих значень маси налиплого ґрунту  $m_K$  на поверхні тіла викопаних коренеплодів кормових буряків перебуває в діапазоні від 10 г до 210 г, а товщина шару налиплого ґрунту  $\delta_K$  змінюється в діапазоні від 0,05 см до 0,7 см. Зі збільшенням коефіцієнта відношення  $k_{H,L_k}$  від 0,3 до 0,7 маса налиплого ґрунту  $m_K$  на поверхні тіла коренеплодів збільшується в середньому в 4...6 разів.

Встановлено, що функціональна зміна апроксимованих значень маси налиплого ґрунту  $m_{II}$  на поверхні тіла викопаних коренеплодів цукрових буряків лежить у діапазоні від 50 г до 250 г, а товщина шару налиплого ґрунту  $\delta_{II}$  змінюється в діапазоні від 0,1 см до 0,4 см. Зі збільшенням коефіцієнта відношення  $k_{H,L_k}$  від 0,8 до 1,0 маса налиплого ґрунту  $m_{II}$  на поверхні тіла коренеплодів збільшується в середньому у 2...4 рази.

Встановлено, що функціональна зміна апроксимованих значень маси налиплого ґрунту  $m_C$  на поверхні тіла викопаних коренеплодів столових буряків перебуває в діапазоні від 5 г до 90 г, а товщина шару налиплого ґрунту  $\delta_C$  змінюється в діапазоні від 0,01 см до 0,04 см. Зі збільшенням коефіцієнта відношення  $k_{H,L_k}$  від 0,3 до 0,7 маса налиплого ґрунту  $m_C$  на поверхні тіла коренеплодів збільшується в середньому в 3...4 рази.



**Рис. 6.** Двовірний переріз поверхні відгуку як функція:

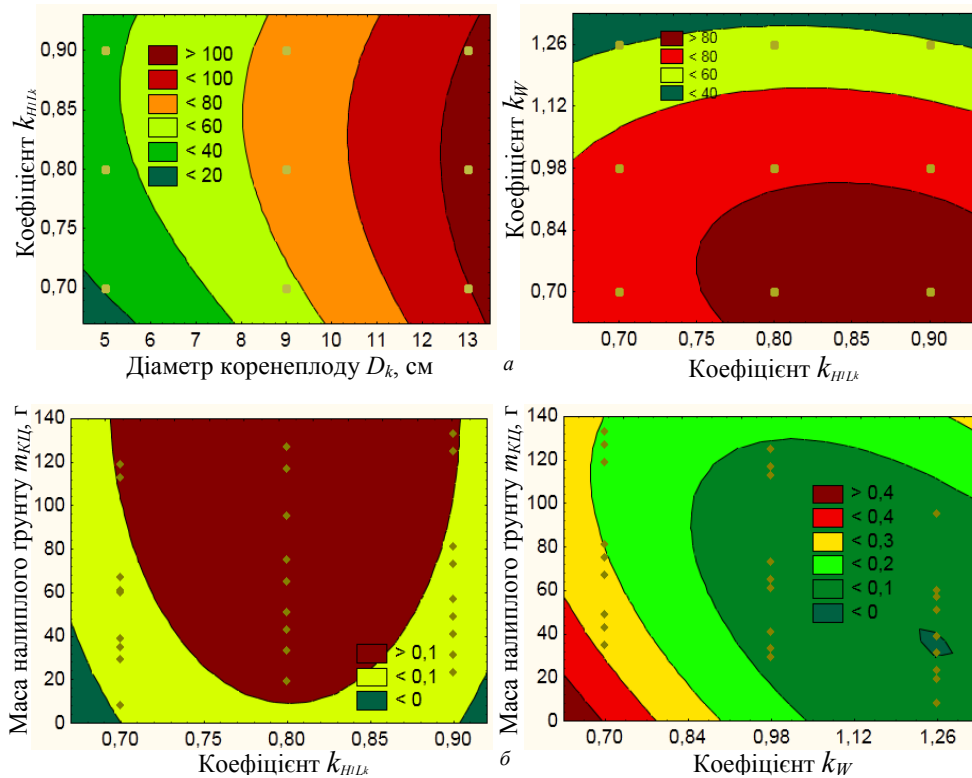
$a$  – маси налиплого ґрунту  $m_M = f_m(k_{H,L_k}; D_k)$ ,  $m_M = f_m(k_{H,L_k}; k_W)$ ;

$b$  – товщини шару налиплого ґрунту  $\delta_M = f_\delta(m_K; k_{H,L_k})$ ,  $\delta_M = f_\delta(m_K; k_W)$

**Fig. 6.** Two-dimensional cross-section of the response surface as a function of:

$a$  – mass of sticky soil  $m_M = f_m(k_{H,L_k}; D_k)$ ,  $m_M = f_m(k_{H,L_k}; k_W)$ ;

$b$  – thickness adhering soil  $\delta_M = f_\delta(m_K; k_{H,L_k})$ ,  $\delta_M = f_\delta(m_K; k_W)$



**Рис. 7.** Двомірний переріз поверхні відгуку як функція:

a – маси налиплого ґрунту  $m_{KЦ} = f_m(k_{H1L_k}; D_k)$ ,  $m_{KЦ} = f_m(k_{H1L_k}; k_W)$ ;

б – товщини шару налиплого ґрунту  $\delta_{KЦ} = f_\delta(m_K; k_{H1L_k})$ ,  $\delta_{KЦ} = f_\delta(m_K; k_W)$

**Fig. 7.** Two-dimensional cross-section of the response surface as a function of:

a – mass of sticky soil  $m_{KЦ} = f_m(k_{H1L_k}; D_k)$ ,  $m_{KЦ} = f_m(k_{H1L_k}; k_W)$ ;

б – thickness adhering soil  $\delta_{KЦ} = f_\delta(m_K; k_{H1L_k})$ ,  $\delta_{KЦ} = f_\delta(m_K; k_W)$

Встановлено, що функціональна зміна апроксимованих значень маси налиплого ґрунту  $m_M$  на поверхні тіла викопаних коренеплодів моркви перебуває в діапазоні від 10 г до 70 г, а товщина шару налиплого ґрунту  $\delta_M$  змінюється в діапазоні від 0,1 см до 0,4 см. Зі збільшенням коефіцієнта відношення  $k_{H1L_k}$  від 0,8 до 1,0 маса налиплого ґрунту  $m_M$  на поверхні тіла коренеплодів збільшується в середньому у 2...3 рази.

Встановлено, що функціональна зміна апроксимованих значень маси налиплого ґрунту  $m_{KЦ}$  на поверхні тіла викопаних коренеплодів цикорію лежить у діапазоні від 10 г до 110 г, а товщина шару налиплого ґрунту  $\delta_{KЦ}$  змінюється в діапазоні від 0,1 см до 0,4 см. Зі збільшенням коефіцієнта відношення  $k_{H1L_k}$  від 0,7 до 0,9 маса налиплого ґрунту  $m_{KЦ}$  на поверхні тіла коренеплодів збільшується в середньому у 2...5 разів.

Зміна товщини шару  $\delta_i$  (див. рис. 3 – 7) має складний випадковий характер, що пояснюється значною нерівномірністю експериментальних даних товщини шару в різних точках бічної поверхні одного коренеплоду, де коливання вимірів  $\delta_i$  відрізняється в деяких випадках на один порядок. Але при цьому загальна тенденція зміни  $\delta_i$  згідно з аналізом теоретичних положень (2) частково підтверджується.

### Висновки

1. Отримані рівняння регресії (3) – (7) у натуральних величинах на емпіричному рівні описують зміну маси та товщини налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів залежно від зміни основних агробіологічних характеристик коренеплодів кормових, цукрових, столових буряків і моркви та коренеплодів цикорію.

2. Результати дослідження є вихідними вимогами для подальшої розробки та обґрунтування

раціональних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів адаптованих коренезбиральних машин.

### Бібліографічний список

1. Барановський В. М., Войтюк Д. Г., Виговський А. Ю. Аналітичні дослідження маси налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2004. № 3. С. 9–12.
2. Барановський В. М., Войтюк Д. Г., Кропивко С. В., Виговський А. Ю. Прогнозування кількості ґрунту на поверхні тіла коренеплоду. *MOTROL*. 2003. Т. 6. С. 164–172.
3. Барановський В. М., Герасимчук Г. А. Критерії оцінки технологічної ефективності процесу викопування коренеплодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2009. № 14. С. 163–168.
4. Барановський В. М., Гуков Я. С. Моделювання маси налиплого ґрунту на поверхні просторового тіла. *Сільськогосподарські машини*. 2007. Вип. 16. С. 52–62.
5. Барановський В. М. Дослідження товщини шару налиплого ґрунту на поверхні тіл коренеплодів. *Вісник ТДТУ*. 2005. Т. 10, № 4. С. 63–68.
6. Барановський В. М., Дубчак Н. А., Онищенко В. Б., Паньків М. Р. Математичні моделі маси налиплого ґрунту на коренеплодах кормових буряків. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12(2). С. 314–326.
7. Барановський В. М. Конструктивно-технологічні принципи адаптації транспортно-очисного комбінованого робочого органу коренезбиральних машин. *Сільськогосподарські машини*. 2005. Вип. 13. С. 18–24.
8. Барановський В. М. Конструктивно-технологічні принципи застосування адаптивного викопувального робочого органу коренезбиральних машин. *Науковий вісник НАУ*. 2005. № 73(1). С. 249–255.
9. Барановський В. М. Математична модель маси налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів. *Науковий вісник НАУ*. 2006. Вип. 95, ч. 2. С. 203–211.
10. Барановський В., Паньків М., Підгурський М. Технологічні аспекти розробки модулів транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2018. № 22. С. 65–76.
11. Барановський В. М., Паньків М. Р., Теслюк В. В., Онищенко В. Б. Результати експериментальних досліджень коефіцієнта проходження коренеплодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 58–69.
12. Барановський В. М., Рамш В. Ю. Оптимізаційні математичні моделі процесу викопування вроху коренеплодів пасивним сферичним диском. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12(2). С. 337–349.
13. Барановський В. М. Результати теоретично-експериментальних досліджень секундної подачі вроху коренеплодів. *Механізація сільськогосподарського виробництва*. 2008. № 1. С. 111–120.
14. Барановський В. М. Транспортно-технологічні системи очисних робочих органів адаптованої коренезбиральної машини. *Сільськогосподарські машини*. 2013. Вип. 24. С. 18–29.
15. Гурченко О. П., Барановський В. М. Результати випробування модернізованої коренезбиральної машини МКК-6А. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 1995. № 81. С. 57–60.
16. Погорельий Л. В., Татьяна М. В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев: Феникс, 2004. 237 с.
17. Рамш В. Ю., Барановський В. М., Паньків М. Р., Герасимчук Г. А. Аналіз тенденцій розвитку робочих органів для сепарації вроху коренеплодів. *Наукові нотатки*. 2011. Вип. 31. С. 298–305.
18. Baranovsky V., Pankiv M., Dubchak N. Experimental research of stripping the leaves from root crops. *Acta Technologica Agriculturae*. 2017. Vol. 20, No. 3. P. 69–73.
19. Baranovsky V. M., Potapenko M. V. Theoretical analysis of the technological feed of lifted root crops. *INMATEH–Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 5, No. 1(1). P. 29–38.
20. Baranovsky V., Truchanska O., Pankiv M., Bandura V. Research of a contact impact of a root crop with a screw auger. *Research in Agricultural Engineering*. 2020. Vol. 66. P. 33–42.
21. Hevko R. B., Tkachenko R. I., Synii S. V., Flonts I. V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. *INMATEH–Agricultural engineering*. 2016. Vol. 49, No. 2. P. 53–60.
22. Pankiv M. R. Mathematical model of the process of interaction of cleaning elements with the biggest soil on roots. *Innovative solutions in modern science*. 2019. Vol. 9, No. 36. P. 50–60.

Стаття надійшла 08.10.2020

## INFLUENCE OF SOIL BIO STIMULATORS ON THE CHANGE IN THE QUALITY OF A SOIL TILLAGE MACHINE OPERATION

Pavol Findura <sup>1</sup>, Miroslav Prístavka <sup>1</sup>, Veronika Hrdá <sup>1</sup>, Agnieszka Szparaga <sup>2</sup>, Taras Shchur <sup>3</sup>,  
Yuriy Gabriel <sup>3</sup>, Yaroslav Salo <sup>4</sup>

<sup>1</sup>Slovak University of Agriculture in Nitra,

Slovakia, Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra, Slovakia, e-mail: pavol.findura@uniag.sk

<sup>2</sup>Department of Agrobiotechnology, Koszalin University of Technology, Raclawicka 15–17, 75-620  
Koszalin, Poland

<sup>3</sup>Lviv National Agrarian University,

1 Volodymyr Velykyi Str., Dubliany, Ukraine, e-mail: shchurtg@gmail.com

<sup>4</sup>Lviv Branch of SOO "L. Pogorilyy Ukr NDPVT",

15 L. Martovycha str., Mageriv, Ukraine, e-mail: lfilia@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.022>

### Фіндура П., Пріставка М., Хурда В., Шпарага А., Щур Т., Габрієль Ю., Сало Я. Вплив біостимуляторів ґрунту на зміну якості роботи землеробних машин

В умовах Словаччини за останні сто років відбулася значна деградація сільськогосподарських угідь. Часті зміни важкої сільськогосподарської техніки спричинюють ущільнення ґрунту, а відсутність органічних речовин у ґрунті впливає на зміну якості ґрунту. На сьогодні екологічна проблема в сільському господарстві посідає важливе місце у зв'язку з падінням рівня родючості ґрунтів, тому є актуальним обґрунтування різних способів обробки ґрунту. Це стосується не тільки вивчення їхнього впливу на агрофізичні і агрохімічні властивості ґрунту, а й на біологічну активність ґрунту, від якої великою мірою залежить ефективна і потенційна родючість. У компанії Agrotechna Michalovce було проведено дослід. Застосовано пробний варіант біостимулятора Neosol 150 кг га<sup>-1</sup> у піддослідний ґрунт, за технологією захисту ґрунту, а друга половина культивувалася звичайно, без біостимулятора. Неозол-біостимулятор – препарат, що містить природні речовини на основі мінеральних мікро- та макроелементів та домішок органічних речовин, як засіб, що забезпечує поліпшення властивостей ґрунту за відсутності органічних речовин у ґрунті, який після основного внесення в ґрунт стимулює основні природні процеси, важливі для оптимального росту та розвитку рослин. На основі простого аналізу результатів вимірювання опору на розтяг і витрат палива підтверджено той факт, що була поліпшена функція біологічної активності і, отже, структура ґрунту знизилася стійкість до розтягу на 9,85 %, зменшила загальне перетворене споживання праці приблизно на 15,5 % і зменшила споживання пального на гектар приблизно на 23 %.

**Ключові слова:** ґрунт, властивості ґрунту, біостимуляція, стійкість ґрунту до розтягування.

### Findura P., Prístavka M., Hrdá V., Szparaga A., Shchur T., Gabriel Y., Salo Ya. Influence of soil bio stimulators on the change in the quality of a soil tillage machine operation

In the conditions of Slovakia there has been considerable degradation of agricultural land over the last hundred years. Frequent changes of high-weight agricultural machinery have caused soil compaction and the missing organic matter in the soil also affects soil change. Currently, the environmental problem in agriculture takes an important place in connection with the decline in soil fertility. Therefore, it is important to justify the various methods of tillage. It involves not only study of their influence on the agrophysical and agrochemical properties of soil, but also on the biological activity of the soil, on which the effective and potential fertility largely depends. The experiment was established in Agrotechna Michalovce company. The trial variant with the Neosol 150 kg. ha<sup>-1</sup> bio stimulator was based on the soil we had been working, with the soil protection technology and the second half was cultivated conventionally without the bio stimulator. Neosol-biostimulator is a agent containing natural substances based on mineral micro and macronutrients and admixtures of organic substances, as an option improving soil properties under the absence of organic matter in the soil, which after basic application to the soil stimulate basic natural processes important for optimal plant growth and development. Based on simple analysis of the results of measurement of the tensile resistance and fuel consumption, it is confirmed that the improved function of biological activity and consequently the soil structure cause a decrease of tensile resistance by 9.85 %, fall of the total converted labour consumption by approximately 15.5 % and decrease of consumption of oil per hectare by approximately 23 %.

**Key words:** soil, soil properties, bio stimulation, tensile resistance of soil.

**Introduction.** Proper land management is very important for water retention in nature. The current agricultural management is increasingly focused on land maintenance and land use [5; 9; 10]. It is very important, literally the most important part of agriculture. Therefore, it is necessary to care for the soil and its biodiversity [8; 11; 13; 17]. Soil provides plants with everything needed, but at the same time

the activity of microorganisms arises. So, it is not the soil which creates plants but the plants create the soil [12]. Thus, it is very important to study relationship between various plants, plants and soil and environmental impacts. After application, soil bio stimulus very rapidly initiate an increase in biological activity in the soil [1; 7; 14–16]. Consequently, the degraded soils also improve physical properties of soil in particular by improving its structure and porosity, and reducing soil stiffness. In the area of chemical characteristics, it especially increases the proportion of organic soil components [6].

As a result, it means optimizing the proportion of soil fractions to improve water and air regime.

In case of using soil bio stimulus, share of organic soil component demonstrably increases especially due to the increase in the biomass volume of the roots (up to 300 %) and increase of microorganisms and macroorganisms in soil by up to 200 %.

**Material and methods.** The research was done [2; 3] on one parcel, divided into two parts. One part was treated with the Neosol at  $150\text{kg}\cdot\text{ha}^{-1}$  applied in [2; 3; 12], one part was control, where NPK 15:15:15 fertilizer was applied at  $200\text{kg}\cdot\text{ha}^{-1}$ .

Among the soil properties we monitored:

- type of soil,
- soil condition,
- soil structure,
- soil specific gravity,
- infiltration,
- soil porosity,
- soil moisture,
- soil penetrometric resistance.

By the method of measuring soil structure, we mean measuring the size of lumps. Samples were taken from two depths, namely 0 – 0,15 and 0,15 – 0,30 m in three rounds. The structural coefficient was calculated for the self-evaluation, expressing the relationship between agronomically valuable (0,25 – 10 mm) and

less valuable structural elements ( $> 10$  and  $< 0,25$  mm) states, that the best emergence of spring barley was achieved by covering the seeds with the fines aggregates. In his results he indicates, that the seed should be sown to a depth of about 40 mm and the lumps covering it, should be 50 % less than 5 mm. In [4] evaluates the degree of fragmentation by changing the specific area of the aggregates and the mean weighted diameter of the lumps as MWD (mean weight diameter). The specific area of the aggregates is expressed as the area per n unit of mass of the individual fragments. A is calculated from the individual weights of the soil aggregates obtained by sieving according to the formula:

$$A = \frac{6}{\rho G} \sum_{i=1}^n \frac{w_i}{(d_i d_{i+1})^{1/2}}, \quad (1)$$

where  $w_i$  – is weight of sifted aggregate [g] between two neighbouring holes of the sieve and  $d_{i+1}$ ;  $G$  – is the total weight of the sample;  $n$  – is the number of sieve;  $\rho$  – is the soil mass density.

MWD is calculated by the following formula:

$$MWD = \frac{\sum_{i=1}^n w_i \bar{d}_i}{G} \quad (2)$$

$$\bar{d}_i = \frac{1}{2}(d_i + d_{i+1}) . \quad (3)$$

It is also stated, that within soil preparation in spring, the size of lumps depends on the soil condition and also on the content of clay particles [4].

Tensile resistance measurements were made after three years of Neosolu application, during plowing operation with a 5 pieces plow to a depth of 30 cm with a strain gauge in both parts of the plot treated with the preparation and on the control part. The tensile support measuring kit contained measuring instruments and devices (Tractor John Deere 7930, semitrailer plow 5PHX 35 and measuring system Hottinger Baldwin Messtechnik Spider-8). The measurements were made on the parcel and with the product to be treated and the control part. The device records tensile resistance in kN at intervals of 0,2 s.

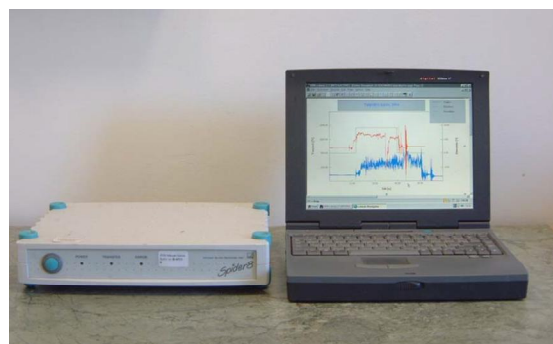


Fig. 1. View of the measuring device Hottinger Baldwin Messtechnik Spider-8

**Results and discussion.** The soil bio stimulus initiates an increase of biological activity of soil subsequently and very quickly after application, the degradation of soils also leads to an improvement in physical soil properties, in particular an improvement in the soil structure, a reduction in soil compaction and an improvement in porosity.

The given field experiments showed the increasing influence of bulk density, both in the control and on the plot where NEOSOL was used, the significant increase of the value above 60 mm increases linearly. The maximum volume density of  $2.041 \text{ t.m}^{-3}$  was reached during the control. The NEOSOL variant reached the maximum value of  $1.891 \text{ t.m}^{-3}$ . With regard to soil moisture we can conclude that there were no significant differences between the individual variants with controls and NEOSOL.

In the whole soil profile horizon after application of the soil bio stimulus Neosol, there are the root residues observed, which were also more prominent in the loess zone.

In the transition zone from 40 cm in the profile treated by bio stimulus, there is also more visible shift of organically stable substances towards the loess, i. e. confirmation of positive change of soil physical parameters with subsequent more even movement of water and nutrients throughout the profile.

On the plots where measurements were made, the value of the structural coefficient  $KS = 5,04$  at Control and Neosol, was  $5,03$ , there is clearly a low proportion of soil granulates in the dimensions of 8 – 16 mm, which is typical for sandy (light) soils.

For measuring tensile resistance 5-piece plow at a depth of 30 cm with built-in strain gauge was used. The plot was divided into two parts during the measurement and we performed two repetitions for each variant.

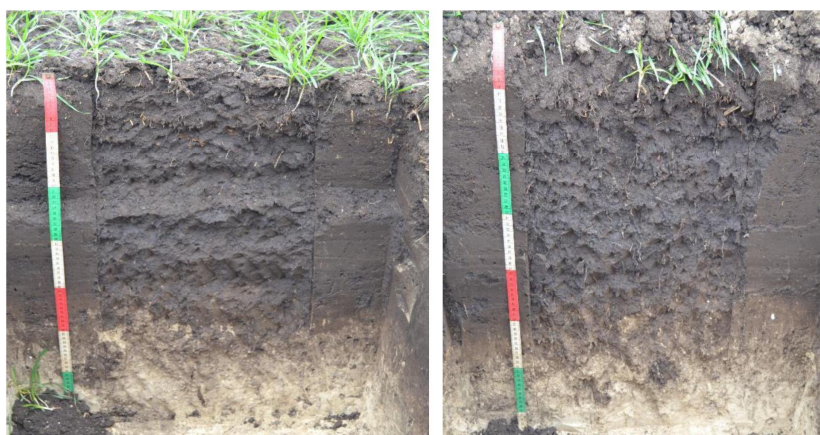
On a site, which served as a control during the first pass, the total tensile resistance amounted to 83 685 kN. At the next pass number two, the measured value was 84 648 kN.

In the experimental variant, where NEOSOL was applied, we measured lower values compare to the control. During the control without preparation, the maximum tensile resistance showed a value of 78 812 kN, in the second round the value was 77 923 kN.

Based on a simple analysis of results of tensile resistance and fuel consumption, we confirmed the fact that under the improved function of biological activity and consequently soil structure, the tensile resistance was reduced by 9.76 %, the total converted labour consumption was reduced by approximately 14.3 % and the oil consumption per hectare was reduced by approximately 23 %.

**Table.** Results of soil density, soil moisture

Volume of dry soil weight, $\text{t/m}^3$	Moisture, %	Place
1,758	14,47	NEOSOL
1,667	14,58	NEOSOL
1,891	15,44	NEOSOL
1,902	13,92	CONTROL
1,910	12,48	CONTROL
2,041	13,78	CONTROL



**Fig. 2.** Comparison of soil profiles: left Control, right Neosol



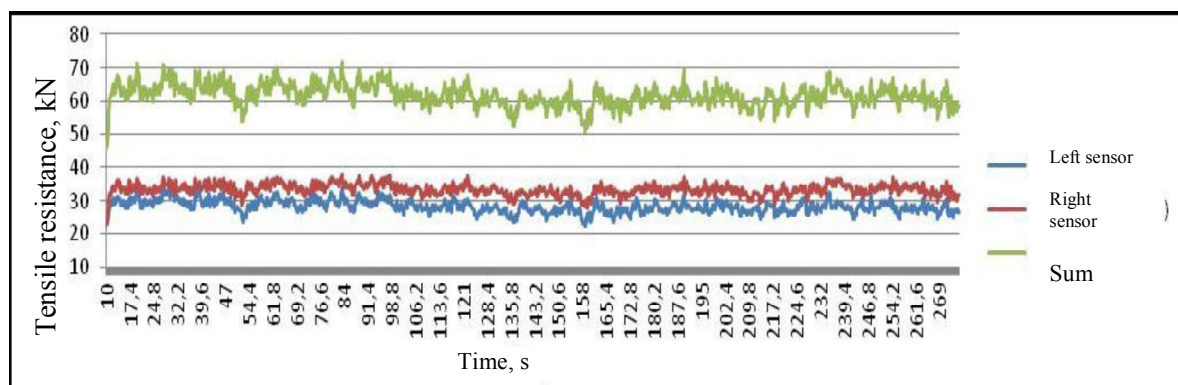


Fig. 3. Tensile resistance measurement record

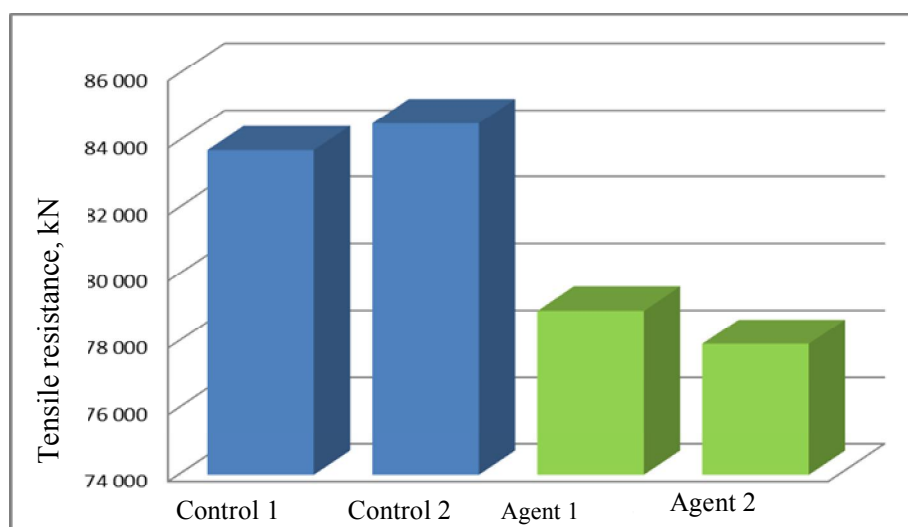


Fig. 4. Comparison of tensile resistance within individual variants

### Conclusion

To sum up we can state, that based on a simple analysis of the results of the measurements of tensile resistance and fuel consumption, we confirm the fact that the functions of biological activity and consequently the soil structure have improved, also the tensile resistance has decreased and thus, the total recalculated labour consumption decreased. We also recorded a reduction of oil consumption per hectare. When evaluating the harvested wheat, it was noted that they were in favour of Neosol technology where, after three years of application, the crop increased as compared to the control. Concerning winter wheat, the difference was in favour of biostimulation was 1,2 t.ha<sup>-1</sup>. This is due to the changes in soil properties and more efficient use of nutrients in the soil. Biostimulation helps to initiate microbial life in the soil.

### References

1. Analysis of the force and kinematic load of the differential planetary transmission / J. Jablonický, E. Hujo,

Z. Tkáč, J. Kosiba. *Techniques in Agrisector Technologies*. Slovak university of agriculture in Nitra, 2012. P. 25-32.

2. Characterization of a Quadrotor Unmanned Aircraft System for Aerosol-Particle-Concentration Measurements / M. B. James et al. *Environmental Science & Technology*. 2016. Vol. 50. P. 1376–1383. doi: 10.1021/acs.est.5b05320.

3. Dimitrov P. D. Technologies and a system of machines for performing soil – protection agriculture: dissertation thesis for acquiring the “Doctor of Sciences” degree. Ruse: Ruse University “Angel Kanchev”, 2016. 375 p.

4. Dynamic analysis of an automatic washing machine with a hydraulic balancer / S. Bae et al. 2002. 257. P. 3–18. doi: 10.1006/jsvi.2001.4162.

5. Experiments of liquid motion in a whirling ring / M. Kasahara, S. Kaneko, K. Oshita, H. Ishii. *Proceedings of the Dynamics and Design Conference (5–8 August 2000)*. Tokyo, Japan: Japan Society of Mechanical Engineers, 2000. P. 1–6.

6. Experimental study of operational properties of two-machine drilling aggregate / V. Bulgakov et al. *Acta Technologica Agriculturae*. 2018. No. 2. P. 81–86.

7. Hard machining of agricultural machines parts / R. Drlička et al. *Research in agricultural engineering*. 2013. Vol. 59, special iss. S. 542–548.
8. Influence of auto-ejected blades wheels on soil compaction / R. Abrahám et al. *Journal of Lviv National Agrarian University: Agroengineering research*. 2015. No. 19. P. 131-140.
9. Nakamura T. Study on the improvement of the fluid balancer of washing machines. *Proceedings of the 13th Asia-Pacific Vibrations Conference*. (22-25 November 2009). New Zealand: University of Canterbury, 2009. P. 1-8.
10. Pullen D. W. Prediction and experimental verification of the hoe path of rear-mounted inter row weeder. *Journal of agricultural engineering research*. 2000. Vol. 77, issue 2. P.137-153.
11. Research of new ecological synthetic oil-based fluid / J. Tulík, E. Hujo, B. Stančík, P. Sevcík. *Journal of Central European Agriculture*. 2013 Vol. 14, No. 4. P. 1384–1393.
12. Recent development of unmanned aerial vehicle for plant protection in East Asia / H. Xiongkui, J. Bonds, A. Herbst, J. Langenakens. *International journal of agricultural and biological engineering*. Vol. 10, No. 3. P. 18–30. doi: 10.3965/j.ijabe.2017.1003.3248.
13. Semetko J., Janoško I., Pernis P. Determination of power of multidrive vehicles / *Acta technologica agriculturæ Nitra*. 2004. Vol. 7, No. 1. P. 20–23.
14. Study of ecological fluid properties under operational conditions of tractors / Z. Tkáč, R. Majdan, J. Tulík, J. Kosiba. *TEAM*. Osijek-Baranja: University of Josip Juraj Strossmayer, 2012. Vol. 4, No. 1. P. 295-298.
15. The observation of hydrostatic pump deterioration during the durability test according to hydraulic fluids contamination / R. Majdan, P. Cvičela, M. Bohát, K. Ivani ová. *X. International conference of young scientists*. Prague: Czech University of Life Sciences Prague, 2008. S. 147–153.
16. Theoretical design of a laboratory test device for the testing of tractor hydraulics / E. Hujo, J. Kosiba, J. Jablonický, Š. Drabant. *Techniques in Agrisector Technologies*. Slovak university of agriculture in Nitra, 2012. P. 68–73.
17. Tractor decelometric trials by application of the ecological hydraulic oil / Z. Tkáč et al. *Econtechmod: an international quarterly journal on economics in technologies and modeling processes*. 2016. Vol. 5(3). P. 171–175.

Стаття надійшла 07.07.2020

**Розділ 2**  
**МАШИНИ ТА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ**  
**АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

---

---

УДК 631.22.014:636.084.74

**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕНЕРГОЄМНОСТІ  
ПРОЦЕСУ ДОЗУВАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИМ ДОЗАТОРОМ КОМБІКОРМІВ  
ІЗ ДИСКОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

**Василь Банга<sup>1</sup>, к. т. н., Михайло Мазурак<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> *Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: vasyibanha@gmail.com*

<sup>2</sup> *Львівська філія УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого,  
вул. Л. Мартовича, 15, смт Магерів, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: lfilia@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.027>

**Банга В., Мазурак М. Результати експериментальних досліджень енергоємності процесу дозування індивідуальним дозатором комбікормів із дисковим робочим органом**

У статті наведено огляд і аналіз існуючих дозаторів комбікормів, запропоновано блок-схему експериментальної установки для дослідження енергоємності процесу дозування індивідуальним дозатором комбікормів із дисковим робочим органом, передбачено наявність засобів для вимірювання, реєстрації та передачі інформації електричними сигналами біжучих значень маси потоку в динамічному режимі, відображення і зберігання інформації та контрольно-вимірювальні прилади, а також пристрої для вимірювання потужності процесу дозування та нерівномірності видачі комбікорму, маси комбікорму в бункері індивідуального дозатора, зміни напрямку руху потоку комбікорму.

Наведено експериментальні дослідження індивідуального дозатора комбікормів із використанням планованого багатофакторного експерименту, фактори, рівні їх варіювання, які впливають на критерій оптимізації, матрицю плану та результати експерименту, фізико-механічні властивості комбікормів.

У результаті проведення планованого багатофакторного експерименту одержано рівняння регресії для визначення енергоємності індивідуального дозатора комбікормів із дисковим робочим органом конусного типу, яке дає змогу обґрунтувати конструктивно-технологічні і режимні параметри дозатора.

Встановлено, що енергоємність процесу дозування залежить від частоти обертання дозувального робочого органа, кута твірної конуса при його основі та кільцевого зазору між випускною горловиною бункера і дозувальним робочим органом.

Аналіз експериментальних даних показав, що процес дозування комбікормів запропонованою конструкцією робочого органа дозатора здійснюється з енергоємністю  $E = (0,87...5,15)$  Дж/кг. У діапазоні регулювання частоти обертання дискового дозувального робочого органа  $n = 0,28...1,39$  с<sup>-1</sup> спостерігається пряmolінійне зростання енергоємності. Для забезпечення максимальної продуктивності дискового робочого органа дозатора з мінімальною енергоємністю процесу дозування пропонується кут твірної конуса при його основі  $\alpha = 20^\circ$ , кільцевий зазор між випускною горловиною бункера і робочим органом  $h = 0,008$  м.

**Ключові слова:** індивідуальний дозатор, дисковий робочий орган, експериментальна установка, комбікорм.

**Banha V., Mazurak M. Results of the experimental researches of energy consumption of the process of dosing by the individual batcher of compound feeds with a disk working body**

The article provides an overview and analysis of existing feed dispensers, offers a block diagram of an experimental setup to study the energy consumption of the dosing process by the individual feed dispenser with a disk working body, provides means for measuring, recording and transmitting information by electric signals, information storage and control and measuring devices, as well as devices for measuring the power of the dosing process and the unevenness of the feed, the weight of the feed in the hopper of the individual dispenser, changes in the direction of feed flow.

The work provides results of the experimental researches of the individual feeder of compound feeds with use of the planned multifactor experiment, factors of levels of their variation which influence criterion of optimization, a matrix of the plan and results of experiment, physical and mechanical properties of compound feeds.

As a result of the planned multifactor experiment, a regression equation was obtained to determine the energy consumption of an individual feed dispenser with a cone-type disk working body, which allows substantiating the design-technological and mode parameters of the dispenser.

It is established that the energy consumption of the dosing process depends on the frequency of rotation of the dosing working body, the angle of the cone at its base and the annular gap between the outlet of the hopper and the dosing working body.

The analysis of experimental data shows that the process of the compound feeds dosing, proposed by the design of the working body of the dispenser, is carried out with energy  $E = (0.87 \dots 5.15) \text{ J/kg}$ . In the range of speed control of the disk dosing working  $n = 0.28 \dots 1.39 \text{ s}^{-1}$ , a rectilinear increase in energy consumption is observed. To ensure the maximum productivity of the disk working body of the dispenser with the minimum energy consumption of the dosing process, The researchers suggest the angle of the generating cone at its  $\alpha = 20^\circ$ , the annular gap between the outlet of the hopper and the working  $h = 0.008 \text{ m}$ .

**Key words:** individual batcher, disk working body, experimental installation, compound feed.

**Постановка проблеми.** Використання технічних засобів роздавання комбікормів з індивідуальним їх дозуванням зумовлене багатьма чинниками, і зокрема такими, як точність дозування, продуктивність, енергоємність процесу [1; 12].

Досліджувати процес доцільно роздільно, за функціональним використанням окремих елементів. Одним із важливих функціонально закінчених елементів є дозатор, який безпосередньо впливає на процес індивідуального дозування комбікормів [5; 17; 20].

Існуючі дозатори комбікормів є енергоємними і споживають значну кількість електроенергії. Тому дослідження питомої енергоємності індивідуального дозатора комбікормів із дисковим робочим органом конусного типу є актуальним і перспективним.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз робочого процесу пристроїв для дозування комбікормів [1; 5; 6; 10; 12; 13-15; 17; 19] показав, що існуючі об'ємні дозатори, такі як ДТК, МТД-ЗА, ДДТ, універсальний дозатор сипких кормів у вигляді спіралі Архімеда з класичною схемою об'ємного дозування, не забезпечують низької енергоємності процесу дозування.

Розглядаються дозатори типу ДТК, МТД-ЗА, ДДТ, універсальний дозатор сипких кормів у вигляді спіралі Архімеда для дозування комбікормів зі значними показниками енергоємності, від 0,18 до 7,48 Дж/кг [5; 10; 12]. Розроблений нами індивідуальний дозатор комбікормів [7] не досліджено на предмет енергозатрат від конструктивно-технологічних параметрів.

**Постановка завдання.** Наше завдання – дослідити залежність енергетичних витрат від конструктивно-технологічних і режимних параметрів індивідуального дозатора комбікормів із дисковим робочим органом конусного типу.

**Виклад основного матеріалу.** Дослідження енергетичних показників індивідуального дозатора комбікормів із дисковим робочим органом конусного типу проводили на експериментальній установці, блок-схема якої наведена на рис. 1 [2–4; 7] і складається з бункера індивідуального дозатора

комбікормів 1, приводу робочого органа 2 (кроковий електродвигун). Для вимірювання потужності процесу дозування комбікорму у верхній частині індивідуального дозатора в розрив привідних валів на привід робочого органа та крокового електродвигуна встановлено жорстко вимірювач крутного моменту 3. Для досліджень продуктивності індивідуального дозатора у нижній частині встановлено вимірювач маси потоку сипких матеріалів 5. Керування кроковим електродвигуном 2 здійснювалося розробленим блоком 6, який живиться напругою 12–16 В від блока живлення 7. Зміна частоти обертання дискового робочого органа конусного типу 1 проводилася кроковим електродвигуном 2 з використанням генератора частоти струму 8. Для підсилення сигналів тензодавачів використовували тензопідсилювач 9 типу 8АНЧ-7М або УТ4-1. Необхідну масу комбікорму відбирали за допомогою пристрою зміни напрямку руху потоку 10, а реєстрація сигналів проводилася за допомогою ПЕОМ 11 із вмонтованою платою аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) L-154. Для збору маси комбікорму використовували місткість 14.

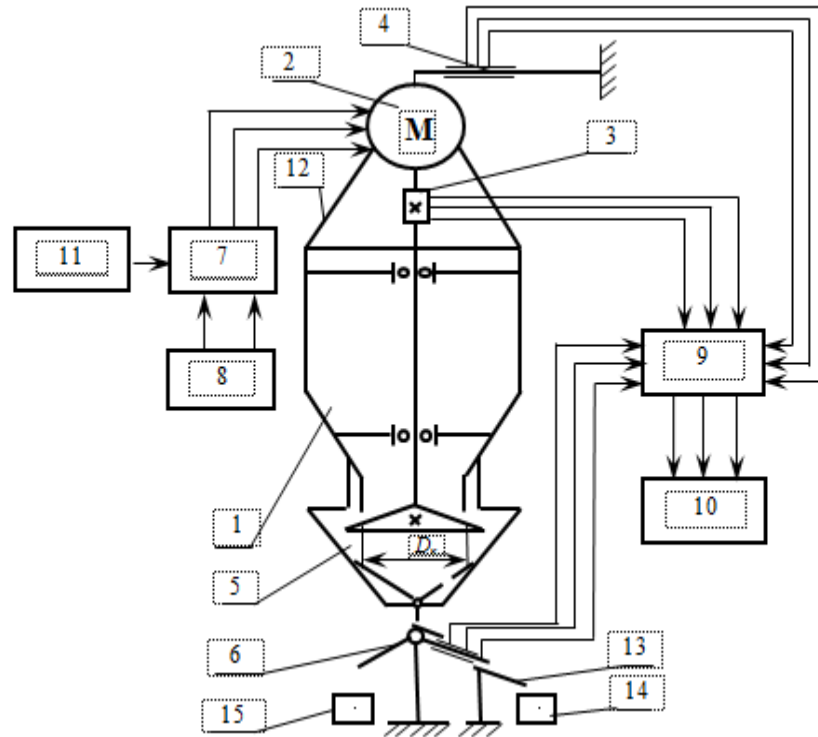
Дослідження індивідуального дозатора комбікормів проводили за таких конструктивно-технологічних параметрів: густина комбікорму  $\rho = 555 \text{ кг/м}^3$ , вологість  $W = 13\%$ , кут природного скосу  $\varphi = 34$  град., гранулометричний склад комбікорму  $M = 1,85 \text{ мм}$ , діаметр випускної горловини бункера  $d_z = 110 \text{ мм}$  і діаметр дозувального робочого органа  $d_p = 130 \text{ мм}$  [4; 18].

Нами проведено планований повнофакторний експеримент. Факторами, які впливають на процес дозування, були частота обертання дозувального робочого органа  $n$ , кут твірної конуса  $\alpha$  до його основи, розмір кільцевого зазору  $h$  між випускною горловиною бункера і дозувальним робочим органом [3; 4; 15].

За критерій оптимізації прийнято енергоємність, яку оцінювали за формулою

$$E = \frac{N}{Q}, \text{ Дж/кг}, \quad (1)$$

де  $N$  – споживана потужність на видачу комбікорму, Вт;  $Q$  – подача комбікорму, кг/с.



**Рис. 1.** Блок-схема експериментальної установки

для дослідження індивідуального дозатора комбікормів із дисковим робочим органом:

- 1 – індивідуальний дозатор; 2 – кроковий електродвигун; 3 – вимірювач крутного моменту;  
 4 – вимірювач маси комбікорму в бункері дозатора; 5 – пристрій зміни напрямку руху потоку;  
 6 – вимірювач потоку сипких матеріалів; 7 – блок керування кроковим двигуном;  
 8 – блок живлення VIP-009; 9 – тензопідсилювач 8АНЧ–7М; 10 – ПЕОМ;  
 11 – генератор частоти струму ГЗ–111; 12 – рама; 13 – відвідний лоток;  
 14, 15 – збірні місткості для необхідних і непотрібних порцій комбікорму

**Fig. 1.** Block diagram of the experimental installation for the study of an individual feed dispenser with a conical working body:

- 1 – individual dispenser; 2 – step electric motor; 3 – torque meter;  
 4 – feed weight meter in the hopper of the dispenser; 5 – device for changing the direction of flow;  
 6 – flow meter of bulk materials; 7 – stepper motor control unit; 8 – power supply VIP-009; 9 – strain amplifier 8ANCH-7M; 10 – PC; 11 – current frequency generator GZ-111; 12 – frame; 13 – drainage tray;  
 14, 15 – prefabricated containers for necessary and unnecessary portions of feed

**Таблиця 1.** Інтервали і рівні варіювання факторів

**Table 1.** Intervals and levels of factors variation

Рівень варіювання факторів	Кодовані значення	Частота обертання робочого органа, $n, c^{-1}$	Кут твірної конуса при його основі, $\alpha$ , град.	Кільцевий зазор $h$ між випускною горловиною бункера і дозувальним робочим органом, мм
Верхній	+	1,39	20	8
Основний	0	0,835	10	6
Нижній	-	0,28	0	4
Інтервал варіювання	$\epsilon$	0,555	10	2

**Таблиця 2.** Матриця плану і результати експерименту  
**Table 2.** The matrix of the plan and results of the experiment

№ експерименту	Варіювання факторами			Критерій оптимізації
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$E$ , Дж/кг
1	+	+	0	4,58
2	-	-	0	1,077
3	+	-	0	5,15
4	-	+	0	0,907
5	+	0	+	4,49
6	-	0	-	1,25
7	-	0	+	0,87
8	+	0	-	5,49
9	0	+	+	2,53
10	0	-	-	3,57
11	0	-	+	2,77
12	0	+	-	3,24
13	0	0	0	2,93
14	0	0	0	2,97
15	0	0	0	2,95

Для пошуку оптимального співвідношення факторів, які б забезпечували мінімальну енергоємність процесу дозування і максимальну продуктивність дозатора комбікормів, була реалізована матриця повного факторного експерименту типу  $3^3$  плану другого порядку Бокса – Бенкіна з триразовою повторюваністю на трьох рівнях [8; 11]. Інтервали і рівні варіювання факторів наведені в табл. 1, а матриця плану і результати експерименту – у табл. 2.

У результаті обробки експериментальних даних одержали математичну модель енергоємності індивідуального процесу дозування другого порядку, яка наведена в кодованому вигляді:

$$y = 2,95 + 1,9482x_1 - 0,1637x_2 - 0,3586x_3 - 0,0145x_1^2 - 0,007x_2^2 + 0,0845x_3^2 - 0,1x_1x_2 - 0,1498x_1x_3 + 0,0225x_2x_3. \quad (2)$$

Проводили розкодування кодованих значень коефіцієнтів рівняння регресії відповідно до програми обробки результатів планованих експериментів в оболонці редактора Excel.

З розкодованими значеннями коефіцієнтів рівняння регресії математична модель енергоємності процесу дозування дисковим робочим органом конусного типу набуде натурального вигляду:

$$E = 1,22 + 4,5788 \cdot n - 0,00675 \cdot \alpha - 3314,3626 \cdot h - 0,0471 \cdot n^2 - 0,00007 \cdot \alpha^2 + 21125 \cdot h^2 - 0,018 \cdot n \cdot \alpha - 134,95495 \cdot n \cdot h + 1,125 \cdot \alpha \cdot h, \quad (3)$$

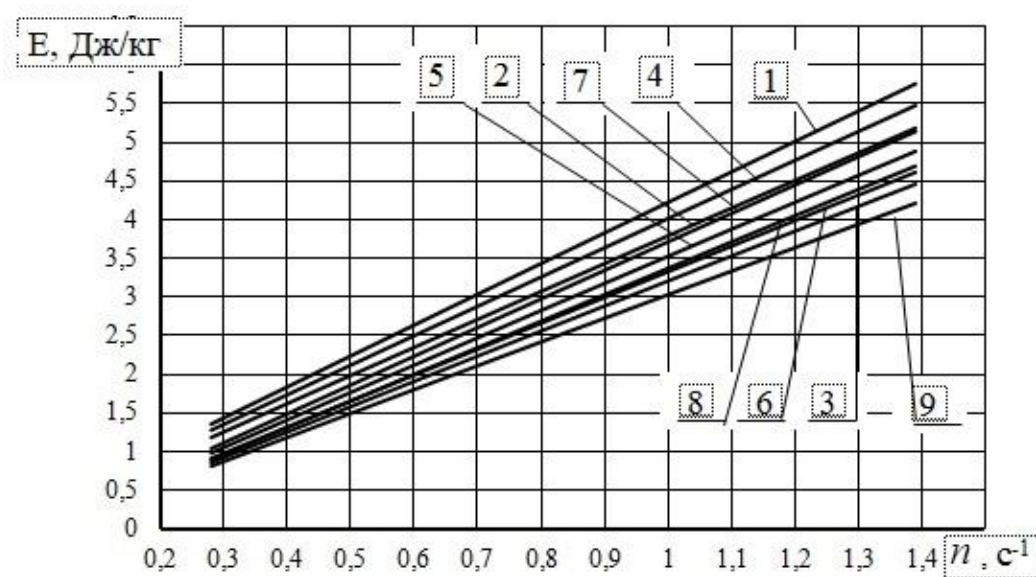
де  $E$  – енергоємність процесу дозування дисковим робочим органом, Дж/кг;  $n$  – частота обертання дискового дозувального робочого органа,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\alpha$  –

кут твірної конуса при його основі, град.;  $h$  – кільцевий зазор між випускною горловиною бункера і дисковим робочим органом дозатора, м.

За результатами експерименту побудовано графічну залежність (рис. 2) енергоємності  $E$  процесу дозування дисковим дозувальним робочим органом конусного типу від частоти його обертання  $n$  при змінному кільцевому зазорі  $h$  між випускною горловиною бункера дозатора і робочим органом та куті твірної конуса  $\alpha$  при його основі.

Аналіз експериментальних даних (див. рис. 2) показав, що процес дозування комбікормів запропонованою конструкцією робочого органа дозатора здійснюється з енергоємністю  $E = 0,87 \dots 5,15$  Дж/кг. У діапазоні регулювання частоти обертання дискового дозувального робочого органа  $n = 0,28 \dots 1,39 \text{ с}^{-1}$  спостерігається прямолінійне зростання енергоємності. Для забезпечення максимальної продуктивності дискового робочого органа дозатора з мінімальною енергоємністю процесу дозування пропонується кут твірної конуса при його основі  $\alpha = 20^\circ$ , кільцевий зазор між випускною горловиною бункера і робочим органом  $h = 0,008$  м.

Використовуючи методику обробки експериментальних даних [4; 8; 9; 11], дані досліджень було перевірено на відтворення. Для цього визначили розрахункове значення критерію Кохрена  $[G_{\text{роз}}] = 0,2048$ . Для наших умов допустиме його значення становить  $[G] = 0,3346$ , тобто умова експерименту забезпечується:  $G_{\text{роз}} < [G]$ .



**Рис. 2.** Залежність енергоємності  $E$  процесу дозування дисковим дозувальним робочим органом від частоти його обертання  $n$  при змінному кільцевому зазорі  $h$  між випускною горловиною бункера дозатора і робочим органом та куті твірної конуса  $\alpha$  при його основі:

- 1–  $\alpha = 0^\circ$ ,  $h = 0,004$  м; 2–  $\alpha = 0^\circ$ ,  $h = 0,006$  м; 3–  $\alpha = 0^\circ$ ,  $h = 0,008$  м; 4–  $\alpha = 10^\circ$ ,  $h = 0,004$  м; 5–  $\alpha = 10^\circ$ ,  $h = 0,006$  м; 6–  $\alpha = 10^\circ$ ,  $h = 0,008$  м; 7–  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h = 0,004$  м; 8–  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h = 0,006$  м; 9–  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h = 0,008$  м.

**Fig. 2.** Dependence of energy consumption of the dosing process by the conical dosing working body on the frequency of its rotation at a variable annular gap between the outlet mouth of the hopper of the dispenser and the working body and the angle of the cone at its base:

- 1–  $\alpha = 0^\circ$ ,  $h = 0,004$  m; 2–  $\alpha = 0^\circ$ ,  $h = 0,006$  m; 3–  $\alpha = 0^\circ$ ,  $h = 0,008$  m; 4–  $\alpha = 10^\circ$ ,  $h = 0,004$  m; 5–  $\alpha = 10^\circ$ ,  $h = 0,006$  m; 6–  $\alpha = 10^\circ$ ,  $h = 0,008$  m; 7–  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h = 0,004$  m; 8–  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h = 0,006$  m; 9–  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h = 0,008$  m.

На адекватність одержане рівняння регресії було перевірено за допомогою критерію Фішера для п'ятивідсоткового рівня значущості. Розрахункове значення цього критерію становить  $F_{роз} = 0,97$ , а допустиме –  $[F] = 2,04$  з числом степеня вільності чисельника  $f_1 = 11$  і знаменника  $f_2 = 30$ , тобто виконується умова адекватності моделі  $F_{роз} < [F]$  [7; 8].

### Висновки

Експериментально досліджено конструктивно-технологічні та режимні параметри дискового конусного робочого органа дозатора та встановлено їх вплив на енергоємність процесу дозування комбікормів.

Одержане рівняння регресії енергоємності процесу дозування дає змогу обґрунтувати кут твірної конуса  $\alpha$  при його основі, який становить  $\alpha = 20^\circ$ , і кільцевий зазор  $h$  між випускною горловиною бункера та робочим органом  $h = 0,008$  м.

### Бібліографічний список

1. Банга В. І. Огляд і аналіз існуючих конструкцій дозаторів сипких кормів. *Теорія і практика*

*розвитку агропромислового комплексу та сільських територій*: матеріали XVI Міжнар. наук.-практ. форуму. Львів, 2019. С. 329–322.

2. Банга В. І., Дмитрів В. Т., Сиротюк В. М., Гордіняк Р. В. Автоматизований роздавач-дозатор комбікормів для індивідуальної нормованої годівлі корів: монографія. Львів: Сполом, 2018. 233 с.

3. Банга В. І. Експериментальний стенд для дослідження конусного робочого органу індивідуального дозатора комбікормів. *Science, society, education: topical issues and development prospects*: V Міжнародн. науч.-практ. конф. Харків, 2020. С. 215–219.

4. Банга В. І. Методика експериментальних досліджень індивідуального дозатора комбікормів з конусним робочим органом. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка*. 2015. Вип. 156. С. 453–458.

5. Брагінець Н. В., Вольвак С. Ф., Лангазов В. В. К обоснованию значимости дозирования кормов. *Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету*. Луганськ: Вид-во ЛНАУ, 2002. № 17. С. 29–35.

6. Бойко І. Г., Щур Т. Г. Обґрунтування напрямків удосконалення конструктивних рішень дозаторів мікроелементів. *Збірник наукових праць УкрНДПВТ ім. Л. Погорлого*. Дослідницьке, 2005. Вип. 8. С. 138–142.

7. Дозатор сипучих кормів: пат. 40997 Україна: МПК А01К 5/02. № 2000127505; заяв. 26.12.2000; опубл. 15.08.2001, Бюл № 7. 3 с.
8. Дмитрів І. В. Теорія та технологія наукових досліджень: механічна інженерія: навч. посіб. Львів: СПОЛОМ, 2017. 212 с.
9. Дрогомирецька Х. Т., Рибицька О. М., Слюсарчук О. З. Теорія ймовірності та математична статистика: навч. посіб. Львів: Вид-во Львів. політехніки, 2012. 396 с.
10. Лобанов В. И. Анализ дозаторов сыпучих кормов. *Механизация производственных процессов в животноводстве*. Новосибирск, 1985. № 2. С. 39–44.
11. Мельников С. В., Алешкин В. Р., Роцин П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Ленинград: Колос, 1980. 163 с.
12. Степук Л. Я. Механизация дозирования в кормоприготовлении. Минск: Ураджай, 1986. 152 с.
13. Семенцов В. В., Бойко І. Г., Нанка О. В. Розробка енергозберігаючої конструкції дозатора сипучих кормів. *Вісник Таврійського державного аграрного університету*. 2011. № 1, 3. С. 102–109.
14. Семенцов В. В., Бойко І. Г. Розробка енергозберігаючої конструкції гравітаційного дозатора сипучих кормів *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery*. 2013. Vol. 15, No. 7. P. 10–13.
15. Семенцов В. В., Бойко І. Г. Результаты экспериментальных исследований по определению оптимальных параметров гравитационного дозатора. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка: технічні системи і технології тваринництва*. 2015. № 157. С. 67–73.
16. Семенцов В. В., Бойко І. Г. Экспериментальная установка і методика дослідження процесу дозування концентрованих кормів гравітаційним дозатором. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка: технічні системи і технології тваринництва*. 2014. № 144. С. 7–11.
17. Фролов Н. В., Мальцев В. С. Результаты экспериментальных исследований дозатора-смесителя концентрированных кормов. *Вестник Ульяновской ГСХА*. 2011. № 2. С. 119–123.
18. Banha V. Experimental investigations of operating devices of an individual meter of mixed fodder. *TEKA. A Quarterly Journal of Agrj-food Industry*. 2019, Vol. 19, No. 10. P. 25–36.
19. Blodedov V., Nosko P., Boyko G. et al. Parameter optimization of dosator for technique cultures on the quantity intervals, close by to calculation. *TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2013, Vol. 13, No. 4. P. 18–24.
20. Bodrova E. M., Izdebski W., Sinielnikov V. M. et al. State and Perspectives of Milk Production in the Republic of Belarus in Comparison with the Condition of the Polish Dairy. *TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2015. Vol. 15, No. 1. P. 3–8.

Стаття надійшла 19.10.2020



## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ

Петро Коруняк<sup>1</sup>, к. т. н., Сергій Баранович<sup>1</sup>, к. т. н.,  
Вікторія Вечерік-Дриженко<sup>2</sup>, Олександр Оліфер<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Львівський національний аграрний університет  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський район,  
Львівська обл., Україна

<sup>2</sup> Стрийський фаховий коледж  
вул. Львівська, 169, м. Стрий, Львівська обл., Україна

<sup>3</sup> Екологічний фаховий коледж

вул. Замарстинівська, 167, м. Львів, Україна

e-mail: petrokoruniak@gmail.com, baranovich1977@ukr.net, valova887@gmail.com,  
super\_igor22@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.033>

### Коруняк П., Баранович С., Вечерік-Дриженко В., Оліфер О. Підвищення ефективності використання стрічкових конвеєрів

Робота присвячена розробці крутопохилого пересувного стрічкового конвеєра. У результаті проведеного літературного аналізу існуючих конструкцій похилих стрічкових конвеєрів запропоновано нескладну конструкцію, яка дозволяє забезпечити переміщення насипного вантажу на кут, більший за кут природного відкосу вантажу, без збільшення робочої вітки транспортера, а також зменшити час на регулювання зміни підйому вантажу, що зменшить собівартість навантажувально-розвантажувальних операцій сипких вантажів. Запропонована конструкція розробленого крутопохилого пересувного стрічкового конвеєра уможливує переміщення сипкого вантажу завдяки використанню транспортувальної стрічки, виконаної з накладним еластичним елементом, який розміщений на несучій стрічці складкоподібно із заданим кроком і по краях закріплений до неї. За умови транспортування вантажу під кутом, меншим за кут природного відкосу, він рухається суцільним потоком у робочу зону розвантаження. У разі встановлення конвеєра під кутом, більшим за кут природного відкосу, унаслідок відносного руху вантажу стрічкою під дією земного тяжіння (зсуву) накладні еластичні елементи розкриваються та утворюють своєрідні кишені, якими вантаж подається в зону розвантаження, після чого стрічка набуває попередньої форми. Проведено числове експериментальне дослідження в системі *Mathcad*, де розглянуто вплив зміни продуктивності конвеєра залежно від зміни кута нахилу стрічки конвеєра, а також впливу властивостей сипкого матеріалу, що транспортується. Представлені графічні результати досліджень продуктивності конвеєра за умови нахилу стрічки конвеєра під кутом, меншим від кута природного відкосу матеріалу, а також відображено продуктивність конвеєра за умови його роботи, коли кут нахилу стрічки конвеєра більший від кута природного відкосу матеріалу.

**Ключові слова:** крутопохилий конвеєр, стрічка, сипкий вантаж, еластичний елемент, кут природного відкосу.

### Koruniak P., Baranovych S., Vecherik-Dryzhenko V., Olifer O. Improving the efficiency of belt conveyors use

The work is devoted to development of a steeply inclined mobile belt conveyor. Due to the literary analysis of the existing designs of inclined belt conveyors, a simple design was proposed. This design allows moving the bulk cargo to a bigger angle than the angle of repose of the cargo, without increasing the working branch of the conveyor. It can also reduce the time for adjusting the change of lifting of the cargo that reduces the cost of loading and unloading operations of bulk cargoes.

The proposed design of the developed steeply inclined mobile belt allows the movement of bulk cargoes. It is due to the use of a conveyor belt that is used with an overhead elastic element. The elastic element is placed on the carrier belt in a folded manner. It has a given step and it is attached to the edges of the belt. If the cargo is transported at an angle less than the angle of repose, it moves in a continuous stream into the working area for unloading. In the case of installing the conveyor at an angle that is bigger than the angle of repose and the relative movement of the cargo with the belt under the action of gravity (displacement), overhead elastic elements open and form certain pockets. In this way, these pockets feed the cargo into the unloading zone, and then the belt receives the previous shape.

The numerical experimental study was carried out in the *Mathcad* system. In this study, the authors of the research considered the influence of the change in the productivity of the conveyor depending on the change in the angle of the conveyor belt and the influence of the properties of the bulk material that was transported. The article presents graphical results of conveyor productivity research under the condition of an inclination of the conveyor belt at an angle that is less than the angle of repose of the material. Besides, productivity of the conveyor was shown under the condition of its operation when the angle of the conveyor belt was bigger than the angle of repose.

**Key words:** steeply inclined conveyor, belt, bulk cargo, an elastic element, angle of repose.

**Постановка проблеми.** Машини безперервного транспорту займають провідне місце серед підйимально-транспортувальних пристроїв різного призначення. Високопродуктивна робота сучасного підприємства неможлива без правильно організованих і надійно функціонуючих засобів промислового транспорту.

Стрічкові конвеєри знаходять широке застосування в багатьох галузях промисловості: машинобудуванні, приладобудуванні, металургійній, хімічній, будівельній промисловості тощо [2; 8]. Без цих засобів неможливі виробничі процеси не тільки у відкритих гірських розробках (відвалоутворення), шахтах, а й під час збирання та зберігання сільськогосподарської продукції [1].

Конвеєри є невід'ємною складовою частиною сучасного технологічного процесу – вони встановлюють і регулюють темп виробництва, забезпечують його ритм, сприяють підвищенню продуктивності праці і якості випуску продукції. Конвеєри є основними засобами комплексної механізації та автоматизації транспортувальних і завантажувально-розвантажувальних робіт і потокових технологічних операцій.

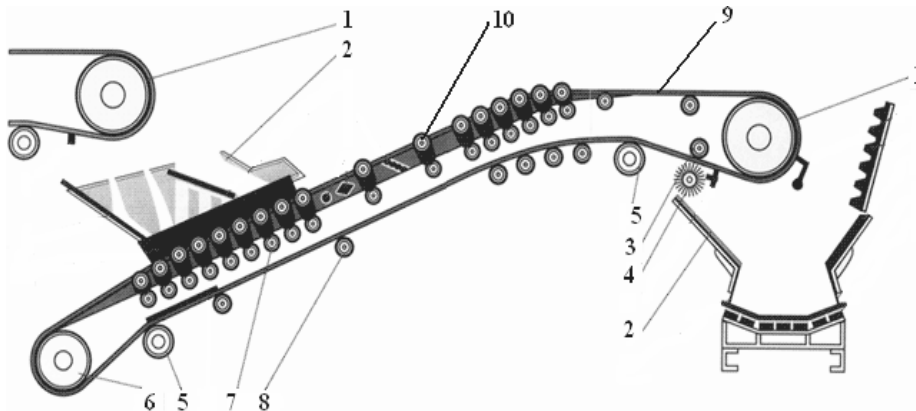
#### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Під час розв'язання задачі раціонального вибору типу конвеєра, з метою забезпечення найбільшого технічного і економічного ефекту, необхідно враховувати низку факторів. До них слід віднести властивості транспортувальних вантажів, розташування пунктів завантаження та розвантаження, а також відстань між ними; необхідну продуктивність машин, ступінь автоматизації вироб-

ничого процесу, в якому бере участь запроєктована транспортувальна машина, спосіб зберігання вантажу тощо.

Багатолітня історія розвитку техніки запропонувала широкий ряд схем та конструкцій стрічкових конвеєрів як загального, так і спеціального призначення. Стрічкові конвеєри використовують для транспортування в горизонтальному і похилому напрямках під кутом  $18...20^\circ$  найрізноманітніших насипних та штучних вантажів. Вони використовуються як завантажувальні та перевантажувальні пристрої, а також такі, що здійснюють технологічні функції в гнучкому автоматизованому виробництві. Окремо варто виділити конвеєри, що влаштовані на мобільних машинах (комбайнах), специфіка їх роботи вносить конструктивні особливості щодо розміщення, схеми та типу приводу і несучої системи [2; 8].

Стрічковий конвеєр – це пристрій безперервної дії з робочим органом у вигляді замкнутої гнучкої стрічки, який здійснює функції переміщення та несучого елемента вантажу (рис. 1). Стрічка приводиться в рух під дією сили тертя між нею і привідним барабаном, спираючись по всій довжині транспортування на стаціонарні опорні конструкції. Оскільки це обладнання являє собою комплекс, який складається з пристроїв, механізмів та допоміжних механізмів, це дає змогу вдосконалення його конструкції в багатьох напрямках: завантаженні-розвантаженні транспортера, опорних елементів, поліпшенні умов зчеплення стрічки з барабанами, роботи і конструкції привідних і натяжних механізмів, поставу та загалом конструкції обладнання.



**Рис. 1.** Стрічковий конвеєр:

- 1 – привідний барабан; 2 – завантажувальний лоток; 3 – притисний ролик;  
4 – очисний пристрій; 5 – відхиляючий барабан; 6 – кінцевий барабан;  
7 – амортизуючі роликоопори; 8 – нижні роликоопори; 9 – стрічка; 10 – верхні роликоопори

**Fig. 1.** Belt conveyor:

- 1 – drive drum; 2 – loading tray; 3 – clamping roller; 4 – cleaning device;  
5 – deflecting drum; 6 – the final drum; 7 – shock-absorbing roller supports;  
8 – lower roller supports; 9 – tape; 10 – upper roller supports

Крутопохилий конвеєр – різновид стрічкового і призначений для переміщення вантажів під кутом до горизонту піднімання понад  $18^\circ$ . Порівняно зі звичайним стрічковим конвеєром він дає змогу значно скоротити довжину транспортування за однакової висоти піднімання і знизити обсяг капітальних витрат на транспортувальні роботи, зменшити виробничу площу, яку він займає у виробничому приміщенні або ж на території обслуговуваного об'єкта. Треба зауважити, що конструкція таких конвеєрів значно складніша від звичайних, містить додаткові механізми та елементи і вимагає додаткових розрахунків. Серед них відомі такі конвеєри, як двострічкові, трубчасті стрічкові, а також телескопічні стрічкові [11].

До прикладу, можна запропонувати одну з конструкцій стрічкового транспортера для переміщення сипких матеріалів стрічкою всередині напямної труби [10] і в подальшому нами вдосконаленою конструкцією, показаною на рис. 2.

Підвищення ефективності роботи таких конвеєрів, а саме збільшення кута нахилу транс-

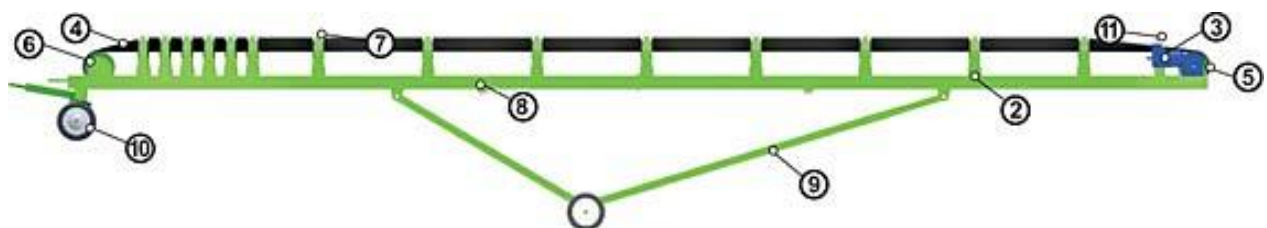
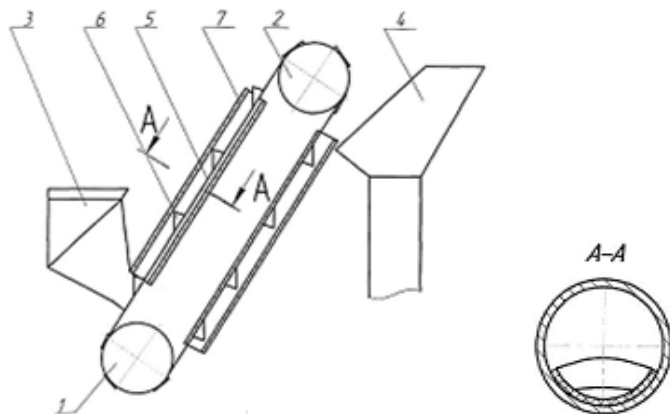
портування до горизонту, можна досягти завдяки накладним еластичним елементам, розташованим на робочій поверхні транспортувальної стрічки із заданим кроком. Це досягається тим, що стрічка набуває жолобоподібної форми під час транспортування насипного вантажу у напямній трубі і накладні еластичні елементи, деформуючись, утворюють дугоподібні перегородки у вигляді кишень. Таке конструктивне рішення уможливорює сповільнення текучості вантажу на стрічці та переміщення його під більшим кутом до горизонту за тих самих виробничих умов.

Крутопохилий конвеєр можна використовувати в конструкціях звичайних перевантажувачів, мобільного технологічного обладнання, приймальних стріл роторних екскаваторів тощо.

На рис. 3 зображено стрічковий конвеєр (транспортер) зі змінним кутом нахилу, особливо зручний для виконання нескладних операцій, наприклад, для завантаження будь-яких видів транспорту, а гідравлічний привід дозволяє без зусиль змінювати кут його нахилу від 8 до 35 градусів.

**Рис. 2.** Стрічковий конвеєр для сипких вантажів: 1 – натяжна станція; 2 – транспортувальна стрічка; 3 – привідна станція; 4 – напямна труба; 5 – еластичні елементи у вигляді дугоподібних перегородок; 6 – завантажувальний бункер; 7 – розвантажувальний бункер

**Fig. 2.** Belt conveyor for bulk cargo: 1 – tension station; 2 – conveyor belt; 3 – drive station; 4 – guide pipe; 5 – elastic elements in the form of arcuate partitions; 6 – loading hopper; 7 – unloading hopper



**Рис. 3.** Стрічковий завантажувальний транспортер: 1 – опорна конструкція; 2 – рама конвеєра; 3 – мотор-редуктор; 4 – транспортувальна стрічка; 5 – привідний барабан; 6 – барабан натяжний; 7 – роликоопори верхні несучі; 8 – роликоопори нижні; 9 – опори кутові; 10 – вертикальна опора (вертикальна поворотна за наявності коліс); 11 – ролики кінцеві

**Fig. 3.** Belt loading conveyor: 1 – supporting structure; 2 – conveyor frame; 3 – motor-reducer; 4 – conveyor belt; 5 – drive drum; 6 – tension drum; 7 – roller supports upper bearing; 8 – lower roller supports; 9 – angular supports; 10 – vertical support (vertical swivel in the presence of wheels); 11 – the final rollers

Основними напрямками розвитку стрічкових конвеєрів є збільшення довжини транспортування без перевантаження, продуктивності (завдяки зростанню швидкості і корисного навантаження на стрічку) та кута нахилу. Важливою задачею є також зменшення ваги конструкції, підвищення терміну служби і надійності роботи, забезпечення повного автоматичного керування в комплексному обладнанні.

Практика й дослідження показують, що стрічкові конвеєри за своїм призначенням та конструктивним виконанням характеризуються значною різноманітністю. Крім того, велику кількість актуальних виробничих завдань можна реалізувати зі застосуванням відповідних і спеціальних конвеєрних стрічок. Проте слід зауважити, що найдорожчим і найменш довговічним елементом конвеєра є стрічка, яка й визначає його основні параметри роботи.

Тому це питання, як ніколи, на сьогодні є актуальним для нашої держави в розвитку малого і середнього підприємництва, особливо в галузях агропромислового комплексу. В умовах недофінансування вказаного напрямку економіки такі конструктивні вдосконалення існуючого обладнання будуть корисними і знайдуть своє місце на окремо взятому виробництві.

Окресленими питаннями займаються і співробітники кафедри машинобудування ЛНАУ.

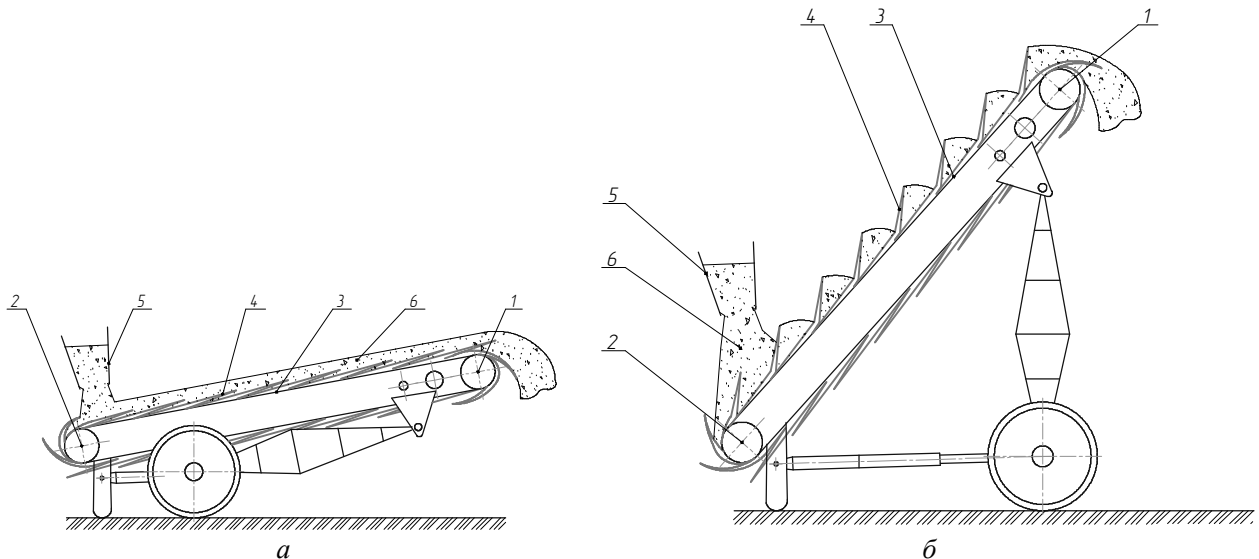
Впроваджуючи конструкторські новації, зокрема у стрічкові конвеєри, вони пропонують способи розширення функціональних можливостей існуючого обладнання та підвищення ефективності його роботи [3–6; 9].

**Постановка завдання.** Наше завдання – вдосконалення конструкції пересувного стрічкового конвеєра з гофрованою стрічкою та розширення його функціональних можливостей у транспортуванні сипких вантажів у похилому напрямку.

**Виклад основного матеріалу.** Огляд літературних джерел показує, що за останні роки запропоновано багато конструкцій з підвищеним кутом нахилу стрічкових конвеєрів та різні варіанти їх конструктивного виконання [1; 11; 12]. Аналізуючи їх роботу, запропонована конструкція (рис. 4), яка уможливіє більш ефективне використання стрічки під час транспортування сипких вантажів у похилому напрямку.

Під час розробки конструкції конвеєра до неї ставили такі вимоги:

- простота конструкції,
- можливість регулювання параметрів його роботи в широких межах;
- стійкість режимів роботи і стабільна продуктивність.



**Рис. 4.** Схема крутопохилого стрічкового конвеєра: *а)* кут нахилу стрічки конвеєра менший за кут природного відкосу матеріалу; *б)* кут нахилу стрічки конвеєра більший за кут природного відкосу матеріалу;

1 – привідний барабан, 2 – натяжний барабан, 3 – транспортувальна стрічка,  
4 – накладний еластичний елемент, 5 – завантажувальний бункер, 6 – насипний вантаж

**Fig. 4.** Scheme of a steep belt conveyor: *a)* the angle of the conveyor belt is less than the angle of natural slope of the material; *б)* the angle of the conveyor belt is greater than the angle of natural slope of the material; 1 – drive drum, 2 – tension drum, 3 – conveyor belt, 4 – overhead elastic element, 5 – loading hopper, 6 – bulk cargo

Принцип роботи крутопохилого пересувного стрічкового конвеєра полягає в тому, що завдяки натяжному барабану 2 транспортувальна стрічка 3 з накладним еластичним елементом 4 приводиться в робочий стан і урухомлюється привідним барабаном 1. Вантаж 6 надходить зі завантажувального бункера 5 на стрічку конвеєра. За умови транспортування вантажу під кутом, меншим за кут природного відкосу, він рухається суцільним потоком у робочу зону розвантаження. У разі встановлення конвеєра під кутом, більшим за кут природного відкосу, завдяки відносному руху вантажу стрічкою (зсуву) накладні еластичні елементи 4 розкриваються і загальмовують цей рух, утворюючи своєрідні кишені, якими вантаж подається в зону розвантаження, після чого стрічка набуває попередньої форми.

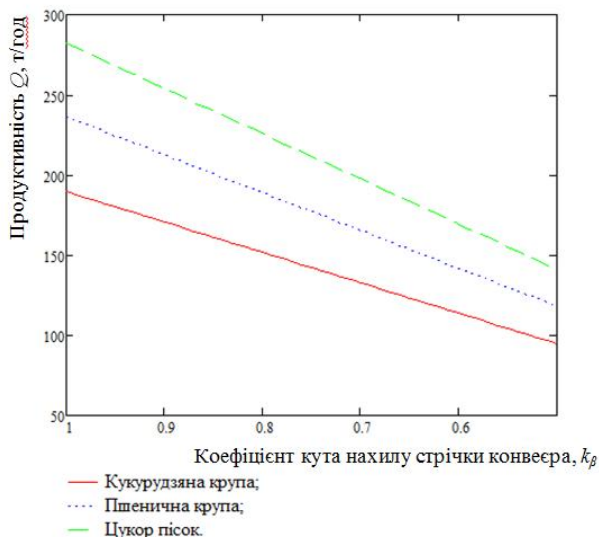
Під час проведення числового експерименту в середовищі віртуального моделювання роботи стрічкового пересувного крутопохилого конвеєра в системі *Mathcad* досліджували зміну продуктивності конвеєра залежно від зміни кута нахилу стрічки конвеєра, а також впливу властивостей сипкого матеріалу, що транспортується.

На рис. 5 наведено графічні результати досліджень продуктивності конвеєра за умови нахилу стрічки конвеєра під кутом, меншим від

кута природного відкосу матеріалу. Кут нахилу конвеєра під час розрахунку задається коефіцієнтом, який приймається з довідкової літератури [2; 8] і відповідає певному куту.

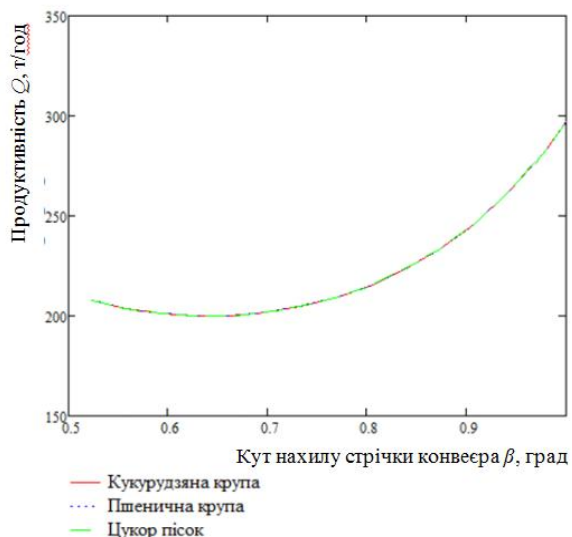
За умови роботи конвеєра, коли кут нахилу стрічки менший від кута природного відкосу матеріалу, бачимо, що зі збільшенням кута нахилу стрічки або відповідно зменшенням коефіцієнта нахилу продуктивність зменшується і може дійти до 0. Така зміна є характерною для всіх видів вантажу. Також зі зменшенням кута природного відкосу матеріалу зменшується й продуктивність.

На графіку (рис. 6) відображено продуктивність конвеєра за умови його роботи, коли кут нахилу стрічки конвеєра більший від кута природного відкосу матеріалу. За умови роботи конвеєра з кутом нахилу стрічки, більшим від кута природного відкосу, із збільшенням кута нахилу стрічки продуктивність збільшується, оскільки матеріал потрапляє в кишеню стрічки, а продуктивність буде обмежена її об'ємом. Зміна продуктивності також є характерною для всіх видів вантажу і незначно залежить від природного кута відкосу матеріалу, оскільки отримані графічні результати залежності від типу вантажу накладаються. Варто зауважити, що зі зменшенням кута природного відкосу матеріалу зменшується й продуктивність.



**Рис. 5.** Графік залежності продуктивності конвеєра за умови, коли кут нахилу стрічки менший від кута природного відкосу матеріалу

**Fig. 5.** Graph of the dependence of the conveyor productivity under condition when the angle of the belt is less than the angle of the material natural slope



**Рис. 6.** Графік залежності продуктивності конвеєра за умови, коли кут нахилу стрічки більший від кута природного відкосу матеріалу

**Fig. 6.** Graph of the dependence of the conveyor productivity under condition when the angle of the belt is greater than the angle of the material natural slope

У результаті числового експерименту моделювання роботи крутопохилого стрічкового конвеєра було встановлено, що з використанням кишені на стрічці підвищується продуктивність і вона буде обмежена об'ємом кишені на стрічці. Це, своєю чергою, дозволить застосовувати конвеєр у широкому діапазоні кутів нахилу стрічки.

### Висновки

Запропонована конструкція крутопохилого пересувного стрічкового конвеєра є нескладною і може забезпечити переміщення насипного вантажу під значним кутом нахилу на більшу висоту без збільшення його робочої вітки і виробничих площ, що є ефективним у роботі та зручним в обслуговуванні. Використання запропонованої конструкції конвеєра стане в пригоді в умовах малого і середнього підприємництва. Їх можна використовувати в машинах для переміщення вантажів (виробів) згідно з технологічним процесом поточного виробництва від одного робочого місця до іншого, від однієї технологічної операції до іншої, встановлюючи, організовуючи і регулюючи темп виробництва і поєднуючи, у низці випадків, функції накопичувача.

### Бібліографічний список

1. Вайсон А. А. Подъемно-транспортные машины. Москва: Машиностроение, 1989. 536 с.
2. Зенков Р. Л., Ивашков И. И., Колобов Л. Н. Машины непрерывного транспорта. Москва: Машиностроение, 1980. 304 с.
3. Коруняк П., Баранович С., Ковальчук Т. Шляхи вдосконалення конструкцій стрічкових конвеєрів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2014. № 18. С. 245–250.
4. Коруняк П. С., Малащенко В. О. Спосіб регулювання форми поперечного перерізу стрічки стрічкового конвеєру. *Підйомно-транспортна техніка*. 2015. № 1. С. 48–51.
5. Пасіка В. Р., Малащенко В. О., Коруняк П. С. Проектування стрічкових конвеєрів з розширеними функціональними можливостями. *Матеріали XIV Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків*, 23-24 трав. 2019 р. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2019. С. 65–67.
6. Пасіка В. Р., Малащенко В. О., Коруняк П. С. Пропозиції до проектування стрічкових конвеєрів з розширеними функціональними можливостями. *Підйомно-транспортна техніка*. 2020. № 1. С. 61–66.
7. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: підручник / В. С. Бондарев та ін. Київ: Вища шк., 2009. 734 с.
8. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины: учеб. пособие для машиностроительных вузов. 3-е изд., перераб. Москва: Машиностроение, 1983. 487 с.
9. Стрічковий конвеєр: пат. 95317 Україна: МПК В65G 17/00; опубл. 25.12.2014, Бюл. № 24.
10. Стрічковий транспортер для насипних вантажів: пат. 56890 Україна: МПК В65G 25/00; опубл. 25.01.11, Бюл. № 2.
11. Черненко В. Д. Теория и расчет крутонаклонных конвейеров. Ленинград: Изд-во ЛГУ, 1985. 292 с.
12. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. Москва: Машиностроение, 1987. 336 с.

Стаття надійшла 17.10.2020

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «ВИЛКА – НАПРЯМНА» САДЖАЛКИ ЧАСНИКУ

**Ярослав Семен, к. т. н.**

*Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,  
e-mail: Jsemen@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.039>

### **Семен Я. Дослідження параметрів системи «вилка – напрямна» саджалки часнику**

У статті подано результати наукових досліджень проблем механізованого садіння часнику і, зокрема, параметрів системи «вилка – напрямна» розробленої конструкції саджалки. Для умов технологічного процесу садіння зубків часнику з примусовим поштучним їх укладанням у клиноподібну борозенку денцем вниз, а ростком вгору теоретично досліджено взаємодію ролика штока вилки ланцюгово-плунжерного апарата з напрямною і кульок механізму керування з кронштейнами під час піднімання вилки вгору.

Наведено розрахункову схему взаємодії ролика з напрямною під час піднімання вилки вгору та виконано аналітичні дослідження системи «вилка – напрямна» саджалки часнику. Встановлено, що для запобігання заклинюванню й усунення надмірного зношування поверхонь, які контактують, під час руху вилки догори необхідно дотримуватись умови, щоб пружна сила від дії стиснутої пружини плунжера була вищою за сумарну дію сил ваги вилки і тертя, яка виникає під час контакту кульок механізму керування пальцями вилки по кронштейнах. Така умова є обов'язковою незалежно від жорсткості пружних елементів, профілю напрямної й конструктивного виконання кронштейнів ланцюгово-плунжерного апарата саджалки.

Отримано теоретичні залежності для визначення переміщення і швидкості характеризуваного процесу, які розв'язані числовим методом Рунге–Кутта з наступним графічним відображенням отриманих закономірностей.

Досліджено, що під час руху вилки вгору теоретичні криві зміни її переміщення в часі в усіх випадках досліджень мають однакову закономірність і характеризуються ввігнутою кривою з плавним її зростанням за перші 0,01 с й доволі різким ростом майже за пропорційною залежністю в решті часу взаємодії ролика штока плунжера садильного апарата з напрямною.

Встановлено, що тривалість піднімання вилки з глибини садіння зубка на задану висоту змінюється залежно від жорсткості пружини плунжера та швидкості руху ланцюгового транспортера, оскільки ролик штока плунжера кінематично пов'язаний з напрямною, поверхнею якої він рухається під час вертикального переміщення вилки догори під дією пружної сили вказаної пружини.

Теоретично доведено, що зміна швидкості руху вилки у вертикальному напрямі догори під час взаємодії ролика з напрямною має однакову закономірність й описується вигнутими кривими, які залежать від жорсткості пружин плунжера і механізму керування пальцями вилки.

**Ключові слова:** зубок часнику, садильний апарат, вилка, напрямна, швидкість, переміщення.

### **Semen Ya. Investigation of parameters of "fork – guide" system of a garlic saddle**

The results of scientific researches on the problems of mechanized planting of garlic and, in particular, the parameters of the "fork – guide" system of the developed design of planting are presented in the article. For the conditions of technological process of planting teeth of garlic with forced piece-laying them in a wedge-shaped groove a day down, and with a sprout up, the interaction of the roller of the stem of the fork of the chain-plunger apparatus with the guide and the balls of the control mechanism from the crown under control is investigated.

The calculation scheme of the interaction of the roller with the guide while lifting the fork is given, and analytical studies of the "fork – guide" system of the garlic seedlings are performed. It is established that in order to prevent jamming and to eliminate excessive wear of the contacting surfaces while moving the fork upwards, it is necessary to observe the conditions that the elastic force from the action of the compressed spring of the plunger is higher than the total force of the forces of the fork and friction arising during contact mechanism for controlling the fingers of the fork on the brackets. That condition is mandatory irrespective of the rigidity of the elastic elements, the profile of the directional and constructive execution of the brackets of the chain-plunger apparatus of the planter.

Theoretical dependences are obtained for determining the displacement and speed of the characterized process, which are solved by the numerical Runge – Kutta method with the following graphical representation of the obtained regularities.

It has been investigated that during the fork movement, the theoretical curves of its displacement over time in all cases of studies have the same regularity and are characterized by a concave curve with its smooth growth in the first 0.01 s and a rather sharp increase in almost proportional dependence in the rest of the interaction time of the roller plunger of the saddle machine with a guide.

It is established that duration of the fork lifting from the depth of planting the tooth to a predetermined height varies depending on the rigidity of the spring of the plunger and the speed of movement of the chain conveyor, since the roller of

the plunger stem is kinematically connected to the guide, whose surface it moves during vertical movement of the force of the fork of the specified spring.

It is theoretically proved that a change in the speed of the fork movement in the vertical direction upwards during the interaction of the roller with the guide has the same regularity and is described by curves that depend on the rigidity of the springs of the plunger and the mechanism of control of the fork fingers.

**Key words:** garlic cloves, planting machine, fork, guide, speed, movement.

**Постановка проблеми.** Безпосереднє правильно орієнтоване укладання зубків часнику в ґрунт у запропонованій конструкції машини забезпечує ланцюгово-плунжерний садильний апарат [5; 20]. У нижній його частині змонтовано напрямну, взаємодіючи з якою через ролик, шток з вилкою і зубком часнику, защемленим між її пальцями, переміщуються вертикально вниз і примусово встромляють зубок у клиноподібну борозенку [15]. Після цього кульки механізму керування пальцями вилки набігають на нерухомі, жорстко закріплені кронштейни і пальці вилки, розводяться в боки, звільняють зубок часнику, який залишається у борозенці. Як тільки зубок, орієнтований денцем вниз, а ростком вгору, опинився в борозенці, ролик штока збігає з прямою і під дією сили пружності пружини плунжера вилка переміщується вертикально вгору [1; 8; 10; 11].

Серед основних чинників, які впливають на перебіг вказаного процесу, можна виділити швидкість руху саджалки, конструктивні параметри і жорсткість окремих елементів ланцюгово-плунжерного садильного апарата, глибину садіння та розмір і профіль поверхонь прямої і кронштейнів, з якими контактують кульки механізму керування пальцями вилки. Саме встановлення їх оптимальних параметрів у цілому гарантуватиме ефективне повернення вилки вертикально догори після укладання зубків часнику в борозенку. Цьому повинні передувати теоретичні дослідження, зокрема й визначення окремих кінематичних показників процесу взаємодії між окремими елементами системи «вилка – пряма» ланцюгово-плунжерного садильного апарата та встановлення найбільш впливових на нього чинників.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Під час створення робочих органів сільськогосподарських машин першочергово проводять теоретичні та експериментальні дослідження [3; 14; 16]. Вони мусять мати системний характер, бо тільки в такому разі можна з'ясувати взаємний вплив окремих ланок, вузлів чи механізмів досліджуваного об'єкта на його функціонування як цілісної системи загалом. Це дозволить у підсумку обґрунтувати параметри робочих органів машин

або окремих їх складових, адаптованих до широкого діапазону зміни вхідних факторів, які виникають у конкретних умовах використання цих машин і є впливовими на їх динамічні характеристики [4; 18; 19].

Стосовно розробленої конструкції саджалки [5; 20], то в науковій праці [12] отримано аналітичні залежності для встановлення сили присмоктування зубків до отворів на поверхні барабана, обґрунтовано його кутову швидкість обертання, узгоджену з конструктивними параметрами ланцюгово-плунжерного садильного апарата та досліджено рух і тривалість падіння зубка часнику після відокремлення його від отвору на поверхні барабана до моменту захоплення пальцями вилки.

У публікації [11] проведено теоретичні дослідження взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера з прямою, що має вигляд дуги заданого радіуса, при заглибленні вилки зі зубком часнику в ґрунт. У ній, зокрема, наведено аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера з прямою у вигляді дуги кола, зокрема швидкості  $V_6$ , прискорення  $a_6$  та переміщення  $h$  вилки разом із зубком часнику в ґрунт, проте відсутній конкретний аналіз отриманих результатів.

Усунуто вказаний недолік у науковій праці [13]. У ній не тільки отримано теоретичні залежності для визначення основних кінематичних показників взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера з прямою, окресленою по дузі параболи, але й розв'язано їх числовим методом Рунге – Кутта з наступним графічним відображенням отриманих закономірностей і детальним аналізом. Досліджено, що зміна швидкості руху вилки у вертикальному напрямі під час взаємодії ролика з прямою у вигляді дуги кола має прямо пропорційну залежність від часу їх контакту. Для прямої у вигляді параболи зміна швидкості вилки в часі відображається графічно у вигляді вигнутої кривої.

Проте виконані попередні дослідження аналізують кінематику процесу переміщення вилки із зубком часнику тільки вертикально вниз. При цьому розглядається взаємодія двох елементів ланцюгово-плунжерного садильного апарата – на-



прямої і ролика штока. Процес повернення вилки після звільнення зубка часнику складніший, оскільки, крім контакту ролика штока з напрямною, одночасно відбувається керування пальцями вилки через взаємодію кульок їх механізму з кронштейнами та виникнення пружних сил, зумовлених роботою двох пружин. Тільки дослідивши кінематику вказаного процесу можна буде об'єктивно оцінити взаємодію елементів системи «вилка – напрямна» та встановити їх конструктивні параметри.

**Постановка завдання.** Отримати аналітичні залежності, які дають змогу встановити основні кінематичні параметри процесу взаємодії елементів системи «вилка – напрямна» ланцюгово-плунжерного садильного апарата під час вертикального переміщення вилки вгору після примусового встромляння нею зубків часнику в ґрунт.

**Виклад основного матеріалу.** Під час безпосереднього встромляння зубка часнику в зубоподібну борозенку, наперед утворену сошником саджалки, яка рухається зі швидкістю  $V_m$  (рис. 1), однаковою за значенням, але різною за напрямом зі швидкістю  $V_{mp}$  руху ланцюгового транспортера, ролик штока вилки ланцюгово-плунжерного апарата набігає на напрямну і вилка, разом із заземленим між її пальцями зубком часнику переміщується вертикально вниз [1; 8; 10; 20].

Після занурення вилки 7 (див. рис. 1) зі зубком 8 часнику у ґрунт на необхідну глибину її пальці 9 повністю розкриваються внаслідок руху кульок 5 механізму керування пальцями вздовж відповідних, жорстко закріплених кронштейнів 11,

долаючи одночасно опір пружної сили пружини 6 механізму керування пальцями. Як тільки відбулося звільнення зубка 8 часнику від пальців 9 вилки 7, ролик 14 штока 13, перебуваючи в точці  $K$  контакту з напрямною 1, починає збігати з неї.

Одночасно вилка 7 масою  $m_2$  починає підніматися вертикально догори внаслідок дії на поршень 12 пружної сили стиснутої пружини 4 жорсткістю  $c_2$  плунжера 2, закріпленого на ланцюговому транспортері 3. Крім того, на вилку 7 ще діють сила ваги  $G_2 = m_2g$  і сила тертя  $T_2$ , яка виникає внаслідок ковзання кульок 5 механізму керування пальцями по двох однакових кронштейнах 11. Щоб усунути можливі заклинювання вилки під час руху догори, необхідно дотримуватись умови, щоб пружна сила від дії стиснутої пружини плунжера була вищою за сумарну дію сили ваги  $G_2$  і сил тертя  $T_2$ , зумовлених жорсткістю пружини механізму керування, яка стягує пальці вилки.

Запишемо диференціальне рівняння руху вилки у вертикальному напрямі:

$$m_2 \frac{d^2y}{dt^2} = c_2(\Delta_2 + y_1 - y) - m_2g - T_2, \quad (1)$$

де  $\Delta_2$  – початкове підтискання пружин, мм;  $y_1$  – переміщення вилки у вертикальному напрямі вниз для занурення зубка у ґрунт, мм;  $T_2$  – сила тертя кульок вилки об кронштейни (Н), яку визначаємо за відомою залежністю [6; 16]:

$$T_2 = f_2 N_2,$$

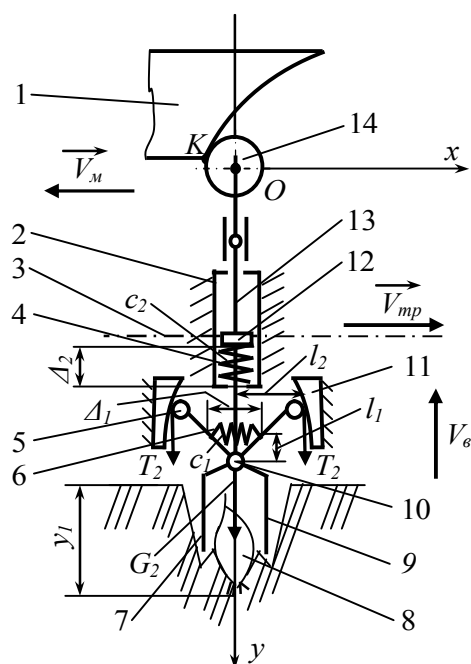
де  $f_2$  – коефіцієнт тертя ковзання кульок по кронштейну;  $N_2$  – нормальна реакція, Н.

**Рис. 1.** Схема взаємодії ролика з напрямною під час піднімання вилки вгору:

- 1 – напрямна; 2 – плунжер; 3 – транспортер ланцюговий; 4 – пружина плунжера; 5 – кульки механізму керування пальцями вилки; 6 – пружина механізму керування пальцями вилки; 7 – вилка; 8 – зубок часнику; 9 – пальці вилки; 10 – шарнір; 11 – кронштейни; 12 – поршень; 13 – шток; 14 – ролик

**Fig. 1.** Scheme of interaction of the roller with the guide, outlined on the arc of the parabola:

- 1 – guide; 2 – plunger; 3 – conveyor chain; 4 – the spring of the plunger; 5 – balls of the mechanism of control of the fingers of the fork; 6 – a spring of the mechanism of control of fingers of a fork; 7 – fork; 8 – garlic clove; 9 – fingers of the fork; 10 – the hinge; 11 – brackets; 12 – piston; 13 – rod; 14 – roller



Нормальну реакцію можна обчислити за формулою

$$N_2 = \frac{c_1 \Delta_1 l_1}{l_2}, \quad (2)$$

де  $c_1$  – жорсткість пружини, яка стягує пальці вилки, Н/мм;  $\Delta_1$  – деформація пружини при розкритих пальцях вилки, мм;  $l_1$  – відстань від місця кріплення пружини до шарніра, мм;  $l_2$  – відстань від центра кульок до шарніра 10 (див. рис. 1), мм.

Загальний розв’язок диференціального рівняння (1) має такий вигляд:

$$y(t) = \Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2} + A_2 \cos(\omega_2 t) + B_2 \sin(\omega_2 t), \quad (3)$$

де  $A_2$  і  $B_2$  – сталі інтегрування;  $\omega_2$  – колова частота власних коливань (рад/с), яку визначають за формулою [7]

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}.$$

Сталі інтегрування знаходимо з початкових умов

$$\text{при } t=0; y(0)=0; \dot{y}(0)=0. \quad (4)$$

Враховуючи, що

$$\dot{y}(t) = \frac{dy}{dt} = -A_2 \omega_2 \sin(\omega_2 t) + B_2 \omega_2 \cos(\omega_2 t),$$

на основі початкових умов (4) знаходимо

$$A_2 = -(\Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2}); B_2 = 0. \quad (5)$$

Отже, остаточний розв’язок рівняння (1) матиме такий вигляд:

$$y(t) = (\Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2})(1 - \cos(\omega_2 t)). \quad (6)$$

Знайдемо тривалість (час)  $t_3$  піднімання вилки на висоту  $y_1$  з умови, що

$$y(t_3) = (\Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2})(1 - \cos(\omega_2 t_3)). \quad (7)$$

Звідси отримаємо

$$t_3 = \frac{1}{\omega_2} \arccos(1 - \frac{c_2 y_1}{c_2(\Delta_2 + y_1 - m_2 g - T_2)}). \quad (8)$$

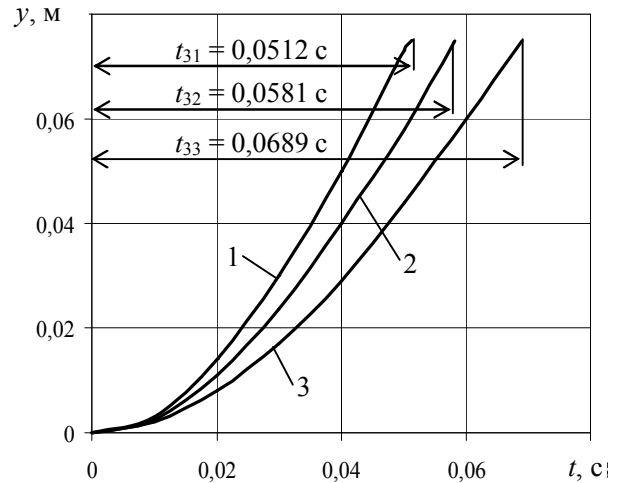
Якщо час  $t_3$  задати наперед, то з рівності (8) можна визначити жорсткість  $c_2$  пружини плунжера, яка забезпечує піднімання вилки саме за цей час. За час  $t_3$  машина проходить максимальну відстань, яка визначається з умови

$$x_3 = V_m^{\max} t_3. \quad (9)$$

Ця відстань повинна відповідати довжині кронштейнів, з якими контактують кульки механізму керування пальцями вилки під час її переміщення догори.

Після обчислень у середовищі системи *Matlab* рівнянь (6) і (8) одержані залежності зміни

переміщення  $y$  та встановлено тривалість руху вилки догори з глибини садіння зубка часнику в часі  $t$  контакту ролика з напрямною за різної жорсткості пружини плунжера, графічна інтерпретація яких відображена на рис. 2.



**Рис. 2.** Закономірність переміщення  $y$  вилки догори з глибини

садіння  $H=0,075$  м в часі  $t$  контакту ролика з напрямною за жорсткості пружин плунжера: 1 –  $c_2=39,0$  Н/мм; 2 –  $c_2=32,0$  Н/мм; 3 –  $c_2=25,0$  Н/мм

**Fig. 2.** The regularity of moving the forks upwards from the depth of planting  $H = 0,075$  m at time  $t$  of the roller contact with the guide for the rigidity of the plunger springs:

1 –  $c_2 = 39,0$  N/mm; 2 –  $c_2 = 32,0$  N/mm; 3 –  $c_2 = 25,0$  N/mm.

Як видно з рис. 2, теоретичні криві зміни переміщення вилки в часі в усіх випадках досліджень мають однакову закономірність. При цьому тривалість (час)  $t_3$  піднімання вилки на висоту  $y_1$  змінюється залежно від жорсткості пружини плунжера  $c_2$  та швидкості  $V_m$  руху машини (швидкості  $V_{mp}$  руху ланцюгового транспортера), оскільки ролик штока плунжера кінематично пов’язаний з напрямною, поверхнею якої він рухається під час вертикального переміщення вилки догори. Коли саджалка рухатиметься зі швидкістю  $V_m = 1$  м/с, глибина садіння  $H$  становитиме 0,075 м, а жорсткість пружини плунжера  $c_2 = 32,0$  Н/мм, то на висоту  $y_1$  вилка підніметься за час  $t_{32} = 0,0581$  с. При цьому саджалка зможе пройти шлях завдовжки 0,0581 м. Якщо швидкість  $V_m$  і жорсткість  $c_2$  пружини залишити незмінними, а  $H$  зменшити до 0,05 м, тривалість піднімання вилки на висоту  $y_1$  становитиме 0,0564 с, а саджалка за цей час переміститься на 0,0564 м.

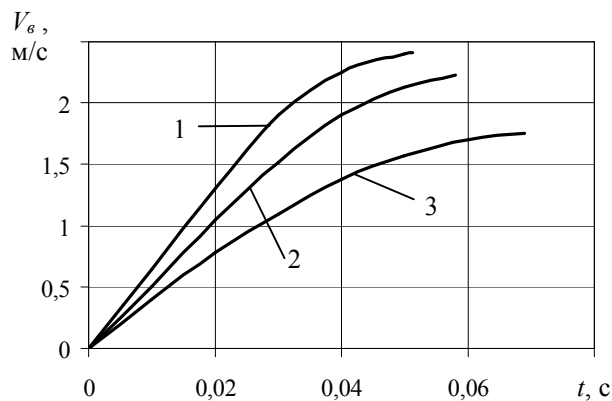
Очевидним є й те, що зі збільшенням жорсткості пружини  $c_2$  знижується тривалість  $t_3$  піднімання вилки з глибини садіння зубків часнику. Проте якщо різниця між максимальними значеннями тривалостей  $t_{33}$  і  $t_{32}$  піднімання вилки догори становить 0,0117 с, то між  $t_{32}$  і  $t_{31}$  вона зменшується до 0,0069 с.

Це пояснюється недостатньою жорсткістю пружини  $c_2 = 25,0$  Н/мм, сили пружності якої не повністю вистачає для подолання сил ваги  $G_2$  вилки і тертя  $T_2$ , яка виникає під час контакту кульок механізму керування пальцями вилки по двох однакових, жорстко закріплених кронштейнах, а тому вилка повертається догори повільніше.

Зміну швидкості вилки під час її піднімання вертикально вгору обчислюємо за формулою

$$V_e = \frac{dy}{dt} = (\Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2}) \omega_2 \sin(\omega_2 t). \quad (10)$$

Розв'язок рівняння (10) числовим методом Рунге–Кутта [2; 9] у середовищі системи *Matlab* дав змогу встановити закономірності зміни швидкості  $V_e$  (рис. 3) вилки під час її руху догори з глибини садіння зубка часнику в часі  $t$  контакту ролика з напрямною за різної жорсткості пружини плунжера.



**Рис. 3.** Закономірність зміни швидкості  $V_e$  вилки під час її руху догори з глибини садіння  $H=0,075$  м в часі  $t$  контакту ролика з напрямною за жорсткості пружин плунжера: 1 –  $c_2=39,0$  Н/мм; 2 –  $c_2=32,0$  Н/мм; 3 –  $c_2=25,0$  Н/мм

**Fig. 3.** The regularity of a change of speed  $V_e$  of the fork during its upward movement from the depth of planting  $H = 0,075$  m in time  $t$  of contact of the roller with the guide for the rigidity of the plunger springs:

- 1 –  $c_2 = 39,0$  N/mm, 2 –  $c_2 = 32,0$  N/mm;
- 3 –  $c_2 = 25,0$  N/mm

З отриманих графіків видно, що зміна швидкості  $V_e$  руху вилки у вертикальному напрямі догори під час взаємодії ролика з напрямною має однакову закономірність і залежить від тих самих параметрів, що й її переміщення. Максимального свого значення 2,48 м/с вона досягає за 0,0512 с, якщо глибина садіння становить 0,075 м, а жорсткість пружини плунжера  $c_2=39,0$  Н/мм. Найменшою за  $H = 0,075$  м є швидкість  $V_e$  вертикального переміщення вилки догори для пружини, жорсткість якої  $c_2=25,0$  Н/мм. Її максимальне значення сягає 1,75 м/с.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що зі зменшенням глибини садіння до 0,05 м і жорсткості пружини  $c_2=32,0$  Н/мм максимальне значення швидкості  $V_e$  руху вилки догори становить 1,48 м/с, що на 0,69 м/с менше, ніж за глибини садіння  $H = 0,075$  м.

**Висновки.** Теоретичними дослідженнями взаємодії ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата зубків часнику з напрямною під час переміщення вилки вгору встановлено таке:

1. Під час руху вилки вгору теоретичні криві зміни її переміщення в часі в усіх випадках досліджень мають однакову закономірність і характеризуються плавним зростанням за перші 0,01 с й доволі різким ростом майже за пропорційною залежністю в решті часу взаємодії ролика штока плунжера садильного апарата з напрямною.

2. Тривалість (час)  $t_3$  піднімання вилки на висоту  $y_1$  змінюється залежно від жорсткості пружини плунжера  $c_2$  та швидкості  $V_m$  руху машини (швидкості  $V_{mp}$  руху ланцюгового транспортера), оскільки ролик штока плунжера кінематично пов'язаний з напрямною, поверхнею якої він рухається під час вертикального переміщення вилки догори під дією пружної сили вказаної пружини.

3. Інтенсивність переміщення вилки вгору залежить від жорсткості пружини плунжера садильного апарата, пружна сила якої йде на подолання сил ваги  $G_2$  вилки і тертя  $T_2$ , яка виникає під час контакту кульок механізму керування пальцями вилки по жорстко закріплених кронштейнах. Теоретичними дослідженнями встановлено, що в плунжері недоцільно використовувати пружину з жорсткістю 25,0 Н/мм і нижче.

4. На підставі виконаних теоретичних досліджень встановлено, що максимальні значення швидкостей  $V_e$  руху вилки у вертикальному напрямку догори з глибини садіння 0,075 м в часі взаємодії ролика з напрямною під дією пружних

сил пружин плунжера, жорсткість яких змінюється в діапазоні 25,0–39,0 Н/мм, перебувають у межах 1,75–2,48 м/с.

### Бібліографічний список

1. Вилка ланцюгово-плунжерного садильного апарата: пат. 137149 Україна: МПК А01С 7/16. № u 2019 02423; заявл. 12.03.19; опубл. 10.10.19, Бюл. № 19. 4 с.
2. Вступ до числових методів: навч. посіб. для вищ. закл. освіти / Каленюк П. І., Бакалець В. А., Бакалець І. І., Горбачова Н. В., Сохан П. Л.; Держ. ун-т «Львів. політехніка». Львів, 2000. 145 с.
3. Горячкин В. П. Собрание сочинений: в 3 т. Изд. 2-е. Москва: Колос, 1968. Т. 1. 720 с.
4. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1, ч. 2: Машини для сівби та садіння. Харків: Око, 2002. 452 с.
5. Кузенко Д. В., Семен О. Я. Машина для садіння зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 115–119.
6. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / Царенко О. М., Войтюк Д. Г., Швайко В. М., Довжик М. Я., Яцун С. С. Київ: Мета, 2003. 448 с.
7. Павловський М. А. Теоретична механіка: підручник. 2-ге вид., стереотип. Київ: Техніка, 2004. 512 с.
8. Рибарук В. Я., Ріпка І. І. Сільськогосподарські машини: практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів. Львів: ЛДАУ, 1998. 264 с.
9. Самарский А. А., Гулин А. В. Численные методы. Москва: Наука, 1989. 430 с.
10. Семен О. Я. Обґрунтування способу садіння часнику машиною з ланцюгово-плунжерним садильним апаратом. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь*: матеріали IV Всеукр. наук.-практ. конф. (Житомир, 28-29 берез. 2018 р.). Житомир, 2018. С. 27–29.
11. Семен О. Я. Саджалка зубків часнику. *Молодь та сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі*: матеріали IV Міжнар. форуму молоді (Харків, 5-6 квіт. 2018 р.). Харків: ХНТУСГ, 2018. С. 17.
12. Семен О. Я., Кузенко Д. В., Семен Я. В. Теоретичні дослідження параметрів системи «барабан – зубок часнику – вилка» саджалки часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2018. № 22. С. 77–85.
13. Семен Я. В., Кузенко Л. М., Семен О. Я. Дослідження кінематики ланцюгово-плунжерного садильного апарата зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2019. № 23. С. 35–42.
14. Семен Я. В., Ніщенко І. О. Аналітична модель підсистеми «гідродвигун – віброзбурювач коливань». *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2005. № 9. С. 222–227.
15. Семен Я. В., Семен О. Я. Робочий орган для поштучного орієнтованого садіння зубків часнику. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок*. Львів: ЛНАУ, 2019. Вип. 19. С. 57.
16. Семен Я. В., Шевчук Р. С., Ріпка І. І., Ніщенко І. О. Теоретичний аналіз взаємодії елементів системи «енергетичний засіб – струшувач – дерево». *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12, т. 1. С. 291–297.
17. Спосіб механізованого поштучного садіння зубків часнику: пат. 138615 Україна: МПК А01С 7/18. № u 2019 04349; заявл. 22.04.19; опубл. 10.12.19, Бюл. № 23. 4 с.
18. Шевчук Р. С., Миронюк О. С. Модель процесу розгону системи «двигун–струшувач–дерево». *Сільськогосподарські машини*. 2000. Вип. 6. С. 201–208.
19. Kuzenko D., Krupych O., Semen Ya. Features of mathematical modeling of mechanized operations for corn harvesting. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19, No. 2. P. 41–45.
20. Semen O., Kuzenko D., Semen Ya. A machine for oriented planting of garlic teeth. *TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 17, No. 2. P. 55–60.

Стаття надійшла 20.06.2020

## РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРАНСПОРТНО-ОЧИСНИХ СИСТЕМ ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ

Марія Паньків, к. т. н., Микола Підгурський, д. т. н.  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя  
вул. Руська, 56, Тернопіль, Україна,  
e-mail: pankiv@tntu.edu.ua

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.045>

### **Паньків М., Підгурський М. Результати експериментальних досліджень транспортно-очисних систем вороху коренеплодів**

Підвищення ефективності технологічних процесів збирання коренеплодів досягають забезпеченням інтегрованого наукового підходу до розв'язання конструктивно-технічних задач, які спрямовано на вдосконалення транспортно-очисних систем коренезбиральних машин за умови дотримання вихідних вимог до показників якості їх роботи. У статті наведено опис конструкції та принцип роботи транспортно-очисної системи вороху коренеплодів, яка складається з послідовно встановлених похилого завантажувального транспортера, очисної пальчикової гірки та розміщеної у її нижньому сході системи шнеків двох конструкцій – еліптичних і шнеків круглого перерізу. Над шнеками встановлено привідний вал з пружними очисними елементами, які набрано з пучків ворсу. За результатами реалізації польових планованих факторних експериментів отримано рівняння регресії, які характеризують зміну складових компонентів вороху коренеплодів залежно від конструктивно-кінематичних параметрів транспортно-очисної системи та умов роботи коренезбиральної машини: швидкості руху коренезбиральної машини; частоти обертання шнеків; частоти обертання пружних очисних елементів; вологості ґрунту. Встановлено, що мінімальні значення показників якості роботи (загальних домішок – від 5 % до 7 %, налиплого ґрунту на коренеплодах – від 0,5 % до 1,0 %, пошкоджень коренеплодів – від 7 % до 10 %) досягаються за таких основних параметрів транспортної очисної системи: діаметр шнека 0,25 м; частота обертання шнека від 140 об./хв до 180 об./хв; частота обертання пружних елементів від 500 об./хв до 700 об./хв за швидкості руху коренезбиральної машини 5...7 км/год та вологості ґрунту 19...21 %.

**Ключові слова:** завантажувальний транспортер; очисна гірка, система шнеків; ворох коренеплодів, домішки, пошкодження.

### **Pankiv M., Pidhurskyi M. Results of the experimental research on the transport and cleaning systems of root head**

The efficiency of the technological processes of root harvesting is improved by providing an integrated scientific approach to solving structural and technical problems, aimed at improving transport and cleaning systems of root harvesting machines under following the initial requirements for quality indicators. The article provides description of the construction and the principle of operation of the transport-cleaning system of root crops, which consists of sequentially installed inclined loading conveyor, cleaning finger slide and located in its lower east system of augers of two structures – elliptical augers and augers of round cross-section. According to the results of the planned field factorial experiments, regression equations were obtained. They characterize the change of components of the heap of root crops depending on the structural and kinematic parameters of the transport and cleaning system and the operating conditions of the root harvesting machine. It is established that the minimum values of the quality of work (total impurities – from 5 % to 7 %, sticky soil on roots – from 0.5 % to 1.0 %, damage to roots – from 7 % to 10 %) is achieved by the following basic parameters of transport cleaning system: screw diameter 0.25 m, screw speed from 140 rpm to 180 rpm, rotational speed of elastic elements from 500 rpm to 700 rpm at the speed of the root harvester 5...7 km/h and soil moisture 19...21 %.

**Key words:** loading conveyor, cleaning slide, auger system, heap of roots, impurities, damage.

**Постановка проблеми.** Розробка та впровадження у виробництво високоефективних технологічних процесів збирання коренеплодів можливе на основі інтегрованого наукового підходу до вирішення актуальних проблем подальшого підвищення показників якості роботи коренезбиральних машин. Вирішення наукової проблеми досягають інтенсифікацією процесів відокремлення вільних і «зв'язаних» компонентів домішок від коренеплодів [2; 4], яка забезпечується та реалізується внаслідок системного підходу до

вдосконалення конструктивних особливостей робочих органів і ефективного моделювання та побудови їх компонувальних схем, що утворюють модуль транспортно-очисної системи (ТОС) сучасних самохідних бункерних машин для збирання коренеплодів цукрових і кормових буряків [9; 11].

У цьому аспекті надмірна кількість домішок у зібраних коренеплодах як цукрових, так і кормових буряків (понад 8...10 %) характеризує незадовільну якість сировини для подальшої її

переробки, а надмірна кількість пошкодження коренеплодів (більше ніж 10...15 %) і втрат коренеплодів (понад 1,5 %) характеризує втрати масової кількості сировини для переробки, що в обох випадках знижує показники якості та кількість отриманої продукції з переробленої сировини [14].

Основою для подальшого розвитку загальної концепції побудови раціональних обрисів сучасних самохідних коренезбиральних машин є аналіз світового досвіду поетапного математичного моделювання технологічних процесів функціонування основних робочих органів ТОС: викопування коренеплодів, очищення їх від домішок і завантаження чистих коренеплодів у бункер [3; 7].

Ворох коренеплодів, який викопується копаками коренезбиральних машин з навколоплідного ґрунтового середовища, є багатокомпонентним, де кожен компонент має відмінний і нестабільний структурований характер. Коливання середньої кількості коренеплодів і загальних домішок у викопаному воросі, яке залежить від мінливої зміни багатьох природно-кліматичних і агробіологічних факторів, відбувається в значному діапазоні: коренеплодів – від 65 % до 75 %; загальних домішок – від 25 % до 35 % [8; 16]. Домішки, які є ґрунтового та рослинного походження, у викопаному воросі перебувають відносно коренеплодів у вільному та «зв'язаному» станах: вільні ґрунтові домішки (сипкий ґрунт від 9 % до 12 %, грудки ґрунту – від 4 % до 7 % діаметром від 20 мм до 100 мм і вологістю від 13 % до 28 %) та вільні рослинні домішки (втрачена гичка, бур'яни – від 4,5 % до 6,5 %); «зв'язані» ґрунтові домішки (налиплий ґрунт на коренеплодах від 2,5 % до 3,5 %) та рослинні домішки (залишки гички на головках коренеплодів від 5 % до 7 %) [15; 21].

Для очищення коренеплодів від домішок застосовують різні види кінематичної та динамічної взаємодії робочих поверхонь очисників з конкретизованими компонентами домішок, які мають різні фізико-механічні властивості й характеристики [10; 19].

Для інтенсифікації процесу відокремлення домішок від коренеплодів або підвищення показників якості роботи коренезбиральних машин розроблено вдосконалену ТОС вороху коренеплодів (рис. 1), яка забезпечує підвищення інтенсивності та ефективності відокремлення рослинних і ґрунтових домішок від коренеплодів. Опис конструкції та принцип роботи вдосконаленої ТОС вороху коренеплодів наведено у працях [11; 21].

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Мета дослідження – розробка методів і методології оптимізації раціональних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів ТОС вороху коренеплодів на основі порівняльного аналізу показників якості їх роботи в польових умовах.

Результати аналітичних досліджень технологічного процесу збирання коренеплодів, які наведено в працях [1; 5; 6; 12; 13; 18; 20], характеризують теоретичні аспекти технологічних операцій збирання коренеплодів.

Експериментальні дослідження показників якості роботи очисників вороху коренеплодів подано у наукових працях [6; 10; 15; 17], де охарактеризовано отримані результати функціонування окремих конкретизованих робочих органів для відокремлення домішок від коренеплодів у лабораторних умовах.

Розроблені аналітичні та емпіричні математичні моделі описують загальні процеси сепарації сипкого ґрунту, відокремлення вільних і «зв'язаних» рослинних домішок від коренеплодів та їх показники.

Відсутність узагальнених конкретизованих регресійних моделей процесу функціонування складних ТОС у контексті дослідження їхніх показників якості роботи зумовило проведення подальших польових експериментальних досліджень двох варіантів конструктивного виконання робочих органів ТОС в умовах виробництва.

**Постановка завдання.** Завдання дослідження – визначити основні показники якості роботи двох конструкцій ТОС вороху коренеплодів у складі коренезбиральної машини в польових умовах і провести їх порівняльний аналіз на основі зіставлення отриманих результатів експериментальних досліджень.

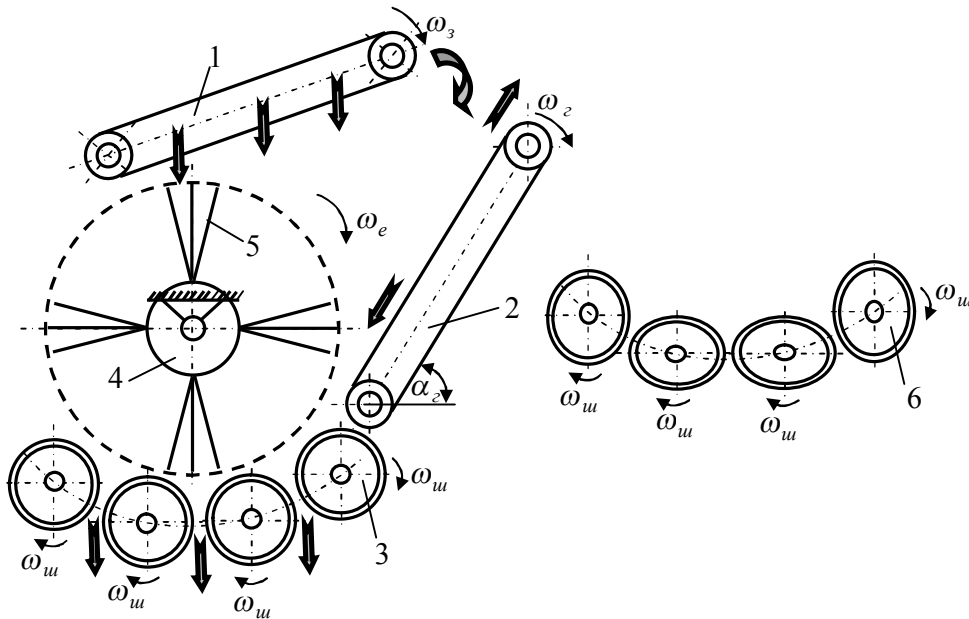
**Виклад основного матеріалу. Методика експериментальних досліджень.** Для проведення польових експериментальних досліджень з визначення характеру зміни показників якості роботи ТОС було вдосконалено очисну систему експериментальної установки (коренезбиральної машини), конструктивна схема та загальний вигляд якої наведено на рис. 2, а загальний вигляд ТОС – на рис. 3.

Для визначення функціональної залежності, яка характеризує зміну показників якості роботи загальних домішок  $ЗД_k$  (шнеки круглого перерізу) та  $ЗД_e$  (еліпсні шнеки), маси налиплиго ґрунту  $НГ_k$  (шнеки круглого перерізу) та  $НГ_e$  (еліпсні

шнеки), пошкодження коренеплодів  $ПК_k$  (шнеки круглого перерізу) та  $ПК_e$  (еліпсні шнеки) залежно від зміни конструктивно-кінематичних параметрів ТОС і умов роботи коренезбиральної машини, провели планований чотирифакторний експеримент на трьох рівнях варіювання факторами.

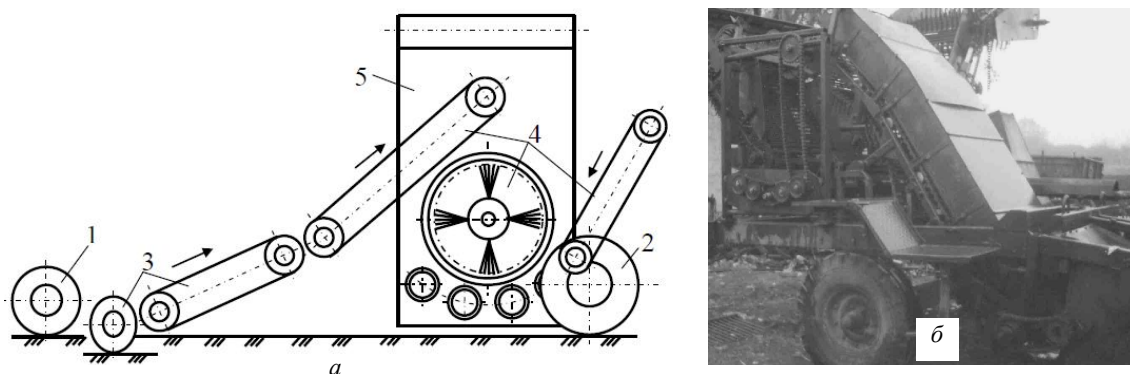
Для реалізації польових експериментів і з метою зменшення їхньої кількості вибирали неси-

метричну план-матрицю Бокса-Бенкіна для чотирьох факторів і триразової повторності кожного пронумерованого експерименту. Кількість експериментів однієї повторності дорівнювала 27. Польові експерименти провели в триразовій повторності під час збирання кормових буряків напівгібридного сорту Київський за середньої урожайності 270 ц/га.



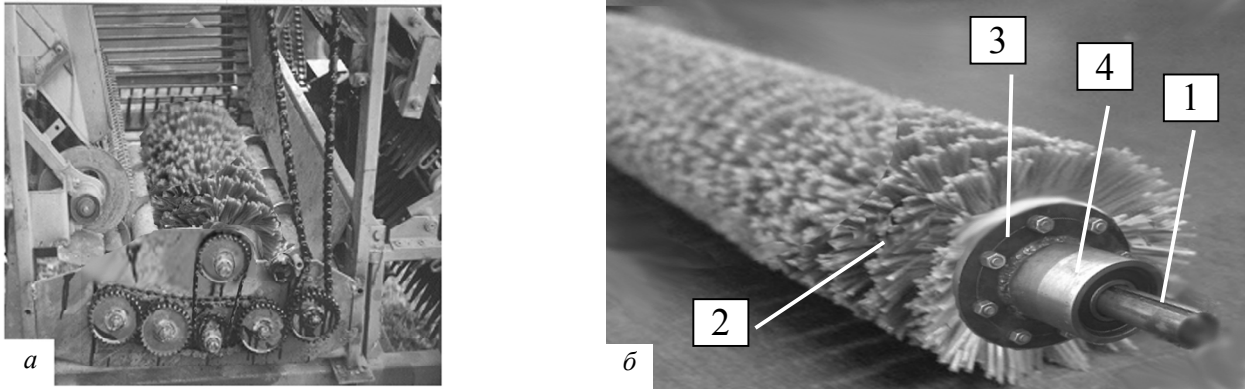
**Рис. 1.** Конструктивна та функціональна схеми технологічного процесу роботи ТОС: а – ТОС зі системами шнеків круглого перерізу; б – система еліптичних шнеків; 1 – завантажувальний транспортер; 2 – пальчикова гірка; 3 – шнек круглого перерізу; 4 – очисний вал; 5 – пружний елемент; 6 – еліптичний шнек

**Fig. 1.** Structural and functional scheme of the technological process of the transport and cleaning system (TCS): а – TCS with systems of augers of round cross section; б – system of elliptical augers; 1 – loading conveyor; 2 – finger slide; 3 – screw of round section; 4 – cleaning shaft; 5 – elastic element; 6 – elliptical auger



**Рис. 2.** Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) модернізованої коренезбиральної машини: 1, 2 – копіювальне та опорне колесо; 3 – однодисковий сферичний копач з приймальним транспортером; 4 – ТОС; 5 – завантажувальний транспортер

**Fig. 2.** Structural scheme (а) and general view (б) of the modernized root harvesting machine: 1, 2 – copying and support wheel; 3 – single-disc spherical digger with a receiving conveyor; 4 – TCS; 5 – loading conveyor



**Рис. 3.** Загальний вигляд: а – ТОС; б – привідного вала з очисними пружними елементами;

1 – вал; 2 – пружні елементи; 3 – ступиця; 4 – стакан

**Fig. 3.** General view: а – TCS; б – drive shaft with cleaning elastic elements;

1 – shaft; 2 – elastic elements; 3 – hub; 4 – glass

Довжина гону залікової ділянки становила 15 м, ширина захвату чотирирядної машини – 1,8 м. Діаметр, крок, зазор між валами та кількість шнеків становили відповідно 0,35 м, 0,2 м, 0,045 м та 4 шт.; діаметр очисного вала та пружного елемента – 0,85 м та 0,04 м; крок гвинтової лінії пучків ворсу – 0,1 м; кількість пружних елементів в одному пучку – 6 шт.

Кількість загальних домішок  $ЗД_i$ , маси налиплого ґрунту  $НГ_i$  на коренеплодах, пошкодження коренеплодів  $ПК_i$  у відсотках (%) визначали відносно маси коренеплодів одного досліджу за формулами:  $ЗД_i = (M_{з0} / M_k) 100 \%$ ,  $НГ_i = (M_{не} / M_k) 100 \%$ ,  $ПК_i = (M_{пк} / M_k) 100 \%$ , де  $M_{з0}$ ,  $M_{не}$ ,  $M_{пк}$  – відповідно маса загальних домішок, налиплого ґрунту, пошкоджених коренеплодів кг;  $M_k$  – маса зібраних коренеплодів після їх викопування коренезбиральною машиною з однієї залікової ділянки поля, кг.

Налиплий ґрунт із поверхні тіла викопаних коренеплодів очищували вручну та зважували на вазі з точністю  $\pm 10$  г, а масу загальних домішок і коренеплодів – з точністю  $\pm 0,1$  кг.

Функцію для проведення апроксимації експериментального масиву даних загальних домішок, маси налиплого ґрунту, пошкодження коренеплодів, які записано у вигляді функціональної залежності відповідно  $ЗД_i = f_{ЗД}(V_M; n_{ш}; n_e; w_p)$ ,  $НГ_i = f_{НГ}(V_M; n_{ш}; n_e; w_p)$ ,  $ПК_i = f_{ПК}(V_M; n_{ш}; n_e; w_p)$ , знаходили за допомогою перебору відомих

алгебраїчних функцій. При цьому вигляд функції визначали за найбільшим значенням коефіцієнта числової детермінації  $D_i$  відповідної алгебраїчної залежності.

Невідомі коефіцієнти рівняння регресії функціональної залежності  $ЗД_i = f_{ЗД}(V_M; n_{ш}; n_e; w_p)$ ,  $НГ_i = f_{НГ}(V_M; n_{ш}; n_e; w_p)$ ,  $ПК_i = f_{ПК}(V_M; n_{ш}; n_e; w_p)$  визначали за допомогою пакета прикладної комп'ютерної програми Статистика 10. Адекватність моделі та значущість коефіцієнтів рівняння регресії встановлювали за  $F$ -критерієм Фішера та  $t$ -критерієм Стьюдента.

За результатами статистичного аналізу було встановлено, що найбільше значення коефіцієнта числової детермінації для всіх досліджуваних функцій відповідає функціональній залежності, або математичній моделі у вигляді повного полінома другого степеня.

**Експериментальні результати та їх аналіз.** Після перевірки значущості коефіцієнтів рівняння регресії та адекватності моделі отримали кінцеві емпіричні рівняння регресії, які характеризують функціональну залежність зміни загальних домішок  $ЗД_k$  (шнеки круглого перерізу) та  $ЗД_e$  (еліпсні шнеки), маси налиплого ґрунту  $НГ_k$  (шнеки круглого перерізу) та  $НГ_e$  (еліпсні шнеки), пошкодження коренеплодів  $ПК_k$  (шнеки круглого перерізу) та  $ПК_e$  (еліпсні шнеки) від натуральних факторів:



$$3D_k = 220,4 - 15,8V_M - 0,32n_u - 0,014n_e - 12,5w_p + 0,01V_M n_u + 0,003V_M n_e + \\ + 0,57V_M w_p + 0,3 \cdot 10^{-4} n_u n_e - 0,06V_M^2 + 0,67 \cdot 10^{-3} n_u^2 - 0,74 \cdot 10^{-5} n_e^2 + 0,21w_p^2 ; \quad (1)$$

$$3D_e = 217,6 - 15,5V_M - 0,32n_u - 0,97 \cdot 10^{-2} n_e - 12,45w_p + 0,01V_M n_u + 0,0029V_M n_e + \\ + 0,57V_M w_p + 0,27 \cdot 10^{-4} n_u n_e - 0,07V_M^2 + 0,65 \cdot 10^{-3} n_u^2 - 0,9 \cdot 10^{-5} n_e^2 + 0,21w_p^2 ; \quad (2)$$

$$HG_k = 14,84 + 1,36V_M - 0,13 \cdot 10^{-2} n_u - 1,27 \cdot 10^{-3} n_e - 1,55w_p - \\ - 0,25 \cdot 10^{-2} V_M n_u - 3,47 \cdot 10^{-4} V_M n_e - 0,036V_M w_p - 2,48 \cdot 10^{-6} n_u n_e - ; \quad (3) \\ - 0,45 \cdot 10^{-2} V_M^2 + 0,5 \cdot 10^{-4} n_u^2 + 0,27 \cdot 10^{-5} n_e^2 + 0,04w_p^2$$

$$HG_e = 12,38 + 1,49V_M + 0,017n_u + 3,51 \cdot 10^{-3} n_e - 1,58w_p - \\ - 2,59 \cdot 10^{-3} V_M n_u - 3,9 \cdot 10^{-4} V_M n_e - 0,038V_M w_p - 1,75 \cdot 10^{-5} n_u n_e - ; \quad (4) \\ - 0,69 \cdot 10^{-2} V_M^2 + 0,16 \cdot 10^{-4} n_u^2 + 0,2 \cdot 10^{-6} n_e^2 + 0,04w_p^2$$

$$PK_k = 126,1 - 13,6V_M - 0,14n_u - 0,033n_e - 5,4w_p + 0,01V_M n_u + \\ + 0,5 \cdot 10^{-2} V_M n_e + 0,38V_M w_p + 0,45 \cdot 10^{-7} n_u n_e + 0,16 \cdot 10^{-2} n_u w_p + ; \quad (5) \\ + 0,075V_M^2 + 0,2 \cdot 10^{-3} n_u^2 + 0,35 \cdot 10^{-5} n_e^2 + 0,06w_p^2$$

$$PK_e = 166,7 - 17,3V_M - 0,31n_u - 0,052n_e - 6,4w_p + 0,04V_M n_u + \\ + 0,5 \cdot 10^{-2} V_M n_e + 0,3V_M w_p + 0,78 \cdot 10^{-7} n_u n_e + 0,19 \cdot 10^{-2} n_u w_p + , \quad (6) \\ + 0,15V_M^2 + 0,19 \cdot 10^{-3} n_u^2 + 0,19 \cdot 10^{-4} n_e^2 + 0,09w_p^2$$

де  $V_M$  – швидкість руху коренезбиральної машини (5...7 км/год);  $n_u$  – частота обертання шнека (100...200 об./хв);  $n_e$  – частота обертання пружних елементів (300...700 об./хв);  $w_p$  – вологість ґрунту (18...26 %).

Аналіз рівнянь регресії (1)–(4) показує, що вплив взаємодії факторів  $n_u w_p$  і  $n_e w_p$  є несуттєвим на апроксимовані значення зміни загальних домішок  $3D_i$  і маси налиплого ґрунту  $HG_i$  на коренеплодах як для шнеків круглого перерізу, так і для еліптичних шнеків. Для рівнянь регресії (5), (6) є несуттєвими тільки вплив взаємодії факторів  $n_e w_p$ . Тому коефіцієнти рівнянь регресії (1)–(4) при взаємодії факторів  $n_u w_p$  і  $n_e w_p$  та коефіцієнти рівнянь регресії (5), (6) при взаємодії факторів  $n_e w_p$  після перевірки їх значущості за  $t$ -критерієм Стьюдента були не враховані або знехтувані.

Згідно з рівняннями регресії (1)–(6) побудовано поверхню відгуку зміни показників якості роботи конструкції ТОС зі шнеками круглого перерізу та еліптичними шнеками від частоти обертання шнека  $n_u$  й частоти обертання пружних елементів  $n_e$ : загальних домішок як функція  $3D_k = f_{3D}(n_u; n_e)$  і  $3D_e = f_{3D}(n_u; n_e)$  (рис. 4, а, б); налиплого ґрунту на коренеплодах як функція

$HG_k = f_{HG}(n_u; n_e)$  і  $HG_e = f_{HG}(n_u; n_e)$  (рис. 4, в, г); пошкодження коренеплодів як функція  $PK_k = f_{PK}(n_u; n_e)$  і  $PK_e = f_{PK}(n_u; n_e)$  (рис. 5, а, б).

Обґрунтування параметрів робочих органів ТОС проведено з умови мінімізації значення показників якості роботи під час збирання коренеплодів. Але при цьому також необхідно знаходити компроміс між ступенем загальних домішок і відокремлення налиплого ґрунту з коренеплодів та ступенем пошкодження коренеплодів шнеками круглого перерізу та еліптичними шнеками.

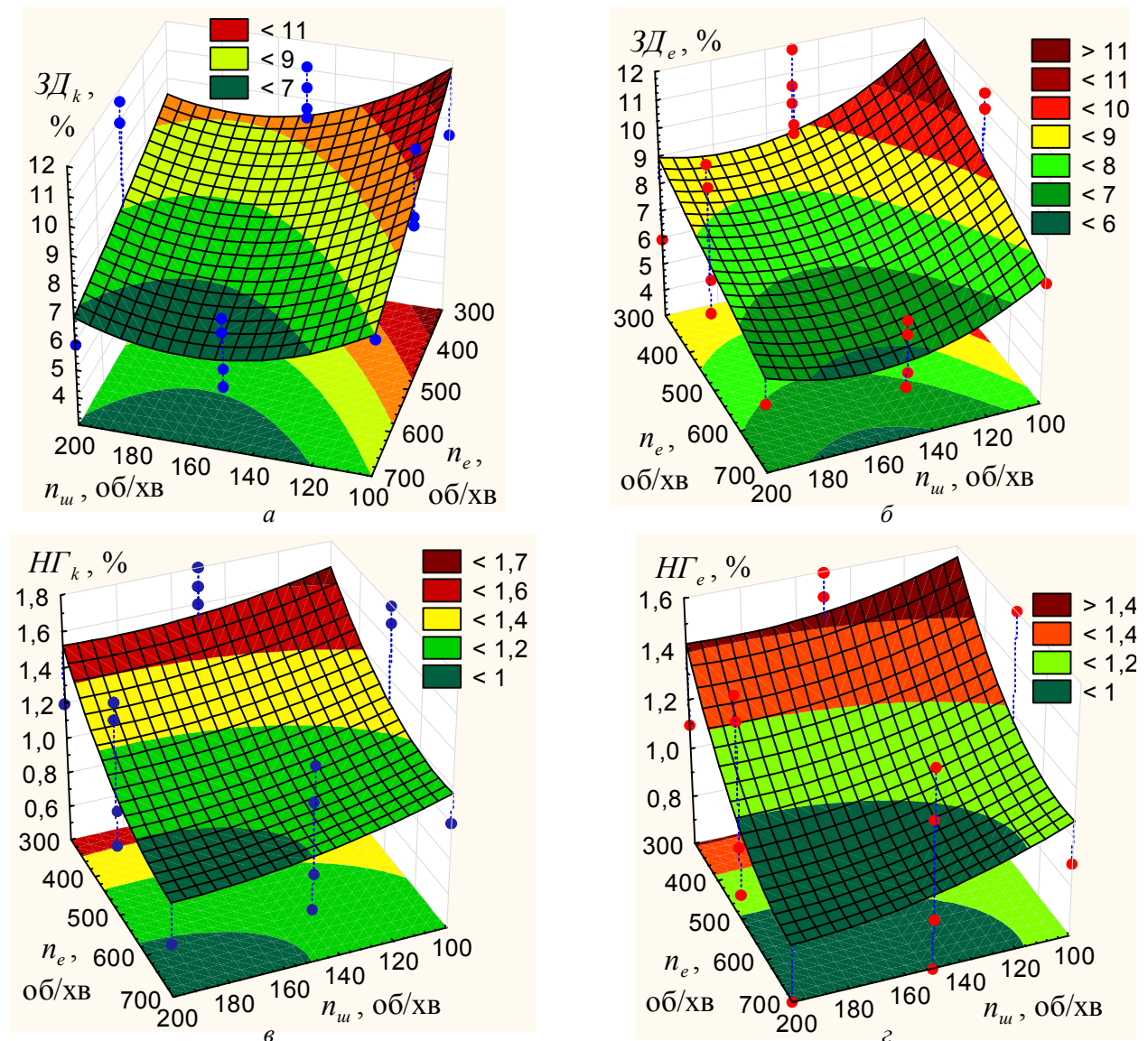
Загалом було встановлено, що ТОС з еліптичними шнеками забезпечує зменшення загальних домішок порівняно зі шнеками круглого перерізу в середньому на 1,5...2,5 % за рахунок інтенсифікації процесу просіювання вільних домішок через зазори між валами шнеків. Але при цьому відбувається збільшення пошкодження коренеплодів у середньому на 4,5...6,5 %.

На основі аналізу отриманих результатів апроксимованих значень показників якості роботи ТОС згідно з емпіричними моделями (1)–(6) та

графічною інтерпретацією результатів зміни параметрів оптимізації з урахуванням впливу всіх діючих факторів було встановлено, що мінімум функції, або мінімальні значення загальних домішок  $ЗД_k \leq 7\%$  (шнеки круглого перерізу),  $ЗД_e \leq 6\%$  (еліпсні шнеки), маси налиплого ґрунту  $НГ_k \leq 1\%$  (шнеки круглого перерізу),  $НГ_e \leq 1\%$  (еліпсні шнеки) та пошкодження коренеплодів  $ПК_k \leq 10\%$  (шнеки круглого перерізу),  $ПК_e \leq 12\%$  (еліпсні шнеки), отримано за таких компромісних значень вхідних факторів:

- для шнеків круглого перерізу: частоти обертання шнеків 150...160 об./хв; частоти обертання пружних елементів 500...600 об./хв; вологості ґрунту 19...21 %; швидкості руху коренезбиральної машини 5...6 км/год;

- для еліпсних шнеків: частоти обертання шнеків 120...160 об./хв; частоти обертання пружних елементів 500...600 об./хв; вологості ґрунту 19...22 %; швидкості руху коренезбиральної машини 5...7 км/год.



**Рис. 4.** Поверхня відгуку функціональної зміни показників якості роботи ТОС: а, в – шнеки круглого перерізу; б, з – еліпсні шнеки; а, б – загальних домішок; в, з – налиплого ґрунту на коренеплодах  
**Fig. 4.** The response surface of the functional change of quality indicators of TCS: а, в – screws of round cross section; б, з – elliptical augers; а, б – total impurities; в, з – sticky soil on roots

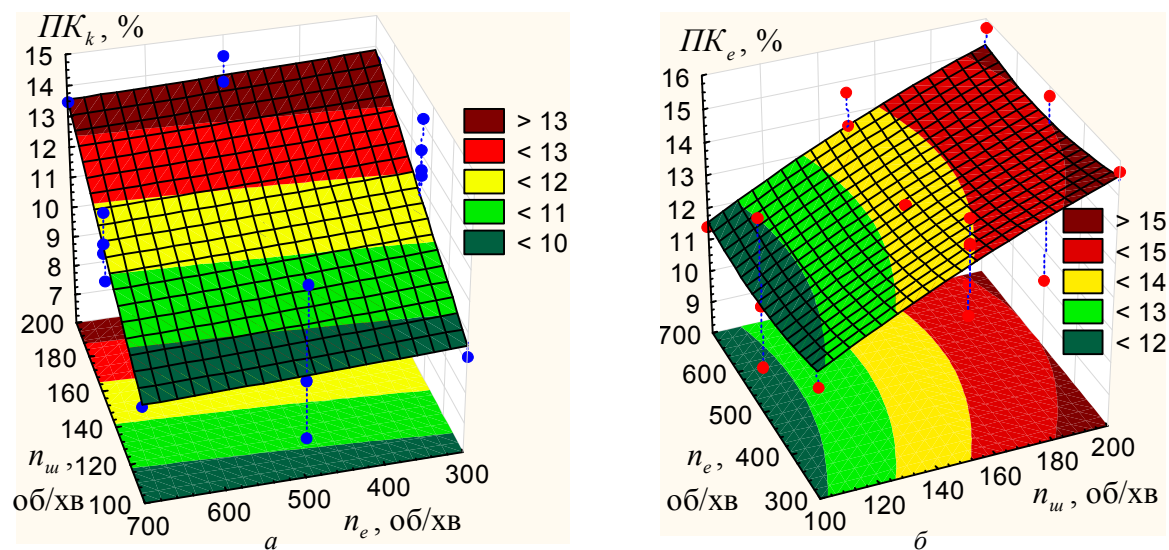


Рис. 5. Поверхня відгуку функціональної зміни пошкодження коренеплодів ТОС:

*a* – шнеки круглого перерізу; *b* – еліпсні шнеки

Fig. 5. Response surface of the functional change of damage of root crops of TCS:

*a* – screws of round section; *b* – elliptical augers

### Висновки

1. Отримані рівняння регресії в натуральних величинах або емпіричні моделі (1)–(6) функціонально описують зміну основних показників якості роботи ТОС під час збирання коренеплодів кормових буряків залежно від зміни її основних конструктивно-кінематичних параметрів.

2. За результатами дослідження обґрунтовано основні раціональні параметри робочих органів ТОС за швидкості руху коренезбиральної машини в межах 5...6 км/год і вологості ґрунту 20...21%: частота обертання шнеків круглого перерізу та еліпсних шнеків відповідно 160 об./хв та 120 об./хв; частота обертання пружних елементів – від 500 до 600 об./хв.

### Бібліографічний список

1. Барановський В. М., Соломка В. О., Онищенко В. Б. Вибір параметрів при конструюванні гвинтового конвеєра. *Вісник ХДТУСГ*. 2001. Т. 8(2). С. 209–215.
2. Барановський В. М. Конструктивно-технологічні принципи адаптації транспортно-очисного комбінованого робочого органу коренезбиральних машин. *Сільськогосподарські машини*. 2005. Вип. 13. С. 18–24.
3. Барановський В. М. Конструктивно-технологічні принципи застосування адаптивного викопувального робочого органу коренезбиральних машин. *Науковий вісник НАУ*. 2005. № 73(1). С. 249–255.
4. Барановський В. М., Паньків М. Р., Дубчак Н. А. Очисна система вороху коренеплодів. *Механізація сільськогосподарського виробництва*. 2007. № 1(59). С. 33–36.

5. Барановський В. М., Дубчак Н. А., Онищенко В. Б., Паньків М. Р. Математичні моделі маси налиплого ґрунту на коренеплодах кормових буряків. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12(2). С. 314–326.

6. Барановський В. М. Результати теоретично-експериментальних досліджень секундної подачі вороху коренеплодів. *Механізація сільськогосподарського виробництва*. 2008. № 1. С. 111–120.

7. Барановський В. М., Рамш В. Ю. Оптимізаційні математичні моделі процесу викопування вороху коренеплодів пасивним сферичним диском. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12(2). С. 337–349.

8. Барановський В. М., Герасимчук Г. А. Критерії оцінки технологічної ефективності процесу викопування коренеплодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2009. № 14. С. 163–168.

9. Барановський В. М. Транспортно-технологічні системи очисних робочих органів адаптованої коренезбиральної машини. *Сільськогосподарські машини*. 2013. Вип. 24. С. 18–29.

10. Барановський В. М., Паньків М. Р., Теслиук В. В., Онищенко В. Б. Результати експериментальних досліджень коефіцієнта проходження коренеплодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 58–69.

11. Барановський В., Паньків М., Підгурський М. Технологічні аспекти розробки модулів транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2018. № 22. С. 65–76.

12. Гурченко О. П., Барановський В. М. Результати випробування модернізованої коренезбиральної машини МКК-6А. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 1995. № 81. С. 57–60.
13. Погорельий Л. В., Татьянко М. В. Свеклоборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев: Феникс, 2004. 237 с.
14. Рамш В. Ю., Барановський В. М., Паньків М. Р., Герасимчук Г. А. Аналіз тенденцій розвитку робочих органів для сепарації вороху коренеплодів. *Наукові нотатки*. 2011. Вип. 31. С. 298–305.
15. Baranovsky V., Pankiv M., Dubchak N. Experimental research of stripping the leaves from root crops. *Acta Technologica Agriculturae*. 2017. Vol. 20, No. 3. P. 69–73.
16. Baranovsky V. M., Potapenko M. V. Theoretical analysis of the technological feed of lifted root crops. *INMATEH: Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 5, No. 1(1). P. 29–38.
17. Baranovsky V., Truchanska O., Pankiv M., Bandura V. Research of a contact impact of a root crop with a screw auger. *Research in Agricultural Engineering*. 2020. Vol. 66. P. 33–42.
18. Hevko R. B., Tkachenko R. I., Synii S. V., Flonts I. V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. *INMATEH: Agricultural engineering*. 2016. Vol. 49, No. 2. P. 53–60.
19. Hevko R., Brukhanskyi R., Flonts I., Synii S., Klendii O. Advances in methods of cleaning root crops. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series II*. 2018. Vol. 11(60), No. 1. P. 127–138.
20. Hevko R. B., Tkachenko I. G., Rogatynskyi R. M. et al. Impact of parameters of an after-cleaning conveyor of a root crop harvester on its performance. *INMATEH: Agricultural engineering*. 2019. Vol. 59, No. 3. P. 41–48.
21. Pankiv M. R. Mathematical model of the process of interaction of cleaning elements with the biggest soil on roots. *Innovative solutions in modern science*. 2019. Vol. 9, No. 36. P. 50–60.

Стаття надійшла 07.10.2020

## КЕРОВАНИЙ ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОПРИВІД СПРЯМОВАНОЇ ДІЇ З РЕГУЛЮВАННЯМ КУТА НАПРЯМУ ВІБРАЦІЇ

Анатолій Тригуба, д. т. н., Павло Луб, к. т. н.,  
Вадим Пташник, к. т. н., Роман Чубик, к. т. н.  
Львівський національний аграрний університет  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: trianamik@gmail.com, pollylub@ukr.net, r.chubyk@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.053>

### Тригуба А., Луб П., Пташник В., Чубик Р. Керований дебалансний вібропривід спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації

Робота присвячена розробці керованого дебалансного віброприводу спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації. У результаті проведених досліджень існуючих конструктивних рішень керованих віброприводів запропоновано конструктивне рішення, яке дає змогу в адаптивному режимі налагоджувати оптимальне з технологічного погляду значення кута прикладання циклічної вимушувальної сили та автоматично проводити його корекцію в разі зміни маси завантаження робочого органа, характеру роботи робочого органа чи фізико-хімічних параметрів середовища, яке транспортується, сепарується або в якому вібрація використовується для інтенсифікації низки технологічних процесів (наприклад, сушіння у віброкиплячому шарі чи електроосмотичне сушіння для зневоложення дуже вологої сировини, протруювання зерна тощо). Конструктивні особливості розробленого віброприводу дозволяють в автоматичному режимі роздільно (незалежно від кута напрямку та амплітуди) керувати частотою циклічної вимушувальної сили з метою забезпечення та підтримування в часі постійного резонансного режиму роботи і, як наслідок, мінімальних енергозатрат на вібропривід. Роздільне (незалежно від кута напрямку та частоти) керування амплітудою циклічної вимушувальної сили дебалансного віброприводу на резонансній (власній) робочій частоті адаптивної вібромашини дозволяє за мінімальних енергозатрат на вібропривід проводити автоматичне адаптивне коректування амплітуди коливань робочого органа вібромашини з метою забезпечення стабільності заданих технологічно оптимальних динамічних параметрів робочого органа вібромашини (наприклад, питомої потужності вібраційного поля, питомої роботи вібраційного поля, коефіцієнта перевантаження).

**Ключові слова:** вібромашина, вібропривід, адаптивна вібромашина, адаптивне керування, керовані вібромашини, резонансні вібромашини.

### Tryhuba A., Lub P., Ptashnyk V., Chubik R. Controlled debalance vibrodriever of the directed action with adjustment of an angle of the vibration direction

The work is devoted to development of a controlled unbalanced vibratory drive of directed action with adjustment of the angle of the vibration direction. As a result of researches of the existing constructive decisions of the controlled vibrating drives, the constructive decision which allows to adjust in the adaptive mode optimum from the technological point of view value of an angle of application of cyclic forcing force and to carry out its correction at change of weight of loading of a working body medium that is transported, separated or in which vibration is used to intensify a number of technological processes (e.g. drying in vibration "boiling" layer or etching of grain ...). The design features of the developed vibratory drive allow in automatic mode separately (regardless of the angle of direction and amplitude) to control the frequency of cyclic forcing force in order to ensure and maintain a constant resonant mode and as a result of minimal energy consumption for the vibratory drive. Separate (independent of the angle of direction and frequency) control of the amplitude of the cyclic forcing force of the unbalanced vibrating drive at the resonant (natural) operating frequency of the adaptive vibrating machine allows for automatic adaptive adjustment of the amplitude of body of the vibrating machine (for example, specific power of the vibrating field, specific work of the vibrating field, overload factor).

**Key words:** vibrating machine, vibratory drive, adaptive vibrating machine, adaptive control, controlled vibrating machines, resonant vibrating machines.

**Постановка проблеми.** На сьогодні існує широка гама технологічних [1; 3] процесів, де застосовується вібрація для інтенсифікації процесу ущільнення, розрихлення, зміцнення поверхонь складної форми (поверхневий наклеп), зняття заусениць, сушіння, шліфування та полірування, подібнення тощо. Під час реалізації технологічних

процесів із застосуванням вібраційного впливу на оброблюване середовище важливим чинником є здатність вібраційної технологічної машини керувати основними параметрами вібрації та підтримувати їх на заданих технологічно оптимальних параметрах упродовж усього циклу віброобробки. У праці [13] показано весь широкий спектр

сучасних методів та засобів (віброприводів) для керування основними динамічними параметрами вібраційних технологічних машин (ВТМ). Вибір критеріїв, за якими проводиться керування та стабілізація динамічних параметрів робочого органа вібромашини, докладно описано в роботах [7; 10], він безпосередньо залежить від типу технологічного процесу, який реалізовує вібраційна технологічна машина. У працях [6; 20] показано, що від оптимального значення кута прикладання циклічної вимушувальної сили у вібромашинах безпосередньо залежить такий параметр, як швидкість вібротранспортування, а для тих вібромашин, що працюють зі штучними виробами (заготовками), – продуктивність автоматичного віброорієнтування. З метою дистанційної корекції кута прикладання циклічної вимушувальної сили в реальному масштабі часу та автоматичного налагодження його оптимального значення для конкретного технологічного процесу й заданих технологічних умов доцільною є розробка віброприводів, що здатні керувати кутом прикладання циклічної вимушувальної сили.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Широкому загалу відомий дебалансний вібропривід гвинтових коливань [4], який складається з корпусу та встановленого в ньому на підшипниках вала з гвинтовими пазами та розміщеними на валу двома рухомими дебалансами і одним нерухомим. Статичний момент нерухомого дебалансу удвічі більший від статичного моменту рухомих дебалансів, які розташовані обабіч нерухомого дебалансу. У цьому керованому віброприводі механізм управління рухомими дебалансами складається з кульових шпонок, які розміщені у гвинтових пазах і взаємодіють із рухомими дебалансами, стійок і ходового гвинта, причому різьба на ходовому гвинті розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку, а довжина гвинтового паза кратна кроку різьби. Недоліком цього керованого дебалансного віброприводу гвинтових коливань є те, що його конструкція не дозволяє автоматично регулювати амплітуду коливань ВТМ під час їхньої роботи, а також те, що він генерує обертову відцентрову силу, під дією якої робочі органи вібромашин, на яких він встановлений, здійснюють кругові, а не лінійні коливання, що не дозволяє застосовувати цей вібропривід для автоматичного керування параметрами вібрації вібромашин, які в процесі роботи використовують явище вібротранспортування.

Для адаптивних вібраційних технологічних машин (АВТМ), принцип функціонування яких докладно описано в працях [8; 9; 14; 19], що автоматично забезпечують оптимальні параметри

вібраційного впливу за мінімальних енергозатрат на вібропривід, найперспективнішим у застосуванні є вібропривід, що описаний у [18]. Попри свою конструктивну здатність незалежно в автоматичному режимі керувати двома динамічними параметрами, зокрема амплітудою та частотою циклічної вимушувальної сили, він не здатний забезпечити генерування напрямлених коливань.

Серед автоматизованих дебалансних віброприводів для АВТМ найперспективнішими з погляду функціональності для застосування на практиці є керовані симетричні дебалансні віброприводи спрямованої дії, описані в працях [5; 17]. Керований дебалансний вібропривід напрямленої дії [5] містить корпус зі встановленими в ньому на підшипниках ведучим і веденим привідними валами з гвинтовими пазами та розміщеними на валах двома рухомими дебалансами і одним нерухомим, статичний момент якого удвічі більший від статичного моменту рухомих дебалансів, що розташовані обабіч нерухомого дебалансу, та механізм управління рухомими дебалансами, що складається з кульових шпонок, які розміщені в гвинтових пазах і взаємодіють із рухомими дебалансами, і ходового гвинта. Різьба на ньому розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку, причому привідні вали зв'язані між собою через встановлені на них зубчасті колеса з однаковою кількістю зубців, а ходовий гвинт жорстко закріплений на валу крокового двигуна та зв'язаний із двома парами рухомих дебалансів через підшипники та гвинтові втулки із внутрішньою різьбою, що встановлені на різьбових поверхнях ходового гвинта.

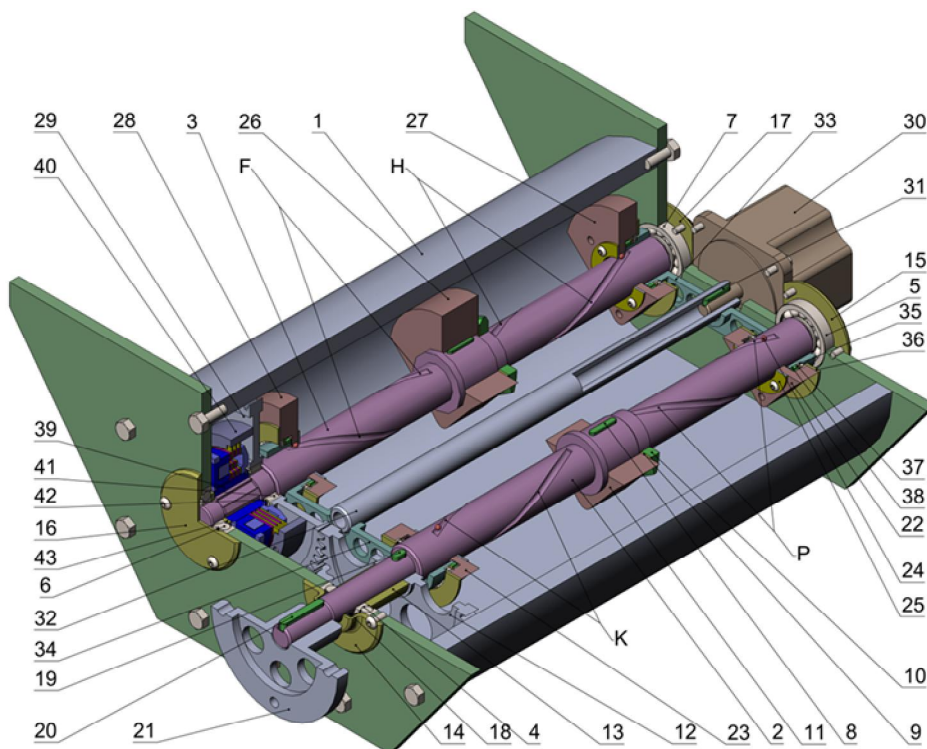
Недоліком цього керованого симетричного дебалансного віброприводу спрямованої дії є те, що він не дозволяє керувати кутом напрямку вібрації робочих органів вібраційних машин, який суттєво впливає на такі їхні параметри роботи, як швидкість вібротранспортування, інтенсивність і продуктивність обробки.

**Постановка завдання.** Розробити конструктивне рішення дебалансного віброприводу напрямленої дії, який забезпечуватиме в автоматичному режимі дистанційне керування кутом напрямку прикладеної циклічної вимушувальної сили до робочого органа адаптивної вібромашини та незалежно від напрямку прикладання циклічної вимушувальної сили дозволить роздільно керувати її частотою й амплітудою впродовж усього циклу віброобробки.

**Виклад основного матеріалу.** Запропоноване конструктивне рішення керованого симетричного дебалансного віброприводу спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації (рис. 1). Вібропривід кріпиться до робочого органа АВТМ і складається з корпусу 1, який захищає вібропривід від забруднення та з допомогою якого останній монтується до рами адаптивних вібраційних технологічних машин. У бокові стінки корпусу 1 на чотирьох підшипниках (4, 5, 6, 7) встановлено два вали: ведучий привідний вал 2 та ведений привідний вал 3. Кришки підшипників (14, 15, 16, 17), що кріпляться гвинтами до бокових стінок корпусу 1, запобігають виходу підшипників з їхнього місця під час роботи керованого віброприводу та захищають підшипники від забруднення. Кришка підшипника 14 має круглий отвір, через який частина ведучого привідного вала 2 виходить з корпусу 1. У кришці підшипника 14 стоїть сальник 18. На ведучому привідному валу 2 за допомогою двох шпонок 8 (на рис. 1 показано тільки одну), шторпорної шайби 9 та гайки 10 жорстко закріплений нерухомий дебаланс 11. За допомогою шпонки 19 на ведучому привідному валу 2 фіксується зубчасте колесо 12. Між підшипником 4 та зубчастим колесом 12 стоїть втулка 13. Керований симетричний дебалансний

вібропривід спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації приводиться в дію за рахунок обертового моменту, що передається ведучому привідному валу 2 через привідну муфту 21, яка закріплена на ведучому привідному валу 2 за допомогою шпонки 20. Ведучий привідний вал 2 має дві пари зустрічно спрямованих спіральних канавок К і Р, що в перерізі мають форму півкруга. На ведучому привідному валу 2 обабіч від нерухомого дебалансу 11 розміщуються два рухомих дебаланси (22, 23), які можуть переміщуватися вздовж та навколо осі ведучого привідного вала 2.

Обертовий момент від ведучого привідного вала 2 до рухомого дебалансу 22 передається через дві кулькові шпонки 24, що одночасно розміщені у двох пазах, під шпонку рухомого дебалансу 22 та у двох спіральних канавках Р ведучого привідного вала 2. Завдяки кульковим шпонкам 24 відбувається передача обертового моменту від ведучого привідного вала 2 рухомому дебалансу 22. До рухомого дебалансу 22 гвинтами кріпиться шайба 25, що запобігає виходу кулькових шпонок 24 з рухомого дебалансу 22. До рухомого дебалансу 23 обертовий момент від ведучого привідного вала 2 передається за аналогічним принципом, як і до рухомого дебалансу 22.



**Рис. 1.** Керований симетричний дебалансний вібропривід спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації  
**Fig. 1.** Controlled symmetrical unbalanced vibratory drive of the directed action with adjustment of an angle of the direction of vibration

Ведений привідний вал 3 розміщений паралельно до ведучого привідного вала 2. Він є коротшим, оскільки не має частини для кріплення привідної муфти. У місці, де на ведучому привідному валу 2 розташована втулка 13, на веденому привідному валу 3 виконано шліци під електромагнітну муфту 39 (наприклад, електромагнітну муфту марки ЕТМ-102 [2]).

На веденому привідному валу 3 містяться: нерухомий дебаланс 26, два рухомі дебаланси 27 та 28, які фіксуються на ньому так само, як і відповідні їм деталі ведучого привідного вала 2. Підшипник 41 запресований у зубчасте колесо 29 та встановлений на веденому привідному валу 3. Між підшипником 41 та електромагнітною муфтою 39 встановлена шайба 42, а між кульковим підшипником 6 та електромагнітною муфтою 39 – шайба 43. Зубчасте колесо 29 з'єднане з електромагнітною муфтою 39 через поводок електромагнітної муфти 40, який гвинтами кріпиться до зубчастого колеса 29 та в пази якого входять зовнішні кільця електромагнітної муфти 39. Дві пари спіральних канавок F і H веденого привідного вала 3 є зустрічно спрямованими до відповідних їм спіральних канавок K і P ведучого привідного вала 2.

Кроковий двигун 30 гвинтами кріпиться до корпусу 1. На валу крокового двигуна 30 за допомогою шпонки 31 посаджена з натягом привідна склянка 32. На зовнішній поверхні привідної склянки 32 є різьба з певним кроком, причому на одній половині привідної склянки 32 нарізана ліва різьба (від центра до торця), а на іншій половині – права різьба (від центра до другого торця). Для забезпечення переміщення рухомих дебалансів 22, 27 та 23, 28 уздовж осей ведучого 2 та веденого 3 привідних валів віброприводу використовуються напрямні втулки 33 та 34. На напрямні втулки 33 та 34 на внутрішніх циліндричних поверхнях центральних отворів нарізані різьби, що виконані аналогічно (права або ліва), як на відповідній їм зовнішній поверхні привідної склянки 32. Рухомий дебаланс 22 кріпиться до напрямної втулки 33 за допомогою вузла кінематичної розв'язки. Вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомому дебалансу 22 вільно обертатись відносно напрямної втулки 33. Складається він із підшипника 35, шайби 36, яка кріпиться болтами до рухомого дебалансу 22 і фіксує в ньому зовнішнє кільце підшипника 35, стопорної шайби з внутрішнім зубом 37 та гайки 38, які фіксують внутрішнє кільце підшипника 35 на напрямній втулці 33. Напрямна втулка 33 з ведучим привідним валом 2 утворюють цилінд-

ричну напрямну для прямолінійного руху рухомого дебалансу 22 вздовж осі ведучого привідного вала 2. Рухомі дебаланси 23, 27 та 28 за допомогою аналогічних вузлів кінематичної розв'язки кріпляться до напрямних втулок 33 і 34.

Перед запуском керованого симетричного віброприводу рухомі дебаланси 22, 23 та 27, 28 встановлюються в діаметрально протилежних положеннях до нерухомих дебалансів 11 та 26, кут між площинами, які проходять через осі їхніх привідних валів та їхні центри мас, становить  $\beta = 180^\circ$ , тому сумарний статичний момент дебалансів відносно осей ведучого 2 та веденого 3 привідних валів віброприводу дорівнює нулю. Під час увімкнення керованого віброприводу внаслідок прикладення обертового моменту до ведучого привідного вала 2 через привідну муфту 21 та зубчасте колесо 12 обертовий момент передається від ведучого привідного вала 2 до зубчастого колеса 29, яке встановлене на підшипнику і обертається навколо осі веденого привідного вала 3. Для передачі обертового моменту від зубчастого колеса 29 до веденого привідного вала 3 необхідно увімкнути електромагнітну муфту 39.

При подачі струму в котушку магнітний потік замикається через корпус електромагнітної муфти, її внутрішні та зовнішні диски і якір. Диски і якір притягуються до корпусу таким чином, що між дисками з'являється фрикційне зчеплення. Таким чином, обертовий момент від зубчастого колеса 29 передається до електромагнітної муфти 39 через її поводок 40. Після цього нерухомі та рухомі дебаланси обох валів починають синхронно обертатись із заданою кутковою швидкістю  $\omega_p$  (у протилежних напрямках – назустріч один одному), яка є технологічно оптимальною для початку реалізації технологічного процесу роботи вібраційної технологічної машини.

Протягом певного незначного періоду часу від початку роботи АВТМ система керування роботою керованого симетричного дебалансного віброприводу [8; 9] спрямованої дії проводить коригування частоти  $\omega_p$  циклічної вимушувальної сили  $F$  (де  $F = F \cdot \sin(\omega_p t)$ ) дебалансного віброприводу спрямованої дії на резонансний режим роботи, коли частота коливань циклічної вимушувальної сили  $F$  збігається з частотою власних коливань робочого органа вібраційної технологічної машини  $\omega_0$ , тобто  $\omega_p = \omega_0$ , яка з енергетичного погляду є оптимальною. Після коригування  $\omega_p$  та забезпечення резонансного режиму роботи коливної механічної системи вібраційної технологічної машини починається встановлення заданої оптимальної з технологічного погляду

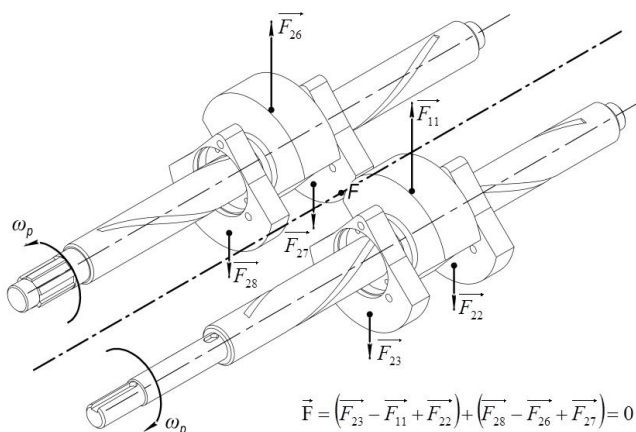


амплітуди коливань її робочого органа (контейнера). Виведення амплітуди циклічної вимушувальної сили  $F$  керованого симетричного віброприводу (та керування нею  $F \pm \Delta F$ ) здійснюється системою керування на основі промислового мікроконтролера через її контур керування, що може складатися з одноосьового модуля позиціонування, кабеля, сервопідсилювача та серводвигуна, – за допомогою виведення заданої кількості імпульсів для забезпечення певного кута повороту вала крокового двигуна 30. У результаті команди від системи керування кроковий двигун 30 повертає свій вал на заданий кут  $\gamma$  (значення величини кута повороту  $\gamma$  вала крокового двигуна 30 та напрям обмежень не мають, тобто величина кута може бути як більшою за  $360^\circ$  так і меншою за  $360^\circ$  і визначається лише кількістю імпульсів, полярністю та кутовим кроком самого серводвигуна). Ще однією особливістю сервоприводу є те, що він має здатність утримувати заданий кут повороту в часі. Поворот вала крокового двигуна 30 на кут  $\gamma$  через шпонку 31 передається привідній склянці 32, що робить поворот відносно центральної осі віброприводу також на кут  $\gamma$ .

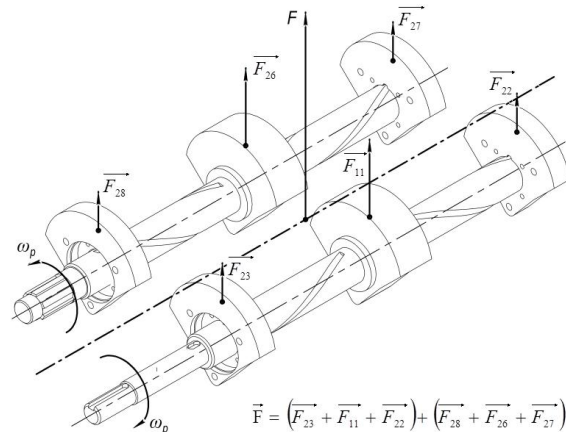
Привідна склянка 32 своєю зовнішньою поверхнею перебуває в різьбовому з'єднанні з внутрішньою поверхнею напрямних втулок 33 та 34. Поворот привідної склянки 32 на кут  $\gamma$  зумовить викручування (закручування) напрямних втулок 33, 34 та їх переміщення вздовж основної осі віброприводу. Це переміщення зумовить рух рухомих дебалансів уздовж основної осі вібро-

приводу. Завдяки тому, що вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомих дебалансам вільно обертатися відносно напрямних втулок, рухомі дебаланси можуть обертатися навколо осей ведучого 2 та веденого 3 привідних валів віброприводу та переміщатися вздовж них. Переміщуючись уздовж осей, рухомі дебаланси починають повертатися відносно цих осей завдяки тому, що відбувається переміщення двох кулькових шпонок 25, які одночасно перебувають у двох пазах під шпонку та у двох діаметрально протилежно зустрічно спрямованих канавках вала. Спіральні канавки ведучого привідного вала 2 і веденого привідного вала 3 зустрічно спрямовані. Завдяки тому, що кулькові шпонки переміщуються спіральними канавками, це призводить до повороту рухомих дебалансів навколо осей відповідних привідних валів, унаслідок чого плавно змінюються їхній сумарний статичний момент відносно осей цих валів та амплітуда циклічної вимушувальної сили  $F$  від 0 (рис. 2) до максимального значення (рис. 3). Статичні моменти нерухомих дебалансів на привідних валах рівні між собою, а статичні моменти нерухомих дебалансів, що розташовані обабіч від нерухомих дебалансів, удвічі менші від статичних моментів цих нерухомих дебалансів.

Відцентрова сила, що виникає при обертанні одного дебалансу масою  $m$ , описується виразом  $F = m \cdot e \cdot \omega_p^2$ , де  $e$  – ексцентриситет дебалансу, тобто відстань від центру маси до осі, відносно якої обертається дебаланс.



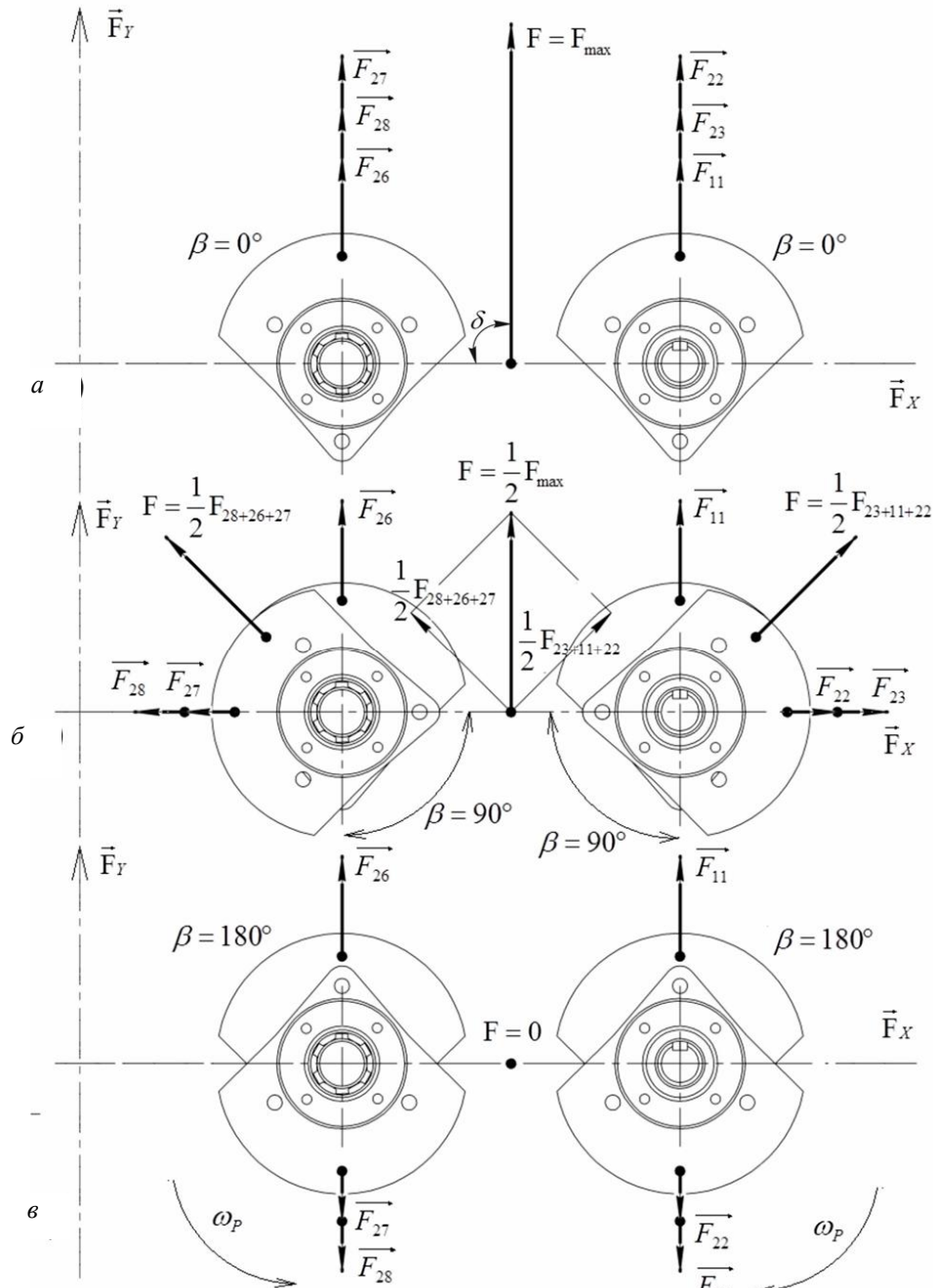
**Рис. 2.** Просторова схема розташування дебалансів віброприводу в режимі запуску та холостого ходу за мінімальної амплітуди циклічної вимушувальної сили  
**Fig. 2.** Spatial scheme of arrangement of vibration drive imbalances in start-up and idling mode at minimum amplitude of cyclic forcing force



**Рис. 3.** Просторова схема розташування дебалансів віброприводу за максимальної амплітуди циклічної вимушувальної сили  
**Fig. 3.** Spatial scheme of vibration drive imbalances at maximum amplitude of cyclic forcing force

У разі, коли привідні вали 2 і 3 мають однаковий початковий кут повороту  $\varphi_2 = \varphi_3$  (на рис. 3 не показані) (це буде тоді, коли площини, що проходять через їхні осі та центри мас встановлених на них нерухомих дебалансів, паралельні), при їх зустрічному синхронному обер-

танні виникає циклічна вимушувальна сила  $F$ , яка діятиме в площині, перпендикулярній до площини, що проходить через осі привідних валів 2 і 3, а тому кут напрямку коливань (вібрації) робочого органа вібромашини дорівнюватиме  $\delta = 90^\circ$ , як це показано на рис. 4.



**Рис. 4.** Схеми розташування дебалансів віброприводу та відцентрових сил, які виникають за однакових початкових кутів повороту привідних валів у ході регулювання амплітуди коливань робочого органа вібромашини

**Fig. 4.** Diagrams of the location of imbalances of the vibratory drive and centrifugal forces, which occur at the same initial angles of rotation of the drive shafts during the adjustment of the amplitude of oscillations of the vibrating machine working body

На початку роботи, коли рухомі дебаланси розвернуті на кут  $\beta = 180^\circ$  відносно нерухомих дебалансів, як показано на рис. 2, відцентрова сила двох нерухомих дебалансів  $\overline{F}_{11}$  та  $\overline{F}_{26}$  компенсується відцентровими силами чотирьох рухомих дебалансів  $\overline{F}_{23}$ ,  $\overline{F}_{22}$ ,  $\overline{F}_{28}$  та  $\overline{F}_{27}$ , оскільки кожен нерухомий дебаланс має удвічі більший статичний момент, ніж рухомий дебаланс. Відповідно сумарна циклічна відцентрова вимушувальна сила  $F$  віброприводу у положенні відповідно до рис. 2 дорівнює нулю, оскільки  $\overline{F} = (\overline{F}_{23} - \overline{F}_{11} + \overline{F}_{22}) + (\overline{F}_{28} - \overline{F}_{26} + \overline{F}_{27}) = 0$ , як це показано на рис. 4, в. У такому разі коливання робочого органа вібромашини відсутнє.

За однакових початкових кутів повороту привідних валів 2 і 3  $\varphi_2 = \varphi_3$  (на рис. 3 не показані) максимальні значення амплітуди циклічної вимушувальної сили  $F$  та амплітуди коливань робочого органа вібромашини досягаються при максимальному наближенні рухомих дебалансів до нерухомих дебалансів, коли кут  $\beta = 0^\circ$ , як це показано на рис. 3. У такому разі кут напряму коливань (вібрації) робочого органа вібромашини буде дорівнювати  $\delta = 90^\circ$ , як це показано на рис. 4, а.

У такому разі центри мас рухомих та нерухомих дебалансів лежать на одній прямій і всі дебаланси рухаються синхронно з однією швидкістю  $\omega_p$ , тому амплітуда сумарної відцентрової циклічної вимушувальної сили  $F$  буде максимальною, а вираз для її визначення матиме такий вигляд:

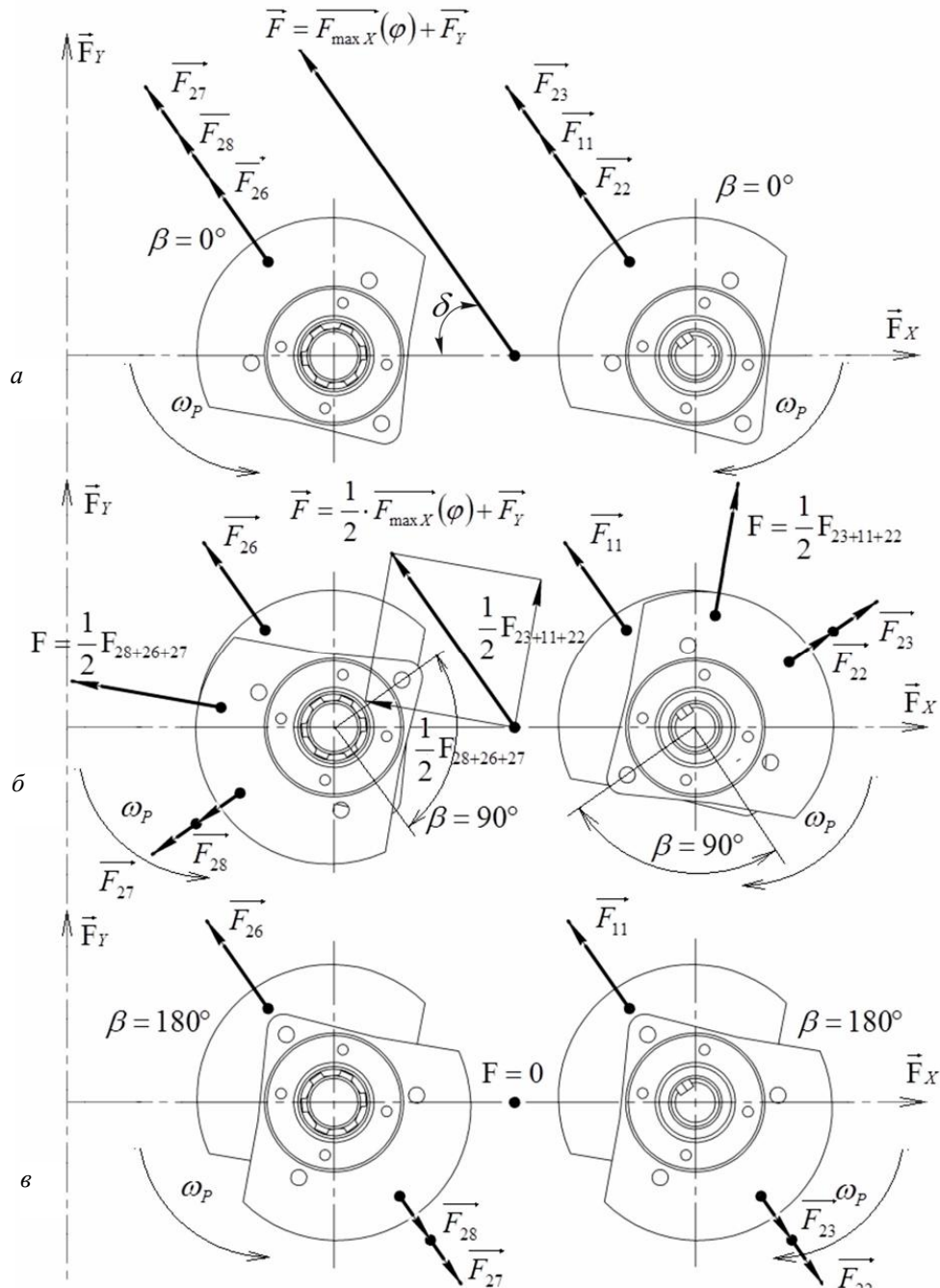
$$\overline{F}_{\max} = (\overline{F}_{23} + \overline{F}_{11} + \overline{F}_{22}) + (\overline{F}_{28} + \overline{F}_{26} + \overline{F}_{27}). \quad (1)$$

У разі, коли привідні вали 2 і 3 мають однаковий початковий кут повороту  $\varphi_2 = \varphi_3$ , регулювання амплітуди коливань робочого органа вібромашини здійснюють таким чином. При переміщенні вздовж осей ведучого 2 та веденого 3 привідних валів віброприводу і одночасному повороті рухомих дебалансів з початкового положення на певний кут  $\beta$  та при одночасному обертанні обох валів із заданою швидкістю  $\omega_p$  (у протилежних напрямках) виникають циклічні відцентрові сили нерухомих та рухомих дебалансів, відповідно  $F_{23+11+22} \cdot \sin(\omega_p t)$  та  $F_{28+26+27} \cdot \sin(\omega_p t)$ . У такому разі горизонтальні складові  $\overline{F}_x$  цих циклічних відцентрових сил у будь-який момент часу врівноважуються, а вертикальні  $\overline{F}_y$  додаються і, як наслідок, виникає напрямлена сумарна циклічна відцентрова сила  $F$ . Цей випадок для  $\beta = 90^\circ$  зображений на рис. 4, б.

У запропонованій конструкції напрям вібрації регулюється за рахунок зміни початкового кута повороту веденого привідного вала  $\varphi_3$  за допомогою електромагнітної муфти 39, яка може встановлювати та руйнувати жорсткий кінематичний зв'язок між веденим привідним валом 3 та зубчастим колесом 29. Керуючи фрикційним зчепленням між дисками електромагнітної муфти 39 (зокрема зменшуючи його), можна змінювати різницю фаз обертання  $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_3$  ведучого 2 та веденого 3 привідних валів. За рахунок того, що ведучий привідний вал 2 завжди через муфту 21 з'єднаний з привідним електродвигуном (на рис. 1 не показаний), а ведений привідний вал 3 за допомогою електромагнітної муфти 39 може від'єднуватися від нього, можна встановлювати необхідну різницю фаз обертання  $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_3$  ведучого 2 та веденого 3 привідних валів.

При вимкненій електромагнітній муфті 39 та вмиканні привідного електродвигуна ведучий привідний вал 2 почне обертатись, а ведений привідний вал 3 буде нерухомим, що призведе до появи і зростання різниці фаз обертання  $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_3$  цих валів.

Після досягнення необхідної з технологічного погляду різниці фаз обертання  $\Delta\varphi$  між ведучим 2 та веденим 3 привідними валами вмикають електромагнітну муфту 39 і встановлюють фрикційне зчеплення між її дисками. Завдяки жорсткому кінематичному зв'язку між двома валами, що забезпечують зубчасті колеса 12 та 29, привідні вали 2 і 3 надалі обертатимуться синхронно в протилежних напрямках зі заданою швидкістю  $\omega_p$ , але вже будуть повернуті один відносно одного на певний кут  $\Delta\varphi$  і не займатимуть одночасно горизонтального чи вертикального положення. І, як наслідок, горизонтальні складові  $\overline{F}_x$  циклічних відцентрових вимушувальних сил  $F_{23+11+22} \cdot \sin(\omega_p t)$  та  $F_{28+26+27} \cdot \sin(\omega_p t)$  у будь-який момент часу вже не врівноважуватимуть одна одну, внаслідок чого виникатиме сумарна горизонтальна складова  $\overline{F}_x = f(\varphi)$  цих циклічних відцентрових сил, яка залежатиме від різниці фаз обертання  $\Delta\varphi$  між ведучим 2 та веденим 3 привідними валами. Як наслідок, горизонтальна складова  $\overline{F}_x = f(\varphi)$  циклічних відцентрових сил буде додаватися до їхньої вертикальної складової  $\overline{F}_y$ , що призведе до виникнення сумарної циклічної відцентрової сили  $\overline{F} = \overline{F}_x(\varphi) + \overline{F}_y$ , напрям дії якої  $\delta$  залежатиме від різниці фаз обертання  $\Delta\varphi$  між ведучим 2 та веденим 3 привідними валами, як це показано на рис. 5 для різних значень кута  $\beta$ .



**Рис. 5.** Схеми розташування дебалансів віброприводу та відцентрових сил, які виникають за різних початкових кутів повороту привідних валів у ході регулювання амплітуди коливань робочого органа вібромашини

**Fig. 5.** Diagrams of the location of imbalances of the vibratory drive and centrifugal forces that occur at different initial angles of rotation of the drive shafts during the adjustment of the amplitude of oscillations of the vibrating machine working body

Для того щоб визначити амплітудне значення вимушувальної сили  $\vec{F}$ , яку розвиває пара дебалансів ( $\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$ ) дебалансного вібро-

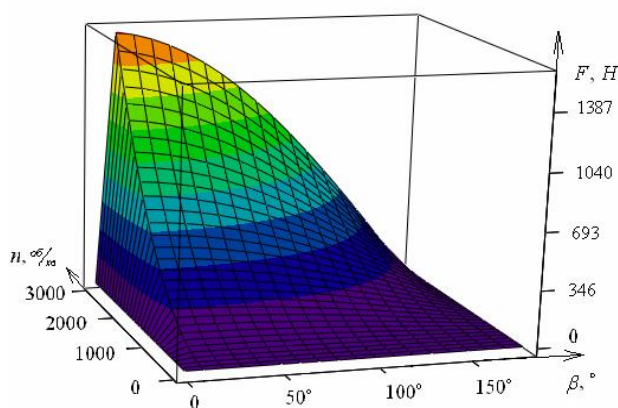
приводу, достатньо скористатися теоремою косинусів:

$$F = 2 \cdot \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta)}. \quad (2)$$

У нашому випадку цей вираз матиме такий вигляд:

$$F = 2 \cdot \sqrt{(F_{23+11+22})^2 + (F_{28+26+27})^2} + 2 \cdot F_{23+11+22} \cdot F_{28+26+27} \cdot \cos(\beta) \quad (3)$$

Беручи до уваги те, що амплітудне значення кожного з векторів  $F_{23}, F_{11}, F_{22}, F_{28}, F_{26}, F_{27}$  визначається виразом  $m \cdot e \cdot \omega_p^2$  і кутова швидкість  $\omega = n \cdot \pi / 30$ , де  $n$  – частота обертання вала віброприводу ( $\text{об}/\text{хв}$ ), можна за допомогою математичного моделювання з'ясувати, в яких межах та за якими законами змінюється вимушувальна сила в запропонованому керованому симетричному дебалансному віброприводі спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації (рис. 6).



**Рис. 6.** Зв'язок між амплітудою циклічної вимушувальної сили дебалансного віброприводу та його динамічними і геометричними параметрами  
**Fig. 6.** The relationship between the amplitude of the cyclic forcing force of the unbalanced vibratory drive and its dynamic and geometric parameters

### Висновки

Запропонована конструкція та проведені математичне моделювання роботи керованого симетричного дебалансного віброприводу спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації дає змогу забезпечити збудження напрямних плоских коливань робочих органів вібраційних машин з необхідним напрямом коливань та в автоматичному режимі незалежно керувати частотою, амплітудою й напрямом цих коливань (який суттєво впливає на такий параметр роботи вібраційних машин, як швидкість вібротранспортування, інтенсивність та продуктивність обробки), що дозволяє застосовувати цей вібропривід для оперативного керування параметрами вібрації вібромашин, які в процесі роботи використовують явище вібротранспортування. Застосування на практиці розробленого дебалансного

віброприводу спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації дає змогу розширити технологічні можливості вібромашин та покращити їхні якісні характеристики.

### Бібліографічний список

1. Бабичев А. П., Бабичев И. П. Основы вибратионной технологии: монография. Изд. 2-е, перераб. и дополн. Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2008. 693 с.
2. Васюра А. С. Електромагнітні елементи та пристрої систем управління і автоматики: навч. посіб. Ч. 3: Електромагнітні механізми і виконавчі пристрої автоматики. Вінниця: ВДТУ, 2001. 134 с.
3. Гончаревич І. Ф., Фролов К. В. Теорія вібраційної техніки та технології. Москва: Наука, 1981. 320 с.
4. Керований збуджувач гвинтових коливань: а. с. 1442271 А1 ССРСР: МКЛ В06В 1/16. № 4188501/24-28; заявл. 02.02.1987; опубл. 07.12.1988, Бюл. № 45. 2 с.
5. Керований симетричний дебалансний вібропривод напрямленої дії: пат. 117630 Україна: МКЛ В06В 1/16. № а 2017 00984; заявл. 03.02.2017; опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16. 9 с.
6. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. 248 с.
7. Таянов С. А., Чубик Р. В. Аналіз критеріїв для керування адаптивними вібраційними технологічними машинами. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвідом. наук.-техн. зб.* Львів, 2008. № 43. С. 99–105.
8. Чубик Р. В., Зелінський І. Д. Алгоритм функціонування адаптивної системи керування приводами вібромашини. *Технологічні комплекси.* 2011. Вип. 4. С. 55–61.
9. Чубик Р. В., Зелінський І. Д., Горбатюк Р. М. Структурна схема адаптивної системи керування віброприводами резонансних вібромашин. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні.* 2013. № 760. С. 71–77.
10. Чубик Р. В., Зелінський І. Д. Ідентифікація критеріїв для енергозберігаючого керування віброприводами адаптивних вібромашин. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвідом. наук.-техн. зб.* Львів, 2015. № 49. С. 107–111.
11. Чубик Р. В., Зрайло Н. М. Стабілізація параметрів вібраційного впливу за критерієм в'язкості віброкип'ячого шару. *Електромеханічні і енергозберігаючі системи.* 2015. Вип. 29. С. 52–58.
12. Чубик Р. В., Скварок Ю. Ю., Зелінський І. Д. Оптимізація роботи адаптивних вібраційних технологічних машин за критерієм розповсюдження вібрації у віброкип'ячому шарі. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні.* 2015. № 822. С. 19–23.

13. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В. Керовані вібраційні технологічні машини: монографія. Вінниця: ВНАУ, 2011. 355 с.
14. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В. Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2008. Вип. 51. С. 57–60.
15. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В., Омелянов О. М. Ідентифікація критеріїв для стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. Вип. 66. С. 68–71.
16. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В., Омелянов О. М., Омелянов М. О. Ідентифікація критерію для стабілізації швидкості вертикального вібротранспортування в адаптивних спіралеподібних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. Вип. 67. С. 60–65.
17. Ярошенко Л. В., Дзись В. Г., Чубик Р. В., Зрайло Н. М. Керований вібропривод напрямленої дії зі спареними дебалансами. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 98. С. 134–139.
18. Ярошенко Л. В., Чубик Р. В., Зрайло Н. М. Керований дебалансний віброзбуджувач для автоматизованих вібраційних машин. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 97. С. 123–128.
19. Ярошенко Л. В., Чубик Р. В. Метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин. 2008. Вип. 50. С. 31–36.
20. Ярошенко Л. В., Чубик Р. В., Омелянов О. М., Омелянов М. О. Стабілізація швидкості вібротранспортування сипучей зернової продукції. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*. 2016. Vol. 18, No. 8. P. 29–35.

Стаття надійшла 22.05.2020

## ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ СЕПАРУВАННЯ НАСІННЯ РАЙГРАСУ ПАСОВИЩНОГО НА ПЛОСКИХ РЕШЕТАХ З ПРЯМОКУТНИМИ ОТВОРАМИ

Олексій Швець<sup>1</sup>, к. т. н., Михайло Барановський<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: opshvets@yahoo.com

<sup>2</sup> Львівська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого,  
вул. Л. Мартовича, 15, смт Магерів, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: lfilia@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.063>

### Швець О., Барановський М. Дослідження можливості сепарування насіння райграсу пасовищного на плоских решетах з прямокутними отворами

Робота присвячена дослідженню можливості сепарування насіння злакових трав, зокрема райграсу пасовищного, на плоско-решітних сепараторах з прямокутними отворами решіт.

У роботі наведено аналіз умов сепарування насіннєвих сумішей на решітних насіннєчисних машинах за геометричними параметрами їх компонентів, встановлено основні проблеми та способи покращання якості сепарування.

Аналіз фізико-механічних властивостей та морфологічних ознак насіння райграсу пасовищного показав, що під час математичного опису процесу його сепарування на плоских решетах з прямокутними отворами окремі насінини основної культури доцільно розглядати як два еліпсоїди, один з яких розташований всередині іншого. Це пояснюється тим, що насіння злакових трав має захисну лускоподібну плівку та відносно малу зернівку і характеризується високим значенням коефіцієнта плівковості.

За допомогою рентгеноскопічного аналізу насіння райграсу пасовищного вдалося встановити, що його зернівка займає 60...70 % усієї насінини та зміщена в бік, протилежний остюку. Також за результатами рентгеноскопії вдалося дослідити геометричні розміри зернівки насінини цієї культури та розробити методику визначення координати центра ваги  $\lambda$  насінини. Значення досліджуваної координати центра ваги для насіння райграсу пасовищного лежать у межах  $\lambda = 2,8...3,7$  мм, а його середнє значення становить 3,33 мм від основи зернівки насінини.

За результатами розрахунків встановлено, що гранична швидкість руху насіння райграсу пасовищного по плоскому решеті з прямокутними отворами, що здійснює зворотно-поступальний рух у горизонтальній площині, яка регламентує повноту розділення, повинна становити  $V_{max} = 18...22$  мм/с. На її значення майже не впливає значення коефіцієнта плівковості  $k_{пл}$ .

**Ключові слова:** решето, насіння, райграс пасовищний, розміри насіння, сепарування, центр ваги, гранична швидкість руху, якість розділення.

### Shvets O., Baranovsky M. Investigation of the possibility of English ryegrass seeds separating on sieves with rectangular openings

The work is devoted to the study of the possibility of separation of cereal seeds, in particular, English ryegrass on sieve separators with rectangular openings.

The paper deals with the conditions of separation of seed mixtures on sieve seed cleaning machines by geometric parameters of their components. The main problems and ways to improve the quality of seed mixtures separation are identified.

An analysis of the physical and mechanical properties and morphological features of English ryegrass seeds shows that in the mathematical description of the process of its separation on sieves with rectangular holes, it is advisable to consider individual seeds of the main culture as two ellipsoids, one of which is located inside of the other. This is due to the fact that the seeds of cereals have a protective glume and a relatively small grain and are characterized by a high value of the glume coefficient.

Applying the X-ray analysis of the seeds of the English ryegrass it is possible to establish that grain core takes 60...70 % of the whole seed and is displaced to the side opposite to the arista. Also, the results of X-ray have revealed the geometric dimensions of the seed grain of the given crop and develop a method for determining the coordinate of the center of gravity  $\lambda$  of the seed. The values of the investigated coordinate of the center of gravity for English ryegrass seeds are within  $\lambda = 2.8... 3.7$  mm, and its average value is 3.33 mm from its seed base.

According to the results of the calculations, it is established that the boundary speed of seed movement of the English ryegrass on sieve with rectangular openings, which makes reciprocating motion in the horizontal plane, should be  $V_{max} = 18...22$  mm/s. The value of the  $k_{m}$  glume coefficient almost does not effect the value of boundary speed of seed movement.

**Key words:** sieve, seeds, English ryegrass, seed sizes, separation, center of gravity, boundary speed, separation quality.

**Постановка проблеми.** На решітних насіннеочисних машинах насіння розділяють на фракції за шириною і товщиною. Для розділення компонентів насінневої суміші за шириною застосовують решета з круглими отворами, а за товщиною – з прямокутними. Через круглі отвори можуть проходити тільки ті компоненти суміші, ширина яких менша за діаметр отвору решета. При цьому їх товщина і довжина не впливають на процес розділення. Для розподілу компонентів насінневої суміші за їх шириною решета підбирають з такими отворами, щоб крізь них проходили зерна другого сорту або домішки (прохід), а зерна першого сорту сходили з поверхні решета (схід). Решета з прямокутними отворами підбирають таким чином, щоб ширина їхніх отворів була меншою від товщини насіння основної культури і більшою від товщини частинок відокремлюваних домішок. Під час роботи машини через отвори цього решета пройдуть домішки, а зерно зійде сходом [2; 5; 8; 9].

Робочі розміри отворів решіт вибирають залежно від розмірів зерен вихідної зернової суміші і вимог, які ставляться до оброблюваного матеріалу. Наближено їх можна визначити за такими формулами:

- для колосових решіт

$$a_k \geq M + 3 \cdot \sigma, \quad (1)$$

- для підсівних решіт

$$a_{II} \geq M - (2...1,5) \cdot \sigma, \quad (2)$$

де  $a$  – ширина прямокутного або діаметр круглого отвору;  $M$  – середнє значення варіаційного ряду (середній розмір ознаки подільності насінин);  $\sigma$  – середньоквадратичне відхилення ряду (середнє відхилення розглядуваних розмірів насінин).

Крім того, решета підбирають за необхідною точністю розподілу фракцій. Найчастіше вимоги до їх підбору виражаються обмеженням втрат (відходів), вираженим у відсотках, і обмеженням умісту засмічувача в очищеному зерні [2; 4; 8; 14; 21].

Одним з основних параметрів, які визначають ефективність роботи решета, є повнота розділення, яка встановлюється як відношення маси  $P$  частинок, що фактично проходять через решето, до маси дрібних частинок, які містяться у вихідному матеріалі:

$$\varepsilon = \frac{P}{c \cdot Q}, \quad (3)$$

де  $P$  – маси частинок, що проходять через решето;  $c$  – коефіцієнт розділення, який характеризує вміст дрібних частинок у вихідному матеріалі;  $Q$  – подача зернового матеріалу на решето за одиницю часу, тобто продуктивність решета, кг/год.

Показником високої якості поділу зернових сумішей можна вважати  $\varepsilon = 0,8$ ; середньої –  $\varepsilon = 0,65$ , низької –  $\varepsilon = 0,5$  [2; 14; 19]. Однак для умов сучасного інтенсивного сільськогосподарського виробництва для отримання високоякісного насінневого матеріалу не достатньо приймати значення показника якості поділу  $\varepsilon = 0,8$ . На жаль, конструкція існуючих решітних насіннеочисних машин, їх кінематичні режими та рекомендації для обмеженої кількості культур не дозволяють покращити цей показник. Тому виникає необхідність пошуку новітніх способів розділення насінневих сумішей, розробки та дослідження роботи технічних засобів для їх реалізації.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Спосіб розділення насінневих сумішей на решетах, які здійснюють зворотно-поступальний рух, реалізується в більшості відомих решітних сепараторів, які входять до комплексу машин для первинної та вторинної очистки насіння сільськогосподарських культур [4; 5; 9 – 11; 19; 20]. Одним зі шляхів підвищення ефективності їхньої роботи та покращання якості очистки насіння від домішок є підвищення показника якості розділення за рахунок забезпечення умови проходження компонентів насінневої суміші крізь отвори решета.

Перша основна умова проходження насінин крізь отвори – це підбір такого решета, розмір отворів якого (діаметр або ширина) більший за відповідний їх розмір [2 – 4; 8 – 11].

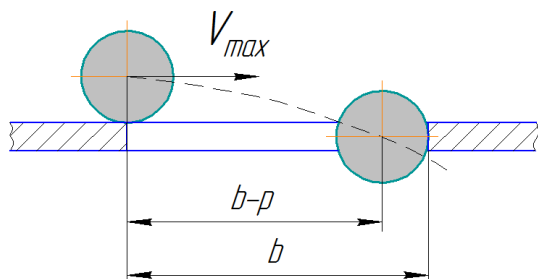
Друга умова стосується швидкості переміщення насінин по решету. Кінематичний режим решета повинен забезпечити таку швидкість відносного руху по ньому частинок насінневої суміші, яка б не перевищувала певної межі і забезпечувала можливість западання їх в отвори решета та проходження через них [3; 4; 10; 19].

У працях [4; 10] розглядався випадок проходження частинки радіусом  $\rho$  крізь продовгуватий прямокутний отвір решета довжиною  $b$ .



Дальність польоту частинки, яка на момент підходу до краю отвору мала швидкість  $V_{max}$  (рис. 1), визначали за формулою

$$b - \rho = V_{max} t. \quad (4)$$



**Рис. 1.** Схема для визначення граничної швидкості руху насінини по решету  
**Fig. 1.** Scheme for determining the boundary velocity of the seed on the sieve

З виразу (4) визначимо час  $t$  вільного польоту частинки:

$$t = (b - \rho) / V_{max}. \quad (5)$$

За цей час, для того щоб пройти крізь решето, під дією власної ваги насінини повинна опуститися на відстань  $\rho$  вниз:

$$\rho = \frac{gt^2}{2} = \frac{g(b - \rho)^2}{2V_{max}^2}. \quad (6)$$

З виразу (6) можна визначити максимальну швидкість:

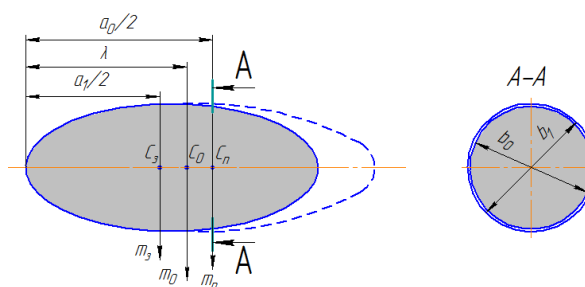
$$V_{max} = (b - \rho) \sqrt{\frac{g}{2\rho}}. \quad (7)$$

Якщо відносна швидкість насінини буде більшою за значення, визначене за формулою (7), то вона перескочить через отвір. Крім того, якщо насінини має форму, відмінну від кулі (наприклад, еліпсоїд обертання), то вона може зорієнтуватись довгою віссю вздовж решета і не поміститься в отвір та не пройти крізь нього [4; 10; 19; 20].

**Постановка завдання.** Широке застосування решітних сепараторів у технологічному процесі обробки насіння злакових трав, зокрема райграсу пасовищного, гальмується відсутністю рекомендацій щодо вибору оптимальних режимів їхньої роботи, які забезпечують максимальну ефективність сепарування. Тому метою роботи було обґрунтувати кінематично-технологічні параметри процесу сепарування насіння райграсу пасовищного через поздовжні прямокутні отвори плоских решіт з урахуванням властивостей компонентів суміші.

**Виклад основного матеріалу.** На нашу думку, найбільш утрудненим та низькопродуктивним є сепарування насінневих сумішей злакових трав на решітних сепараторах. Це пов'язано насамперед зі складною їх будовою, оскільки вони мають високі показники плівковості (40 % і більше) [1; 6; 15 – 18]. Тому для подібного насіння ознакою подільності на решетах, які здійснюють зворотно-поступальний рух, можуть бути координати центра ваги окремих насінин, тобто відстань від центра їхньої ваги до вершини насінини. Чим більше виповнена насінини, тим ближчим буде центр ваги насінини до її геометричного центра [1; 6; 7].

Розглянемо, як залежить координата центра ваги насінини від співвідношення її компонентів. Для цього зобразимо структуру насінини у вигляді двох еліпсоїдів, один з яких розташований всередині іншого (рис. 2). Для спрощення розрахунків допустимо, що менші осі ( $b_0$  і  $b_1$ ) рівні [2].



**Рис. 2.** Модель насінини еліпсоїдної форми з плівковою оболонкою  
**Fig. 2.** Model of ellipsoidal seed with a film shell

Складемо рівняння моментів відносно центра ваги насінини  $C_0$ :

$$m_p \left( \frac{a_0}{2} - \lambda \right) = m_s \left( \lambda - \frac{a_1}{2} \right), \quad (8)$$

де  $a_0$ ,  $a_1$  – великі осі насінини і зернівки;  $m_n$ ,  $m_s$  – маси плівки і зернівки;  $\lambda$  – координата центра ваги.

Перетворимо рівняння (8) з врахуванням того, що  $\frac{a_0}{a_1} = k_{лз}$  – коефіцієнт лінійного заповнення, а  $\frac{m_n}{m_n + m_s} = k_{пл}$  – коефіцієнт плівковості:

$$\lambda = \frac{a_0}{2} \left[ k_{пл} + k_{лз} (1 - k_{пл}) \right]. \quad (9)$$

Аналіз рівняння (9) показує, що якщо насінини відібрані за довжиною ( $a_0 = \text{const}$ ), то координата центра ваги  $\lambda$  буде функцією тільки коефіцієнтів  $k_{лз}$  і  $k_{пл}$ , причому їх збільшення призводитиме до зростання значення  $\lambda$  [2].

На рис. 3 наведено світліну та рентгеновський знімок насінини райграсу пасовищного [7; 13].

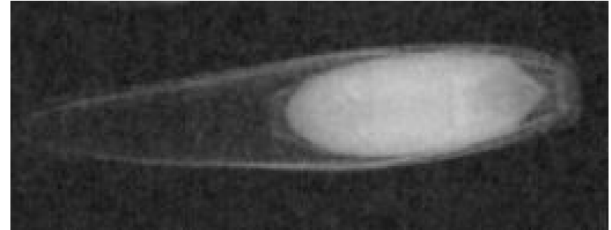
З рентгеноскопії (рис. 3, б) видно чітке зміщення зернівки в бік, протилежний остюку, а її об'єм займає 60...70 % всієї насінини [6; 7].

Визначення параметрів  $a_0$  і  $a_1$  для насіння райграсу пасовищного здійснювали за допомогою обробки рентгеновських світлин. Вони отримані методом рентгеноскопії зразків насіння за допомогою рентгеноскопичного апарату Faxitron MX-20, який дозволяв здійснювати необхідне масштабування та цифрове фотографування результатів попередньо підготовлених зразків [12]. Схема вимірювань наведена на рис. 4.

За результатами вимірювання формували варіаційний ряд залежності координати центра ваги насінин райграсу пасовищного від коефіцієнта лінійного заповнення та будували емпіричну залежність досліджуваних показників (рис. 5).



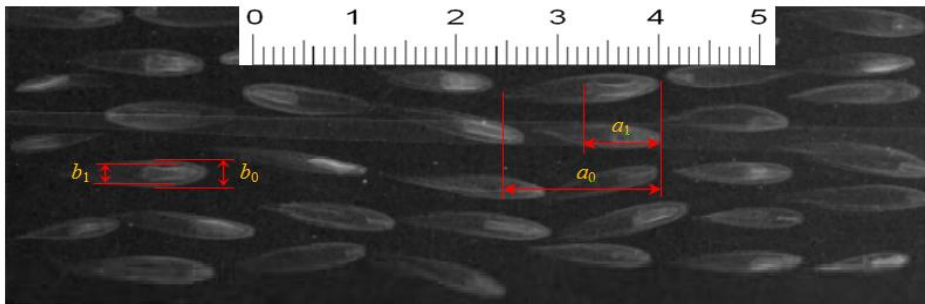
а



б

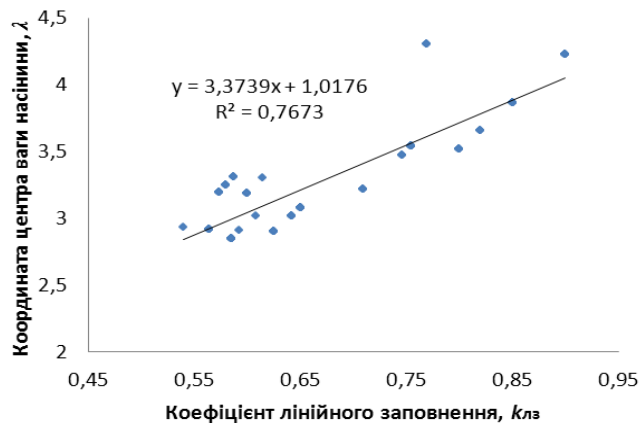
**Рис. 3.** Світлина (а) та рентгеноскопія (б) насінини райграсу пасовищного

**Fig. 3.** Photo (a) and radioscropy (b) of an English ryegrass seed



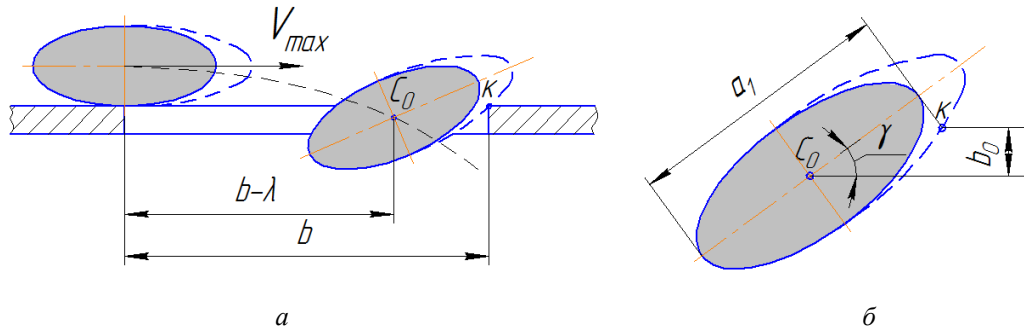
**Рис. 4.** Визначення геометричних параметрів насінин райграсу пасовищного за їх рентгеноскопією

**Fig. 4.** Determination of the geometric parameters of English ryegrass seeds by radioscropy



**Рис. 5.** Залежність координати центра ваги насінин райграсу пасовищного, мм, від коефіцієнта лінійного заповнення насінини при  $k_{пл} = 0,4$

**Fig. 5.** Dependence of the coordinate of the gravity center of English ryegrass seed on the coefficient of linear filling of seed at  $k_{пл} = 0.4$



**Рис. 6.** Схема для визначення граничної швидкості руху насінини еліпсоїдної форми по решету з прямокутними отворами

**Fig. 6.** Scheme for determining the boundary velocity of an ellipsoidal seed on a sieve with rectangular holes

Аналізуючи залежність, подану на рис. 5, можна стверджувати, що зі збільшенням коефіцієнта лінійного заповнення насінини  $k_{лз}$  координата розташування центра ваги насінини вздовж довшої з її осей зростає за лінійною залежністю.

Під час сепарування насіння райграсу пасовищного на плоскому решеті, яке здійснює зворотньо-поступальний рух у горизонтальній площині, вираз для визначення граничної швидкості руху насінини по решету матиме такий вигляд:

$$V_{max} = (b - \lambda) \sqrt{\frac{g}{2\lambda}}, \quad (10)$$

де  $b$  – довжина отвору решета;  $\lambda$  – координата центра ваги насінини.

Схема для визначення граничної швидкості руху насінини еліпсоїдної форми по решету з прямокутними отворами показана на рис. 6.

Крім того, що насінини повинна пройти від початку отвору відстань, яка не має перевищувати відстані  $b - \lambda$ , для гарантованого її проходження крізь отвір решета вона повинна зупинитися до виходу краю зернівки за межі отвору і повернутись відносно точки  $K$  дотику до кромки отвору решета на кут  $\gamma$ .

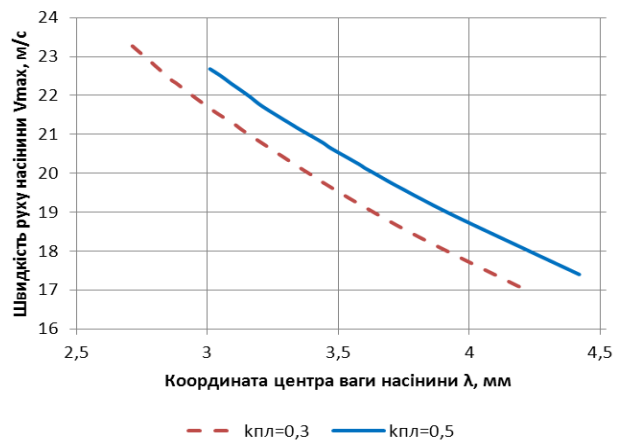
З урахуванням рис. 6, б вираз для визначення кута повороту насінини матиме вигляд

$$\sin \gamma = \frac{\lambda}{a_1/2} = \frac{2\lambda}{a_1}, \quad (11)$$

звідки

$$\gamma = \arcsin \frac{2\lambda}{a_1}. \quad (12)$$

Розрахункові залежності граничної швидкості руху насінини райграсу пасовищного по решету з прямокутними отворами під час його сепарування, визначені за (10), наведено на рис. 7.



**Рис. 7.** Розрахункові залежності граничної швидкості руху насінини райграсу пасовищного по плоскому решету з поздовжніми прямокутними отворами від координати їх центра ваги за різних значень коефіцієнта плівковості

**Fig. 7.** Calculated dependences of the boundary velocity of English ryegrass seed on a sieve with rectangular holes as to coordinates of seed center gravity at different values of the film coefficient

Аналізуючи рис. 7, можна зробити висновок, що для насінин з більшим розміром зернівки швидкість їх руху по решету під час сепарування має бути меншою і зростатиме в міру віддалення центра ваги в бік, протилежний від остюка.

### Висновки

1. Аналіз літературних джерел свідчить про відсутність науково-практичних рекомендацій ефективного використання решітних сепараторів у технологічному процесі післязбиральної обробки насіння злакових трав.

2. Під час математичного опису процесу сепарування насіння райграсу пасовищного на

плоских решетах з поздовжніми прямокутними отворами його насінину доцільно розглядати як два еліпсоїди, один з яких (зернівка) розташований всередині іншого (плівка), що визначається узагальненим коефіцієнтом плівковості.

3. Рентгеноскопічний аналіз насіння райграсу пасовищного дозволив встановити, що його зернівка займає лише 60...70 % усієї насінини та зміщена в бік, протилежний остюку. Встановлене середнє значення координати центра ваги  $\lambda$  насінини 3,33 мм від її основи.

4. За умовою проходження насінин райграсу пасовищного через з поздовжні прямокутні отвори їх гранична швидкість руху по плоскому решеті, яке здійснює зворотно-поступальний рух у горизонтальній площині, повинна становити  $V_{max} = 18...22$  мм/с.

5. Встановлено, що значення коефіцієнта плівковості  $k_{пл}$  майже не впливає на граничну швидкість руху насіння по решеті.

#### Бібліографічний список

1. Антонів С. Ф. Насінництво злакових трав. *Селекція і насінництво*. 2005. № 11. С. 7–18.
2. Арнольд А. Э., Каменир Э. А., Лихачев Б. С. Обоснование технологической схемы разделения семян овса. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1987. № 12. С. 10–12.
3. Василенко П. М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / УАСХН. Киев, 1960. 284 с.
4. Войтюк Д. Г., Яцун С. С., Довжик М. Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навч. посіб. для студентів ВНЗ / за ред. Д. Г. Войтюка. Суми: Унів. кн., 2008. 543 с.
5. Гусев В. А., Дударев І. М., Токарчук М. В. Огляд конструкцій сепараторів сипких матеріалів. *Сільськогосподарські машини*: зб. наук. статей. Луцьк: Луцький НТУ, 2019. Вип. 42. С. 20–28.
6. Дадак В. О. Аналіз основних фізико-механічних властивостей насіння багаторічних трав та їх засмічувачів. *Теоретичні основи і практичні аспекти використання ресурсоощадних технологій для підвищення ефективності агропромислового виробництва і розвитку сільських територій*: матеріали Міжнарод. наук.-практ. форуму (Львів, 18-21 вер. 2012 р.). Львів: ЛНАУ, 2012. С. 521-525.
7. Дадак В. О. Обґрунтування параметрів та режимів роботи пневмосепаратора дрібнонасінневих сумішей: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2015. 20 с.
8. Дринча В. М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. Воронеж: Изд-во НПО «МЭДОК», 2006. 384 с.
9. Єрмак В. П., Богданов С. В., Ільченко А. А. Класифікація засобів сепарації та конструкцій машин для відбору насіння з високими посівними властивостями. *Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету*. 2012. № 35. С. 127–132.
10. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Очистка і сортування насіння. Харків: Око, 2006. Т. 3. 408 с.
11. Зюлин А. Н. Исследование процесса сепарации зерна по длине частиц на решетном обогатителе к триеру: науч. отчет ВИМ. Москва: ВИМ, 1977. 216 с.
12. Ковалишин С. Й., Швець О. П. Оцінка якості насіння методом рентгеноскопічного аналізу. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву*: каталог інноваційних розробок. Львів, 2017. Вип. 17. С. 41.
13. Ковалишин С. Й., Швець О. П., Щур Т. Г., Дадак В. О., Доманюк П. Ю. Визначення посівних якостей насіння сільськогосподарських культур методом його рентгеноскопії. *Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 12. С. 294–301.
14. Косилов Н. И. Состояние и тенденции совершенствования зерноуборочных машин: учеб. пособие. Челябинск, 1983. 99 с.
15. Лихочвор В. В. Рослинництво. Технології вирощування сільськогосподарських культур. Львів: Укр. технології, 2002. 800 с.
16. ДСТУ 7160:2010. Насіння овочевих, баштанних, кормових і пряно-ароматичних культур. Сортові та посівні якості. Технічні умови. [Чинний від 2010-07-01]. Вид офіц. Київ: Держспоживстандарт України, 2010. 19 с. (Національний стандарт України).
17. Технології вирощування бобових і злакових трав на насіння / за заг. ред. В. Ф. Петриченка. Вінниця: Ін-т кормів УААН, 2008. 48 с.
18. Посібник українського хлібороба: наук.-практ. щорічник. Т. 2: Селекція і насінництво польових культур / [гол. ред. В. В. Кириченко]. Київ: Академпрес, 2012. Т. 2. 340 с.
19. Рибарук В. Я. Сільськогосподарські машини: практикум розрахунку і досліджень робочих процесів. Львів: За вільну Україну, 1998. 263 с.
20. Сало В. М., Лузан П. Г., Богатирьов Д. В. Технічне забезпечення підготовки зерна до зберігання: монографія / за ред. В. М. Сала. Кіровоград: СПД ФО Лисенко В. Ф., 2013. 148 с.
21. Ямпілов С. С., Дондоков Ю. Ж. Решетный стан зерноочистительной машины. *Информ. листок ВСТИ Бурят. ЦНТИ*. Улан-Удэ, 1998. Вип. 51. С. 1-3.

Стаття надійшла 22.05.2020

## АПРОБАЦІЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ШНЕКОВОГО ОЛІЙНОГО ПРЕСА

**Роман Шевчук, д. с.-г. н., Олег Сукач, к. т. н.**  
*Львівський національний аграрний університет*  
*вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,*  
*Львівська обл., Україна,*  
*e-mail: 19oleg85@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.069>

### **Шевчук Р., Сукач О. Апробація модернізованого шнекового олійного преса**

Шнекові олійні преси широко використовують малі переробні господарства завдяки безперервності процесу відтискання олії. Найбільшого поширення набули шнекові преси, які переробляють за годину 30 – 50 кг олійної сировини – насіння або ж макухи – та можуть використовуватись у технологічних лініях, адаптованих до варіювання широкого спектра олійних культур та обсягів їх переробки.

Технологічний процес відтискання олії з насіння характеризується значними енергетичними затратами, в яких виділяють три основні складові: перша – це затрата енергії на стискання й переміщення олійної сировини в робочому циліндрі; друга – втрата енергії на подолання опору перемичок між отворами запірної частини переміщенню стиснутої макухи; третя – затрата енергії на переміщення стиснутої макухи в цих отворах. Друга і третя складові формують енергію, необхідну для переміщення стиснутої макухи в запірній частині. Втрата енергії на подолання опору перемичок збільшується зі зростанням тиску, і частка цієї складової стає вагомою в структурі енергії, необхідної для пресування. Відповідно збільшенню втрат енергії на подолання опору перемичок знижується енергоефективність преса. За умови усунення перемичок зменшується енергія, необхідна для переміщення стиснутої макухи в запірній частині, а також енергія, необхідна для пресування олійної сировини, й підвищується енергоефективність преса.

Модернізацією та апробацією конструкції запірної частини створено шнековий олійний прес, який відзначається високими енергоефективністю і якісними показниками відтисненої олії з насіння льону, ріпаку, редьки, гірчиці, розторопші, коноплі й сої. Модернізований прес призначений для малої переробки, зокрема малих фермерських господарств і сільських господарств населення, що вирощують олійні культури. Також може успішно використовуватися в технологічних лініях, адаптованих до широкого варіювання потреби виробництва олії, де необхідний обсяг виробництва пропорційний кількості пресів, які працюють одночасно.

**Ключові слова:** шнековий олійний прес, модернізація, енергоефективність, олія, запірна частина, холодне пресування.

### **Shevchuk R., Sukach O. Test of the modernized screw oil press**

Screw oil presses are widely used by small processing plants due to the continuity of the oil extraction process. Screw presses, which process 30 to 50 kg of oil raw material – seeds or mill cake, and are used in processing scheme, adapted to the processing of wide variation of crops and production volumes are most widespread.

The technological process of extracting oil from seeds is characterized by significant energy costs, which distinguish three main components. The first component is the energy consumption of compressing and moving the oil in the working cylinder; the second is the loss of energy to overcome the resistance of the bridge between holes of the locked part to the displacement of the compressed mill cake; the third is the energy consumption of moving the compressed cake in the holes of the locked part. The second and third components form the energy required to move of the compressed mill cake into the locked part. Loss of energy to overcome the resistance of the bridges increases with increasing pressure, and the proportion of this component becomes significant in the structure of the energy required for pressing. Accordingly, increasing the energy loss to overcome the resistance of the bridges reduces the energy efficiency of the press. If the bridges are removed, the energy required to move the compressed mill cake into the locked part reduced, as well as the energy required to press the oil feedstock, and the energy efficiency of the press is increasing.

The modernization of the developed and tested design of the locking part created a screw oil press, which is characterized by high energy efficiency and quality indicators of the pressed oil from flax, rapeseed, radish, mustard, milk thistle, hemp and soybeans. The modernized press is intended for small-scale processing, at small-scale farms and agricultural households producing oilseeds. It can also be used successfully in production lines adapted to the wide variation in the need for oil production, where the required production volume is proportional to the number of simultaneously working presses.

**Key words:** screw oil press, modernization, energy efficiency, oil, locked part, cold pressing.

**Постановка проблеми.** Шнекові преси набули широкого використання завдяки безперервності процесу відтискання олії [1; 2]. Умовам малої переробки, зокрема малим фермерським господарствам і сільським господарствам населення, що вирощують олійні культури, найбільше відповідають шнекові преси, які переробляють за годину 30–50 кг олійної сировини – насіння або ж макухи [4; 6; 13; 18; 19]. Ці преси також можуть успішно використовуватися в технологічних лініях, адаптованих до широкого варіювання потреби виробництва олії, де необхідний обсяг виробництва пропорційний кількості пресів, які працюють одночасно [10].

Шнековий олійний прес, що розроблений у Львівському національному аграрному університеті [14; 15] і широко апробований [4], належить до конструкцій з двоопорним базуванням шнека. Завдяки цьому розроблений прес відзначається високим робочим ресурсом, стабільними режимом роботи й продуктивністю впродовж усього терміну використання. Однак розроблений шнековий олійний прес характеризується зниженою енергоефективністю через втрату енергії на подолання опору перемичок між дуговими отворами запірної частини преса переміщенню стиснутої макухи. Енергія, необхідна для пресування олійної сировини, а саме насіння під час першого пресування чи подрібненої макухи в разі другого пресування, дорівнює сумі трьох складових енергії [8; 9]: перша складова – це затрата енергії на стискання й переміщення олійної сировини в робочому циліндрі; друга – втрата енергії на подолання опору перемичок між дуговими отворами запірної частини переміщенню стиснутої макухи; третя – затрата енергії на переміщення стиснутої макухи в дугових отворах запірної частини. Друга і третя складові формують енергію, необхідну для переміщення стиснутої макухи в запірній частині. Втрата енергії на подолання опору перемичок збільшується зі зростанням тиску, і частка цієї складової стає вагомою в структурі енергії, необхідної для пресування. Відповідно збільшенню втрат енергії на подолання опору перемичок знижується енергоефективність преса. За умови усунення перемичок зменшується енергія, необхідна для переміщення стиснутої макухи в запірній частині, а також енергія, необхідна для пресування олійної сировини, й підвищується енергоефективність преса. Водночас з усуненням перемичок підвищується тангенціальне, тобто колове, переміщення стиснутої макухи перпендикулярно до поздовжньої осі запірної частини. Під час тангенціального переміщення сила тертя

спричинює лише втрату енергії на нагрівання преса, а за його надмірної робочої температури, що перевищує допустиму, погіршуються якісні показники відтисненої олії. У разі обмеження тангенціального переміщення стиснутої макухи в запірній частині зменшується втрата енергії на нагрівання преса, робоча температура якого не перевищує допустимої, й поліпшуються якісні показники відтисненої олії [17].

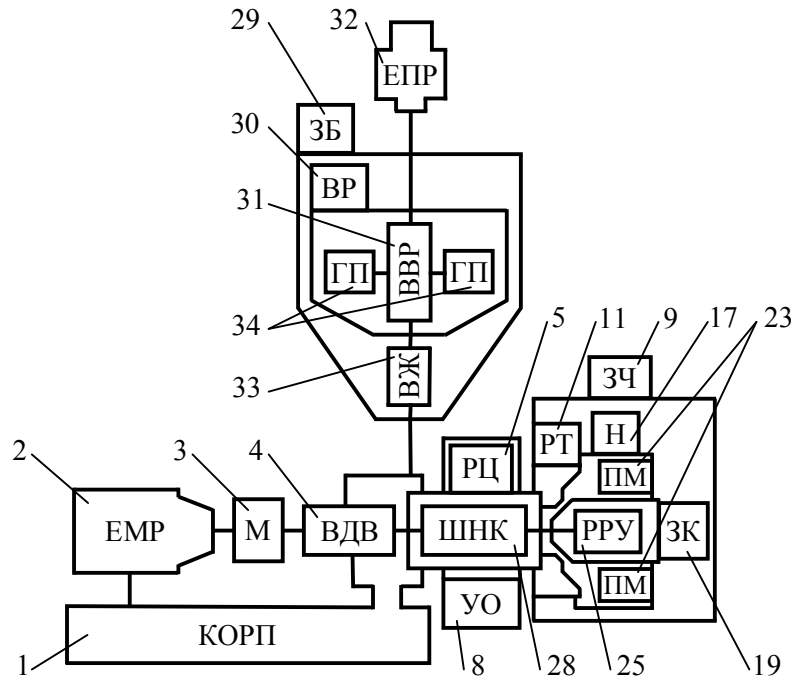
**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження шнекових олійних пресів [1; 4; 5; 13; 14] спрямовані на вдосконалення конструкцій та обґрунтування їх параметрів. Результати досліджень актуальні, теоретично і практично вагомі, проте невпинно зростаючі вимоги до технічних засобів націлюють першочергово на модернізацію існуючих конструкцій, кардинальні удосконалення яких зумовлюють перехід до створення технічних засобів нового, вищого рівня, у тому числі й шнекових олійних пресів [20].

**Постановка завдання.** Модернізацією розробленої конструкції преса створити шнековий олійний прес, який відзначається високою енергоефективністю і якісними показниками відтисненої олії з насіння льону, ріпаку, редьки, гірчиці, розторопші, коноплі й сої [12]. Модернізований прес повинен відповідати умовам малої переробки, зокрема малим фермерським господарствам і сільським господарствам населення, що вирощують олійні культури, а також може успішно використовуватися у технологічних лініях, адаптованих до широкого варіювання потреби виробництва олії, де необхідний обсяг виробництва пропорційний числу пресів, що працюють одночасно.

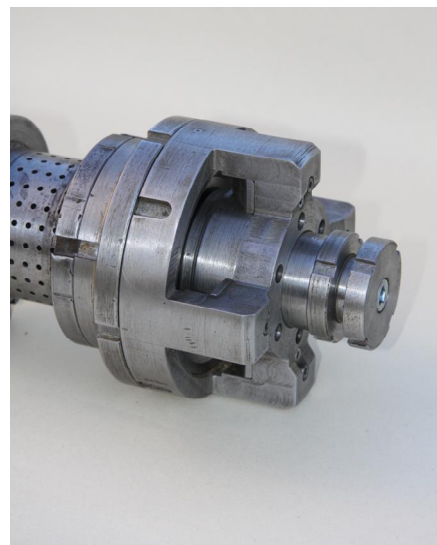
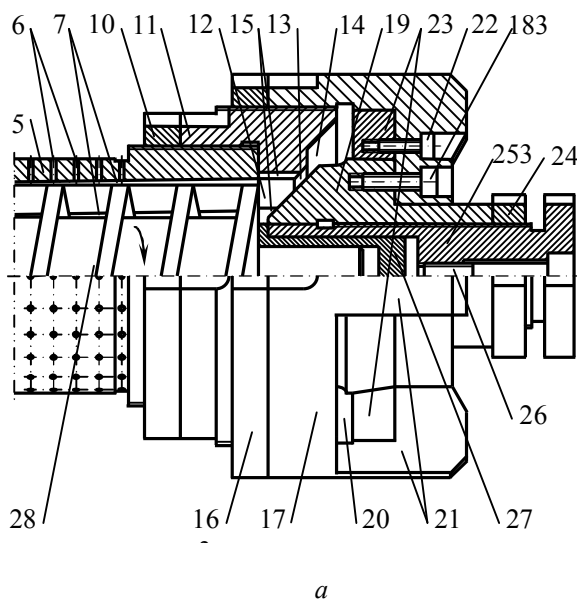
**Виклад основного матеріалу.** Модернізований шнековий олійний прес (рис. 1, 2) містить корпус 1 зі встановленим на ньому електро-механічним приводом у вигляді електричного мотор-редуктора 2, з'єднаного через муфту 3 з ведучим валом 4, змонтованим в опорах обертання корпусу 1 преса. До корпусу 1 однією різьбовою стороною прикріплений фіксований контргайкою робочий циліндр 5, по боковій поверхні якого виконані отвори 6 для відведення відтисненої олії, а вздовж твірних його внутрішньої поверхні прорізані рифлі 7. На робочому циліндрі 5 встановлений уловлювач олії 8 у вигляді розташованої навколо робочого циліндра 5 оболонки для спрямування потоку відтисненої олії в накопичувальну місткість. З іншої різьбової сторони робочого циліндра 5 розташована запірна частина 9, вико-

нана як прикріплений до робочого циліндра 5 і фіксований контргайкою 10 розтруб 11, в якому виконані внутрішні циліндрична 12 та дві конусні поверхні: менша 13 – запірні і більша 14 – на прямна. Уздовж твірних внутрішньої циліндричної поверхні 12 розтруба 11 прорізани рифлі 15, причому коло поперечного перерізу поверхні 12 описує вершини рифлів 7, прорізаних уздовж твірних внутрішньої поверхні робочого циліндра 5. На зовнішній різьбі розтруба 11 змонтована

фіксована контргайкою 16 і виготовлена у формі циліндричного стакана насадка 17 запірної частини 9. До торця насадки 17 гвинтами 18 прикріплений запірний конус 19. Уздовж циліндричної бокової частини та на торці насадки 17 виконані дугові вікна 20 для відведення макухи, розмежовані підтримувальними ребрами 21, поздовжні елементи яких відповідають циліндричній частині насадки 17, а радіальні елементи відповідають торцю насадки 17.



**Рис. 1.** Структурна схема модернізованого шнекового олійного преса  
**Fig. 1.** Block diagram of the modernized oil screw press



**Рис. 2.** Запирна частина преса: *а* – конструктивна схема; *б* – загальний вигляд  
**Fig. 2.** The locking part of the press: *a* – the design scheme; *b* – general view

На радіальних елементах підтримувальних ребер 21 гвинтами 22 закріплені подільники макухи 23 у формі двогранного клина. У запірному конусі 19 змонтований фіксований контргайкою 24 різьбовий регулювальний упор 25, з однією сторони якого встановлений гвинт-заглушка 26, а з іншої – запресована антифрикційна втулка 27. У робочому циліндрі 5 встановлений шнек 28, з'єднаний з ведучим валом 4, а передня носова частина шнека 28 встановлена в антифрикційній втулці 27 різьбового регулювального упора 25.

Крім цього, на корпусі 1 преса закріплений завантажувальний бункер 29, в якому в опорах обертання змонтована ворушилка 30 [7]. Виконана ворушилка 30 у вигляді вертикального вала 31, один кінець якого з'єднаний з електричним приводом 32, інший – з вертикальним лопатевим живильником 33, лопаті якого нахилені. Уздовж вертикального вала 31 закріплені горизонтальні пружинні пальці 34 у вигляді закріплених на вертикальному валу 31 пластинчастих пружин, до яких приєднані стрижні пальців.

Перед увімкненням преса, враховуючи властивості насіння, що буде перероблятися, регулюється зазор у запірній частині 9 між меншою запірною конусною поверхнею 13 розтруба 11 та запірним конусом 19. Тобто регулюється ширина суцільної кругової конусної щілини, у вигляді якої виконаний отвір запірної частини 9 для виходу макухи. Під час регулювання відпускається контргайка 24 і вкручується різьбовий регулювальний упор 25 разом з антифрикційною втулкою 27, щоб її торець заглибився в запірний конус 19. Відпускається контргайка 16 і повертанням насадки 17 впирається запірний конус 19 у меншу запірну конусну поверхню 13 розтруба 11. Після цього насадка 17 повертається у зворотному напрямі й з урахуванням кроку її різьбового з'єднання встановлюється необхідний зазор у запірній частині 9. Насадка 17 фіксується контргайкою 16, викручується і фіксується контргайкою 24 різьбовий регулювальний упор 25, якщо торець антифрикційної втулки 27 підведений до шнека 28.

Після встановлення необхідного зазору, за якого досягається високий вихід олії, вмикається живлення електричного мотор-редуктора 2 і крутний момент через муфту 3 передається ведучому валу 4 та з'єднаному з ним шнеку 28. Одночасно з цим вмикається електричний привід 32 ворушилки 30 та вертикального лопатевого живильника 33. У завантажувальний бункер 29 засипається насіння

олійної культури, де воно зрушується горизонтальними пружинними пальцями 34 ворушилки 30, захоплюється вертикальним лопатевим живильником 33 і неперервним потоком подається в робочий циліндр 5 преса. Лопатевий живильник 33 створює підпір насіння на вході в цей циліндр, проте через можливість зворотного переміщення насіння у проміжках між лопатями унеможливується забивання входу і, відповідно, порушення постійної подачі. Насіння поступово переміщується вздовж рифлів 7 робочого циліндра 5 і стискається. Відтиснена олія перетікає до внутрішньої поверхні робочого циліндра 5, потрапляє у виконані в ньому отвори 6 і відводиться в уловлювач олії 8, а далі – у накопичувальну місткість. Уловлювач олії виконаний у вигляді циліндричної поверхні, яка лише частково з певним радіальним проміжком охоплює робочий циліндр преса. У нижній частині цієї поверхні виконана бокова щілина, один край якої збігається з твірною циліндричної поверхні, а інший край переходить по дотичній у плоский, похилий лоток для відведення олії в накопичувальну місткість.

Стиснута макуха з робочого циліндра 5 та його рифлів 7 поступово без додаткового місцевого опору надходить у запірну частину 9, адже коло поперечного перерізу внутрішньої циліндричної поверхні 12 розтруба 11 описує вершини рифлів 7. Прорізані вздовж твірних внутрішньої циліндричної поверхні 12 рифлі 15 створюють опір тангенціальному руху стиснутої макухи перпендикулярно до поздовжньої осі запірної частини 9. Обмежується тангенціальне переміщення макухи, зменшується втрата енергії на нагрівання преса, робоча температура якого не перевищує допустимої і, відповідно, отримується олія з поліпшеними якісними показниками. Макуха переміщується вздовж рифлів 15 циліндричної поверхні 12 і виходить суцільним потоком через отвір запірної частини 9, виконаний як суцільна кругова конусна щілина між меншою запірною конусною поверхнею 13 розтруба 11 і запірним конусом 19. Потік макухи спрямовується більшою конусною поверхнею 14 розтруба 11 до дугових вікон 20 відведення макухи, виконаних у насадці 17, а також до подільників макухи 23, що закріплені на радіальних елементах підтримувальних ребер 21. Подільники 23 у формі двогранного клина розділяють суцільний потік макухи, яка по їх гранях ковзає до дугових вікон 20 насадки 17 і відводиться з преса.



Під час переміщення горизонтальних пружинних пальців 34 в однорідному середовищі насіння, засипаного у завантажувальний бункер 29, пружинні пальці не коливаються. Їхня лінійна швидкість і зусилля дії на середовище насіння залишаються постійними. Крутний момент на вертикальному валу 31 і потужність електричного приводу 32 ворущилки 30 також постійні.

Досягнути високого виходу якісної олії за низької температури в режимі одноразового пресування насіння неможливо. Тому отримана макуха засипається в завантажувальний бункер 29 для повторного пресування. Середовище макухи неоднорідне, оскільки її частинки різні за розміром. Під час зрушування такого неоднорідного середовища горизонтальні пружинні пальці 34 починають коливатися. Лінійна швидкість пальців та зусилля їхньої дії на частинки макухи теж коливаються від мінімальних до максимальних значень навколо деяких середніх значень, які відповідають швидкості й зусиллю дії пальців на насіння в разі відсутності коливань. Потужність електричного приводу 32 ворущилки 30 за умови коливання горизонтальних пружинних пальців 34 залишається такою ж, як за відсутності коливань. Проте зростає ступінь подрібнення макухи, що пропорційний максимальному значенню зусилля дії горизонтальних пружинних пальців 34 на частинки макухи. Зі зростанням ступеня подрібнення макухи підвищується щільність потоку, який постійно подається в робочий циліндр 5 для повторного пресування, підвищується щільність заповнення подрібненою макухою міжвиткового простору шнека 28 й дещо підвищується продуктивність преса.

Широкі технологічні можливості модернізованого преса підтверджує перелік олійних культур, насіння яких може перероблятися, причому кожному насінню відповідає свій необхідний зазор у запірній частині. Одночасно із зазором вагомим параметром преса також є частота обертання шнека, що може змінюватися перетворювачем частоти струму, наприклад Lenze ESV 222 N04TXB, через який вмикається електричний мотор-редуктор приводу. Регулювання частоти обертання шнека сприяє ефективнішому використанню преса на відтисканні олії з насіння вказаного переліку олійних культур, а також – додатковому розширенню цього переліку і, відповідно, технологічних можливостей модернізованого шнекового олійного преса.

Поліпшення технологічної ефективності шнекового олійного преса вдосконаленням конструкції його запірної частини – логічне продов-

ження науково-дослідної роботи з обґрунтування та розробки комплексу машин для виробництва холоднопресованої олії для умов малої переробки [4; 11; 14; 15]. На сьогодні розроблено та апробовано [3] низку шнекових олійних пресів (див. табл.), які умовно можна розділити на два основні типи: без системи подачі перероблюваного матеріалу та зі системою подачі. Пресу без системи подачі характерні зависання масиву насіння в бункері, а особливо макухи під час повторного відтискання, що призводить до переривання надходження матеріалу в робочу камеру та зниження продуктивності преса. У разі додаткового оснащення преса системою подачі у вигляді електро-механічного приводу, ворущилки та перерваного конусного шнека відбувається постійне зрушування масиву насіння або ж макухи та їх нагнітання в робочу камеру під деяким тиском [5]. Це дозволяє значно підвищити ступінь наповнення робочої камери та забезпечити стабільну й неперервну роботу преса.

Іншим важливим напрямом підвищення технологічної ефективності олійного преса є вдосконалення конструкції його запірної частини. Для цього розроблено декілька видів запірних частин, що виготовлені у вигляді уніфікованих взаємозамінних модулів [20], які принципово різняться конструктивними та геометричними параметрами зони для виведення макухи.

**Експериментальні результати та їх аналіз.** Для встановлення технологічних параметрів процесу відтискання олії з насіння льону здійснено низку лабораторних випробувань. Загалом проведено апробацію чотирьох (див. табл., рис. 3) запірних частин із такими типами вихідних каналів:

- тип *A* – кругові концентричні отвори для виведення макухи;
- тип *B* – дугові отвори, перемежовані радіальними перемичками з прямокутним поздовжнім перерізом;
- тип *C* – дугові отвори, перемежовані радіальними перемичками з похилими дуговими жолобками для переміщення макухи;
- тип *D* – суцільний круговий конусний отвір.

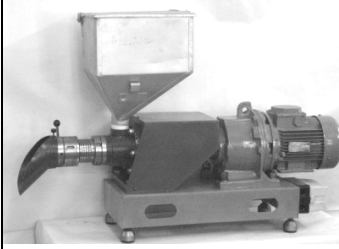
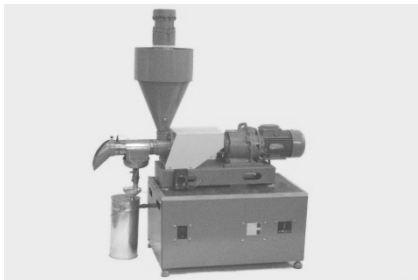



Як видно з таблиці, запірна частина (тип *A*), яка має вигляд запірної конуса з отворами, характеризується значним нерегульованим лобовим опором переміщенню макухи. Внаслідок цього значно зростають споживана потужність та витрати енергії на одиницю перероблюваної сировини й у середньому становлять 65,3 Вт·год/кг,

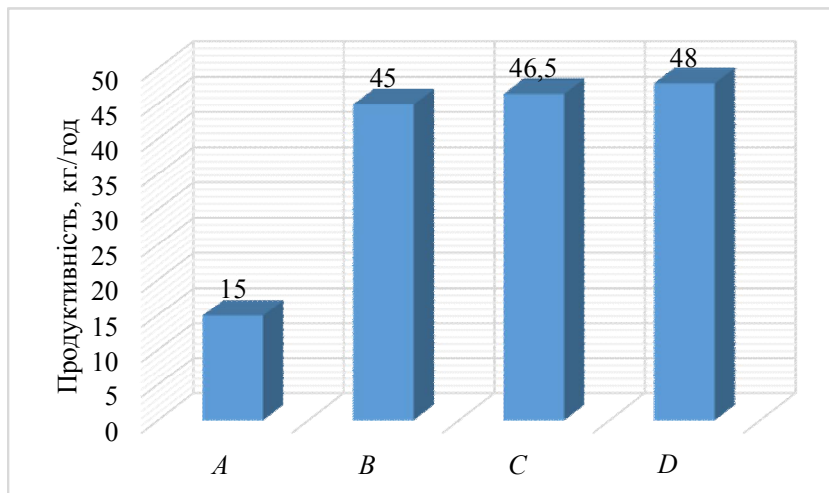
середня температура процесу відтискання перебуває в межах 45...55 °С (рис. 3, в).

Запірна частина (тип В) виконана як запірний фланець з дуговими отворами, які пере-  
межовані радіальними перемичками з прямо-  
кутним поздовжнім перерізом. Завдяки вико-  
ристанню такої запірної насадки значно підви-  
щується продуктивність преса, а питомі енерго-  
затрати й середня температура процесу відтискан-  
ня дещо знижуються.

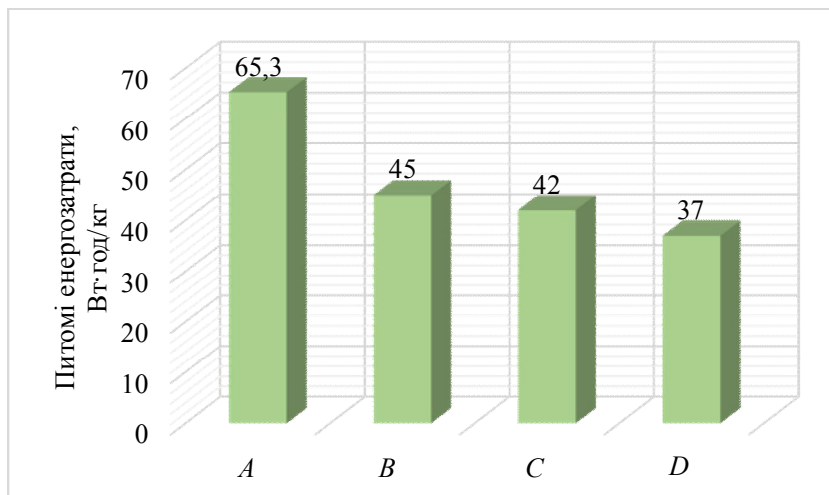
Конструктивними особливостями запірної  
частини (тип С) є фронтальний профіль радіальних  
перемичок – похилі дугові жолобки, що  
забезпечують зменшення нерегульованих опорів під  
час переміщення макухи. При цьому спостерігається  
поліпшення техніко-економічних показників роботи  
шнекового олійного преса. Споживана пресом  
потужність перебуває на рівні 1800 Вт, середня  
питома енергоємність відтискання для насіння льону  
становить 42 Вт·год/кг (рис. 3, б), а температура  
процесу відтискання не перевищує 50 °С.

**Таблиця.** Результати апробації олійних пресів, оснащених різними робочими системами  
**Table.** The results of the test production of oil presses equipped with different operating systems

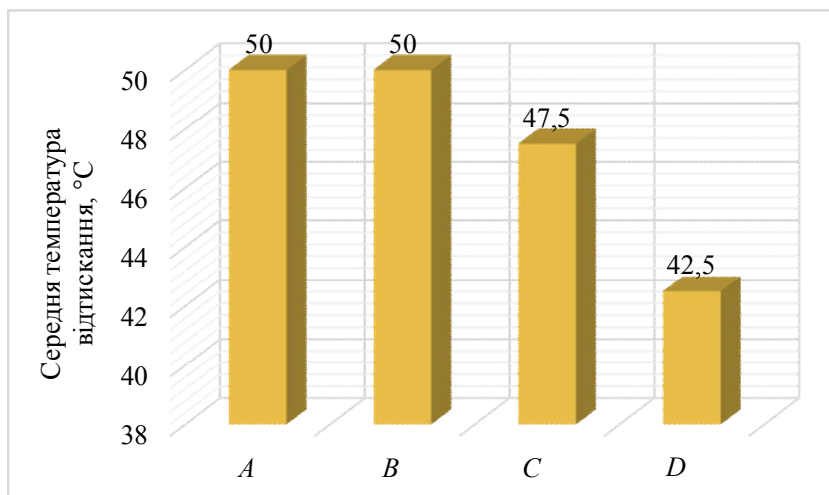
Параметр	Тип обладнання			
Тип преса	Олійний прес без активатора подачі 	Олійний прес з активатором подачі 		
	Тип запірної частини	кругові концентричні отвори (тип А) 	дугові отвори	
перемички з прямокутним поздовжнім перерізом (тип В) 			перемички з похилими дуговими жолобками (тип С) 	
Потужність приводу, Вт	1100	2200	2200	2200
Продуктивність, кг	15	40 – 50	43 – 50	46 – 50
Споживана потужність, Вт·год	980	1800	1800	1700
Питомі енергозатрати, Вт·год/кг	65,3	45	42	37
Середня температура відтискання, °С	45 – 55	45 – 55	45 – 50	40 – 45



*a*



*б*



*в*

**Рис. 3.** Результати випробувань олійних пресів, оснащених різними типами робочих систем: *a* – продуктивність; *б* – питомі енергозатрати; *в* – середня температура відтискання

**Fig. 3.** The results of the test production of oil presses equipped with different operating systems: *a* – productivity; *б* – energy consumption; *в* – average temperature

Модернізований шнековий олійний прес, оснащений запірною частиною (тип D), працює ефективніше. Цей прес у режимі одноразового пресування переробляє за годину до 50 кг насіння, а в багаторазовому – його продуктивність зменшується відповідно до кратності відтискань. Порівняно з попередніми типами конструкцій [4; 7; 14; 15; 16] енергоємність модернізованого шнекового олійного преса знижується на 20% і не перевищує 40 Вт·год/кг (рис. 3, б), а робоча температура преса, яка не перевищує 45 °С, відповідає умовам отримання олії з високими якісними показниками [17; 18].

### Висновки

1. Модернізований шнековий олійний прес унаслідок усунення перемичок у його запірній частині й виконання отвору для виходу макухи у вигляді суцільної кругової конусної щілини відзначається високою енергоефективністю, а в результаті обмеження тангенціального переміщення стиснутої макухи в запірній частині зменшується втрата енергії на нагрівання преса, робоча температура якого не перевищує допустимої, й поліпшуються якісні показники відтисненої олії.

2. Постійна подача насіння чи макухи в робочий циліндр преса досягається оснащенням олійного преса розташованою в завантажувальному бункері системою подачі.

3. Увімкнення електричного мотор-редуктора преса через перетворювач частоти струму дає змогу регулювати частоту обертання шнека, що сприяє ефективнішому використанню преса на відтисканні олії з насіння широкого переліку олійних культур, а також – додатковому розширенню цього переліку і, відповідно, технологічних можливостей модернізованого шнекового олійного преса.

4. Модернізований шнековий олійний прес переробляє за годину до 50 кг насіння, енергоємність процесу відтискання олії не перевищує 40 Вт·год/кг, а робоча температура преса є в межах 40...45°C, що забезпечує отримання олії з високими якісними показниками.

### Бібліографічний список

1. Дацишин О. В., Гудзенко М. М. Порівняльна оцінка олієвіджимних пресів. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. 2007. Вип. 117. С. 324–333.
2. Дацишин О. В., Гудзенко М. М. Порівняльний аналіз одногвинтових екструдерів для відтискання олії. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2009. Вип. 9, т. 1. С. 31–38.
3. ДСТУ 4397:2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.

4. Комплекс машин для виробництва рослинної олії. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=cTPAg2CmZ5c> (дата звернення: 04.03.2020).

5. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: практикум / М. В. Бакум, О. М. Горбатовський, Ю. О. Манчинський та ін.; за ред. Ю. О. Манчинського. Харків: ХНТУСГ, 2005. 196 с.

6. Обладнання підприємств харчової та переробної промисловості / І. С. Гулий, М. М. Пушанко, Л. О. Орлов та ін.; за заг. ред. І. С. Гулого. Вінниця: Нова кн., 2001. 576 с.

7. Олійний прес: пат. № 90656 Україна: МПК В30В 9/18. № u201313651; заявл. 25.11.2013; опубл. 10.06.2014, Бюл. № 11. 5 с.

8. Панов Е. И., Полищук В. Ю., Ханін В. П., Медведева Ю. В. Напряженное состояние пластического полуфабриката при экструзии через сужающуюся коническую полость. *Вестник СамГУПС*. 2014. № 1. С. 107–111.

9. Паславський В. Р. Теоретичні дослідження робочого циклу малогабаритного шнекового олійного преса. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка*. 2018. Вип. 192. С. 210–221.

10. Сичеський М. П. Харчова промисловість як основа продовольчої безпеки та розвитку держави. Київ: Аграрна наука, 2019. 388 с.

11. Сукач О. М. Харчова цінність олії роторопші. *Новітні тенденції у харчових технологіях та якість і безпечність продуктів*: матеріали Всеукр. наук.-практ. конф. Львів, 2013. С. 95–98.

12. Хоміна В. Я. Нетрадиційні жиромісні культури для умов Лісостепу Західного. *Техніка і технології АПК*. 2014. № 4. С. 11–14.

13. Шаршунов В. А. Технология и оборудование для производства растительных масел и переработки их отходов. Минск: Мисанта, 2011. 536 с.

14. Шевчук Р. С., Василькевич В. О., Шевчук В. В., Том'юк В. В. Комплекс обладнання для отримання рослинної олії в малих переробних цехах. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 9. С. 11–13.

15. Шевчук Р. С., Василькевич В. О., Том'юк В. В., Базиляк Л. Я. Шнековый маслоотжимной пресс. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2009. № 10. С. 11–12.

16. Шнековий олійний прес для підприємств громадського харчування. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=HjDju5HWdxE> (дата звернення: 04.03.2020).

17. Andrea L. E., Aliani M., Grant N. Pierce Stability of bioactives in flaxseed and flaxseed-fortified foods. *Food Research International*. 2015. (77) 2. P. 140–155. doi:10.1016/j.foodres.2015.07.035.

18. Gunstone F. D. Vegetable oil in food technology composition: composition, properties and uses. Blackwell publishing, CRC Press, 2011.

19. Luthria D. L. Oil extraction and analysis: critical issues and comparative studies. AOCS Press, 2004.

20. Vintila I. Smart engineering and energy saving management in edible oil processing technology and speciality fats industrial application. *Advanced Materials Research*. 2014. 837. P. 228–233. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.837.228.

Стаття надійшла 01.07.2020

## Розділ 3

# ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ЕФЕКТИВНЕ МАШИНОВИКОРИСТАННЯ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

УДК 004:631.1:631.55

## МЕТОДИЧНІ ЗАСАДИ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНІКИ ПІД ЧАС ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ, ВНЕСЕННЯ ДОБРИВ І СІВБИ ЯРИХ КУЛЬТУР ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМ ПОКАЗНИКОМ

**Віктор Днесь, к. т. н., Ростислав Кудринський, к. т. н., Володимир Скібчик, к. т. н.**

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»,  
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха, Васильківський р-н, Київська обл., Україна  
e-mail: vik31@ua.fm, rostkud@gmail.com, scibczyk05@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.077>

**Днесь В., Кудринський Р., Скібчик В. Методичні засади визначення ефективності використання техніки під час обробітку ґрунту, внесення добрив і сівби ярих культур за енергетичним показником**

У статті викладено методичні засади визначення ефективності використання технічних засобів відповідно до агровимог, обсягів механізованих робіт та умов використання в процесах обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих культур за енергетичним показником.

Відповідно до методології системного підходу проаналізовано технологічні системи обробітку ґрунту, внесення добрив і сівби ярих культур та означено показники, що відображають вхідний вплив, параметри технічного оснащення, вплив агрометеорологічних умов та ефективність їх функціонування. Для кожної з цих систем сформована притаманна їй множина показників, які відображають потік вимог та впливають на ефективність виконання процесу.

Означено вплив агрометеорологічних умов на технологічні системи обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих культур і виокремлено окремі чинники, якими він проявляється.

Відповідно до особливостей технологічних систем обробітку ґрунту, внесення добрив і сівби ярих культур та сучасного рівня технічного оснащення окреслено можливі способи виконання цих процесів: послідовне виконання – виконання кожної операції здійснюється по чергово окремим агрегатом, паралельне – одночасне виконання двох і більше операцій одним агрегатом, комбіноване – частина операцій виконується паралельно, а частина – послідовно. Для кожного зі способів встановлено також характер трансформації їх відповідних параметрів.

Також встановлено особливості трансформації характеристик вхідних впливів, параметрів технічного оснащення, впливів агрометеорологічних умов і показників функціонування технологічних систем обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих польових культур залежно від способів поєднання цих систем.

**Ключові слова:** технологічна система, обробіток ґрунту, внесення добрив, сівба, ярі культури, системний підхід, енергетичний показник.

**Dnes V., Kudrynetskyi R., Skibchik V. Methodological principles for determining the efficiency of using equipment during tillage, application of fertilizers and sowing of spring crops by energy indicator**

The article presents methodological principles for determining the efficiency of technical means in accordance with agricultural requirements, the amount of mechanized work and conditions of use in the processes of tillage, fertilization and sowing of spring crops by energy indicator. In accordance with the methodology of the system approach, technological systems of tillage, fertilization and sowing of spring crops are analyzed and indicators reflecting the input impact, parameters of technical equipment, the impact of agrometeorological conditions and the efficiency of its operation are identified.

For each of those systems there is a appropriate set of indicators that reflect the flow of requirements and effect the process efficiency. The influence of agrometeorological conditions on technological systems of tillage, fertilizer application and sowing of spring crops is determined and some factors by of its manifestation are singled out.

According to the peculiarities of technological systems, tillage, fertilization and sowing of spring crops and the current level of technical equipment, possible ways performing these processes are outlined: sequential execution – each operation is performed alternately by a separate unit, parallel – simultaneous execution of two or more operations by one unit, combined – some operations performed in parallel and some are sequential. For each of the methods, the nature of transformation of their respective parameters is also established.

The peculiarities of transformation of characteristics of the input influences, parameters of technical equipment, influences of agrometeorological conditions and indicators of functioning of technological systems of tillage, introduction of fertilizers and sowing of spring field crops depending on ways of combination of these systems are determined.

**Key words:** technological system, tillage, fertilizer application, sowing, spring crops, system approach, energy index.

**Постановка проблеми.** На сьогодні ринок сільськогосподарської техніки України характеризується значною номенклатурою технічних засобів, призначених для виконання кожної з можливих операцій. Серед різноманіття технічних засобів важко обрати необхідний, використання якого в умовах конкретного господарства буде ефективним. Під час вибору технічних засобів постає управлінська задача – узгодження їхніх параметрів з умовами їх використання, технологіями та обсягами робіт.

Особливо гостро це питання постає під час вибору технічних засобів для виконання технологічних операцій обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби – широка номенклатура операцій; можливість виконання однієї операції різними типами технічних засобів; можливість різноманітного поєднання операцій; великий розкид однотипних знарядь за шириною захвату тощо. Усе це накладається на пропозицію на ринку однотипних технічних засобів від різних виробників, а також підбір відповідних енергозасобів.

Аналіз технологічних операцій обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих культур із використанням методології системного підходу є основою для розроблення інструментарію вибору ефективних технічних засобів в умовах конкретного господарства. А використання енергетичного показника за критерієм ефективності дасть змогу знизити вплив спекулятивної складової під час формування вартості технічних засобів та ціни врожаю.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На сучасному етапі досліджень технологічних систем в агропромисловому виробництві широко застосування набуває використання методів системного підходу [1–3; 13; 24]. Багато вчених використовують його для аналізу технологічних систем обробітку ґрунту [4; 5; 7; 8; 15; 16], сівби, внесення добрив [16], захисту рослин [25], збирання врожаю [6; 14; 23]. Цей підхід дає змогу всебічно підійти до аналізу відповідних систем.

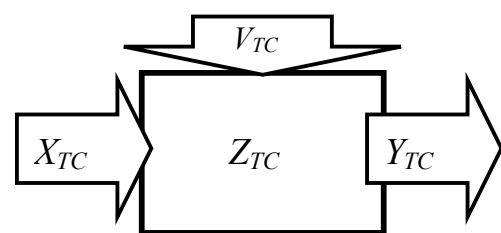
Дослідженням технологічних систем обробітку ґрунту, сівби, внесення добрив займалися чимало вчених. Проте вони розглядають зазначені процеси за допомогою різних підходів, а саме: 1) за допомогою детермінованого, що не дає змоги врахувати мінливість агрометеорологічних умов [11; 12; 19–22]; 2) як критерій оцінки ефективності використовують економічний показник [8; 9; 15;

23; 24]; 3) розглядають технологічні системи обробітку ґрунту, сівби, внесення добрив як сталі системи без можливості зміни операцій або їх комбінування [8; 15; 16; 18].

**Постановка завдання.** Метою досліджень є підвищення ефективності використання технічних засобів завдяки узгодженню їхніх характеристик з агровиногами, обсягами механізованих робіт й умовами функціонування під час обробітку ґрунту, внесення добрив і сівби ярих культур за енергетичним показником за допомогою розроблених методичних засад.

**Виклад основного матеріалу.** Аналіз структури робіт у технологічних системах обробітку ґрунту, внесення добрив і сівби ярих культур вказує на те, що такі системи є складними, відкритими, динамічними, стохастичними. Розглянуті системи є технологічно поєднані між собою, проте відрізняються предметом праці, структурою робіт щодо його перетворення, агротехнічними вимогами до виконання тощо. Кожна зі систем характеризується вагомністю у формуванні показників ефективності.

У загальному вигляді кожна з виокремлених технологічних систем, відповідно до методології системного підходу [1–3; 13], можна представити у вигляді характеристик вхідних впливів ( $X_{TC}$ ), параметрів технічного оснащення ( $Z_{TC}$ ), впливів агрометеорологічних умов ( $V_{TC}$ ) та показників ( $Y_{TC}$ ) її функціонування (рис. 1).



**Рис. 1.** Схема технологічної системи в загальному вигляді [13]

**Fig. 1.** General scheme of the technological system [13]

Такий підхід до дослідження технологічних систем обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих культур об'єктивно враховує особливості їх функціонування та формування показників ефективності ( $Y_{TC}$ ) від характеристик потоку вимог ( $X_{TC}$ ), параметрів технічного оснащення ( $Z_{TC}$ ) та

впливів агрометеорологічних умов ( $V_{TC}$ ). Тобто розв'язується задача синтезу [1]:

$$Y_{TC} = f(X_{TC}, Z_{TC}, V_{TC}, T). \quad (1)$$

Враховуючи структуру технологічних систем обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих польових культур, можна стверджувати, що параметри технічного оснащення відображаються характеристиками машинно-тракторного агрегату (МТА) і є характерними для всіх означених систем:

$$Z_{TC} = \left\{ \begin{array}{l} W_{zod}, q \\ m^e, k_{TOP}^e, k_{am}^e, E^e, n^{on}, n^{dn} \\ m^{m1}, k_{TOP}^{m1}, k_{am}^{m1}, E^{m1}, n^{m1} \\ \dots \\ m^{mr}, k_{TOP}^{mr}, k_{am}^{mr}, E^{mr}, n^{mr} \end{array} \right\}, \quad (2)$$

де  $W$  – годинна продуктивність МТА, га/год;  $q$  – питома витрата палива, кг/га;  $m^e, m^{m1} \dots m^{mr}$  – відповідно маса енергозасобу та сільськогосподарських машин 1... $r$ -го типу, що входять до складу МТА, кг;  $k_{TOP}^e, k_{TOP}^{m1} \dots k_{TOP}^{mr}$  – відповідно коефіцієнти відратувань на технічне обслуговування і ремонт енергозасобу та сільськогосподарських машин 1... $r$ -го типу, що входять до складу МТА, %;  $k_{am}^e, k_{am}^{m1} \dots k_{am}^{mr}$  – відповідно коефіцієнти відратувань на амортизацію енергозасобу та сільськогосподарських машин 1... $r$ -го типу, що входять до складу МТА, %;  $n^{m1} \dots n^{mr}, n^{on}, n^{dn}$  – відповідно кількість машин в агрегаті 1... $r$ -го типу, основних та допоміжних працівників.

Виходячи з мети дослідження, встановлено, що показники ефективності ( $Y_{TC}$ ) для технологічних систем обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих польових культур мають такий вигляд:

$$Y_{TC} = \{E_c, B_{np}, t_r\}, \quad (3)$$

де  $E_c$  – сумарні питомі витрати енергії, МДж/га;  $B_{np}$  – питомі витрати праці, люд.-год/га;  $t_r$  – тривалість робіт, год.

Сумарні питомі витрати енергії на виконання технологічних процесів обробітку ґрунту, внесення добрив ( $E_c$ ) визначають як суму витрат енергії на виконання цих процесів ( $E_s$ ) та енергетичної оцінки потенційних втрат урожаю ( $E_\phi$ ). Методики визначення витрат енергії на виконання технологічних процесів розкриті в працях [10; 17; 19].

Питома енергетична оцінка потенційних втрат урожаю визначається за формулою

$$E_B = \frac{e_\kappa(1-\varphi)B_\kappa}{S}, \quad (4)$$

де  $e_\kappa$  – вміст енергії в 1 кг сухої речовини відповідної культури, МДж/кг;  $\varphi$  – вологість культури, %;  $B_\kappa$  – потенційні втрати врожаю через несвоєчасність виконання робіт, ц.

Відповідно потенційний обсяг втрат вирощеного врожаю, зумовлений несвоєчасним виконанням робіт, визначається за формулою

$$B_\kappa = \left( D_n(S - D_{ad}W_{zod}t_\phi) - \frac{(D_n - 1)D_n}{2}W_{zod}t_\phi \right) U_\kappa K_\phi, \quad (5)$$

де  $D_n$  – тривалість несвоєчасного виконання робіт, діб;  $D_{ad}$  – агродопустима тривалість виконання робіт, діб;  $t_\phi$  – тривалість роботи протягом доби, год;  $U_\kappa$  – потенційна врожайність культури, ц/га;  $K_\phi$  – коефіцієнт добових втрат урожаю.

Множина потоку вимог ( $X_{TC}$ ) – це множина характеристик предмета праці, які впливають на ефективність виконання процесу.

Отже, множина потоку вимог ( $X_{TC}^o$ ) для технологічної системи обробітку ґрунту складається з виду операції, обсягу робіт, глибини обробітку, типу ґрунту тощо:

$$X_{TC}^o = \{O, S, h, P\}, \quad (6)$$

де  $O$  – вид операції (оранка, лущення, боронування, дискування тощо);  $S$  – обсяг робіт, га;  $h$  – глибина обробітку, см;  $P$  – питомий опір ґрунту, кПа.

Для технологічної системи сівби ярих культур множина потоку вимог ( $X_{TC}^c$ ) має вигляд

$$X_{TC}^c = \{O, S, h, P, V\}, \quad (7)$$

де  $O$  – вид операції (сівба);  $V$  – норма висіву насіння, кг/га.

Для внесення добрив множина потоку вимог ( $X_{TC}^{\phi}$ ) має вигляд

$$X_{TC}^{\phi} = \{O, S, V\}, \quad (8)$$

де  $O$  – вид операції (поверхнєве внесення, підживлення, внутрішньогрунтове внесення тощо).

Вплив зовнішнього середовища ( $V_{TC}$ ) визначається агрометеорологічними умовами. Вплив агрометеорологічних умов на технологічні системи обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих культур проявляється через різні чинники (див. табл.). Будь-які зміни у вхідному потоці ( $X_{TC}$ ) впливають на функціональні показники ( $Y_{TC}$ ). Інтенсивність обслуговування вхідного потоку вимог залежить від параметрів технічного забезпечення процесів та організаційного режиму використання техніки, тобто параметрів ( $Z_{TC}$ ).

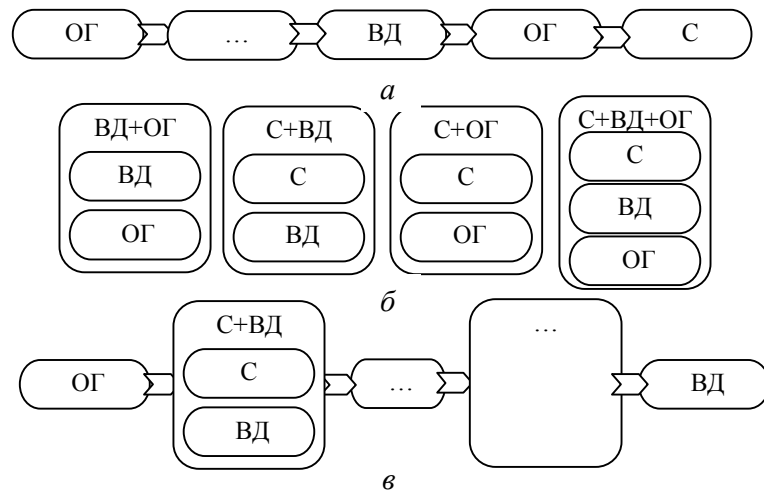
Враховуючи особливості означених технологічних систем та сучасний рівень технічного оснащення, можна виокремити такі комбінації виконання технологічних операцій: послідовне виконання – виконання кожної операції здійснюється по чергово окремим агрегатом (рис. 2, а); пара-

лельне – одночасне виконання двох і більше – частина операцій виконується паралельно, а операцій одним агрегатом (рис. 2, б); комбіноване – частина – послідовно (рис. 2, в).

**Таблиця.** Означення впливу агрометеорологічних умов на технологічні системи обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих культур

**Table.** Determination of the impact of agrometeorological conditions on the technological systems of tillage, fertilizer application and sowing of spring crops

Технологічна система	Чинники
Обробітку ґрунту	1) настання фізичної стиглості ґрунту; 2) випадання опадів (зміна стану ґрунту).
Сівби	1) зміна температури ґрунту; 2) випадання опадів (зміна стану ґрунту).
Внесення добрив	1) настання фенологічних фаз розвитку рослин; 2) зміна швидкості руху повітря; 3) випадання опадів (зміна стану ґрунту).



**Рис. 2.** Виконання технологічних процесів обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих зернових культур послідовним (а), паралельним (б) та комбінованим (в) способами: ОГ – обробіток ґрунту; ВД – внесення добрив; С – сівба  
**Fig. 2.** Execution of the technological processes of tillage, application of fertilizers and sowing of spring grain crops in sequential (a), parallel (b) and combined (c) ways: OG – tillage; VD – fertilizer application; C – sowing

Враховуючи викладене, залежно від способу виконання технологічних процесів параметри відповідних технологічних систем визначаються по-різному. Так, для послідовного виконання технологічних операцій ( $V^S$ ) вплив агрометеорологічних умов визначається для кожної  $i$ -ї операції окремо (9), а для паралельного ( $V^P$ ) – як об’єднання вимог до кожної з  $i$ -х операцій (10):

$$V^S = V_i; \tag{9}$$

$$V^P = V_1 \cup V_2 \cup \dots \cup V_i. \tag{10}$$

Окремо слід зупинитися на комбінованому виконанні операцій, для якого час виконання ( $t_r$ ), затрати праці ( $3_{II}$ ) та енергії ( $E_c$ ) для виконання

всього переліку операцій визначаються як сума цих показників за операціями, що виконуються послідовним і паралельним способами:

$$t_r^C = \sum t_r^S + \sum t_r^P, \tag{11}$$

$$3_{II}^C = \sum 3_{II}^S + \sum 3_{II}^P, \tag{12}$$

$$E_c^C = \sum E_c^S + \sum E_c^P, \tag{13}$$

де  $t_r^C$ ,  $t_r^S$ ,  $t_r^P$  – відповідно час виконання всього переліку операцій, операцій, що виконуються послідовним і паралельним способами, год;  $3_{II}^C$ ,  $3_{II}^S$ ,  $3_{II}^P$  – відповідно затрати праці на виконання всього переліку операцій, операцій, що викону-



ються послідовним і паралельним способами, люд.-год/га;  $E_c^C$ ,  $E_c^S$ ,  $E_c^P$  – сумарні питомі витрати енергії на виконання всього переліку операцій, операцій, що виконуються послідовним і паралельним способами, МДж/га.

Отже, розроблено методичні засади, що є основою для визначення ефективності використання техніки під час обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби ярих культур за енергетичним показником.

### Висновки

Розкриті методичні засади, які дають змогу розробити інструментарій для визначення ефективності використання технічних засобів відповідно до агровимогу, обсягів механізованих робіт й умов функціонування під час обробітку ґрунту, внесення добрив і сівби ярих культур за енергетичним показником.

Встановлено особливості трансформації характеристик вхідних впливів, параметрів технічного оснащення, впливів агрометеорологічних умов і показників функціонування технологічних систем обробітку ґрунту, внесення добрив і сівби ярих польових культур залежно від способів поєднання цих систем.

### Бібліографічний список

1. Адамчук В. В., Грицишин М. І. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва. Київ: Аграр. наука, 2012. 416 с.
2. Адамчук В. В., Сидорчук О. В., Мироненко В. Г. Системно-проектні підстави управління парком машин сільськогосподарських товаровиробників. *Вісник аграрної науки*. 2014. № 11. С. 33–40.
3. Грицишин М. І. Методологічні основи комплектування МТП аграрних підприємств в умовах обмеженого ресурсного забезпечення. *Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідом. темат. наук. зб.* Глеваха, 2014. Вип. 99, т. 1. С. 392–400.
4. Гуков Я. С. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів механізації обробітку ґрунту в умовах України: автореф. ... дис. д-ра техн. наук. Глеваха, 1998. 33 с.
5. Гуков Я. С. Обробіток ґрунту. Технологія і техніка. Київ: Нора-прінт, 1999. 280 с.
6. Днесь В. І., Кудринський Р. Б., Крупич С. О., Скібчик В. І. Ефективність застосування різних технологій вирощування сільськогосподарських культур. *Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодерж. зб. / ННЦ «ІМЕСГ»*. Глеваха, 2019. Вип. 9 (108). С. 195–200.
7. Дубровин В. А., Левчук Н. С. Перспективы дифференциации основной обработки почвы. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2001. № 2. С. 32–34.
8. Івасюк І. П. Обґрунтування параметрів технологічної системи обробітку ґрунту та сівби озимих культур: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Глеваха, 2010. 19 с.
9. Жалнин Э. В. К дискуссии о методике оценки экономической эффективности сельскохозяйственной техники. *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2013. № 3. С. 3–9.
10. Основи інженерного менеджменту: навч. посіб. / І. І. Мельник, І. Г. Тивоненко, С. Г. Фришев, В. П. Бабій, С. М. Бондар. Київ: Вища освіта, 2006. 525 с.
11. Попович В. К., Белоконь Н. И., Полянская Л. Г. Определение рационального состава парка машин для хозяйств. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1980. № 5. С. 58–59.
12. Репетов А. П. Оптимизация состава МТП и его работоспособность. *Тракторы и сельхозмашины*. 1984. № 2. С. 8–10.
13. Сидорчук О. В. Інженерія машинних систем: монографія. Київ: ННЦ «ІМЕСГ», 2007. 263 с.
14. Сидорчук О. В., Пукас В. Л., Луб П. М., Шарбура А. О. Структурний аналіз проектів технологічних систем збирання врожаю. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Стратегічне управління, управління портфелями, програмами та проектами. 2018. № 2. С. 10–14.
15. Луб П. М. Обґрунтування параметрів комплексу ґрунтообробних машин сільськогосподарського підприємства: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2006. 20 с.
16. Луб П. М. Особливості управління проектами адаптивних технологічних систем удобрення, підготовки ґрунту та сівби сільськогосподарських культур. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2011. № 1/5(49). С. 39–41.
17. Медведовський О. К., Іваненко П. І. Енергетичний аналіз інтенсивних технологій в сільськогосподарському виробництві. Київ: Урожай, 1988. 208 с.
18. Мининзон В. И., Тюленев А. В., Вечернин Б. В. Определение оптимального состава машинно-тракторного парка в зависимости от погодных условий. *Тракторы и сельхозмашины*. 1986. № 3. С. 7–9.
19. Мельник І. І., Гречкосій В. Д., Марченко В. В. Оптимізація комплексів машин і структури машинно-тракторного парку та планування технічного сервісу. Київ: Вид. центр НАУ, 2001. С. 5–47.
20. Фінн Е. А., Варшавський М. Л., Червотюк І. С. Комплектування машинно-тракторного парку колгоспів і радгоспів. Київ: Урожай, 1989. 176 с.
21. Хабатов Р. Ш. Прогнозирование оптимальных параметров и состава машинно-тракторного парка. Киев: ВЦ Госплана УССР, 1969. 75 с.
22. Киртбая Ю. К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка. Москва: Колос, 1976. 256 с.

23. Комарніцький С. П. Узгодження збиральних і транспортних робіт у проєктах збирання ранніх зернових культур: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2012. 19 с.

24. Кудринський Р. Б. Щодо науково-методичних засад визначення техніко-експлуатаційних показників машинно-тракторних агрегатів. *Механізація та електрифікація сільського господарства: загально-*

*держ. зб. / ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2017. Вип. 5 (104). С. 216–226.*

25. Шолудько П. В. Імітаційна модель оцінки експлуатаційних властивостей машинно-тракторних агрегатів при виконанні технологічної операції обприскування. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2007. № 11. С. 30–37.*

*Стаття надійшла 19.11.2020*

## Розділ 4

### ЕНЕРГЕТИКА АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

УДК 620.97

#### ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФОТОЕЛЕКТРИЧНИХ ПАНЕЛЕЙ РІЗНИХ ВИДІВ

Анджей Хоховський<sup>1</sup>, д. т. н., Йоана Алекссюк-Гаврон<sup>1</sup>, к. т. н., Міхал Автонюк<sup>1</sup>, к. т. н., Віталій Боярчук<sup>2</sup>, к. т. н., Валерій Сиротюк<sup>2</sup>, к. т. н., Сергій Сиротюк<sup>2</sup>, к. т. н., Сергій Баранович<sup>2</sup>, к. т. н., Катерина Янковська<sup>2</sup>, к. е. н., Оксана Боярчук<sup>2</sup>, к. т. н.

<sup>1</sup> Варшавський університет наук про життя  
вул. Новоурсиновська, 166, Варшава, Польща,  
e-mail: andrzej\_chochowski@sggw.pl

<sup>2</sup> Львівський національний аграрний університет  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський район,  
Львівська область, Україна,  
e-mail: ssyr@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.083>

**Хоховський А., Алекссюк-Гаврон Й., Автонюк М., Боярчук В., Сиротюк В., Сиротюк С., Баранович С., Янковська К., Боярчук О. Дослідження динамічних характеристик фотоелектричних панелей різних видів**

Дослідження стосується аналізу динамічних характеристик фотоелектричних панелей різних типів. Для цього три фотоелектричні панелі на базі монокристалічного, полікристалічного та аморфного кремнію були розміщені на трекері, що обертається у напрямку схід-захід, у режимі стеження за Сонцем.

Експеримент проводили для двох варіантів роботи фотоелектричних панелей: з прямим зарядом акумулятора та прямим навантаженням на резистор. Дослідження проводили в режимі неперервної роботи, а результати вимірювань інсоляції та індукованої напруги на затискачах фотоелектричних панелей реєстрували за різний часовий відлік із добовим записом файлів.

Для отриманих файлів вимірювань електричних параметрів фотоелектричних панелей за допомогою методу параметричної ідентифікації, з використанням пакета інструментів System Identification Toolbox ідентифікації системи (MATLAB & Simulink) проводився пошук раціональної моделі, яка описує динаміку панелей з достатньою точністю. Зокрема, було оцінено динаміку добової зміни рівня сонячної радіації та відповідного їй значення напруги на затискачах фотоелектричних панелей різних типів, визначено крок відгуку панелей на зміну рівня сонячної радіації, а також розглянуто характер зміни крокового відгуку при застосуванні різних моделей. Для аналізу отриманих даних від різних фотоелектричних панелей було використано моделі типу *ARX*, *TF* та *OE*.

У результаті експериментальних досліджень та математичної обробки отриманих даних не вдалося знайти оптимального виду математичної моделі відгуку фотоелектричних панелей на поточну зміну рівня сонячної радіації.

**Ключові слова:** фотоелектрична панель, сонячний трекер, параметрична ідентифікація, параметрична модель, динамічні характеристики.

**Chochowski A., Aleksejuk-Gawron J., Awtoniuk M., Boyarchuk V., Syrotiuk V., Syrotiuk S., Baranovych S., Yankovska K., Boiarchuk O. Research of the dynamic characteristics of photovoltaic panels of different kinds**

The current research is devoted to the analysis of the dynamic characteristics of photoelectric panels of different kinds. To conduct the experiment, three monocrystalline-, polycrystalline- and amorphous-silicon photoelectric panels were attached to the tracker, rotating east westward in the regime of the Sun tracking.

The experiment was conducted under two variants of operation of the photoelectric panels, particularly with a direct charge of the storage battery and direct load on the resistor. The research was performed in the regime of continuous operation, and the results of measuring of the insolation and induced voltage on the clamps of the photoelectric panels were registered by different time intervals with a daily file recording.

Using the method of parameter identification and a set of instruments System Identification Toolbox of identification of the system (MATLAB & Simulink), the researchers made a search of a rational model for the obtained files of measuring of the electric parameters of photoelectric panels, which describes dynamics of the panels with the adequate accuracy. In particular, the authors assessed the dynamics of a daily change of the level of solar radiation and the corresponding value of its voltage on the clamps of the photoelectric panels of different kinds, determined the step of the panel response to the changes of the level of solar radiation, as well as considered the character of change of a step response under different

models. To analyze the data, obtained from different photoelectric panels, the researchers used the models of *ARX*, *TF* and *OE* type.

The experimental research and mathematical processing of the obtained data have not resulted in an optimal kind of the mathematical model of the photoelectric panel response to the current change of the level of solar radiation.

**Key words:** photovoltaic panel, solar tracker, parametric identification, parametric model, dynamic characteristics.

**Постановка проблеми.** Для розробки алгоритмів управління фотоелектричною установкою, розміщеною на конструкції, яка стежить за переміщенням Сонця, необхідно знати динаміку самої фотопанелі, особливо стосовно інших елементів цієї установки. Хоча фотоелектричне перетворення швидке явище, сам процес перетворення енергії з однієї форми в іншу може мати певні особливості. З погляду програміста-автоматика, для розробки алгоритму керування фотоелектричною установкою необхідне знання її ступеневих характеристик.

У літературі питання моделювання динаміки роботи сонячних установок не надто поширене. Особливо, якщо йдеться про моделювання такої установки в контексті побудови гібридної енергосистеми на базі відновлюваних джерел, де фотопанель є одним з елементів електрогенерації. Доцільно застосовувати моделі, засновані на тій самій методології створення, з виділеними вхідними/вихідними сигналами. Вони можуть бути записані у вигляді блок-діаграм з можливістю їх розширення, а кожен блок представлений оператором передачі, що описує взаємозв'язок між потоковими сигналами. Техніка побудови таких моделей є різною залежно від використовуваного методу. Якщо можливо описати зв'язок між вхідними/вихідними сигналами диференціальним рівнянням, то можна створити теоретичну динамічну модель. Зазвичай це важко, через велику кількість складових, що впливають на явище, часто невідомих. Частіше з'являються цифрові моделі, які на основі бази даних вимірювань вводу/виводу використовують конкретні методи для розробки моделі динаміки, не вдаючись до фізики описаного явища. Тут необхідний експеримент, як правило, тривалий, з великою базою вимірювань, що дозволяє створити та перевірити модель. Для цього можуть використовуватися різні числові методи, наприклад, штучні нейронні мережі (SSN) або параметрична ідентифікація.

Нами для визначення динамічних властивостей панелей був використаний метод параметричної ідентифікації, який дозволяє моделювати будь-яке явище, в якому були визначені вхідні та вихідні сигнали. На основі вимірювальної бази даних модельоване явище можна відобразити з певною точністю. Кінцевим результатом є функція

передачі оператора, яка є динамічною моделлю і описує взаємозв'язок між вхідними/вихідними сигналами. На її основі можна визначити характеристику переходу, яка є реакцією на миттєве (стрибкове) збудження. З динаміки характеристики визначаються коефіцієнт посилення, сталі часу та будь-які інші параметри. Їх знання полегшує програмування алгоритму керування панеллю та допомагає уточнити можливі порушення.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Фотоелектрика нині є однією з найшвидше зростаючих технологій відновлюваної енергетики. Основний акцент робиться на техніці та економіці фотоелектричних систем [1], на ефективності [2; 3] та періоді окупності [4]. Менша увага приділяється динамічним дослідженням, включаючи, наприклад, ступеневі характеристики, на основі яких можна визначити динамічні параметри фотоелектричних панелей.

Загалом аналізи стосуються параметрів стаціонарного стану, тобто визначення характеристик напруги, струму і так званих характеристик у точці максимальної потужності. Ці характеристики залежать від робочих параметрів: інтенсивності сонячної радіації та опору навантаження. Дані вимірювань, потрібні для розрахунків та побудови моделі, отримують експериментально. На їх основі розробляють удосконалені алгоритми для визначення вказаних характеристик для різних експлуатаційних режимів. Найпоширенішими алгоритмами оптимізації є JAYA [5; 6], Nelder-Mead (NM) [7; 8] та гібридні, які є комбінацією згаданих раніше (JAYA-NM) [9]. Ці алгоритми постійно вдосконалюються [10; 11]. Загальноприйнятими рішеннями є алгоритми, що базуються на технологіях штучного інтелекту (SSN), які мають здатність самонавчання та адаптації до будь-яких змін [12].

Для підвищення ефективності фотоелектричних установок фотопанелі розміщують на поворотній конструкції, яка відслідковує рух Сонця, для чого потрібні відповідні алгоритми управління цим рухом [13]. Розробка такого алгоритму управління положенням у звичайних умовах не є складною [14], але з урахуванням різних видів впливових чинників програмне забезпечення повинно бути більш досконалим [15].

Тим, хто розробляє алгоритм управління, необхідно знати модель динаміки роботи однієї панелі [16], а також усієї складної фотоелектричної системи [17]. Моделювання, як правило, ґрунтується на методі «чорної скриньки», який аналізує вхідні та вихідні дані системи [18]. Дослідники прагнуть, щоб модель була максимально простою, але з адекватною точністю відображення. У літературі є моделі фотоелектричної панелі, що аналізуються як об'єкт з 1-2 вхідними сигналами та одним вихідним сигналом. Вхідними сигналами є інтенсивність сонячного випромінювання і, наприклад, температура панелі, а вихідним сигналом – напруга або струм [19]. Однак найпоширенішою моделлю є та, в якій є один вхідний сигнал і один вихідний сигнал (SISO), заснований на техніці Хаммерштейна–Вайнера [20]. У нашому дослідженні також представлена модель сонячної панелі як об'єкт SISO.

**Постановка завдання.** На загальній поворотній конструкції (рис. 1, а) є три фотоелектричні панелі: зверху полікристалічна, монокристалічна та тонкоплівкова (подвійна), а також піранометр CM 3 (Kipp & Zonen) для оцінки інтенсивності сонячної радіації на сприймаючій площині. Система управління поворотом переміщує площину панелей за 12 кроків зі сходу на захід, згідно зі со-

нячим рухом. Привід здійснюється серводвигуном, який живиться невеликою фотоелектричною панеллю, що розташована у верхній частині поворотної конструкції. Кут нахилу площини в дослідженнях забезпечувався постійний, який становив  $30^\circ$ . Зміна кута нахилу до горизонту, що відображає регулювання вимірювальної площини на поточну висоту Сонця, пов'язану з часом, можлива, але лише вручну. Вимірювальні сигнали надсилаються по кабелю на випробувальний стенд (рис. 1, б), оснащений такими засобами: перетворювач напруги, регулятор, акумулятор – для кожної панелі окремо. Тобто кожна панель оснащена власним набором обладнання, що формує фотоелектричну установку.

Експериментальний стенд обладнаний комп'ютерною системою моніторингу (рис. 1, б), з можливістю вибору періоду відбору даних для вимірювань одночасно для трьох фотоелектричних установок. Результати щоденного моніторингу зберігаються у файлах, архівуються та можуть бути перетворені у файли Excel.

Як уже було зазначено, у цьому дослідженні була прийнята модель SISO, тобто один вхідний сигнал (інтенсивність сонячного випромінювання  $G$ ) та один вихідний сигнал (напруга  $U$ ). Вплив температури на значення напруги не враховували.



**Рис. 1.** Експериментальний стенд: а) фотоелектричні панелі; б) моніторингова система  
**Fig. 1.** Test stand: а) photovoltaic panels; б) system monitoring

Через те що фотопанелі були випробувані під час роботи у двох системах: безпосередньо для зарядки акумулятора (осінь-весна 2018/2019, система А), для навантаження на опір  $R = 12 \text{ Ом}$  (літо 2019, система В), здійснювався пошук моделей, які б добре відображали їхню роботу для обох варіантів досліду.

З різних параметричних моделей аналізували лише лінійні моделі, вибираючи ті, для яких найкраще підходять фактичний хід змін  $U = f(G)$ . Були розглянуті такі типи моделей: авторегресивна з екзогенними термами (ARX), функція передачі (TF), помилка на виході (OE), моделі процесу. Вибір типу моделі та її структури був пов'язаний з достатньо високим середньоквадратичним відхиленням (RMS), що перевищує 60 %, незалежно від ступеня хмарності та пори року.

Параметр RMS, що визначає відповідність моделі фактичним формам хвилі  $U = f(G)$ , є квадратним коренем помилок і є квадратним коренем MSE (середня квадратична помилка). MSE, з іншого боку, – очікуване значення квадрата «помилки», є різницею між оцінкою та оціночним значенням. Параметр RMS дозволяє порівнювати вихідні дані, що використовуються для ідентифікації, з вихідним сигналом вибраних моделей.

**Виклад основного матеріалу. Робота панелі в системі А.** Аналізуючи результати вимірювань панелей, що працюють у системі А, було обрано відповідний час вибірки. Вимірювання проводили для відбору даних з періодом: 5 секунд; 15 секунд; 30 секунд; 60 секунд.

Найвища придатність моделі RMS була отримана із часом вибірки 15 секунд.

Для параметричних моделей панелей, що працюють у системі А (для зарядки акумулятора),

лише в кількох випадках були отримані моделі зі ступенем відповідності не менше 60 %. Це були моделі TF та процесів. Тому було вирішено протестувати сонячні панелі в системі Б (під постійним резистивним навантаженням), що значно покращило ступінь придатності моделі.

**Робота панелі в системі Б.** Нижче наведені моделі, для яких ступінь придатності становив не менше ніж 70 % (див. табл.). Підсумовуються результати трьох вибраних днів з різними погодними умовами періоду вимірювання, влітку 2019 р.

Діаграми денної хвилі сонячної радіації та напруги подаються за окремі дні (рис. 2–8). На горизонтальній осі подається послідовність вимірювання, де кількість вимірювань упродовж дня становила 5760 (період вибірки 15 секунд). Найкращі атмосферні умови спостерігалися 31 липня 2019 р., 20 липня була мінлива хмарність, а день 21 липня характеризувався цілодобовою хмарністю. Помітний швидкий вплив змін сонячної радіації на зміну напруги аморфної (див. рис. 2, 4, 7) та монокристалічної (див. рис. 3, 5, 8) фотопанелей. Для полікристалічної фотопанелі ці зміни були значно меншими (див. рис. 6).

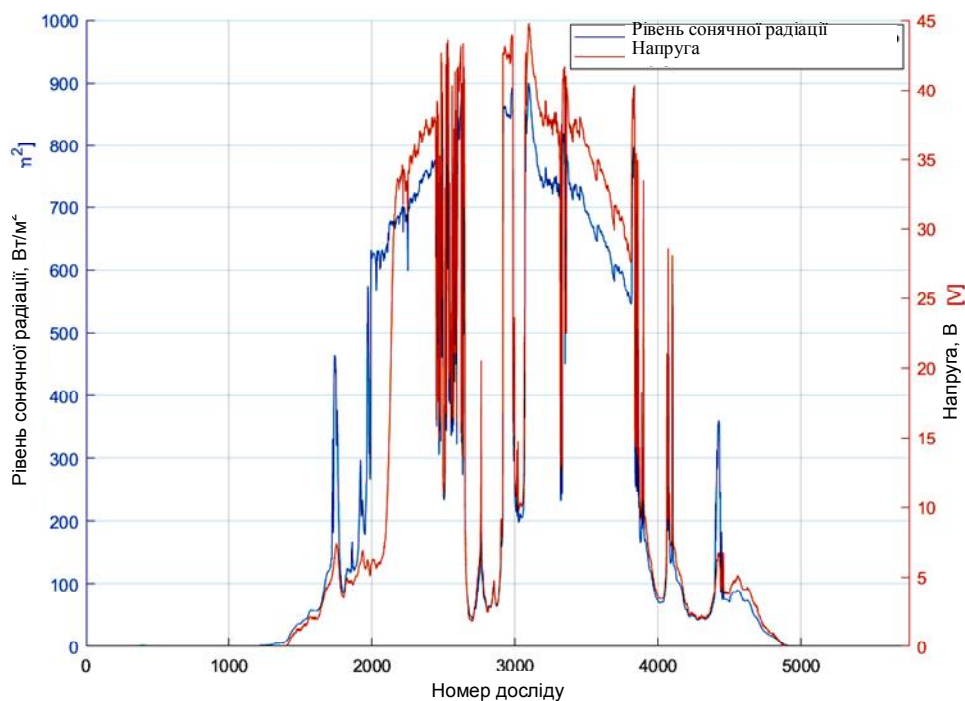
На рис. 9–13 подано ступінчасту реакцію аналізованих моделей. 20 та 21 липня характер ступінчастої реакції аморфної та монокристалічної панелей є подібний (див. рис. 9). Ступінь відгуку коливається від 0,022 до 0,052 коефіцієнта підсилення. Варто зазначити, що в кожному випадку діаграми мають незначні коливання.

З цієї причини ступінчаста реакція аморфної панелі (позначення  $U_2$ ) від 21 липня підсумована на наступному рисунку та початок діаграми збільшений (див. рис. 10).

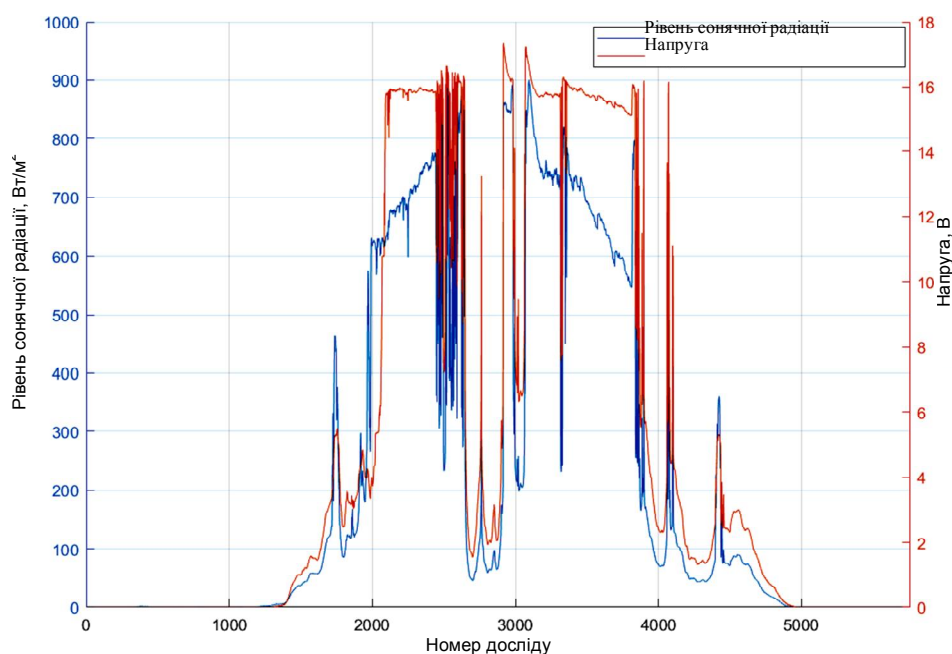
**Таблиця.** Вибір моделей для аналізованих днів  
**Table.** Selection of models for the analyzed days

Дата	Панель	Модель та ступінь відповідності	Хмарність *
20.07.2019	$U_2$ аморфний	OE221 – 74,99 %	2
20.07.2019	$U_3$ монокристалічний	OE221 – 82,67 %	2
21.07.2019	$U_2$ аморфний	OE221 – 82,85 %	3
21.07.2019	$U_3$ монокристалічний	OE221 – 74,12 %	3
31.07.2019	$U_1$ полікристалічний	OE111 – 71,03 %	1
31.07.2019	$U_2$ аморфний	OE221 – 72,71 % OE111 – 72,73 %	1
31.07.2019	$U_3$ монокристалічний	OE221 – 74,89 % OE111 – 73,99 %	1

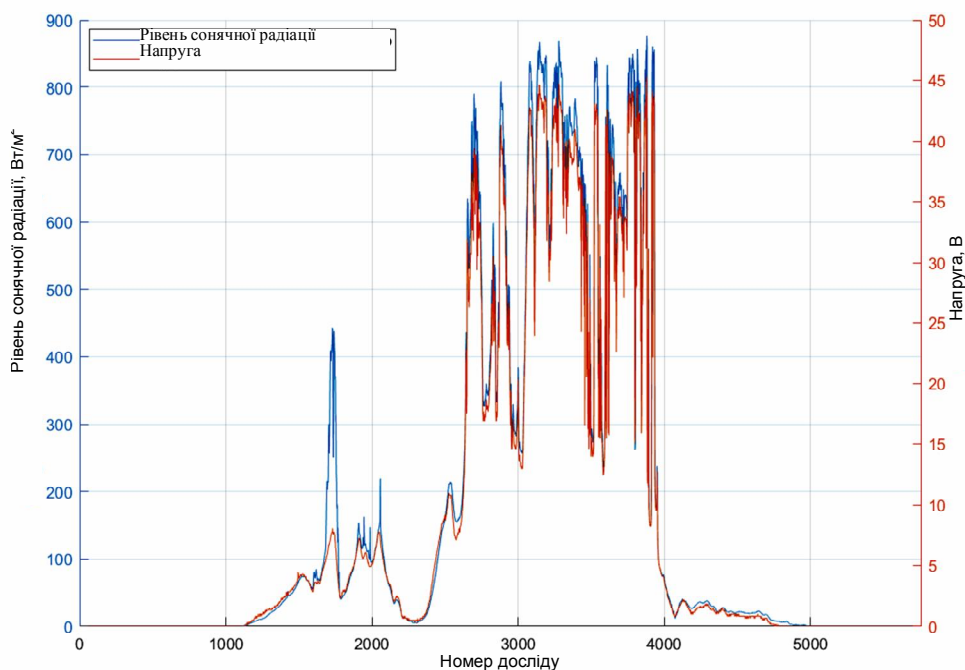
\*Рівень хмарності визначали за шкалою 0-1-2-3, де 0 – немає хмарності, а 3 – повна хмарність.



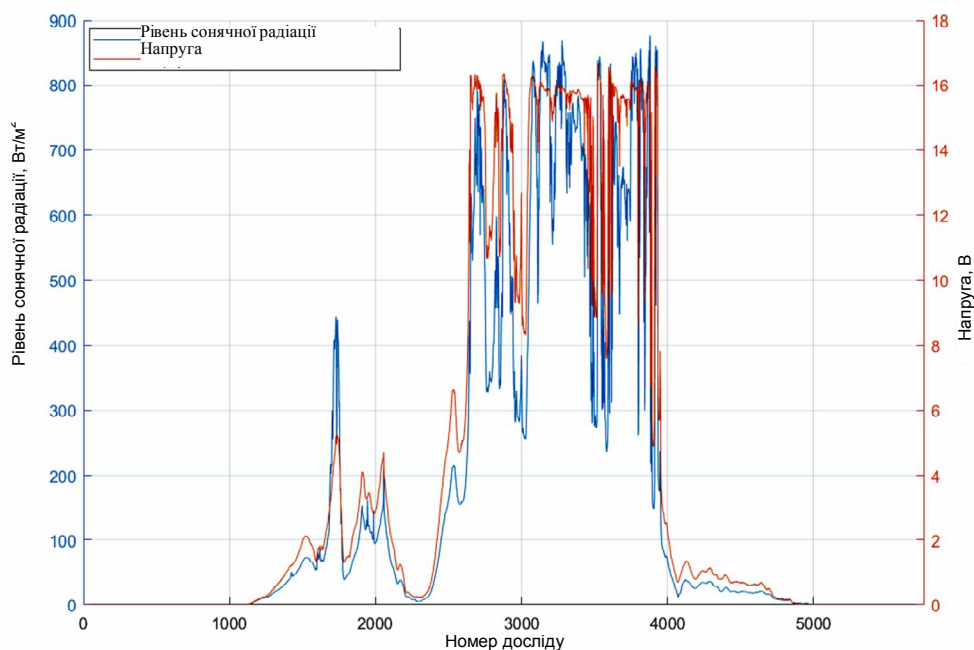
**Рис. 2.** Хід сонячного випромінювання та хід напруги на аморфній фотопанелі U2 – 20.07.2019  
**Fig. 2.** The course of solar radiation and the course of voltage on the amorphous photo panel U2 on July 20, 2019



**Рис. 3.** Хід сонячного випромінювання та хід напруги на монокристалічній фотопанелі U3 – 20.07.2019  
**Fig. 3.** The course of solar radiation and the course of voltage on the single-crystal photo panel U3 on July 20, 2019

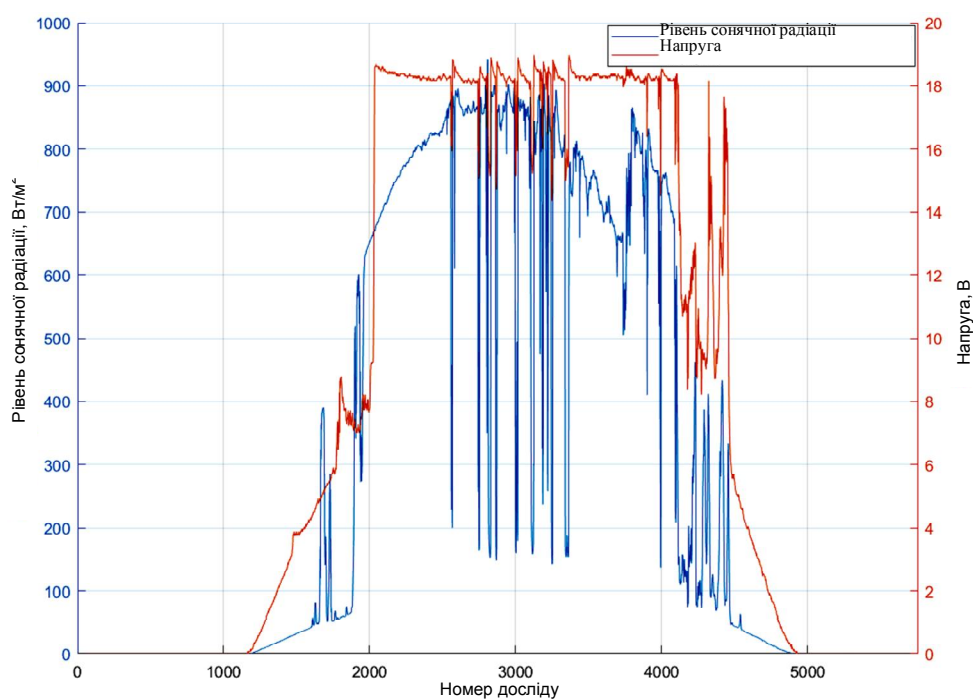


**Рис. 4.** Хід сонячної радіації та напруги на аморфній фотопанелі  $U2$  – 21.07.2019  
**Fig. 4.** The course of solar radiation and voltage on the amorphous photo panel  $U2$  on July 21, 2019

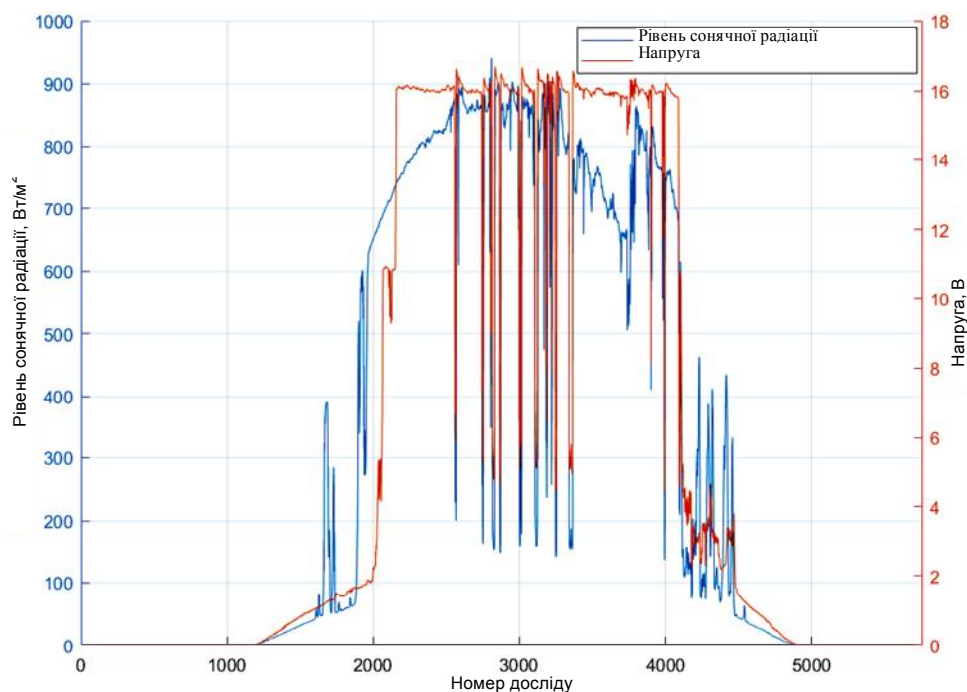


**Рис. 5.** Хід сонячної радіації та напруги на монокристалічній фотопанелі  $U3$  – 21.07.2019  
**Fig. 5.** The course of solar radiation and voltage on the single-crystal photo panel  $U3$  on July 21, 2019

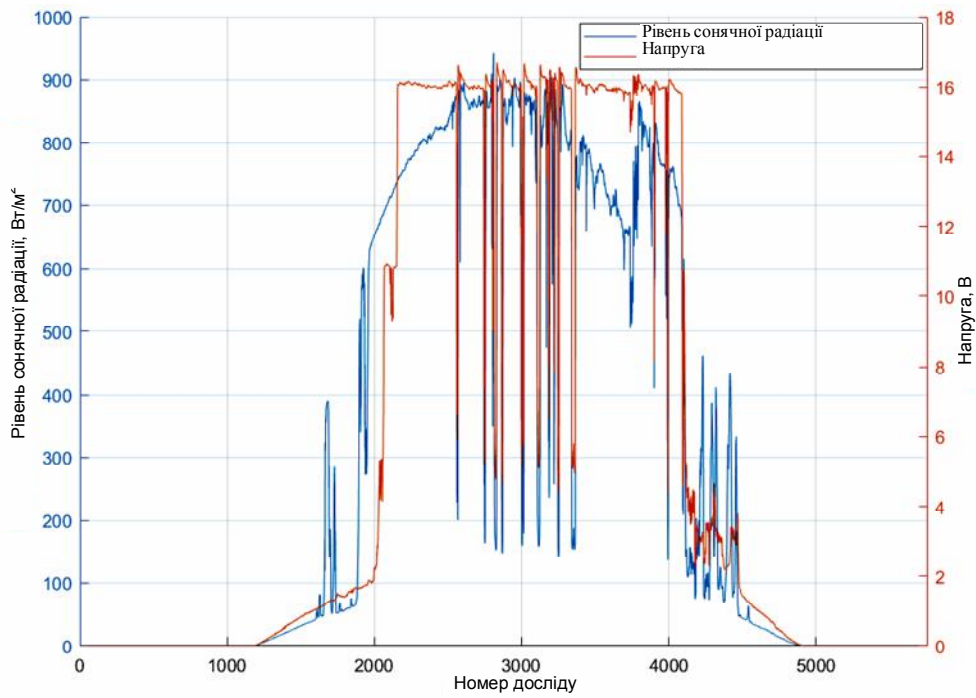




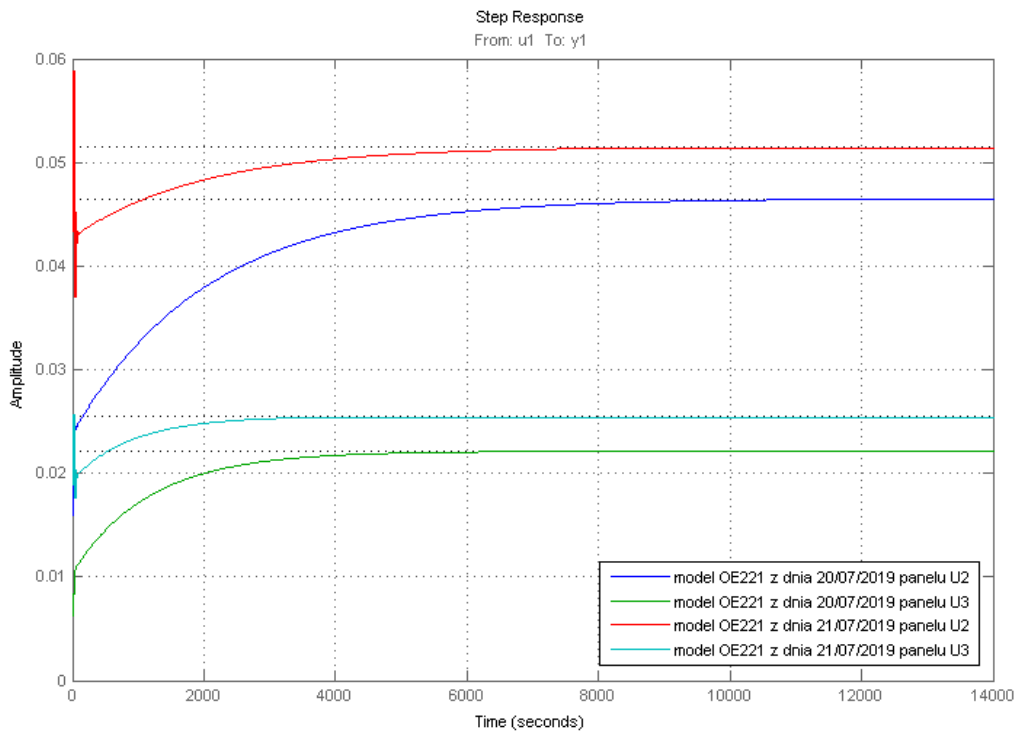
**Рис. 6.** Хід сонячного випромінювання та напруги на полікристалічній панелі *U1* – 31.07.2019  
**Fig. 6.** The course of solar radiation and voltage on the polycrystalline panel *U1* on July 31, 2019



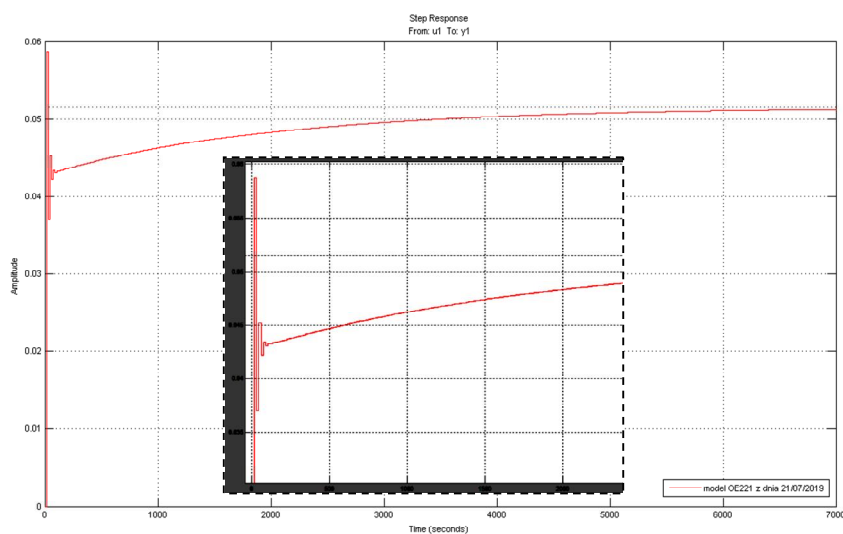
**Рис. 7.** Хід сонячної радіації, напруги та потужності на аморфній фотопанелі *U2* – 31.07.2019  
**Fig. 7.** The course of solar radiation, voltage and power on the amorphous photo panel *U2* on July 31, 2019



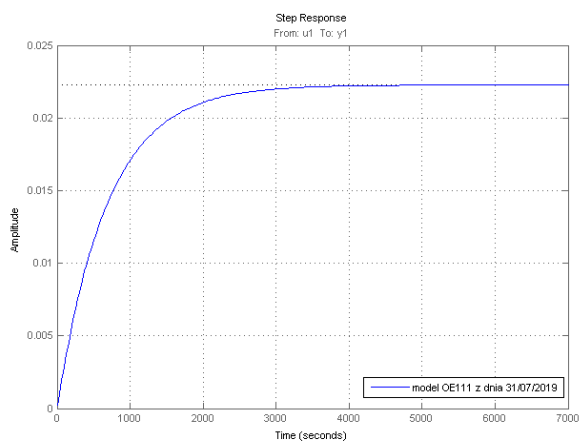
**Рис. 8.** Хід сонячного випромінювання, напруга та потужність на монокристалічній фотопанелі U3 – 31.07.2019  
**Fig. 8.** The course of solar radiation, voltage and power on the single-crystal photo panel U3 on July 31, 2019



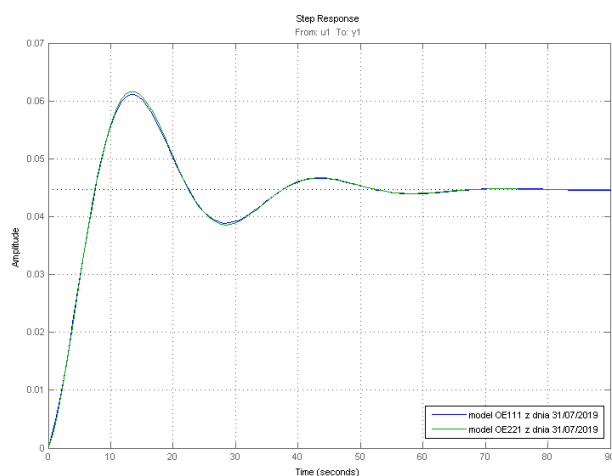
**Рис. 9.** Крок відгуку окремих фотопанелей 20–21 липня 2019 року  
**Fig. 9.** Response step of individual photo panels on July 20–21, 2019



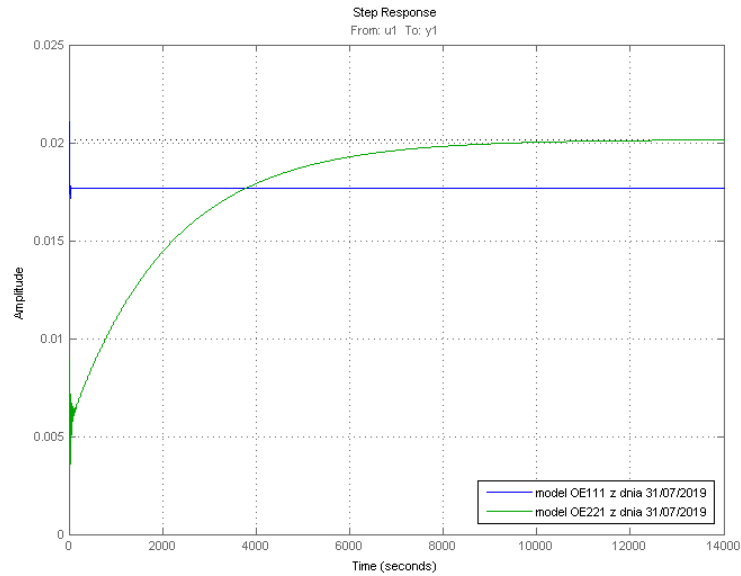
**Рис. 10.** Крок відгуку на аморфну панель (позначення  $U2$ ) від 21 липня 2019 року  
**Fig. 10.** Response step to the amorphous panel (designation  $U2$ ) on July 21, 2019



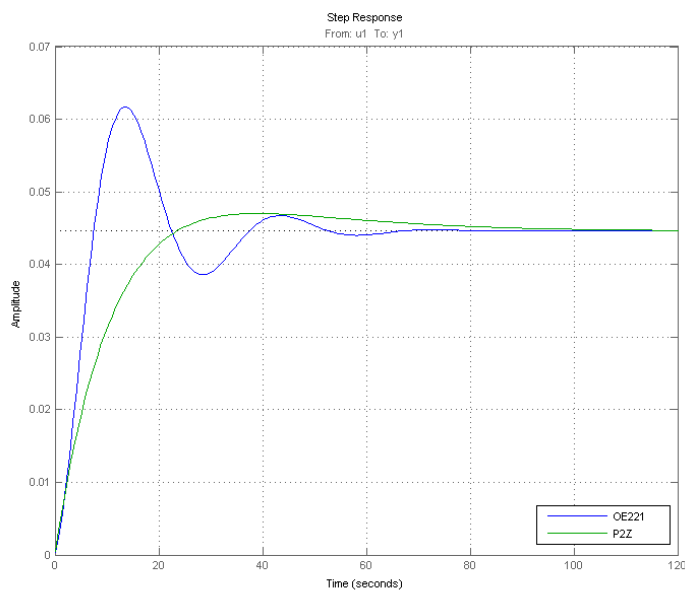
**Рис. 11.** Крок відгуку полікристалічної панелі (позначення  $U1$ ) 31 липня 2019 року  
**Fig. 11.** Response step of the polycrystalline panel (designation  $U1$ ) on July 31, 2019



**Рис. 12.** Крок відгуку аморфної панелі (позначення  $U2$ ) 31 липня 2019 року  
**Fig. 12.** Response step of the amorphous panel (designation  $U2$ ) on July 31, 2019



**Рис. 13.** Крок відгуку монокристалічної панелі (позначення  $U3$ ) 31 липня 2019 року  
**Fig. 13.** Response step of the single-crystal panel (designation  $U3$ ) on July 31, 2019



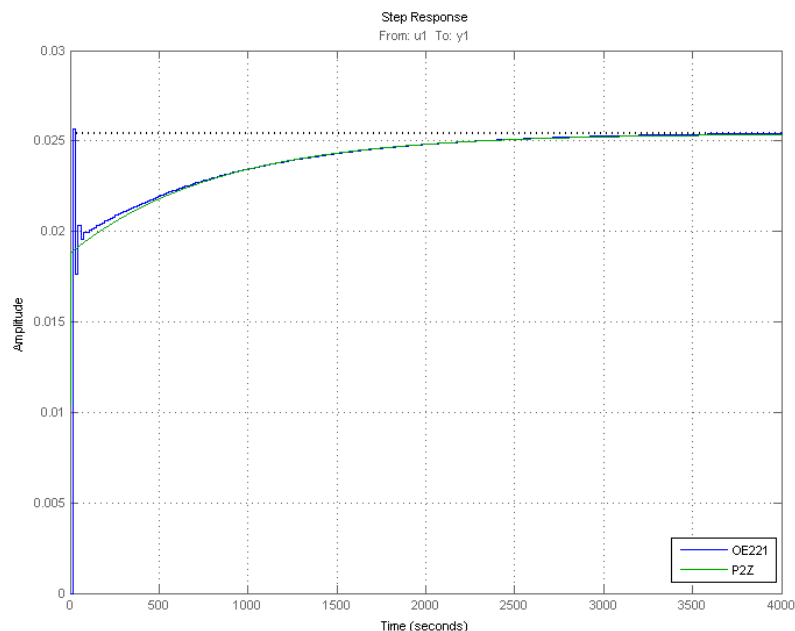
**Рис. 14.** Приклад зміни характеру крокового відгуку на прикладі аморфної фотопанелі (позначення  $U2$ ) від 31 липня 2019 року

**Fig. 14.** Example of changing the nature of the step response on the example of an amorphous photo panel (designation  $U2$ ) on July 31, 2019

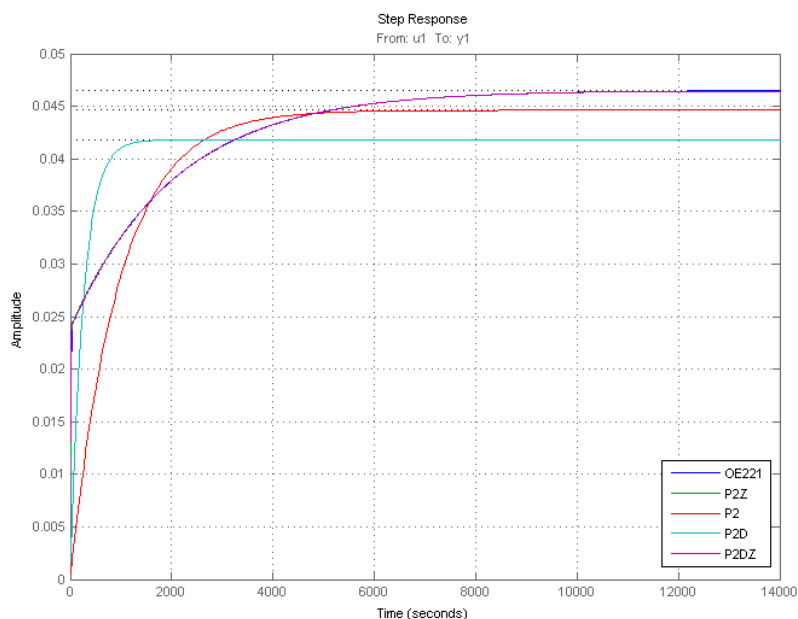
Для 31 липня (за найкращих погодних умов) ступінчаста реакція трьох типів панелей безумовно відрізняється. Ступінь відгуку полікристалічної панелі (позначення  $U1$ ) є інерційним (див. рис. 11) і має коефіцієнт посилення приблизно 0,022. З іншого боку, ступінчаста реакція аморфної панелі (позначення  $U2$ ) має коливальний характер (див. рис. 12) і коефіцієнт посилення 0,045. Крок відгуку монокристалічної

панелі аналогічний моделям 20-21 липня (див. рис. 13) та коефіцієнт посилення 0,0155 OE111 та 0,02 OE221.

Аналіз індивідуальних крокових відгуків та параметричні моделі фотоелектричних панелей показали, що аналогічний ступінь відповідності (+/- 0,01-2,00%) отримується як для моделей  $TF$ , так і для технологічних моделей (з однаковою структурою).



**Рис. 15.** Приклад зміни характеру крокового відгуку на прикладі монокристалічної фотопанелі (позначення  $U3$ ) від 21 липня 2019 року  
**Fig. 15.** Example of changing the nature of the step response on the example of a single-crystal photo panel (designation  $U3$ ) on July 21, 2019



**Рис. 16.** Приклад зміни константи часу крокового відгуку на прикладі аморфної фотопанелі (позначення  $U2$ ) від 20 липня 2019 року  
**Fig. 16.** Example of changing the step response time constant on the example of an amorphous photo panel (designation  $U2$ ) on July 20, 2019

Крокові відгуки моделей  $TF$  (з однаковою структурою) незначно відрізняються від моделей  $OE$ . Вони мають подібні форми хвиль, коефіцієнти посилення та сталі часу. Однак у випадку моделей процесів здебільшого характер крокової реакції змінюється (вони не демонструють осциляції та

коливань) (див. рис. 14, 15), а в разі спрощення моделі більшість аналізованих моделей отримують коротші сталі часу (рис. 16). Модель процесу  $P2Z$  – це модель із тією ж структурою, що й модель  $OE221$ . З іншого боку, модель  $P2ZD$  – це модель із тією ж структурою, що й модель  $OE221$ ,

але із запізненням. Модель процесу з позначенням  $P2$  – це спрощена модель із тією ж структурою, що й модель  $OE211$ . На відміну від цього, модель  $P2D$  – це модель із тією ж структурою, що й модель  $OE211$ , але із запізненням.

### Висновки

1. Проведені експерименти не дали однозначного результату щодо типу та структури моделі, отже, динамічні моделі для обох робочих (А і Б) систем панелей – різні.

2. Принцип розробки параметричних моделей необхідно визначати детальніше, оскільки є відмінності у ступінчастій реакції моделей  $TF$ ,  $OE$  та їх процесів. Усунення неточностей у виборі типу моделі буде предметом подальших досліджень.

### Бібліографічний список

- Horowitz K., Palmintier B., Mather B., Denholm P. Distribution system costs associated with the deployment of photovoltaic systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 90. P. 420–433.
- Ramanan P., Kalidasa K. Murugavel, Karthick A. Performance analysis and energy metrics of grid-connected photovoltaic systems. *Energy for Sustainable Development*. 2019. Vol. 52. P. 104–115.
- Venkateswari R., Sreejith S. Factors influencing the efficiency of photovoltaic system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019. Vol. 101. P. 376–394.
- Tervo E., Agbim K., DeAngelis F. et al. An economic analysis of residential photovoltaic systems with lithium ion T battery storage in the United States. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 94. P. 1057–1066.
- Venkata R. Rao. Jaya: a simple and new optimization algorithm for solving constrained and unconstrained optimization problems. *Int. J. Ind. Eng. Comput.* 2016. Vol. 7. P. 19–34.
- Yu K., Qu B., Yue C. et al. A performance-guided JAYA algorithm for parameters identification of photovoltaic cell and module. *Applied Energy*. 2019. Vol. 237. P. 241–257.
- Chan D., Pahng J. Analytical methods for the extraction of solar-cell single- and double-diode model parameters from I-V characteristics. *IEEE Transactions on Electron Devices*. 1987. Vol. 34. P. 286–293.
- Chen Z., Wu L., Lin P. et al. Parameters identification of photovoltaic models using hybrid adaptive Nelder-Mead simplex algorithm based on eagle strategy. *Applied Energy*. 2016. Vol. 182. P. 47–57.
- Luo X., Cao L., Wang L. et al. Parameter identification of the photovoltaic cell model with a T hybrid Jaya-NM algorithm. *Optik*. 2018. Vol. 171. P. 200–203.
- Yu K., Liang J., Qu B. et al. Parameters identification of photovoltaic models using an improved JAYA optimization algorithm. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 150. P. 742–753.
- Wu Z., Yu D., Kang X. Parameter identification of photovoltaic cell model based on improved ant lion optimizer. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 151. P. 107–115.
- Yu K., Chen X., Wang X., Wang Z. Parameters identification of photovoltaic models using self-adaptive teaching-learning-based optimization. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 145. P. 233–246.
- Yang Y., Kim K., Ding T. Chapter 9 - Modeling and Control of PV Systems in Control of Power Electronic Converters and Systems. *Academic Press*. 2018. P. 243–268.
- Yang Y., Kim K., Blaabjerg F., Sangwon-gwanich A. 4 - Control of PV systems under normal grid conditions in Advances in Grid-Connected Photovoltaic Power Conversion Systems. *Woodhead Publishing*. 2019. P. 75–112.
- Yang Y., Kim K., Blaabjerg F., Sangwon-gwanich A. 5 - Advanced control of PV systems under anomaly grid conditions in Advances in Grid-Connected Photovoltaic Power Conversion Systems. *Woodhead Publishing*. 2019. P. 113–152.
- Madinata K., Rahim N., Ping H., Selvaraj J. Photovoltaic module modeling using simulink/matlab. *Procedia Environmental Sciences*. 2013. Vol. 17. P. 537–546.
- Hansen A., Sørensen P., Hansen L., Bindner H. Models for a Stand-Alone PV System. Roskilde: Risø National Laboratory, 2000. 77 p.
- Alqahtani A., Alsaffar M., El-Sayed M., Alajmi B. Data-Driven Photovoltaic System Modeling Based on Nonlinear System Identification. *International Journal of Photoenergy*. 2016. URL: <https://www.hindawi.com/journals/ijp/2016/2923731/> (Last accessed: 16.08.2020).
- Hussain M. N. M., Omar A. M., Samat A. A. A. Identification of Multiple Input-Single Output (MISO) model for MPPT of Photovoltaic System 2011 *IEEE International Conference on Control System, Computing and Engineering*. Penang, 2011. P. 49–53. doi: 10.1109/ICCSCE.2011.6190494.
- Hussain M., Omar A., Saidin P. et al. Identification of Hammerstein-Weiner System for Normal and Shading Operation of Photovoltaic System. *International Journal of Machine Learning and Computing*. 2012. Vol. 2. P. 239–243.
- Aleksiejuk-Gawron J., Milčiuviene S., Kiršienė J. et al. Net-Metering Compared to Battery-Based Electricity Storage in a Single-Case PV Application Study Considering the Lithuanian Context. *Energies*. 2020. 13(9). P. 2286.

Стаття надійшла 05.10.2020

## Розділ 5

# ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 621.965.22

## ДЕВ'ЯТИЕЛЕКТРОДНА ДУГОВА СТАЛЕВАРНА ПІЧ ДЛЯ ПЕРЕПЛАВЛЕННЯ МЕТАЛОБРУХТУ

Василь Гудим<sup>1</sup>, д. т. н., Віра Косовська<sup>2</sup>, к. е. н.

<sup>1</sup> Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: gudymvi@ukr.net

<sup>2</sup> Національний університет «Львівська політехніка»  
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна,  
e-mail: virakos21@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.095>

### Гудим В., Косовська В. Дев'ятиелектродна дугова сталеварна піч для переплавлення металобрухту

Наявність і подальше накопичення значних запасів металобрухту чорних металів вимагає повторного використання металевих виробів у різних металомістких галузях. Із цією метою металобрухт переплавляють, використовуючи для цього дугові сталеварні печі (ДСП). Відомо, що собівартість електросталі, отриманої в ДСП великої місткості, є нижчою, ніж отриманої в печах меншої місткості. Проте технологічний процес у ДСП великої місткості вимагає значних витрат електричної енергії, особливо на стадії розплавлення металобрухту. У роботі наведено технічне інноваційне рішення, спрямоване на економію електричної енергії під час переплавлення металобрухту в ДСП місткістю понад 100 т. Суть інноваційного рішення полягає у вдосконаленні конструкції ДСП, зокрема використанні додатково до трьох електродів змінного струму ще шести електродів імпульсного струму.

Для виконання досліджень ДСП вдосконалено математичну модель, яка дає змогу здійснювати комплексне дослідження як електромагнітних, так і теплових процесів у ДСП. Крім того, за допомогою математичного моделювання можна досліджувати якість електричної енергії в системі електропостачання дугових сталеварних печей.

Дослідження показали, що оптимальне розміщення електродів змінного та імпульсного струмів у просторі електродугової печі забезпечує скорочення тривалості стадії розплавлення металобрухту приблизно на 20–25 %. Крім того, зменшується кількість технологічних операцій, пов'язаних із витратами теплової енергії, зосередженої в просторі печі, що суттєво впливає на економію електричної енергії.

**Ключові слова:** дугова сталеварна піч (ДСП), металобрухт чорних металів, стадія розтоплення, математична модель ДСП.

### Hudym V., Kosovska V. Nine electrode arc furnace for scrap metal melting

The present and further accumulation of significant reserves of scrap ferrous metals requires its reuse for metal products in various metal-intensive industries. For this purpose, scrap metal is melted in arc steel furnaces (ASCF). It is known that the cost of electrical steel obtained in ASCF of large capacity is lower than the steel from furnaces of smaller capacity. However, the technological process in large-capacity ASCF requires significant electricity consumption, especially at the stage of scrap metal melting. The article deals with the technical innovative solution aimed at saving electricity during the reheating of scrap metal in ASCF with capacity of more than 100 tons. The essence of the innovative solution is to improve the design of the ASCF, in particular the use of additional six electrodes of pulsed current to three electrodes of alternating current.

The research considers the innovative technical decision directed to the electrical power savings while melting the scrap metal. The mathematical model was improved for the complex study of the electromagnetic and heat processes in the arc steel-casting furnaces. Using the developed mathematical model, one can study the quality of electrical power in the system of energy supply of arc steel-casting furnaces.

The experiment shows that the optimal placement of the electrodes of alternating and pulsed currents in the room of the electric arc furnace provides a reduction in duration of the stage of scrap metal melting by about 20–25 %. During the process, the number of technological operations associated with the consumption of thermal energy concentrated in the room of the furnace is reduced that significantly effects the savings of electricity.

**Key words:** arc steel-casting furnaces (ASCF), scrap of ferrous metal, melting stage, ASCF mathematical model.

**Постановка проблеми.** Значущість електromеталургійної галузі невпинно збільшується через постійне зростання потреби в металопродук-

ції для промислового та аграрного секторів, промислового та цивільного будівництва, транспортного машинобудування та інших галузей вироб-

ництва. У країнах світу, які володіють значними запасами природного газу і високоякісного вугілля, економічно вигіднішим є виробництво металопродукції в полуменевих печах, однак такий спосіб використовується в разі виробництва металопродукції з металевих руд. Водночас у багатьох країнах світу щорічно накопичуються величезні запаси металобрухту, зокрема чорних металів, який є концентрованою сировиною, тому виникає потреба в його переробленні. Промислово розвинені країни (США, Англія, Китай, Німеччина, Японія та ін.), які володіють великими запасами металобрухту та достатніми обсягами електричної енергії, металобрухт переробляють у дугових електропечах постійного та змінного струму місткістю від 30 т до 400 т [1].

За даними [2], 77 % собівартості електросталі становлять матеріали, 10 % – електрична енергія, 8 % – електроди, 2 % – вогнетриви та 3 % решта витрат, при цьому собівартість готової продукції, отриманої в електродугових печах великої місткості, є нижчою, ніж в електропечах меншої місткості, тому перспектива електродугового перероблення металобрухту за електродуговими печами великої місткості. Особливо це стосується електродугових печей з агрегатами позапічного оброблення рідкого металу [3].

Економія енергоносіїв під час електродугового переплавлення металобрухту забезпечується також за рахунок можливості керування режимами електричних дуг на різних технологічних стадіях. Особливо цей ефект має місце на стадії розплавлення металобрухту, коли дугова сталеварна піч споживає близько 65–70 % від загального обсягу споживання електроенергії на весь технологічний процес [3; 4]. Водночас заміна електродів, дозаправлення електропечі металобрухтом та скидання нерозплавленого металобрухту з бокових стінок електропечі у ванну вимагають відкривання печі навіть на короткий інтервал часу, що призводить до втрат тепла з простору електропечі, які для завершення технологічного процесу компенсуються за рахунок додаткових витрат електричної енергії, що й знижує енергоефективність ДСП [4]. Таким чином, проблема енергозбереження в електродугових печах, зокрема за рахунок скорочення тривалості технологічного процесу, є достатньо актуальною і вимагає вирішення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Вказані недоліки в сучасних потужних та надпотужних дугових електропечах усуваються до певної міри за рахунок використання газових

пальників, що для ДСП великої місткості дає змогу знизити споживання електричної енергії на тону готової продукції з 650 кВт·год до 450 кВт·год. Попри зазначені обсяги економії електричної енергії, не наводиться інформація щодо обсягів витрат газу, що не дозволяє повною мірою оцінити економічний ефект від такого технічного рішення [4; 5]. Крім того, використання газових пальників вимагає побудови газопостачальних систем та підведення газу до об'єктів з високою небезпекою, використання газових пальників суттєво ускладнює умови експлуатації електродугових печей та безпеку праці сталеварів. Для скорочення стадії розплавлення металобрухту фахівцями англійської фірми GWB запропоновано в дуговій електропечі місткістю 400 т встановити шість електродів трифазного змінного струму, з яких три електроди живляться від одного пічного трансформатора, а інші три – від другого трансформатора такої самої потужності [6].

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність проблеми, поставлено завдання запропонувати інноваційне технічне рішення, яке б дозволило помітно скоротити тривалість стадії розплавлення металобрухту і тим самим забезпечити скорочення споживання електричної енергії ДСП, яка живиться лише від джерела електричної енергії. Для дослідження електричних і теплових режимів реконструйованої ДСП та електромагнітних процесів в її системі електропостачання слід запропонувати відповідну математичну модель, вдосконаливши існуючу [7].

**Виклад основного матеріалу.** Серед таких рішень ефективним є використання дев'ятиелектродної ДСП [8], в якій до трьох електродів підводиться змінна напруга, а до шести – імпульсна. На рис. 1 наведено принципову схему живлення запропонованої дев'ятиелектродної ДСП, в якій від джерела трифазної напруги ДЖ через трансформатори струму ТС приєднані первинні обмотки пічного трансформатора ПТ, з'єднані за схемою зірка з ізольованою нейтраллю. Три електроди змінного струму (ЕЗС) приєднані через проводи короткої мережі безпосередньо до виводів вторинної обмотки пічного трансформатора ПТ, а шість електродів імпульсного струму (ЕІС) приєднані до виводів БНВ через окремі проводи короткої мережі імпульсного струму. Входи БНВ приєднані до виводів вторинної обмотки пічного трансформатора (ПТ) паралельно з короткою мережею змінного струму. Ванна такої електропечі виготовлена у вигляді спарених трьох ванн круг-



лої форми однакового діаметра, при цьому середня ванна містить завантажувальне вікно. ЕЗС розміщені в середній ванні віддалено від центра і приєднані до виводів короткої мережі фаз А, В і С.

ЕІС розміщені по три в крайніх ваннах і приєднані до катодних виводів однофазних випрямлячів 1К, 2К та 3К та анодних виводів 1А, 2А, і 3А, як показано на рис. 2.

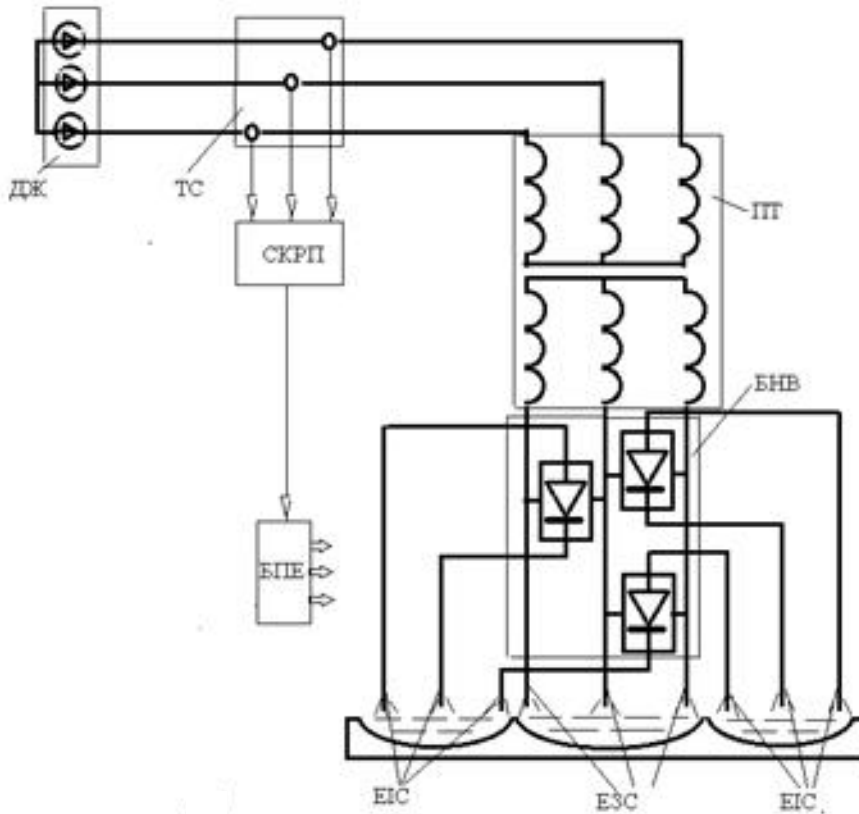


Рис. 1. Схема живлення дев'ятиелектродної дугової електропечі  
Fig.1. Scheme of supply of the 9-electrode arc furnace

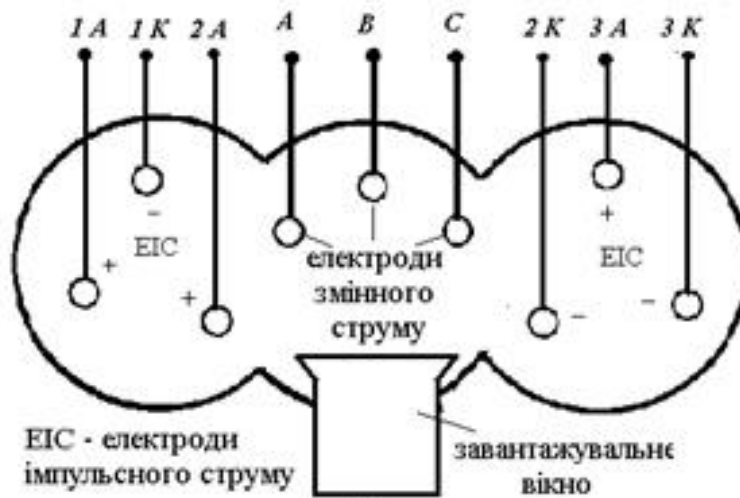


Рис. 2. Схема розміщення електродів у дуговій електропечі  
Fig 2. Scheme of electrode placement in the electric arc furnace

Для керування режимами дев'ятиелектродної дугової електропечі призначена система керування режимами електропечі (СКРП), яка отримує інформацію про рівень завантаження струмом від трансформаторів струму (ТС). Сигнали, які виробляються в СКРП, надходять у блок переміщення електродів (БПЕ), який подає сигнал на приводи переміщення електродів змінного та імпульсного струмів з метою зміни величини струмів електричних дуг. Електроди змінного (ЕЗС) та імпульсного (ЕІС) струму у просторі електропечі розміщуються залежно від форми ванни печі.

Другий варіант ванни дев'ятиелектродної електропечі може мати круглу форму, в якій оптимально буде розмістити електроди змінного струму в кутах правильного трикутника, розташованого ближче до центра ванни, а електроди імпульсного струму розмістити у вершинах правильного шестикутника, розміщеного на зовнішньому колі між стінами електропечі та трьома електродами змінного струму. Центри трикутника і шестикутника збігаються з центром ванни електропечі.

Виконання натурних експериментів на запропонованих ДСП є неможливим через їх відсутність, тому оцінку техніко-економічних показників доцільно здійснювати методом математичного моделювання. З цією метою математичну модель ДСП та її системи електропостачання в контурних струмах і контурних магнітних потоках доповнено рівняннями теплового балансу [7].

Остаточно математична модель для дослідження електромагнітних та теплових процесів у ДСП та її системі електропостачання з використанням неявного числового методу ФДН запишеться в такому вигляді:

$$\begin{aligned} & \Gamma \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{R}_{k+1}^{(l)} + a_0 h^{-1} \mathbf{M}_{k+1}^{(l)} + a_0^{-1} h \mathbf{C}_{k+1}^{-1} & a_0 h^{-1} \mathbf{K}_{12} \\ a_0 h^{-1} \mathbf{K}_{21} & -a_0 h^{-1} \mathbf{R}_{\mu k+1}^{(l)} \end{pmatrix} \times \Gamma_t \begin{pmatrix} \Delta \vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l)} \\ \Delta \vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l)} \end{pmatrix} = \\ & \Gamma \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{R}_{k+1}^{(l)} + a_0 h^{-1} \mathbf{M}_{k+1}^{(l)} + a_0^{-1} h \mathbf{C}_{k+1}^{-1} & a_0 h^{-1} \mathbf{K}_{12} \\ a_0 h^{-1} \mathbf{K}_{21} & -a_0 h^{-1} \mathbf{R}_{\mu k+1}^{(l)} \end{pmatrix} \times \Gamma_t \begin{pmatrix} \vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l)} \\ \vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l)} \end{pmatrix} + \\ & + \Gamma (h^{-1} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{M}_{k+1}^{(l)} & \mathbf{K}_{12} \\ \mathbf{K}_{21} & -\mathbf{R}_{\mu k+1}^{(l)} \end{pmatrix} \times \Gamma_t \cdot \sum_{s=1}^p a_s \begin{pmatrix} \vec{\mathbf{I}}_{k+1-s}^{(l)} \\ \vec{\Psi}_{k+1-s}^{(l)} \end{pmatrix} + \\ & + \begin{pmatrix} \vec{\mathbf{u}}_{HE,k+1-s}^{(l)} + a_0^{-1} \sum_{s=1}^p a_s \vec{\mathbf{u}}_{C,k+1-s}^{(l)} - \vec{\mathbf{e}}_{k+1}^{(l)} \\ 0 \end{pmatrix}) = 0; \\ & \begin{pmatrix} \vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l+1)} \\ \vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l+1)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l)} \\ \vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l)} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \Delta \vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l)} \\ \Delta \vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l)} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (1) \quad (2)$$

Вектори струмів та потокозчеплень віток через вектори їх контурних величин визначають із виразу

$$\begin{pmatrix} \vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l+1)} \\ \vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l+1)} \end{pmatrix} = \Gamma_t \cdot \begin{pmatrix} \vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l+1)} \\ \vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l+1)} \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Рівняння теплового балансу у ДСП через вектор температури металу в місцях горіння дуг записується в такому вигляді:

$$\begin{aligned} & (a_0 \cdot h^{-1} + 2 \cdot \alpha \cdot \gamma^{-1} \cdot C_T^{-1}) \cdot \Delta \vec{\Theta}_{k+1}^{(l)} = \\ & = (a_0 \cdot h^{-1} \cdot \vec{\Theta}_{k+1}^{(l)} + 2 \cdot \alpha \cdot \gamma^{-1} \cdot C_T^{-1}) \cdot \vec{\Theta}_{k+1}^{(l)} + \\ & + h^{-1} \cdot \sum_{s=1}^p a_s \cdot \vec{\Theta}_{k+1-s}^{(l)} - \rho_{k+1}^{(l)} \cdot (\vec{\mathbf{J}}_{k+1}^{(l)})^2 \cdot \gamma^{-1} \cdot C_T^{-1} \\ & \vec{\Theta}_{k+1}^{(l+1)} = \vec{\Theta}_{k+1}^{(l)} - \Delta \vec{\Theta}_{k+1}^{(l)}, \end{aligned} \quad (4)$$

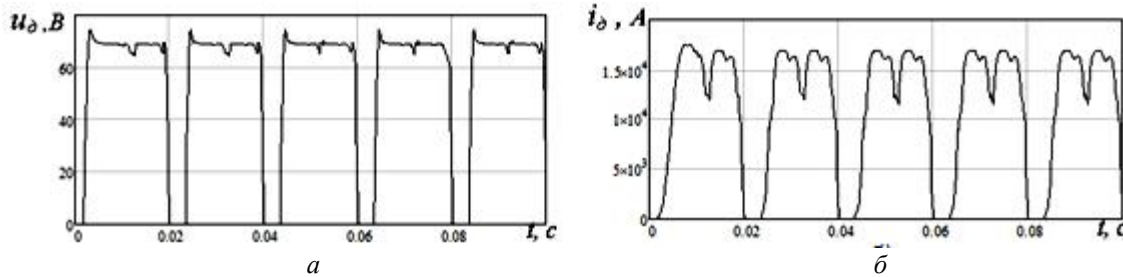
де  $\mathbf{R}_{k+1}^{(l)}$ ,  $\mathbf{C}_{k+1}^{(l)}$  – матриці лінійних резистансів та ємностей конденсаторів електричних кіл на  $l$ -тій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\mathbf{M}_{k+1}^{(l)}$  – матриця власних і взаємних індуктивностей електричних кіл схеми на  $l$ -тій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\mathbf{R}_{\mu,k+1}^{(l)}$  – матриця магнітних опорів трансформаторів на  $l$ -тій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\mathbf{K}_{1,2}$ ,  $\mathbf{K}_{2,1}$  – матриця коефіцієнтів трансформації трансформаторів;  $\Gamma$ ,  $\Gamma_t$  – пряма і транспонована матриці контурних з'єднань електричних і магнітних кіл схеми;  $a_0 \dots a_s$  – коефіцієнти апроксимуючого полінома методу ФДН;  $h$  – крок числового інтегрування;  $p$  – порядок методу;  $\vec{\mathbf{e}}_{k+1}^{(l)}$  – вектор електрорушійних сил віток схеми на  $l$ -тій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\vec{\mathbf{u}}_{C,k+1}^{(l)}$ ,  $\vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l)}$  – вектори напруг конденсаторів та потокозчеплень обмоток трансформаторів на  $l$ -тій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\vec{\mathbf{u}}_{HE,k+1-s}^{(l)}$  – вектор напруг нелінійних елементів схеми (віток дуг ДСП) на  $l$ -тій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l)}$ ,  $\vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l+1)}$ ,  $\vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l)}$ ,  $\vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l+1)}$  – вектори контурних струмів схеми і контурних потокозчеплень трансформаторів на  $l$ -тій та  $(l+1)$ -ій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\Delta \vec{\mathbf{I}}_{K,k+1}^{(l)}$ ,  $\Delta \vec{\Psi}_{K,k+1}^{(l)}$  – вектори приростів контурних струмів схеми і контурних потокозчеплень трансформаторів на  $l$ -тій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\vec{\Theta}_{k+1}^{(l)}$  – вектор температур у місцях віддачі тепла від дуг до металу на  $l$ -тій ітерації  $(k+1)$ -го кроку інтегрування;  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;  $\gamma$ ,  $C_T$  – відповідно питома густина та теплоємність металобрухту, який розплавлюється.

Адекватність математичної моделі перевірено порівнянням зміни температури нагрівання

металобрухту в ДСП місткістю 20 т та форми і величини струмів у системі електропостачання вказаної печі.

На рис. 3 наведено миттєві значення напруги (див. рис. 3, а) і струму (див. рис. 3, б) дуг під од-

ним з імпульсних електродів катодної групи дев'ятиелектродної ДСП 100 т з пічним трансформатором потужністю 50 МВА за умови, що до електродів підводиться потужність 12 МВА, тобто 25 % від загальної потужності пічного трансформатора.



**Рис. 3.** Миттєві значення напруги та струму однієї з дуг  
**Fig. 3.** Instant values of voltage and current of one of the arcs

З рис. 3, б видно, що час протікання струму дуги в симетричному режимі дорівнює 16,7 мс, що становить 83,55 % періоду промислової частоти. Це підтверджує енергетичну ефективність імпульсної частини загальної системи електропостачання ДСП. Враховуючи те, що дуги імпульсного струму забезпечують нагрівання шихти поблизу стінок ванни електропечі, їх потужність обмежена до 30 % від загальної потужності, споживаної ДСП. Такий розподіл потужностей між дугами змінного та імпульсного струмів досягається добором реактивних опорів ділянок мереж між вторинною обмоткою пічного трансформатора та відповідних дуг. Якщо відомі параметри мережі змінного струму та еквівалентний реактивний опір мереж змінного та імпульсного струму, то реактивний опір мережі імпульсного струму визначається з виразу

$$X_{IC} = \frac{X_{3C} X_E}{X_{3C} - X_E}. \quad (5)$$

Якщо відомий еквівалентний опір мережі імпульсного струму та еквівалентний опір мереж змінного та імпульсного струму, то опір мережі змінного струму ДСП визначається з виразу

$$X_{3C} = \frac{X_{IC} X_E}{X_{IC} - X_E}, \quad (6)$$

де  $X_{IC}$  – реактивний опір мережі імпульсного струму;  $X_{3C}$  – реактивний опір мережі змінного струму;  $X_E$  – еквівалентний реактивний опір мереж імпульсного та змінного струмів.

Сумарний реактивний опір відрізків мереж трифазного змінного струму та імпульсного струму визначається з умови, що струм у разі короткого замикання електродів на шихту не перевищує

трикратного номінального значення. Такий підхід не вимагає використання додаткової системи перерозподілення потужностей між короткими мережами дуг змінного та імпульсного струму.

Дев'ятиелектродна ДСП призначена лише для розплавлення твердої шихти, а стадії окиснення та рафінування сталі реалізуються в ковшах позапічного оброблення рідкого металу. Вказана система розміщення електродів дев'ятиелектродної ДСП дає змогу скоротити час розплавлення твердої шихти у рідкий стан за рахунок рівномірного розподілення джерел теплової енергії, тобто електричних дуг, над поверхнею шихти. Особливістю такої конструкції електропечі є те, що кожен електрод та проводи коротких мереж мають менший діаметр і, відповідно, поперечний переріз та вагу, що забезпечує зменшення сталості часу під час переміщення електродів. Дев'ятиелектродну ДСП, яка належить до надпотужних [9], доцільно використовувати для розплавлення шихти масою понад 300 т, а потужність пічного трансформатора вибирати близько 100 МВА. Напругу вторинної обмотки пічного трансформатора дев'ятиелектродної ДСП доцільно вибирати в межах 500 – 700 В, що забезпечує оптимальні потужності електричних дуг. Завдяки вибору параметрів мереж змінного та імпульсного струмів згідно з виразами (5) і (6), величина струмів експлуатаційного короткого замикання на стадії розплавлення обмежується до допустимих значень, що не допускає струмових перевантажень силового електрообладнання системи електропостачання ДСП.

### Висновки

1. На основі аналізу публікацій стосовно ДСП великої місткості показано, що проблема

економії електричної енергії для реалізації технології переплавлення металобрухту залишається актуальною.

2. Запропоноване інноваційне технічне рішення, зокрема реконструкція потужних ДСП, яке полягає у встановленні дев'яти електродів замість трьох без збільшення потужності пічного трансформатора, дозволяє скоротити час розплавлення металобрухту і, таким чином, зменшити обсяги споживання електричної енергії.

3. Для дослідження режимів ДСП та їх системи електропостачання вдосконалена математична модель, яка дозволяє досліджувати одночасно електромагнітні процеси систем електропостачання та теплові процеси в ДСП, пов'язані з нагріванням металобрухту електричними дугами змінного та імпульсного струму.

4. Вдосконалена математична модель дає змогу обчислити тривалість стадії розплавлення металобрухту в ДСП залежно від потужностей дуг змінного та імпульсного струму і, відповідно, обсяги споживання електричної енергії.

#### Бібліографічний список

1. Steel production and scrap consumption in leading markets in 2019. URL: <https://www.statista.comstatics/270835/world-steel-productions-and-scrap-consumption> (Last accessed: 01.10.2020).
2. Water-coded electrodes: potential and practice. *Restruct. Steelplants Nineties: Proc. Conf.*, London, May, 1986. London: Hill D, 1986. P. 283–291.
3. Влияние дуговых электропечей на системы электроснабжения / под ред. М. Я. Смелянского и Р. В. Минеева. Москва: Энергия, 1975. 184 с.
4. Karbowniczek M. Stalowniczy piec łukowy. Kraków: Wydawnictwa Akademii górniczo-hutniczej, 2015. 228 s.
5. Clark R. K. Burner assisted melting of steel in electric arc furnaces improves productivity. *Ind. Heat.* 1989. 56, No. 3. P. 30–31, 34, 36.
6. Промышленные установки электродугового нагрева и их параметры / под общ. ред. Л. Е. Никольского. Москва: Энергия, 1971. 272 с.
7. Mathematical model of the six electrode pulse current electric arc furnace / V. Hudym, P. Drozdowski, A. Postoliuk, D. Mamcarz. *Technical transactions electrical engineering.* 2016. Issue 3-E(13). P. 151–162.
8. Система електропостачання дев'ятиелектродної дугової сталеварної електропечі: пат. на винахід 116153, Україна: МПК H02J3/18, H02J 3/12, H05B 7/144, H05B 7/20, F27D 11/08 F27B 3/08; заявл. 22.02.2016; опубл. 12.02.2018, Бюл. № 3.
9. Taylor C. R. *Electric Furnace Steelmaking.* Warrendale: AIME Iron and Steel Society, 1985. 395 p.

Стаття надійшла 10.10.2020

## АНАЛІЗ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ПРОЦЕСІВ У ДОВГИХ ЛІНІЯХ ЕЛЕКТРОПЕРЕДАЧ

Віталій Левонюк, к. т. н.

*Львівський національний аграрний університет  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: vitaliy\_levoniuk@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.101>

### **Левонюк В. Р. Аналіз методів та засобів дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач**

У праці здійснено аналіз наукових публікацій, які стосуються дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач. Аналіз показав, що на сьогодні не існує єдиного прийнятих підходів до дослідження згаданих процесів, натомість існує велика кількість методів і засобів для їх відтворення. Обґрунтовано перевагу польових підходів над коловими під час математичного моделювання згаданих процесів. Наведено можливі способи отримання диференціальних рівнянь довгої лінії, зокрема на основі теорії електромагнітного поля та на основі варіаційних підходів, з використанням модифікованого принципу Гамільтона – Остроградського.

Здійснено аналіз методів і засобів розв'язування диференціальних рівнянь довгої лінії електропередачі та наведено узагальнені розв'язки цих рівнянь у вигляді математичних формул за методами: Д'Аламбера, Фур'є, Коші, перетворень Лапласа, інтегральних перетворень Фур'є та за допомогою методів дискретизації диференціальних рівнянь з частинними похідними. Розглянуто праці, в яких досліджувалися перехідні електромагнітні процеси у довгих лініях електропередач практично кожним із перерахованих методів. Також розглянуто й інші, менш уживані підходи, зокрема: діакопичний, спектральний (частотний), «блужаючих хвиль», а також проаналізовано існуючі програмні засоби для аналізу згаданих процесів. Аналіз показав, що сьогодні більшість досліджень перехідних електромагнітних процесів здійснюється з використанням готових комп'ютерних програм, які призначені для інженерних розрахунків, а не наукових. Розкрито основні проблеми під час створення нових та покращання існуючих програмних комплексів для аналізу перехідних електромагнітних процесів. Вказано перспективи подальших досліджень.

**Ключові слова:** перехідні електромагнітні процеси, довга лінія, методи розв'язування рівнянь, диференціальні рівняння лінії, телеграфні рівняння, математична модель.

### **Levoniuk V. Analysis of the methods and means to investigation transient electromagnetic processes in long power lines**

The paper analyzes scientific publications related to the study of transient electromagnetic processes in long power lines. The analysis has shown that there are currently no common approaches to the study of these processes, but instead there are a large number of methods and means for their reproduction. The advantage of field approaches over wheeled ones in the mathematical modeling of the mentioned processes is substantiated. Possible ways to obtain differential equations of a long line are presented, in particular on the basis electromagnetic field theory and variable approaches, using the modified Hamilton – Ostrogradsky principle.

The work supplies analysis of the methods and means of solving the differential equations of a long power line and generalizes solutions of those equations in the form of mathematical formulas by the following methods: D'Alembert, Fourier, Cauchy, Laplace transform, Fourier transforms, as well as methods of discretization partial differential equations. The paper deals with the study of transient electromagnetic processes in long power lines by almost each of those methods. The others, less used approaches, are also considered, in particular: diakoptic, spectral (frequency), «wandering waves» as well as existing software for analyzing the mentioned processes. The analysis shows that nowadays, the majority of studies of transient electromagnetic processes are carried out using ready-made computer programs that are designed for engineering calculations rather than scientific ones. The main problems concerning creating new and improving the existing software systems for the analysis of transient electromagnetic processes are revealed. The prospects for further research are indicated.

**Key words:** transient electromagnetic processes, long power line, equation solving methods, differential line equations, telegraph equations, mathematical model.

**Постановка проблеми.** Вплив перехідних електромагнітних процесів на електротехнічне обладнання та режими його роботи відомий широкому загалу фахівців з електроенергетики та якості

електричної енергії вже давно. Відомо [1], що без належного врахування перехідних електромагнітних процесів годі здійснити якісне проектування електричних мереж, налагодження нор-

мальної роботи релейного захисту й автоматики електричних мереж тощо. Особливо відчутними ці перехідні процеси є в лініях електропередач класу надвисокої напруги, оскільки довжина цих ліній співмірна зі сотнями кілометрів, а тому у лінії протікають хвильові процеси, які зі свого боку суттєво впливають на загальну фізичну картину перехідних процесів у лінії [2].

Значна довжина лінії електропередачі, чимала ємність та недосконалість ізоляції між проводами та землею і між самими проводами в лінії призводять до виникнення зміщення та витоку струмів. Тому в таких лініях струми й напруги є не лише функціями часу, а й відстані. Аналізуючи перехідні процеси у таких лініях, їх розглядають як електричні контури з розподіленими параметрами (погонні параметри лінії), які є функціями напруги та струму.

Аналіз перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач з урахуванням нелінійних параметрів ліній не входить у коло наших наукових інтересів, тому ми не враховуватимемо залежність цих параметрів від функцій струму та напруги. Такий підхід, звичайно, не буде з повною адекватністю відображати перехідні процеси у лінії, проте дасть змогу спростити задачу і не призведе до суттєвих похибок.

На сьогодні одним із найпопулярніших способів здійснення аналізу перехідних електромагнітних процесів у лініях електропередач є застосування апарату математичного моделювання. У світі постійно виникають нові теорії математичного моделювання та отримують подальший розвиток існуючі. Це й не дивно, адже застосування апарату математичного моделювання дає змогу уникнути використання коштовних натурних експериментів, а в період світової діджиталізації та масового використання комп'ютерів у всіх галузях науки і техніки легко створювати програмні засоби різноманітними мовами програмування на основі розроблених моделей. Ці програмні засоби дають змогу евентуальному досліднику чи інженеру аналізувати перехідні процеси в лініях електропередач за допомогою персонального комп'ютера та постійно вдосконалювати наявні засоби аналізу, що є ще однією актуальною задачею в галузі електроенергетики, а саме покращання *Smart Grid* технологій.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Аналіз літератури показав, що дослідженням перехідних електромагнітних процесів займається багато вітчизняних та світових науковців. Також варто зазначити, що в деяких працях уже було

здійснено аналіз методів та засобів для дослідження згаданих процесів у довгих лініях. Однак методи і засоби розглядали не сумісно, а окремо, що є не зовсім правильним, адже на основі методів зазвичай здійснюється розробка засобів для проведення досліджень. Тому ми вважаємо, що необхідно здійснити аналіз методів та засобів для дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач, враховуючи те, що вони між собою тісно пов'язані, а заодно детермінувати їхні вади та переваги.

Так, у праці [3] розв'язано актуальну наукову задачу, спрямовану на розвиток теорії багатополосників у керунку врахування міжфазних зв'язків в електричних контурах із розподіленими параметрами для покращання методів розрахунку усталених та перехідних процесів у трифазних електричних контурах з розподіленими параметрами та міжфазними зв'язками, які представлено багатополосними елементами. Тут було також представлено аналіз методів дослідження перехідних процесів, але лише з погляду методології, і аж ніяк не згадано про засоби дослідження.

Роботу [4] присвячено розробці методики аналізу електричних контурів із нелінійними розподіленими параметрами. У роботі одержано нові математичні формули для розрахунку електромагнітних процесів у контурах із лінійно залежними від струму опорамі, квадратичною залежністю від напруги провідностей, слабонелінійних індуктивних і ємнісних елементів. Наведено методику та аналітичні вирази для аналізу перехідних та енергетичних процесів у довгих лініях з малими втратами і нелінійними елементами. Розглянуто та проаналізовано способи розв'язання диференціальних рівнянь довгої лінії (телеграфних рівнянь). Варто відзначити, що автор праці схильний до використання польових моделей для дослідження перехідних процесів у довгих лініях електропередач.

У дисертації [5] розроблено ряд алгоритмів для дослідження перехідних електромагнітних процесів у складних регульованих електроенергетичних системах. Водночас тут здійснено аналіз програмних засобів для дослідження перехідних процесів в елементах електроенергетичних систем.

Також існує маса праць, наприклад [6 – 8], у яких дослідження перехідних процесів здійснюють лише із застосуванням готових програмних засобів, таких як *Matlab/Simulink*, *EMTP-RV* та ін.

Підсумовуючи аналіз літератури, бачимо, що на сьогодні не існує загальноприйнятих або конкретно виокремлених підходів до дослідження

перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач.

**Постановка завдання.** Враховуючи здійснений аналіз останніх досліджень та публікацій, метою нинішньої нашої праці є аналіз методів та засобів дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач та з'ясування їхніх вад і переваг.

**Виклад основного матеріалу.** Дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач можна здійснювати використовуючи підходи натурних експериментів або ж вдаватися до моделювання. Якщо взяти на озброєння перший спосіб, то дослідження згаданих процесів може потребувати значних матеріальних затрат, адже для здійснення експерименту з довгими лініями потрібна повноцінна установка, яка буде складатися з лінії електропередачі та іншого електротехнічного обладнання. Також можна здійснювати дослідження і на діючих лініях, але це, своєю чергою, є небезпечно, адже необхідно штучно створювати різноманітні аварійні режими, що може негативно вплинути на роботу мережі, в якій працює ця лінія. Тому на сьогодні при дослідженні перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач дослідники уникають застосування натурних експериментів.

Якщо моделювання згаданих процесів здійснювати на фізичних моделях, то це теж не є малозатратним способом, оскільки виникає необхідність виготовлення натурних моделей. Проте якщо як модельний інструмент використовувати апарат математики (апарат математичного моделювання), то дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач дешевшають у десятки разів. Саме тому математичне моделювання сьогодні займає чільне місце в дослідженні різноманітних процесів і режимів в електротехніці.

Якщо ми говоримо про математичне моделювання перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач, то тут зазвичай використовують два підходи: коловий та польовий. Перший полягає в тому, що аналіз перехідних процесів у довгих лініях електропередач здійснюється за допомогою еквівалентності рівняння довгої лінії (телеграфного рівняння) заступною коловою електричною схемою. Це означає, що з польового рівня опускаються на коловий, тобто з польової постановки задачі переходять на колову, зменшуючи тим, апріорі, ступінь адекватності моделі

лінії, а відтак і ступінь адекватності моделі цілого досліджуваного об'єкта. Однак такий підхід користується величезним попитом завдяки своїй простоті. Якщо говорити про програмні засоби, які використовують таку методологію, то тут варто згадати програмні комплекси *RE* та *CircuitMaker*.

Так, у праці [9] розроблено математичну й цифрову моделі довгої лінії для дослідження комутаційних процесів з урахуванням їх основних параметрів, що забезпечує необхідну адекватність моделювання. Тут у програмному комплексі *RE* було змодельовано довгу лінію електропередачі та досліджено характеристики перехідних процесів у лінії при зміні кількості комірок модельованої лінії. Кожна комірка моделюється поздовжніми активним опором та індуктивністю і поперечними активною провідністю та ємністю.

Питання аналізу аварійних процесів в електричній мережі 750 кВ методами цифрового симулювання розглянуте в праці [10]. Тут у програмному комплексі *RE* на основі колових підходів розроблено математичні та цифрові моделі елементів електричної мережі 750 кВ, які адекватно відтворюють аварійні процеси. Наведено результати верифікації отриманих симуляцій з натурними осцилограмами.

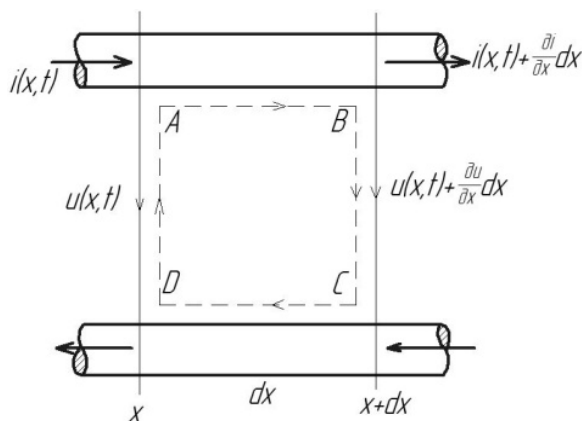
Не можна сказати, що застосування колових підходів буде неправильним, проте зрозуміло, що при цьому втрачається фізична суть самого рівняння довгої лінії.

Іншим підходом дослідження, який кардинально відрізняється від колового з погляду прикладної фізики, є польовий підхід. Польовий підхід ґрунтується на застосуванні теорії поля при отриманні диференціального рівняння довгої лінії.

Позначивши ємність, індуктивність, активний опір та активну провідність на одиницю довжини двопровідної лінії через  $C_0$ ,  $L_0$ ,  $R_0$ ,  $G_0$ , коротко наведемо отримання рівняння лінії на основі теорії електромагнітного поля. Значення  $C_0$  та  $L_0$  розраховуються на основі картини поля, яка ідентична статичному полю заряджених проводів, які несуть стаціонарні струми. Хоч у реальних лініях струм уздовж них змінюється, протягом малого відрізка лінії його можна вважати постійним [11].

Застосувавши до контуру, який зображений на рисунку, закон електромагнітної індукції Фарадея, отримаємо [11]:

$$\oint_L \mathbf{E} ds = - \frac{\partial}{\partial t} \int_A \mathbf{B} dA . \quad (1)$$



**Рис.** До застосування закону електромагнітної індукції [11]  
**Fig.** Before applying the law of electromagnetic induction [11]

Нехай напруга між точками  $A$  і  $D$  рівна  $u(x, t)$ , а між  $B$  і  $C$  –  $u(x, t) + (\partial u/\partial x)dx$ . Лінійний інтеграл напруженості електричного поля вздовж проводів рівний омичній напрузі, вираз (1) можна зобразити у такому вигляді [11]:

$$\oint_L \mathbf{E} ds = i \frac{R_0}{2} dx + u(x, t) + \frac{\partial u}{\partial x} dx + i \frac{R_0}{2} dx - u(x, t) = - \frac{\partial}{\partial t} \int_A \mathbf{B} d\mathbf{A} = - \frac{\partial \Phi}{\partial t}. \quad (2)$$

Напруженість магнітного поля всередині контуру  $ABCD$  пропорційна струму, тому

$$\Phi = iL_0 dx. \quad (3)$$

Так, закон електромагнітної індукції можна записати [11]:

$$- \frac{\partial u}{\partial x} = R_0 i + L_0 \frac{\partial i}{\partial t}. \quad (4)$$

Крім того, на ділянці  $dx$  відбувається накопичування або зменшення заряду, що також збільшує різницю між вхідним та вихідним струмом. Відповідно цьому зміна заряду за одиницю часу на ділянці  $dx$  дорівнює [11]:

$$\frac{\partial q}{\partial t} = \frac{\partial C_0 dx u(x, t)}{\partial t} = C_0 dx \frac{\partial u}{\partial t}, \quad (5)$$

звідки

$$- \frac{\partial i}{\partial x} = G_0 u + C_0 \frac{\partial u}{\partial t}. \quad (6)$$

Одержані диференціальні рівняння довгої лінії першого порядку (4) та (6) можна пояснити на підставі схеми заміщення довгої лінії з розподіленими параметрами [12].

Диференціюючи рівняння (4) по  $x$ , отримаємо:

$$- \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial i}{\partial x} R_0 + L_0 \frac{\partial^2 i}{\partial x \partial t} = \frac{\partial i}{\partial t} R_0 + L_0 \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial i}{\partial x}. \quad (7)$$

Підставивши в рівняння (7) значення  $\partial i / \partial x$  із рівняння (6), знаходимо:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = L_0 C_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + (C_0 R_0 + g_0 L_0) \frac{\partial u}{\partial t} + g_0 R_0 u. \quad (8)$$

У результаті отримуємо диференціальне рівняння другого порядку з частинними похідними, яке має лише одну змінну.

Рівняння (8) отримало назву диференціального рівняння довгої лінії другого порядку, а також воно відоме під назвою «телеграфне рівняння». З його допомогою можна досліджувати рух електромагнітних хвиль (хвильові процеси) у лініях електропередач.

Також відомі й інші способи одержання рівняння довгої лінії, наприклад, застосовуючи варіаційні підходи до побудови математичних моделей, зокрема міждисциплінарний (інтердисциплінарний) метод математичного моделювання, який ґрунтується на модифікації інтегрального варіаційного принципу Гамільтона – Остроградського [13].

Ключовим елементом модифікованого принципу Гамільтона – Остроградського є розширений неконсервативний лагранжіан. Наведемо його аналітичний вигляд [13]:

$$L^* = \tilde{T}^* - P^* + \Phi^* - D^*, \quad (9)$$

де  $L^*$  – модифікована функція Лагранжа,  $\tilde{T}^*$  – кінетична коенергія,  $P^*$  – потенціальна енергія,  $\Phi^*$  – енергія дисипації,  $D^*$  – енергія сторонніх непотенціальних сил.

Функціонал дії за Гамільтоном – Остроградським виглядає так [13]:

$$S = \int_{t_1}^{t_2} \left( L^* + \int_l L_l dl \right) dt, \quad I = \int_l L_l dl,$$

тут  $L^* = 0, \quad (10)$

де  $S$  – дія за Гамільтоном – Остроградським,  $L_l$  – лінійна густина модифікованої функції Лагранжа,  $I$  – енергетичний функціонал.

Запишемо складники розширеної функції Лагранжа для системи Лехера [11] (мається на увазі лінійної густини) [13; 14]:

$$\frac{\partial T^*}{\partial x} \equiv T_l = \frac{L_0 Q_l^2}{2}, \quad \frac{\partial P^*}{\partial x} \equiv P_l = \frac{1}{2C_0} Q_x^2, \quad Q_l \equiv \frac{\partial Q}{\partial t} = i; \quad (11)$$

$$\frac{\partial \Phi^*}{\partial x} \equiv \Phi_l = \Phi_{l3} - \Phi_{lB} = \int_0^t \left( \frac{R_0}{2} Q_t^2 - \frac{g_0}{2C_0} Q_x^2 \right)_{l=\tau} d\tau, \quad (12)$$

де  $i(x, t)$  – струм у лінії,  $R_0, g_0, C_0, L_0$  – параметри лінії,  $\Phi_{l3}$  – зовнішня дисипація енергії,  $\Phi_{lB}$  – внутрішня дисипація енергії,  $Q(x, t)$  – заряд лінії.

Важливо відзначити, що в рівнянні (12) фігурує знак мінус! Це пов'язано з тим, що функція внутрішньої дисипації залежить від струмів



витоку, які протікають між проводами лінії. Очевидно, що лінія електропередачі під час пересилання енергії від джерела до споживача споживає енергію, що розсіюється в просторі. Іншими словами, енергія передається тільки за допомогою електромагнітного поля, а проводи лінії лише вказують напрямок поширення електромагнітної хвилі [11].

З урахуванням рівнянь (11), (12) енергетичний функціонал виглядатиме так [13; 14]:

$$I = \int_l \left\{ \frac{L_0}{2} Q_t^2 - \frac{1}{2C_0} Q_x^2 + \int_0^l \left( \frac{R_0}{2} Q_t^2 - \frac{g_0}{2C_0^2} Q_x^2 \right) d\tau \right\} dl. \quad (13)$$

Далі, прирівнявши варіацію внутрішнього функціонала (13) та застосовуючи правило інтегрування частинами, а також відому теорему Гаусса – Остроградського, отримаємо рівняння (8).

До найпопулярніших методів розв'язання рівнянь (4) та (6), що описують процеси в довгих лініях у системах із розподіленими параметрами, належать методи Д'Аламбера та «блукуючих хвиль», які справедливі за умови співвідношення параметрів  $rC = gL$ , а також для лінії без втрат, тобто  $r = g = 0$ . У цьому разі рівняння (4) та (6) мають такий вигляд [15]:

$$-\frac{\partial u}{\partial x} = L_0 \frac{\partial i}{\partial t}, \quad -\frac{\partial i}{\partial x} = C_0 \frac{\partial u}{\partial t}. \quad (14)$$

Розв'язком рівнянь (14) є функція [15]:

$$u(x, t) = \frac{f(x - vt) + f(x + vt)}{2} + \frac{1}{2v} \int_{x-vt}^{x+vt} \varphi(z) dz, \quad (15)$$

де

$$v = \frac{1}{\sqrt{LC}}, \quad f(x) = u(x, t)|_{t=0},$$

$$\varphi(x) = \frac{\partial u(x, t)}{\partial t}|_{t=0}. \quad (16)$$

Цей метод застосовують у програмному комплексі *MatLab/Simulink*. Він добре апробований і розрахований на розв'язання широкого кола технічних задач, у тому числі в галузі електроенергетики. *MatLab* увібрав у себе досвід розвитку та комп'ютерної реалізації числових методів розв'язання рівнянь, накопичених за останні десятиліття. У бібліотеці *SimPowerSystems* цієї програми наявна модель лінії з розподіленими параметрами. Опис роботи цієї моделі наведено у праці [16]. Тут лінію змодельовано без втрат, тобто диференціальними рівняннями (14), у яких відсутні доданки з погонним активним опором та активною провідністю. Такі спрощення рівнянь зумовлені використанням методу Д'Аламбера, адже наявність у рівняннях згаданих доданків

значно ускладнює їх розв'язання. Втрати в лінії враховують штучним введенням хвильового опору на початку та в кінці лінії.

Цей програмний комплекс широко використовується дослідниками. Зокрема, у праці [17] досліджено резонансні перенапруги на ультрагармоніках парної кратності у лініях електропередач 750 кВ. Для цього розроблено модель магістральної електропередачі надвисокої напруги та виконано дослідження для запобігання системним аваріям. У працях [18; 19] авторами здійснено дослідження перехідних процесів у фрагменті електричної мережі під час роботи автоматичного повторного ввімкнення.

Ще одним методом розв'язання рівнянь довгої лінії є метод розділення змінних (метод Фур'є). Розв'язок рівняння (4) довгої лінії за допомогою методу розділення змінних буде виглядати так [20]:

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left( D_n \sin \frac{an\pi}{l} t + C_n \cos \frac{an\pi}{l} t \right) \sin \frac{n\pi}{l} x, \quad (17)$$

$$\text{де} \quad D_n = \frac{2}{an\pi} \int_0^l \varphi(x) \sin \frac{n\pi}{l} x dx,$$

$$C_n = \frac{2}{l} \int_0^l f(x) \sin \frac{n\pi}{l} x dx. \quad (18)$$

Аналіз літератури показав, що цей метод не набув широкого застосування під час дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач. У праці [21] показано, як можна застосовуючи метод розділення змінних ефективно розв'язувати крайову задачу. Тут розв'язування рівнянь довгої лінії здійснено в програмному комплексі *MatLab* з використанням цієї ж алгоритмічної мови програмування.

Для розв'язання рівнянь довгої лінії застосовують також метод Коші, який ґрунтується на інтегралі Фур'є з крайовими умовами [20]:

$$u(x, t)|_{t=0} = f(x), \quad \frac{\partial u(x, t)}{\partial t}|_{t=0} = F(x). \quad (19)$$

Розв'язок рівняння (4) за методом Коші має вигляд [20]:

$$u(x, t) = \frac{1}{2} e^{\frac{1}{\tau} t} \left\{ f \left( x + \frac{t}{\sqrt{LC}} \right) + f \left( x - \frac{t}{\sqrt{LC}} \right) + \sqrt{LC} \int_{x-\frac{t}{\sqrt{LC}}}^{x+\frac{t}{\sqrt{LC}}} f(x) \frac{\partial}{\partial t} I \left[ \sqrt{\frac{(gL-rC)^2}{4LC} \left( \frac{t^2}{LC} - (\alpha-x)^2 \right)} \right] d\alpha + \sqrt{LC} \int_{x-\frac{t}{\sqrt{LC}}}^{x+\frac{t}{\sqrt{LC}}} \left[ F(\alpha) + \frac{1}{\tau} f(\alpha) I \left[ \sqrt{\frac{(gL-rC)^2}{4LC} \left( \frac{t^2}{LC} - (\alpha-x)^2 \right)} \right] \right] d\alpha \right\}. \quad (20)$$

де  $I(\alpha) = I_0(j\alpha)$  – функція Бесселя нульового порядку.

Цей метод, як і попередній, не набув широкого застосування в програмних засобах. Проте в праці [6] його реалізовано в програмному комплексі *MatLab* та описано всі алгоритми.

У класичних літературних джерелах з теоретичної електротехніки часто зустрічається розв'язок рівнянь довгої лінії методом перетворень Лапласа, який зводить систему згаданих рівнянь до системи операторних рівнянь [11; 12]:

$$\begin{aligned} -\frac{dU}{dx} &= (r + pL)I - Li(x, 0); \\ -\frac{dI}{dx} &= (g + pC)U - Cu(x, 0). \end{aligned} \quad (21)$$

Цю систему рівнянь можна легко привести до звичайних диференціальних рівнянь другого порядку. Для функції напруги таке рівняння матиме вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d^2U}{dx^2} &= (r + pL)(g + pC)U + \\ &+ L\frac{di(x, 0)}{dx} - C(r + pL)u(x, 0). \end{aligned} \quad (22)$$

У роботі [7] на основі методу Лапласа запропоновано ефективний числовий зворотний алгоритм для аналізу перехідних процесів у трифазній лінії електропередачі з довільними розподілами напруги та струму в лінії. Для знаходження напруг та струмів по краях лінії використано методологію перетворення Лапласа з урахуванням початкових умов. Фазні напруги та струми одержують як раціональні функції їх частоти. Окрім цього, показано, як можна застосувати числове зворотне перетворення Лапласа для отримання розподілу електромагнітних хвиль у лінії.

Якщо говорити про аналітичні розв'язки диференціальних рівнянь довгої лінії, то тут необхідно відзначити метод інтегральних перетворень Фур'є. Згідно з цим методом розв'язком рівняння (4) є формули [4]:

при  $\lambda^2 = a^2 - 4b > 0$

$$u(\xi, t) = \frac{2}{\lambda_0} \int_0^t \Phi(\tau) e^{\frac{1}{2}a(\tau-t)} sh \frac{\lambda}{2}(t-\tau) d\tau; \quad (23)$$

при  $\lambda^2 = a^2 - 4b < 0$

$$u(\xi, t) = \frac{2}{\lambda_0} \int_0^t \Phi(\tau) e^{\frac{1}{2}a(\tau-t)} \sin \frac{\lambda}{2}(t-\tau) d\tau; \quad (24)$$

при  $4b = a^2$

$$u(\xi, t) = \int_0^t \Phi(\tau) (t-\tau) e^{\frac{1}{2}a(\tau-t)} d\tau, \quad (25)$$

де  $a = \frac{rC + gL}{LC}$ ,  $b = \frac{\xi^2 + g^2}{LC}$ ,

$$\Phi(t) = -\frac{\xi}{LC} [u(R, t) \cos R\xi - u(0, t)].$$

Внаслідок того, що цей метод ґрунтується на аналітичній основі, сьогодні він практично не використовується, оскільки його дуже важко реалізувати у вигляді комп'ютерної програми.

Одним із дієвих способів розв'язання диференціальних рівнянь довгої лінії є їх дискретизація, яка дає змогу звести диференціальні рівняння з частинними похідними до звичайних диференціальних рівнянь. Такий підхід уможливується наближеною заміною похідних по одній із незалежних змінних відношенням скінченних приростів функції та аргумента. Зокрема, система диференціальних рівнянь (4), (6) може бути дискретизована за методом прямих і записана так [22]:

$$\frac{du_j}{dt} = \frac{\Delta x}{C} (i_{j-1} - i_j - gu_j); \quad (26)$$

$$\frac{di_j}{dt} = \frac{\Delta x}{L} (u_j - u_{j+1} - ri_j), \quad (27)$$

де  $j$  – номер дискретного вузла лінії.

Перепишемо рівняння (8) так [23]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} &= (C_0 L_0)^{-1} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - (g_0 L_0 + \right. \\ &\left. + C_0 R_0) v - g_0 R_0 u \right), \frac{\partial u}{\partial t} = v. \end{aligned} \quad (28)$$

Дискретизуючи рівняння (28) за методом прямих, використовуючи центральну похідну, отримаємо [24]:

$$\begin{aligned} \frac{dv_j}{dt} &= (C_0 L_0)^{-1} \left( \frac{u_{j-1} - 2u_j + u_{j+1}}{(\Delta x)^2} - (g_0 L_0 + \right. \\ &\left. + C_0 R_0) v_j - g_0 R_0 u_j \right); \end{aligned} \quad (29)$$

$$\frac{du_j}{dt} = v_j. \quad (30)$$

Аналізуючи рівняння (26), (27) та (29), (30), бачимо, що для їх розв'язку необхідно мати невідомі напруги та струми на початку та в кінці лінії (крайові умови). У реальних задачах електроенергетики ці напруги та струми є невідомими функціями, особливо, коли лінія має складну конфігурацію з'єднання з іншими елементами електричної мережі. У праці [25] нами було запропоновано використовувати для розв'язання рівняння довгої лінії (28) крайові умови другого та третього родів (крайові умови Неймана та Пуанкаре), зокрема рівняння, яке можна отримати за другим законом Кірхгофа для електричних контурів із розподіленими параметрами (4). Сьогодні цей метод використовується у вигляді програмних кодів, які написано алгоритмічними мовами програмування дослідниками самостійно.

Ще одним програмним комплексом, який використовується для аналізу перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач, є *PSCAD*. Для розв'язання рівнянь довгої лінії програмний комплекс використовує метод «блукуючих хвиль». Ми не будемо наводити математичне формулювання розв'язків з методом «блукуючих хвиль», оскільки вони подібні до методу Д'Аламбера.

Ефективність цього методу відображено у праці [8]. Тут у програмному комплексі *PSCAD* створено модель трифазної лінії електропередачі з розподіленими параметрами. Згадану модель можна використовувати для моделювання перехідних процесів при комутаціях, коротких замиканнях та інших режимах роботи лінії. Моделювання різноманітних режимів здійснюється додатковим залученням  $R$ ,  $L$ ,  $C$  елементів.

Моделювання перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач здійснюють також із використанням програмного комплексу *EMTP-RV*. В інструкції до цього програмного комплексу при описі лінії з розподіленими параметрами наявне посилання на працю [26], яка перебуває в закритому доступі. В анотації до цієї праці зазначено, що це є окрема універсальна комп'ютерна модель для аналізу перехідних електромагнітних та усталених процесів у лініях електропередач. Цей програмний комплекс користується значним попитом у вітчизняних та зарубіжних науковців.

Крім наведених вище підходів до моделювання перехідних процесів у довгих лініях, існує ще й так званий частотний (спектральний) метод. У праці [27] при розрахунку перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях, викликаних проходженням імпульсів напруги та струму, у моделі використано частотний метод. Тут спектральну функцію визначено прямим перетворенням Фур'є, а функцію часу – зворотним.

Одним із відносно нових підходів до аналізу перехідних процесів є діакоптический підхід. Так, у праці [28] розглянуто проблему розрахунку перехідних процесів у складних електричних контурах, які містять елементи різної фізичної природи, з використанням діакоптического підходу. Тут кожен фрагмент контуру зображено у вигляді підсхеми, яку описано відповідною математичною моделлю. Змодельовано перехідний процес методом роздільного інтегрування з урахуванням зв'язку між підсхемами на кожному часовому інтервалі. Наведено приклади розрахунку лінійних та нелінійних контурів із довгими лініями.

Завершуючи аналіз методів та засобів дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач, варто зазначити, що для цього існують ще й інші, менш популярні програмні комплекси, наприклад: *EUROSTAG*, *PSS/NETOMAC*, *SIMPOW*, *АНАРЕС*, *МУСТАНГ*, *RUStab*. Однак ці програмні комплекси не набули широкого застосування в наукових колах фахівців-електроенергетиків і виступають лише як інженерний інструмент.

### Висновки

1. Здійснений аналіз методів та засобів для дослідження перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач дав змогу зробити чітке розмежування наукових та інженерних підходів до дослідження згаданих процесів. Також аналіз показав, що для розв'язання рівнянь довгої лінії дослідники в основному використовують готові програмні комплекси, наприклад *Matlab/Simulink*, *EMTP-RV* та ін.

2. Існуючі програмні комплекси використовують переважно колові підходи до моделювання перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач, що дещо зменшує ступінь адекватності отриманих результатів.

3. Встановлено недоліки існуючих аналітичних методів, їх практичної реалізації за допомогою алгоритмічних мов програмування, а також труднощі в разі необхідності врахування впливу на перехідний процес нелінійностей розподілених параметрів довгих ліній.

4. Отримані результати аналізу методів та засобів для дослідження перехідних процесів у довгих лініях електропередач будуть використані в подальших наших дослідженнях, які стосуватимуться перехідних комутаційних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередач надвисокої напруги.

### Бібліографічний список

1. Булова Н. В., Винославский В. Н., Денисенко Г. Н., Перхач В. С. Электрические системы и сети. Киев: Вища шк., 1986. 584 с.
2. Веников В. А. Электрические системы. Передача энергии переменным и постоянным током высокого напряжения. Москва: Высш. шк., 1972. 368 с.
3. Лобозинський В. Ю. Перехідні процеси в представлених багатополосниками трифазних колах із розподіленими параметрами та електромагнітними зв'язками: дис. ... канд. техн. наук. Київ, 2019. 190 с.
4. Новікова О. І. Аналіз електричних кіл з розподіленими параметрами при малих нелінійностях елементів: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Київ, 1998. 20 с.

5. Фомина Т. Ю. Разработка алгоритма расчета переходных процессов сложных регулируемых ЭЭС: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2014. 109 с.
6. Delkhosh M. A Method for Solving the Special Type of Cauchy-Euler Differential Equations and its Algorithms in MATLAB. *Delkhosh JOS*. 2012. Vol. 2, No. 3. P. 131–135.
7. Jung-Chien Li. Transient analysis of three-phase transmission lines with initial voltage and current distributions. *Electric Power Systems Research*. 1995. Vol. 35, issue 3. P. 177–186.
8. Smolarczyk A., Chmielak W. Program PSCAD/EMTDC jako wygodne narzędzie do modelowania linii napowietrznych. *Prace instytutu elektrotechniki*. 2016. № 272. S. 31–48.
9. Равлик О. М., Стецик В. Я. Моделирование коммутационных процессов линий надвисокої напруги 750 кВ. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи*. 2016. № 840. С. 102–106.
10. Лисяк Г. М., Равлик О. М., Сегеда М. С. Аналіз аварійних процесів в електричній мережі 750 кВ. *Технічна електродинаміка*. 2003. № 1. С. 49–52.
11. Шимони К. Теоретическая электротехника. Москва: Мир, 1964. 785 с.
12. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. Москва: Высш. шк., 1973. 658 с.
13. Чабан А. В. Принцип Гамільтона – Остроградського в електромеханічних системах. Львів: Вид-во Тараса Сороки, 2015. 488 с.
14. Чабан А. В., Левонюк В. Р., Дробот І. М., Герман А. Ф. Математичне моделювання перехідних процесів у лінії Лехера в стані неробочого ходу. *Електротехніка і електромеханіка*. 2016. № 3. С. 30–35.
15. Перхач В. С. Математичні задачі електроенергетики. Львів: Вид-во при Львів. держ. ун-ті вид. об'єднання «Вища школа», 1989. 464 с.
16. Dommel H. W. Digital Computer Solution of Electromagnetic Transients in Single- and Multiphase Networks. *IEEE Transactions On Power Apparatus And Systems*. 1969. P. 388–399.
17. Кузнецов В. Г., Тугай Ю. І., Шпорлянський О. Г., Кучанський В. В. Дослідження резонансних перенапруг на ультрагармоніках парної кратності на ЛЕП 750 кВ. *Праці Інституту електродинаміки Національної академії наук України*. 2011. Вип 29. С. 122–127.
18. Vinesh Gamit, Vivek Karode, Karan Mistry, Pankaj Parmar, Ashish Chaudhari. Fault analysis on three phase system by auto reclosing mechanism. *International Journal of Research in Engineering and Technology*. 2005. Vol. 04, issue 05. P. 292–298.
19. Сизганов Н. В., Сизганова Е. Ю., Петухов Р. А., Шевченко В. В. Моделирование электропередачи Алтай – Итатская для исследования режимов трехфазного автоматического повторного включения. *ВЕСТНИК ИргТУ*. 2016. № 2 (109). С. 86–93.
20. Анго А. Математика для электро- и радиоинженеров. Москва: Наука, 1967. 780 с.
21. Su´arez P. U. An introduction to the Split Step Fourier Method using MATLAB. 2013. P. 1–14. URL: [https://www.researchgate.net/profile/Pablo\\_Suarez5/publication/281441538\\_An\\_introduction\\_to\\_the\\_Split\\_Step\\_Fourier\\_Method\\_using\\_MATLAB/links/55e71b8f08aeb6516262d8aa/An-introduction-to-the-Split-Step-Fourier-Method-using-MATLAB.pdf?origin=publication\\_detail](https://www.researchgate.net/profile/Pablo_Suarez5/publication/281441538_An_introduction_to_the_Split_Step_Fourier_Method_using_MATLAB/links/55e71b8f08aeb6516262d8aa/An-introduction-to-the-Split-Step-Fourier-Method-using-MATLAB.pdf?origin=publication_detail) (Last accessed: 06.04.2020).
22. Кириленко О. В., Сегеда М. С., Буткевич О. Ф., Мазур Т. А. Математичне моделювання в електроенергетиці: підручник. Львів: Вид-во НУ «Львівська політехніка», 2010. 608 с.
23. Czaban A., Lis M., Sosnowski J., Lewoniuk W. Model matematyczny dwuprzewojowej linii zasilania z wykorzystaniem modyfikowanej zasady Hamiltona. *Maszyny Elektryczne – Zeszyty Problemowe*. 2016. Nr 1. S. 31–36.
24. Czaban A., Lis M., Chrzan M., Szafranec A., Levoniuk V. Mathematical modelling of transient processes in power supply grid with distributed parameters. *Przegląd elektrotechniczny*. 2018. Nr 1. P. 17–20.
25. Левонюк В. Р. Методи та засоби аналізу комутационних перехідних процесів у лініях електропередачі надвисокої напруги на основі варіаційних підходів: дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2019. 209 с.
26. Hesse M. H. Electromagnetic and electrostatic transmission-line parameters by digital computer. *IEEE Trans. Power App. Syst.* 1963. Vol. 82. P. 282–290.
27. Нестеров Р. Е., Канев Ф. Ю., Макенова Н. А. Математическое моделирование линий электропередач и систем заземления. *Современные проблемы науки и образования*. 2015. № 1. URL: <https://www.science-education.ru/pdf/2015/1/1680.pdf> (дата обращения: 06.04.2020).
28. Стахів П., Рендзіняк С., Коруд А. Застосування діакоптического підходу до розрахунку перехідних процесів у складних електричних колах з довгими лініями. *Теоретична електротехніка*. 2005. Вип. 58. С. 39–43.

Стаття надійшла 16.06.2020

УДК 669.1:537.5

**ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЛАП  
КУЛЬТИВАТОРА ШЛЯХОМ МОДИФІКАЦІЇ  
БЕЗВОДНЕВИМ АЗОТУВАННЯМ У ТЛІЮЧОМУ РОЗРЯДІ**

**Микола Скиба, д. т. н., Мирослав Стечишин, д. т. н.,  
Віктор Олександренко, д. т. н., Микола Лук'янюк, к. т. н., Мирослав Ботвін**  
*Хмельницький національний університет,  
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, Україна,  
e-mail: miro011951@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.109>

**Скиба М., Стечишин М., Олександренко В., Лук'янюк М., Ботвін М. Підвищення зносостійкості лап культиватора шляхом модифікації безводневим азотуванням у тліючому розряді**

У статті розглянуто проблему підвищення зносостійкості ґрунтообробного інструмента – лап культиватора Tiger-Mate 200. Для підвищення зносостійкості лап культиватора було застосовано як спосіб модифікації поверхневого шару лапи – безводнєве азотування в тліючому розряді (БАТР). Дослідження виконували у два етапи. На першому етапі досліджено на зносостійкість зразки циліндричної форми діаметром 5 мм, довжиною 20 мм, виготовлені з матеріалу лап з використанням універсальної машини тертя 2168 УМТ з метою оптимізації технологічних параметрів БАТР, за якими надалі проводилася модифікація лап культиватора. У ході пошуку оптимальних параметрів процесу БАТР змінювалися: відсотковий вміст компонентів газової суміші (азот – аргон); температура процесу насичення; тиск газової суміші в розрядній камері та тривалість процесу насичення. У процесі досліджень визначали поверхневу твердість зразків та її розподіл за глибиною мікрошліфа, а рентгеноструктурний аналіз дифузійного шару дозволив визначити вплив структурних складових азотованого шару на трибологічні характеристики конструкційних сталей в умовах абразивного зношування.

Проаналізовано вплив технологічних режимів азотування (температури  $T$ ; тиску  $p$ ; складу газової суміші  $C$ ; часу азотування  $t$ ) на товщину нітридної зони та азотованого шару, а також розподіл мікротвердості за товщиною поверхневого зміцненого шару.

Знайдено оптимальні технологічні режими БАТР для зміцнення лап культиватора за критерієм максимальної абразивної зносостійкості, що дозволило підвищити термін роботи модифікованих лап в 1,4 – 1,5 раза.

**Ключові слова:** безводнєве азотування в тліючому розряді (БАТР), зносостійкість, абразивне тертя.

**Skyba M., Stechyshyn M., Oleksandrenko V., Lukianiuk M., Botvin M. Increasing of cultivator paws wear resistance by modification by hydrogen-free nitriding in glow discharge**

In the article the problem of increasing wear resistance of the tillage tool – Tiger-Mate 200 cultivator paws is considered. To increase the wear resistance of the cultivator paws by hydrogen-free nitriding in a glow discharge (HNGD) as a method of modifying the surface layer of the paw was used. The research was performed in two stages. At the first stage, cylindrical samples with the diameter of 5 mm and length 20 mm made of paw material were investigated in terms of wear resistance by means of the universal friction machine 2168 UFM in order to optimize the technological parameters of HNGD, which were subsequently applied for modification of the cultivator paws. To determine optimal parameters of the HNGD, the researchers changed: the percentage of the gas mixture components (nitrogen – argon); saturation process temperature; the pressure of the gas mixture in the discharge chamber and saturation process duration. In the course of the research, the surface hardness of the samples and its distribution along the depth of the microsection were determined; X-ray structural analysis of the diffused layer made it possible to identify the influence of the structural components of nitrided layer on tribological parameters of constructional steels in conditions of abrasive wearability.

The influence of the technological modes of nitriding (temperature  $T$ ; pressure  $p$ ; composition of gas mixture  $C$ ; and time of nitriding  $t$ ) on the thickness of the nitride zone and the nitrided layer as well as the microhardness distribution along the thickness of the surface reinforced layer were analyzed.

The optimal technological modes of HNGD for strengthening the cultivator paws by the maximum abrasive wear resistance criterion were found. It has resulted in the increase of the service life of modified paws by 1.4 – 1.5 times.

**Key words:** hydrogen-free nitriding in glow discharge (HNGD), wear resistance, abrasive wearability.

**Постановка проблеми.** Відповідно до технічних вимог гарантійне напрацювання стрільчастих лап культиватора повинно бути не меншим 250 га, але, як показує практика експлуатації таких робочих органів, їх напрацювання на відмову на різних ґрунтах не перевищує 140 – 190 га.

Нині в Україні серійні робочі органи (РО) ґрунтообробних машин виготовляють зі сталей 65Г, 45 і Л53, які в загартованому стані (твердість 37...43 HRC) мають задовільні показники відносного видовження, але невелику межу міцності ( $\sigma_b = 880...1080$  МПа). За даними багаторічних досліджень і аналізу результатів експлуатаційних випробувань РО ґрунтообробних машин, лише за перший рік експлуатації через злам (або деформацію з наступним зломом) виходить з ладу близько 40 % лемешів і 15 % полиць, 20 % лап культиваторів і 30 % різних типів дискових робочих органів [1].

Загалом можна констатувати, що для більшості регіонів України одного комплекту деталей робочих органів ґрунтообробних машин недостатньо на поточний річний цикл (весна + осінь), а тому потрібно продовжувати пошуки нових, економічно обґрунтованих методів і способів поверхневого зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Численні дослідження [1–6] вказують на наявність різних підходів до вирішення окресленої проблеми. Так, у працях [1; 4] розглядаються питання зміцнення лез ґрунтообробних робочих органів сільськогосподарських машин з утворенням ефекту самозагострювання, а в праці [2] розрізняють конструктивні, експлуатаційні та технологічні способи підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин. До технологічних способів належить насамперед підбір матеріалів і термообробки, які забезпечують високу зносостійкість в умовах абразивного зношування [2; 3; 5; 6].

Автором роботи [3] рекомендовано такі матеріали для виготовлення деталей, що працюють в абразивній масі: марганцеві сталі (30Г, 50Г, 65Г, 110Г6Х3Л), сталі, леговані хромом (38ХА, 40Х, 45Х, Х12, Х12Ф1, Х6ВФ), багатокомпонентні леговані сталі і сплави (12ХН3А, 17ХГ2СФР, 08Х18Н10Т), тверді спечені сплави (ВК6, ВК8, ВК15, ВК20).

Технічні вимоги для дисків до вітчизняної техніки передбачають їх виготовлення зі сталі 65Г або її заміника – сталі М76 та сталі 45 з термообробкою на твердість 39...44 HRC. Диски

іноземних виробників виготовлені з більш зносостійких сталей, зокрема диски фірми Bellota – зі сталі 28MnB5, фірми Case – зі сталі Earth Metal. Вартість таких дисків у 2,0...2,3 раза вища від вартості вітчизняних дисків і має на 20...30 % вищу зносостійкість [2]. Використання якісних металів та сплавів є економічно недоцільним, тому вихід слід шукати у використанні методів поверхневого зміцнення робочих поверхонь.

Поверхнєве зміцнення застосовують для підвищення зносостійкості у випадках, коли не ставляться підвищені вимоги до об'ємної міцності деталей, але необхідна їх висока поверхнева міцність.

У сільськогосподарському машинобудуванні 90 % усіх робіт зі зміцнення становить індукційне наплавлення. Основним недоліком такого методу є висока вартість сплавів для наплавлення [2].

Лапи культиваторів є однією з наймасовіших деталей робочих органів сільськогосподарських машин. Внаслідок малих термінів служби витрачається велика кількість лап у вигляді запасних частин, виробництво яких потребує значної кількості якісного металу.

Дослідження [4] показує, що застосування для зміцнення лап лазерної термообробки дозволяє в 1,3...1,4 раза знизити зношування деталей різальних елементів порівняно з об'ємним гартуванням, а застосування лазерного наплавлення сплаву ПС – 14-60 + 6 % В<sub>4</sub>С – в 1,7...1,8 раза порівняно з базовою технологією індукційного наплавлення. Лазерні технології забезпечують локальне нагрівання за відсутності або за мінімальних деформацій при наступному охолодженні зміцнених виробів. Отримання високих фізико-механічних властивостей поверхневих шарів пов'язане з високою швидкістю нагрівання та охолодження, що становить  $10^4 - 10^6$  °С/с.

**Постановка завдання.** Дослідження впливу технологічних режимів безводного азотування в тліючому розряді (БАТР) на фізико-механічні характеристики та абразивну зносостійкість конструкційних вуглецевих (сталі 20 і 45) і легованих (35Г, 40Х13 і 38ХМЮА) сталей.

**Виклад основного матеріалу.** На вітчизняних підприємствах (Шепетівській культиваторний завод) лапи культиваторів виготовляють із високовуглецевої сталі 65Г, на Красилівському підприємстві «Агромаш» – зі сталі 45. Ми досліджували лапи культиватора Tiger-Mate 200

зарубіжного виробництва з метою підвищення їх зносостійкості. Було встановлено, що лапи виготовлені з матеріалу, який відповідає вітчизняній марці легованої сталі 35Г.

З метою підвищення їх зносостійкості було проведено роботи з модифікації лап культиватора шляхом азотування їх у тліючому розряді із застосуванням безводневих технологій.

Дослідження проводили у два етапи.

На першому етапі дослідження на зносостійкість проводили на зразках, виготовлених із матеріалу лап (для чого використовували відпрацьовані лапи). Дослідження зразків циліндричної форми діаметром 5 мм і довжиною 20 мм на зносостійкість проводили на модернізованій універсальній машині тертя 2168 УМТ в умовах абразивного тертя з метою підбору параметрів азотування для досягнення оптимальних характеристик модифікованого поверхневого шару. Режим абразивного тертя застосовували ще і з метою зменшення часу для дослідження зразків.

На другому етапі дослідження виконували на натурних зразках у виробничих умовах.

Азотування зразків та лап культиватора проводили в атмосфері азоту та аргону в безводневому середовищі, в умовах лабораторії Подільського наукового фізико-технологічного центру (ПНФТЦ), у Хмельницькому національному університеті (ХНУ) на установці азотування в тліючому розряді в безводневому середовищі У-1, розробленій і виготовленій в ПНФТЦ [7; 8].

Оскільки основними фізико-механічними характеристиками іонно-азотованого шару є глибина азотування та твердість, досліджували кінетику зміни цих параметрів залежно від зміни режимів технологічного процесу. Значний вплив на глибину іонно-азотованого шару має температура ведення процесу.

Із попередніх досліджень відомо, що глибина іонно-азотованого шару збільшується з підвищенням температури азотування [9].

Максимальна мікротвердість на зразках була отримана за температури 580 °С, однак з метою недопущення процесу відпуску лап культиватора було обмежено температуру азотування до 520 °С.

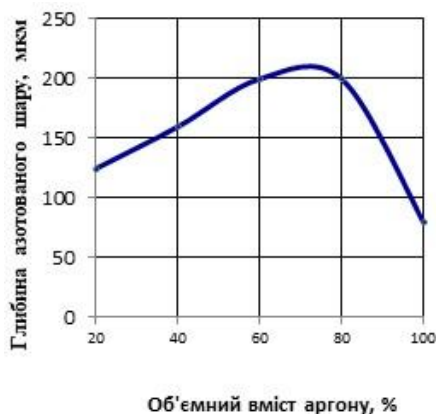
Значний вплив на глибину іонно-азотованого шару має склад насичувального середовища, а саме об'ємне співвідношення азоту та аргону в робочій суміші [10; 11].

На рис. 1 наведені залежності глибини іонно-азотованого шару від відсоткового вмісту аргону в насичувальному середовищі для сталі 35Г.

У результаті проведених досліджень на зразках зі сталі 35Г було встановлено закономірність розподілу глибини азотованого шару від тиску газової суміші, яка за результатами близька до результатів досліджень, що проводилися раніше (див. рис. 2).

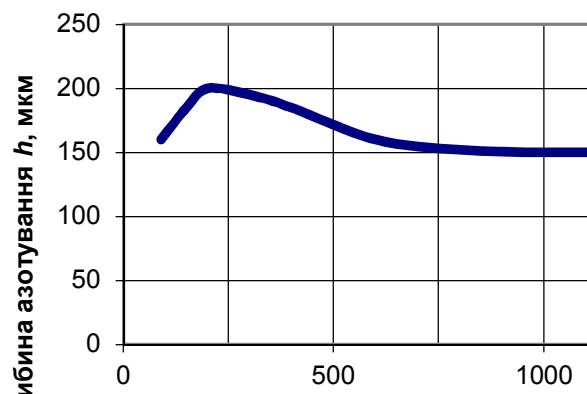
Залежність глибини іонно-азотованого шару від часу витримки має параболічний характер (рис. 3).

З рис. 3 видно, що при азотуванні в тліючому розряді найінтенсивніше зростає глибина шару в початковий період, у перші чотири години, однак шість годин процесу дають змогу досягти глибини азотування до 150 мкм.



**Рис. 1.** Залежність глибини азотованого шару від відсоткового складу насичувального середовища для сталі 35Г

**Fig. 1.** Dependence of the depth of the nitrated layer on the percentage of saturating medium for steel 35G



**Рис. 2.** Залежність глибини іонно-азотованого шару від тиску в камері для сталі 35Г

**Fig. 2.** Dependence of the depth of the ion-nitrated layer on the pressure in the chamber for steel 35G

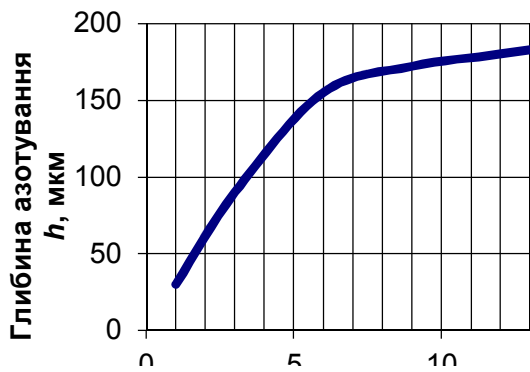


Рис. 3. Залежність глибини азотованого шару від тривалості процесу

Fig. 3. Dependence of the depth of the nitrided layer on the process duration

У результаті аналізу отриманих залежностей для проведення подальших досліджень з модифікації робочої поверхні лап культиватора процес модифікації здійснювався за режимом, що забезпечує достатньо високі пластичні властивості модифікованого шару, щоб унеможливити сколювання та викришування різального леза лапи культиватора та її затуплення в процесі роботи, із забезпеченням достатньої глибини азотованого шару: середовище – 25 %  $N_2$  + 75 %  $Ar$ ; температура азотування – 520 °С; тиск у розрядній камері – 200 Па; тривалість азотування – 6 годин.

Застосування цього процесу модифікації дозволило отримати поверхневий шар товщиною 140...150 мкм з мікротвердістю  $H_{100}$  950–980 МПа, що опирається на пружну основу (гартовану сталь 35Г після низькотемпературного відпуску, отриманого в процесі азотування,  $H_{100}$  500–600 МПа).

Мікроструктурний та рентгеноструктурний аналізи модифікованого шару, здійснені на мікроскопі МІМ-10 та рентгенустановці «ДРОН-1», показали, що він складається в основному з азотистого  $\alpha$ -твердого розчину зі зменшенням вмісту азоту від поверхні в глибину тіла зразка. На поверхні модифікованого шару чітко проглядається нітридна зона товщиною до 10 мкм, яка складається з нітридів заліза  $Fe_2N$ ,  $Fe_3N$  та  $Fe_4N$  [12]. На поверхні нітридної зони за певних умов (значна тривалість азотування та великий азотний потенціал насичувального середовища) утворюється  $\epsilon$ -фаза – твердий розчин на базі нітриду  $Fe_2N$ , яка при великій концентрації в ній азоту має велику твердість, підвищений опір зношуванню [12], високу стійкість проти корозії [13], але водночас більшу крихкість.

Внутрішня частина нітридної зони є  $\gamma'$ -фазою – твердим розчином на базі нітриду  $Fe_4N$ .

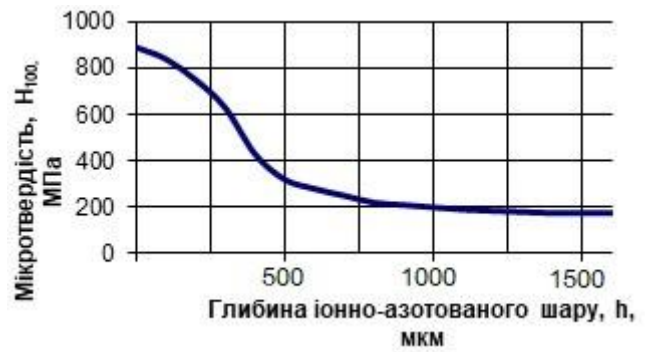


Рис. 4. Характер розподілу мікротвердості за глибиною азотованого шару

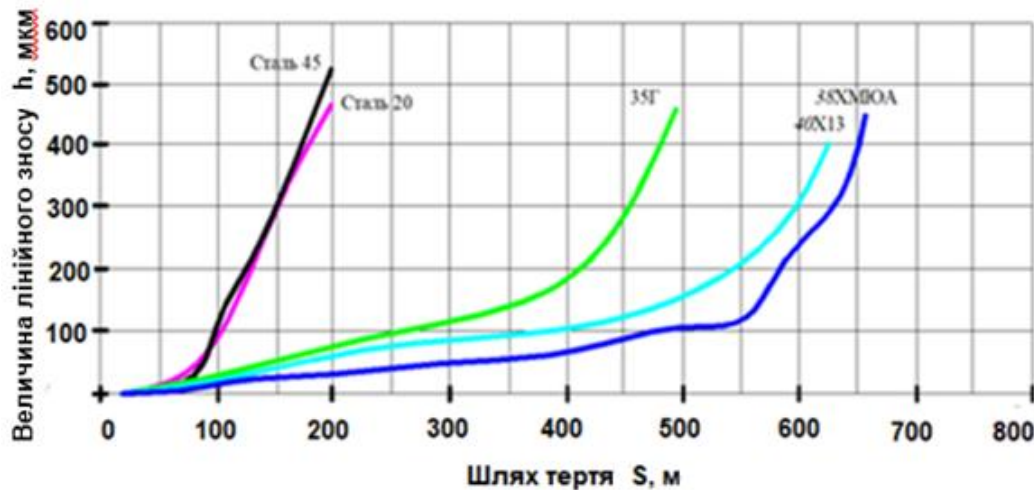
Fig. 4. The character of the microhardness distribution along the depth of the nitrided layer

Під нітридною зоною розташовується зона внутрішнього азотування,  $\alpha$ -фаза, яка має більшу товщину та є основною частиною іонно-азотованого шару. Твердість зони внутрішнього азотування поступово зменшується в напрямі від нітридної зони до матриці в міру зменшення концентрації азоту. Зона внутрішнього азотування характеризується достатньою пластичністю та зносостійкістю [14], що значно підвищує втомні характеристики сталей при циклічних навантаженнях у корозійно-активних середовищах і на повітрі [15]. Характер розподілу мікротвердості за товщиною азотованого шару показано на рис. 4.

Зразки з легованих сталей 35Г, 40Х13, 38ХМЮА та взяті для порівняння зразки вуглецевих сталей 20 і 45 після азотування в тліючому розряді за режимом ( $T = 520$  °С,  $p = 200$  Па, 75 %  $N_2$  + 25 %  $Ar$  і  $t = 6$  год), що вибрані на основі аналізу проведених викладених вище досліджень, піддавали випробуванням на зносостійкість в умовах абразивного тертя (швидкість ковзання – 0,1 м/с, тиск на фрикційному контакті – 16 МПа). Результати випробувань показані на рис. 5.

Для досягнення лінійного зношування 100 мкм шлях тертя для сталей 20 і 45 становить приблизно 200 м, для сталі 35Г – 500 м, для сталей 40Х13, 38ХМЮА – 625 та 660 відповідно. При цьому після 80 м сухого тертя зразків з вуглецевих сталей 20 і 45 починається катастрофічне руйнування їхніх поверхонь, а для легованих сталей 35Г, 40Х13 та 38ХМЮА – через 350, 500 і 550 м шляху тертя відповідно. Таким чином, сталі 40Х13 і 38ХМЮА показали найвищу зносостійкість в умовах абразивного зношування.





**Рис. 5.** Зносостійкість азотованих у тліючому розряді сталей в умовах сухого тертя

**Fig. 5.** Wear resistance of nitrided steels in the glow discharge in conditions of dry friction

Невисока зносостійкість вуглецевих азотованих сталей порівняно з легуваними пояснюється тим, що нітриди заліза відрізняються невисокою стійкістю, мікротвердістю і великою швидкістю коагуляції. Нітриди легуючих елементів мають вищу термічну стійкість і більший ступінь дисперсності, що й зумовило найвищу зносостійкість сталей 40X13 і 38ХМЮА [9; 16].



**Рис. 6.** Загальний вигляд лапи культиватора, модифікованої азотуванням у тліючому розряді

**Fig. 6.** General view of the cultivator paw modified by nitriding in a glow discharge

Немодифіковані та модифіковані лапи були встановлені й випробовувалися на культиваторі моделі Tiger-Mate 200 у виробничих умовах на

полях підприємства СТЗОВ «Гарант», Хмельницька обл. У процесі випробувань фіксували зміну розмірів лап у міру їх стирання. Результати випробувань підтвердили підвищення зносостійкості модифікованих лап порівняно з немодифікованими в 1,4...1,5 раза. Так, напрацювання немодифікованих лап на різних ґрунтах у середньому становило 160...165 га, а модифікованих – 220...250 га. Отримані результати зафіксовані актом проведених випробувань на СТЗОВ «Гарант».

Зовнішній вигляд лапи культиватора Tiger-Mate 200, модифікованої безводневим азотуванням у тліючому розряді, показаний на рис. 6.

### Висновки

1. Фізико-хімічні характеристики азотованих у тліючому розряді поверхонь сталей у широких межах змінюються залежно від технологічних параметрів режиму насичення, що дає змогу отримувати поверхневі шари з властивостями, що диктуються умовами експлуатації деталі.

2. З підвищенням ступеня легуваності сталі і виду легуючих елементів абразивна зносостійкість підвищується, а тому слід розглянути можливість виготовлення лап культиватора зі сталі 40X13, яка хоч і поступається за абразивною зносостійкістю сталі 38ХМЮА, але є значно дешевшою.

3. Зносостійкість лап культиватора зі сталі 35Г після БАТР за режимом:  $T = 793 \text{ K}$ ,  $p = 200 \text{ Па}$  у середовищі 75 %  $\text{N}_2$  і 25 %  $\text{Ar}$  протягом 6 год підвищується у виробничих умовах випробувань в 1,4...1,5 раза.

## Бібліографічний список

1. Денисенко М. І., Войтюк В. Д. Зміщення лез ґрунтообробних робочих органів сільськогосподарських машин з утворенням ефекту самозагострювання. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 6. С. 175–182.
2. Борак К. В. Підвищення надійності робочих органів ґрунтообробних машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2015. Вип. 163. С. 120–125.
3. Волков Ю. В., Волкова З. А., Кайгородцев Л. М. Долговечность машин, работающих в абразивной среде. Москва: Машиностроение, 1994. 117 с.
4. Аулін В. В., Бобрицький В. М., Тихий А. А. Теоретичні основи самозагострювання, міцності і зношування різальних елементів РОГМ та напрямки підвищення їх довговічності. *Вісник інженерної академії України*. 2010. № 1. С. 149–154.
5. Бобрицький В. М. Підвищення зносостійкості різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Київ, 2007. 20 с.
6. Шкрегаль О. М. Підвищення довговічності робочих органів культиваторів. *Вісник ХНТУСГ. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва*. 2013. Вип. 139. С. 168–173.
7. Стечишин М. С., Лук'янюк М. В., Олександренко В. П., Лук'янюк М. М. Розробка і дослідження низькотемпературних газорозрядних технологій у Подільському науковому фізико-технологічному центрі. *Вісник ХНУ*. 2019. № 3. С. 6–12.
8. Wear resistance and physicochemical properties of 12ХН3А carbonyl / M. Ye. Skyba et al. *International Scientific Journal Problems of tribology*. 2020. № 1/95. P. 6–15.
9. Лахтін Ю. М., Коган Я. Д. Структура и прочность азотированных сплавов. Москва: Металлургия, 1992. 176 с.
10. Каплун В. Г., Каплун П. В. Ионное азотирование в безводородных средах: монография. Хмельницкий: ХНУ, 2015. 315 с.
11. Пастух И. М. Теория и практика безводородного азотирования в тлеющем разряде. Харьков: ННЦ ХФТИ, 2006. 364 с.
12. Influence of the Ionic Nitriding of Steels in Glow Discharge on the Structure and Properties of the Coatings / M. S. Stechyshyn, A. V. Martynyuk, Y. M. Bilyk, V. P. Oleksandrenko, N. M. Stechyshyna. *Materials Science*. 2017. 53 (3). P. 343 – 349.
13. Stechyshyn M. S., Stechyshyna N. M., Kur-skoi V. S. Corrosion and Electrochemical Characteristics of the Metal Surfaces (Nitrided in Glow Discharge) in Model Acid Media. *Materials Science*. 2018. Vol. 53, issue 5. P. 724–731.
14. Stechyshyn M. S., Stechyshyna N. M., Martynyuk A. V., Luk'yanyuk M. M. Strength and Plasticity of the Surface Layers of Metals Nitrided in Glow Discharge. *Materials Science: Springer (USA)*. 2018. 54 (5). P. 55–60.
15. Stechyshyn M. S., Skyba M. E., Sukhenko Yu. G., Tsepenyuk M. I. Fatigue Strength of Nitrided Steels in Corrosion-Active Media of the Food Enterprises. *Materials Science*. 2019. Vol. 55. P. 136–141.
16. Physicochemical Properties of the Surface Layers of 40Kh Steel After Hydrogen-Free Nitriding in Glow Discharge / M. S. Stechyshyn, M. E. Skyba, N. M. Stechyshyna, A. V. Martynyuk, R. S. Mardarevych. *Materials Science*. 2020. Vol. 55, issue 6. P. 892–898.

Стаття надійшла 06.11.2020

## ЗАХИСНА ДІЯ ФОСФАТ-НІТРАТНОЇ КОМПОЗИЦІЇ ЗА УМОВ КОРОЗІЙНО-МЕХАНІЧНОГО РУЙНУВАННЯ ПОВЕРХНІ ДЮРАЛЮМІНІЮ

Ольга Хлопик<sup>1</sup>, к. т. н., Іван Зінь<sup>1</sup>, д. т. н.,  
 Роман Кузьмінський<sup>2</sup>, д. т. н., Мар'яна Тимусь<sup>1</sup>, к. т. н.  
<sup>1</sup> Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України,  
 вул. Наукова, 5, м. Львів, Україна,  
 e-mail: ivanzin2050@gmail.com  
<sup>2</sup> Львівський національний аграрний університет,  
 вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,  
 Львівська обл., Україна,  
 e-mail: rkuzminsky@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.115>

**Хлопик О., Зінь І., Кузьмінський Р., Тимусь М. Захисна дія фосфат-нітратної композиції за умов корозійно-механічного руйнування поверхні дюралюмінію**

Досліджували захисну дію фосфат-нітратної інгібіторної композиції за умов корозійно-механічного руйнування поверхні дюралюмінієвого сплаву. Механічну активацію поверхні металу в корозивному середовищі здійснювали на установці однонапрявленого руху за схемою тертя «кулька-площина». Використовували корозивне середовище, яке моделює кислотні атмосферні опади у промислових районах. Методом потенціодинамічної поляризації встановлено, що композиція на основі кальцію фосфату та натрію нітрату виявляє синергізм захисної дії. Ступінь захисту металу від корозії інгібіторною композицією становить 96 %. На поверхні сплаву за експозиції в інгібованому композицією розчині повністю відсутні пітингові ураження. Додавання інгібітора до корозивного розчину в 1,5 раза зменшує коефіцієнт тертя кульки по алюмінієвому сплаві внаслідок утворення стійкої фосфатної плівки в районі доріжки зношування. Композиція може бути перспективною для захисту від руйнування поверхні виробів і конструкцій з алюмінієвих сплавів, що експлуатуються в умовах тертя за одночасного впливу корозивного середовища.

**Ключові слова:** трибокорозія, дюралюміній, фосфатно-нітратна композиція, захисна ефективність.

**Khlopyk O., Zin I., Kuzminskyi R., Tymus M. Protective effect of phosphate-nitrate composition under conditions of corrosion-mechanical destruction of duraluminium surface**

The protective effect of the phosphate-nitrate inhibitory composition under the conditions of corrosion-mechanical destruction of the duralumin alloy surface was investigated. Mechanical activation of the metal surface in a corrosive environment was carried out on the installation of unidirectional motion according to the scheme of friction "ball-plane". In the experiment, the researchers used a corrosive environment that simulated acidic precipitation in industrial areas. The method of potentiodynamic polarization proves that the composition based on calcium phosphate and sodium nitrate shows a synergism of protective action. The degree of metal protection from corrosion due to the inhibitor composition is 96 %. No pitting injuries were observed on the surface of alloy at the exposure to solution inhibited by the composition. The addition of the inhibitor to the corrosive solution 1.5 times reduces the coefficient of the ball friction on the aluminum alloy due to formation of a stable phosphate film in the area of the wear track. The composition can be promising for protection against destruction of the surface of products and structures made of aluminum alloys, operated under conditions of friction and the simultaneous influence of a corrosive environment.

**Key words:** tribocorrosion, duraluminium, phosphate-nitrate composition, protective effectiveness.

**Постановка проблеми.** Сплави системи Al–Cu–Mg – дюралюміні – знайшли широке застосування в різних галузях машинобудування. За звичайних умов поверхня дюралюмінію вкрита тонким шаром оксидної плівки, яка надає йому деякої пасивності та є бар'єром для агресивного впливу середовища [1]. Проте часто конструкції, виготовлені з цих сплавів, експлуатують в умовах корозійної втоми, фретинг- чи трибокорозії, коли поверхнева оксидна плівка механічно пошкоджується і втрачає свої захисні властивості. За

таких умов метал прискорено кородує [2]. Застосування інгібіторів є одним із найбільш економічних і поширених методів захисту металів від корозійно-механічного руйнування. Для досягнення синергізму захисної дії часто в одній композиції поєднують декілька інгібіторів різної природи [3–6].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Загальновідомо, що фосфати використовують для захисту від корозії конструкцій з алюмінієвих

сплавів у промисловості та на транспорті, їх вводять у лакофарбові ґрунтовки для забезпечення корозійної тривкості систем органічних покриттів. Наявність у водному розчині навіть невеликої концентрації іонів  $\text{PO}_4^{3-}$  суттєво зменшує швидкість гідратації оксиду алюмінію внаслідок утворення на його поверхні нерозчинних фосфатних сполук [7]. Однак фосфатні інгібітори мають недостатні захисні властивості щодо алюмінієвого сплаву. Водночас відомо, що можна досягти підсилення захисної дії фосфату його поєднанням з натрію нітратом [3]. Це може бути важливим з погляду підсилення захисної дії фосфатного інгібітора в умовах, коли оксидна плівка на алюмінієвому сплаві механічно пошкоджена.

**Постановка завдання.** Мета роботи – дослідити вплив композиції на основі фосфатного та нітратного інгібіторів на корозійно-механічне зношування алюмінієвого сплаву Д16Т.

**Виклад основного матеріалу.** Електрохімічні випробування здійснювали на потенціостаті Gill AC з використанням насиченого хлорид-срібного електрода порівняння Ag/AgCl та платинового допоміжного. Швидкість зміни потенціалу становила 1 мВ/с. Значення густини струму корозії визначали за допомогою тафелевських ділянок екстраполявання потенціодинамічних поляризаційних кривих. Імпедансні вимірювання здійснювали за потенціалу вільної корозії в діапазоні частот 10000...0,01 Гц. Амплітуда прикладеного сигналу становила 10 мВ. Як робочий електрод використовували пластини зі сплаву Д16Т у стані постачання розміром 100×20 мм товщиною 5 мм. На зразках виокремлювали робочу частину площею 1 см<sup>2</sup> нанесенням ізоляційного водостійкого лакового покриття.

Механічну активацію поверхні металу в корозивному середовищі за умов однонапрявленого руху проводили на установці за схемою тертя «кулька-площина». Загальне навантаження на кульку становило 1 Н, швидкість ковзання індентора – 11 мм/с. Застосовували зразки – диски з алюмінієвого сплаву Д16Т діаметром 50 мм. Поверхню зразків послідовно шліфували дрібнодисперсним абразивним папером, доводили до дзеркального блиску за допомогою алмазної пасту та знежирювали ацетоном.

Шорсткість поверхні зразків алюмінієвого сплаву після корозійного зношування вивчали за допомогою профілографа-профілометра «Калібр С-265» (модель 201). Для точного розрахунку топографічних характеристик мікрогеометрії профілів поверхні на основі профілограм використо-

ували комп'ютерну програму Roughness Plot Analyzer [8].

Металографічні дослідження виконували з допомогою сканівного електронного мікроскопа EVO-40XVP.

Як корозивне середовище використовували розчин кислого дощу, який імітує атмосферні опади у промислових районах (3,18 мг/л  $\text{H}_2\text{SO}_4$  + 4,62 мг/л  $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$  + 3,20 мг/л  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  + 1,58 мг/л  $\text{HNO}_3$  + 2,13 мг/л  $\text{NaNO}_3$  + 8,48 мг/л  $\text{NaCl}$ ) з рН 4,5. Як інгібітори корозії використовували кальцію гідрофосфат, натрію нітрат та їх композицію. Концентрація інгібіторів у корозивному розчині становила 1 г/л. Усі розчини перемішували на магнітній мішалці та витримували 24 год за кімнатної температури. Після цього їх фільтрували, щоб усунути нерозчинну фракцію.

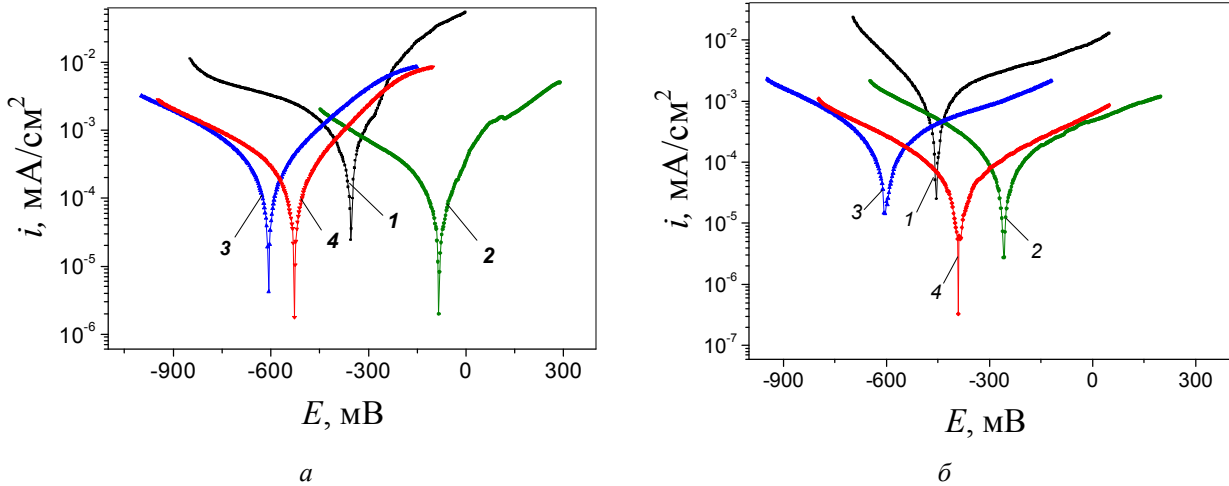
**Результати досліджень.** На рис. 1 наведено поляризаційні криві, одержані на зразках після різної їх витримки в досліджуваних середовищах. Встановлено, що в початковий період корозійна тривкість сплаву у всіх інгібованих розчинах приблизно однакова (рис. 1). Із збільшенням часу експозиції до 48 год характер кривих дещо змінюється, найменші катодні та анодні струми сплаву спостерігали в середовищі, що містить кальцію фосфат та натрію нітрат за співвідношення 1:1 (див. рис. 1). Кальцію фосфат та натрію нітрат, використані окремо для інгібування корозії алюмінієвого сплаву в розчині кислого дощу, не дають такого високого захисного ефекту. Можна припустити, що ці два інгібітори взаємно підсилюють захисну дію один одного.

Результати екстраполяції тафелевських ділянок поляризаційних кривих алюмінієвого сплаву Д16Т після 48 годин витримки в досліджуваних середовищах наведено в таблиці. Виявлено, що композиція кальцію фосфат / натрію нітрат більш ефективно інгібує корозію алюмінієвого сплаву, ніж її компоненти, взяті окремо (див. табл.). Після 48 годин експозиції в корозивному середовищі з цією композицією струм корозії сплаву Д16Т перебуває на рівні  $4,17 \cdot 10^{-5}$  мА/см<sup>2</sup>, що є приблизно на два порядки менше, ніж у контрольному розчині.

Ефективність інгібітора кількісно оцінювали за критерієм ступеня захисту від корозії  $Z$ , що характеризує повноту пригнічення корозії інгібітором, та визначали за формулою

$$Z(\%) = 100(i_0 - i_k)/i_0,$$

де  $i_0$  та  $i_k$  – швидкість корозії відповідно в чистому та інгібованому електролітах.



**Рис. 1.** Поляризаційні криві алюмінієвого сплаву Д16Т після 3 годин (а) та 48 годин (б) експозиції: 1 – у синтетичному кислому дощі; із додаванням: 2 – натрію нітрату; 3 – кальцію фосфату; 4 – кальцію фосфату + натрію нітрату (1:1)

**Fig. 1.** Polarization curves of the D16T aluminum alloy after 3 hours (a) and 48 hours (b) of exposure: 1 – in synthetic acid rain; with the addition of: 2 – sodium nitrate; 3 – calcium phosphate; 4 – calcium phosphate + sodium nitrate (1:1)

**Таблиця.** Струми корозії сплаву Д16Т після 48 годин витримки в середовищі

**Table.** Corrosion currents of D16T alloy after 48 hours of exposure in the environment

Склад розчину	$i$ , $\text{mA}/\text{cm}^2$
Кислий дощ	$1,08 \cdot 10^{-3}$
Дощ + 1 г/л нітрату Na	$1,20 \cdot 10^{-4}$
Дощ + 1 г/л фосфату Ca	$1,98 \cdot 10^{-4}$
Дощ + фосфат/нітрат (1:1)	$4,17 \cdot 10^{-5}$

Розрахунки показали, що спільна дія кальцію фосфату і натрію нітрату ефективніша, ніж кожного компонента окремо. Так, при додаванні до розчину 0,5 г/л кальцію фосфату та 0,5 г/л натрію нітрату рівень захисту становить 96 %, тоді як за окремого використання компонентів їх ступінь захисту забезпечується на 80...88 %.

Сканування поверхні дюралюмінієвого зразка, витриманого впродовж 7 діб у досліджуваних розчинах, здійснювали сфокусованим електронним пучком у режимі відбитих електронів. Це дало змогу отримати інформацію про властивості підповерхневих структур, які розташовані на глибині декількох мікрометрів від сканованої

поверхні. За результатами досліджень виявлено присутність пітингів на поверхні сплаву, витриманого в розчині кислого дощу, які зосереджені навколо інтерметалідних включень (рис. 2). Натомість на поверхні сплаву за експозиції в інгібованому композицією розчині такі ураження відсутні. Це вказує на високу інгібувальну здатність цієї синергічної суміші.

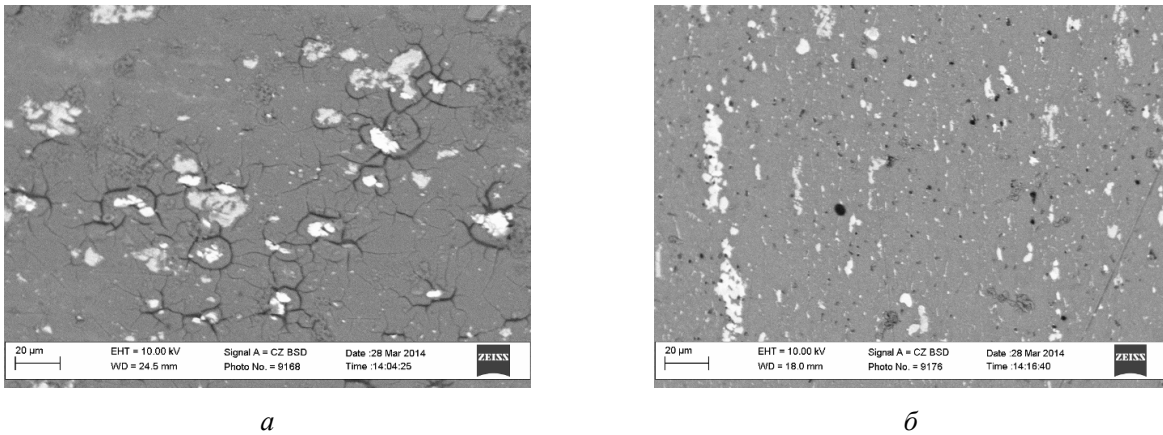
До та під час трибокорозійних випробувань зразків сплаву Д16Т записували імпедансні діаграми (рис. 3). Вимірювання здійснювали за потенцілу корозії. Виявлено, що в невантаженому стані сплав Д16Т найменш корозійнотривкий у неінгібованому кислому дощі (рис. 3, а). Тут різниця модулів імпедансу сплаву за частот 0,1 та 1000 Гц ( $\Delta Z = Z_{0,1} - Z_{1000}$ ) дорівнювала  $8,5 \cdot 10^2 \text{ Ом} \cdot \text{см}^2$ . Після додавання до кислого дощу 1 г/л натрію нітрату або кальцію фосфату ця різниця зростає і становила  $4,5 \cdot 10^3 \text{ Ом} \cdot \text{см}^2$  та  $1 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см}^2$  відповідно. За використання для інгібування корозивного розчину суміші фосфатного та нітратного інгібіторів  $\Delta Z = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см}^2$ .

Під час прикладання до поверхні алюмінієвого сплаву сталого активаційного навантаження його імпедансні залежності у низькочастотній ділянці пологіші (рис. 3, б). Це свідчить про появу на поверхні зразка в зоні треку зношування електрохімічно активної поверхні металу. Однак значення параметра імпедансу  $\Delta Z$  для сплаву

Д16Т в кислому дощі, інгібованому сумішшю кальцію фосфату та натрію нітрату (крива 4), вищі, ніж в інших розчинах, що вказує на швидке відновлення на поверхні металу після механічної активації пасивної плівки з покращеними захисними властивостями.

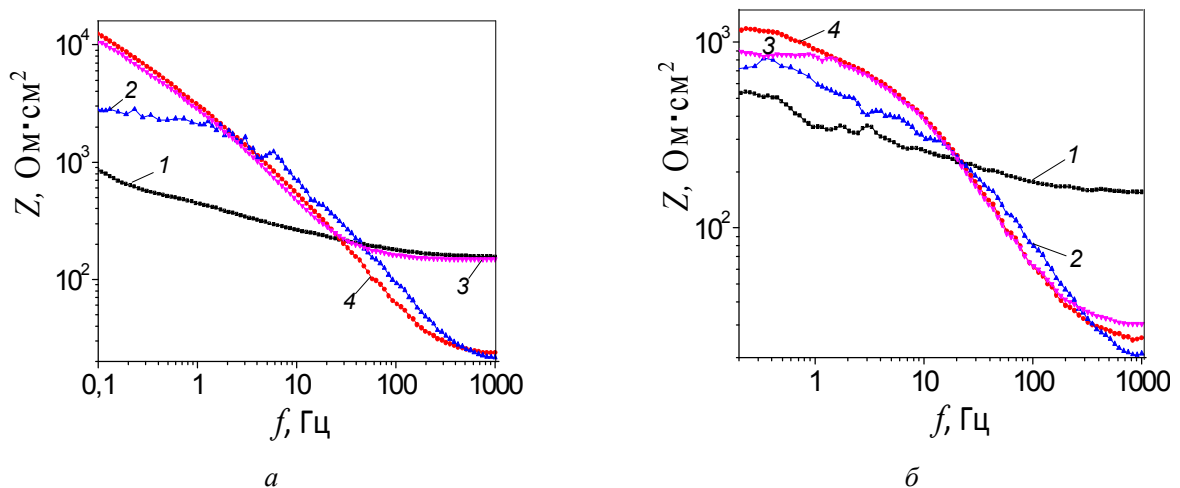
Однонаправлений рух корундового індентора, навантаженого зусиллям 1 Н, у розчині кис-

лого дощу по поверхні сплаву Д16Т супроводжувався збільшенням зносу останнього, що підтвердили отримані результати коефіцієнта пари тертя (рис. 4). В інгібованому розчині кислого дощу коефіцієнт тертя в 1,5 раза нижчий, відповідно фосфатно-нітратна плівка має кращі антифрикційні властивості, ніж оксидна.



**Рис. 2.** Електронно-мікроскопічне зображення поверхні алюмінієвого сплаву у відбитих електронах після 7 діб витримки в:  
*a* – неінгібованому кислому дощі; *б* – у розчині, інгібованому кальцієм фосфатом та натрієм нітратом (1:1)

**Fig. 2.** Electron microscopic image of the aluminum alloy surface in the reflected electrons after 7 days of exposure in:  
*a* – uninhibited acid rain; *б* – in a solution inhibited by calcium phosphate and sodium nitrate (1:1)



**Рис. 3.** Імпедансні діаграми алюмінієвого сплаву Д16Т у ненавантаженому стані (*a*) та під час його трибокорозійного навантаження (*б*):

*1* – у кислому дощі і з витяжками; *2* – натрієм нітрату;

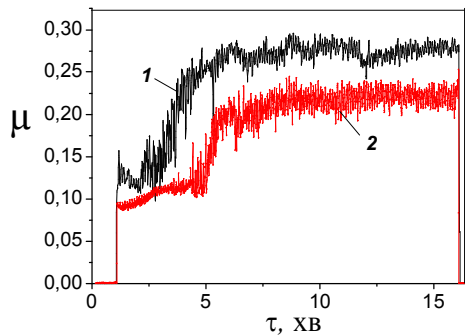
*3* – кальцієм фосфату; *4* – кальцієм фосфату та натрієм нітрату (1:1)

**Fig. 3.** Impedance diagrams of D16T aluminum alloy in the unloaded state (*a*) and during its tribocorrosion load (*б*): *1* – in acid rain and extracts; *2* – sodium nitrate; *3* – calcium phosphate; *4* – calcium phosphate and sodium nitrate (1:1)

Під час тертя цієї трибопари в інгібованому кальцію фосфатом та натрію нітратом розчині профіль поверхні сплаву Д16Т значно однорідніший (рис. 5). Середня висота мікронерівностей ( $R_a$ ) зменшилася більше ніж на порядок і становила 0,07 мкм. Крокові параметри профілю знизилися у п'ятеро. Таким чином, дані профілометрії підтверджують ефективність використання кальцію фосфату та натрію нітрату як інгібітора для запобігання трибокорозійним втратам сплаву Д16Т в середовищі кислого дощу і корелюють із результатами вимірювання коефіцієнта

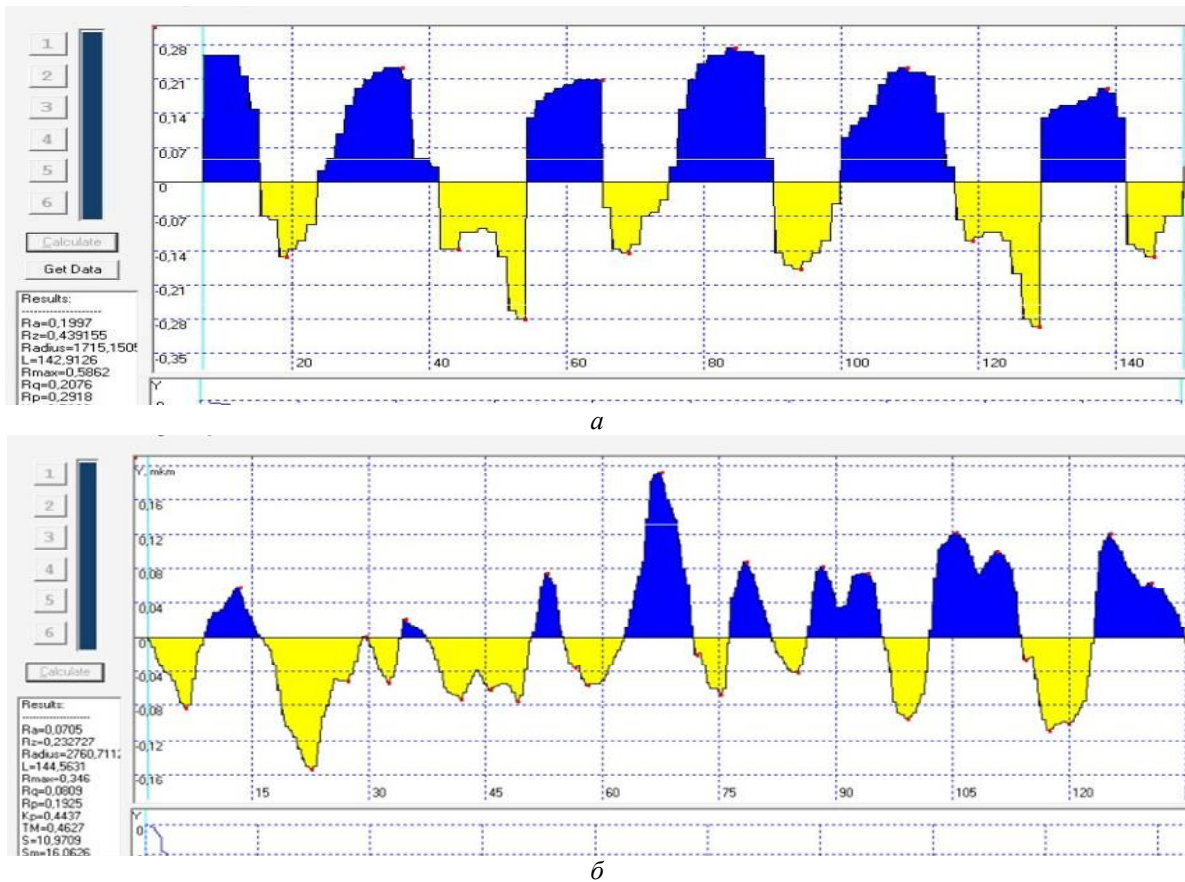
тертя пари сплав Д16Т/корунд у середовищах.

Підвищений захисний ефект, що спостерігається за поєднання в одній композиції натрію нітрату та кальцію фосфату, можна пояснити синергічною дією цих інгібіторів на алюмінієвому сплаві. З одного боку, фосфат сприяє утворенню на поверхні сплаву бар'єрної фазової плівки, що містить алюміній і фосфор. Ця плівка ізолює поверхню металу, перешкоджаючи протіканню катодної реакції та виділенню іонів водню. Останнє призводить до гальмування катодного процесу.



**Рис. 4.** Залежність коефіцієнта тертя пари «корундова кулька – алюмінієвий сплав» від часу ковзання в: 1 – неінгібованому корозивному середовищі; 2 – інгібованому кальцію фосфатом та натрію нітратом (1:1)

**Fig. 4.** Dependence of the coefficient of steam friction "corundum ball - aluminum alloy" from the time of sliding in: 1 – uninhibited corrosive environment; 2 – inhibited calcium phosphate and sodium nitrate (1:1)



**Рис. 5.** Результати комп'ютерного опрацювання профілограми поверхні алюмінієвого сплаву після випробувань на трибокорозію в: *a* – кислому дощі; *б* – розчині, інгібованому кальцію фосфатом та натрію нітратом (1:1)

**Fig. 5.** Results of the computer analysis of the profilograms of the aluminum alloy surface after testing for tribocorrosion in: *a* – acid rain; *б* – solution inhibited by calcium phosphate and sodium nitrate (1:1)

У роботі [9] катодне гальмування спостерігали з використанням поліфосфатів та ортофосфатів, що містять двовалентні іони  $\text{Ca}^{2+}$  та  $\text{Zn}^{2+}$ . Автори виявили, що за певних умов фосфати діють, як катодні інгібітори корозії. З іншого боку, натрію нітрат за своєю характеристикою – сильний інгібітор окиснювальної дії, його присутність у корозивному розчині полегшує пасивацію дюралюмінію та створює умови для формування на його механічно активованій поверхні товстішої окисної плівки.

**Висновки.** Досліджено захисні властивості композиції кальцію фосфату та натрію нітрату на поверхні дюралюмінію в середовищі, яке моделює промислові атмосферні опади. Встановлено, що інгібувальна композиція на основі кальцію фосфату та натрію нітрату виявляє синергізм захисної дії (ступінь захисту становить 96 %) та є перспективною для захисту від руйнування поверхні виробів і конструкцій з алюмінієвих сплавів, що експлуатуються в умовах тертя за впливу корозивного середовища.

#### Бібліографічний список

1. Герасимов В. В. Коррозия алюминия и его сплавов. Москва: Металлургия, 1967. 113 с.
2. Lyer K., Xue M., Kasinadhuni R. Contribution of fretting to the fatigue and corrosion deterioration of a riveted lap joint. *ASME: Struct. Integ. Ageing Aircraft*. 1995. 47. P. 35–61.
3. Al-Borno A., Islam M., Haleem R. Synergistic Effects Observed in Nitrite—Inorganic Phosphate Inhibitor Blends. *Corrosion*. 1985. Vol. 45, issue 12. P. 990–995.
4. Al-Borno A., Islam M., Khraishi R. Multicomponent Corrosion Inhibitor System for Recirculating Cooling Water Systems Based on Nitrite, Molybdate, and Inorganic Phosphate. *Corrosion*. 1989. Vol. 45, No. 12. P. 970–975.
5. Synergistic Effect of Iodide Ions on the Corrosion Inhibition of Steel in 0.5 M  $\text{H}_2\text{SO}_4$  by New Chalcone Derivatives / M. Bouklah, B. Hammouti, A. Aouniti, M. Benkaddour, A. Bouyanzer. *Applied Surface Science*. 2006. 252. P. 6236–6242.
6. Afolabi A. S. Synergistic inhibition of potassium chromate and sodium nitrite on mild steel in chloride and sulphide media. *Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies*. 2007. 6(11). P. 143–154.
7. The hydration of barrier oxide films on aluminium and its inhibition by chromate and phosphate ions / H. Konno, S. K. Obayashi, H. Takahashi, M. Nagayama. *Corrosion Science*. 1982. Vol. 22. P. 913–923.
8. Комп'ютерний обробіток профілограм фрикційних поверхонь / В. В. Широков, Л. А. Арндар, Ю. І. Ковальчик, Х. Б. Василів, О. М. Василів. *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. 2005. № 1. С. 93–96.
9. Zin I. M., Lyon S. B., Pokhmurskii V. I. Corrosion control of galvanized steel using a phosphate/calcium ion inhibitor mixture. *Corrosion Science*. 2003. Vol. 45, No. 4. P. 777–788.

Стаття надійшла 20.11.2020



УДК 593.3

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОМПОЗИТНИХ КЛИНОПОДІБНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

Микола Махоркін<sup>1,3</sup>, к. ф.-м. н., Тетяна Махоркіна<sup>2</sup>, к. ф.-м. н.,  
Петро Пукач<sup>3</sup>, д. т. н.

<sup>1</sup> Інститут прикладних проблем механіки і математики  
ім. Я. С. Підстригача НАН України,  
вул. Наукова 3-б, м. Львів, Україна,  
e-mail: mahorkin@ukr.net

<sup>2</sup> Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,  
e-mail: mechanic@ua.fm

<sup>3</sup> Національний університет "Львівська політехніка",  
вул. С. Бандери 12, м. Львів, Україна,  
e-mail: petro.y.pukach@lpnu.ua

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.121>

**Махоркін М., Махоркіна Т., Пукач П. Математичне моделювання напружено-деформованого стану композитних клиноподібних елементів конструкцій**

Напружено-деформований стан конструктивних елементів типу однорідного клина чи пластини з клиноподібним вирізом за антиплоскої деформації доволі ґрунтовно досліджений, чого не можна сказати про ті елементи, що можуть бути змодельовані як клинові композити. У статті викладено методика, яка дає змогу записати відповідні сингулярні інтегральні рівняння для визначення напружено-деформованого стану в композиті, складеному з довільної кількості з'єднаних між собою клинів, що сходяться в одній точці, а на лініях їх з'єднання розташовані скінченні дефекти.

Запропонована методика ґрунтується на методі постановки узагальненої задачі спряження та методі функції стрибка, згідно з якими багатоклиновий композит розглядається як єдине ціле, його фізико-механічні характеристики описуються кусково-постійними функціями виду  $p(\varphi) = p_1 + \sum_{i=1}^n (p_{i+1} - p_i) S_+(\varphi - \varphi_i)$ , ( $p = \{w, \mu\}$ ,

$S_+ = \{1 (\xi > 0); 0 (\xi \leq 0)\}$  – функція Гевісайда), а радіально розташовані дефекти моделюють стрибками напружень та переміщень –  $(w_{i+1} - w_i)|_{\varphi_i} = f_{1i}(r)$ ,  $(\sigma_{i+1} - \sigma_i)|_{\varphi_i} = f_{2i}(r)$ ,  $f_{1i}(r) = f_{2i}(r) = 0$ ,  $r \in (a_i; b_i)$ ,  $((a_i; b_i)$  – область, яку займає включення). Такий підхід зводить визначення напружено-деформованого стану в багатоклиновому композиті за позовжнього зсуву до розв'язування крайової задачі для одного частково виродженого диференціального рівняння.

У статті докладно описано запропоновану методика та з її допомогою записано в трансформантах Мелліна поля напружень і переміщень у композитному клині. Розглянуто задачу про напружено-деформований стан двоклинової системи з радіальною тріщиною скінченної довжини за дії зосередженого зсувного навантаження. Побудовано сингулярне інтегральне рівняння для визначення поля переміщень у такій системі та запропоновано алгоритм його зведення до рівняння з ядром типу Коші. Це рівняння аналітично розв'язано у випадку системи, складеної з двох клинів з однаковими кутами розхилу. Досліджено поля напружень поблизу кінців міжфазної тріщини в такій системі.

**Ключові слова:** композитний клин, багатоклинова система, узагальнені функції, радіальні дефекти, асимптотики напружень, коефіцієнти інтенсивності напружень.

**Makhorkin M., Makhorkina T., Pukach P. Mathematical modeling of the stress-strain state of composite wedge-shaped structural elements**

The stress-strain state of structural elements such as a homogeneous wedge or a plate with a wedge-shaped cut under antiplane shear deformation has been thoroughly studied. However, it is not true for those elements that can be modeled as composite wedge. This paper describes a procedure that allows writing the singular integral equations to determine the stress-strain state in a composite, composed of any number of interconnected wedges that converge at one point, and there are finite defects on the lines of their connection.

The proposed method is based on the method of the generalized conjugation problem and of the jump function method, according to which the multi-wedge composite is considered as a whole, and its physical-mechanical characteristics are

described by piecewise constant functions –  $p(\varphi) = p_1 + \sum_{i=1}^n (p_{i+1} - p_i) S_+(\varphi - \varphi_i)$ , ( $p = \{w, \mu\}$ ,  $S_+ = \{1 (\xi > 0); 0 (\xi \leq 0)\}$

- the Heaviside function), and the radially located defects are modelled by the stress and displacements jumps –  $(w_{i+1} - w_i)|_{\varphi_i} = f_{1i}(r)$ ,  $(\sigma_{i+1} - \sigma_i)|_{\varphi_i} = f_{2i}(r)$ ,  $f_{1i}(r) = f_{2i}(r) = 0$ ,  $r \in (a_i; b_i)$ , ( $(a_i; b_i)$  is the area occupied by the inclusion).

That approach reduces the definition of the stress-strain state in a multi-wedge composite under longitudinal shear to the solution of the boundary value problem for one partially degenerated differential equation.

The work supplies a detailed description of the proposed technique, and with its help the stress and displacement fields in a composite wedge are written in the form of the Mellin transformants. The problem of the stress-strain state of a two-wedge system with a radial crack of finite length under the action of a concentrated shear load is considered in the research. A singular integral equation for determining the displacement field in such system is constructed and an algorithm of reducing it to an equation with a Cauchy kernel is proposed. This equation is analytically solved in the case of a system consisting of two wedges with the same opening angles. The stress fields near the ends of the interfacial crack in such a system are investigated.

**Key words:** composite wedge, multi-wedge system, generalized functions, radial defects, stress asymptotes, mode III stress intensity factor.

**Постановка проблеми.** Надійність і довговічність транспортних засобів та устаткування залежать не тільки від технології виготовлення і умов експлуатації, а й від конструктивних параметрів їхніх деталей. Такими параметрами можуть виступати їхній профіль, матеріал виготовлення, наявність гострокінцевих включень чи вирізів або особливості межі поділу матеріалів у композитних деталях. Врахування впливу цих параметрів є важливою задачею в проєктуванні різноманітних конструкцій та їхніх елементів. Для цього необхідно з'ясувати повні, об'єктивні й достовірні дані про процеси руйнування, а саме зародження тріщин, та подальший напрям їх розвитку. Такі дані отримують у результаті коштовних експериментів з руйнування зразків або за допомогою математичного моделювання фізико-механічних полів усередині об'єкта досліджень.

Досліди свідчать, що порушення працездатності деталей конструкцій, як правило, має місце внаслідок руйнування, яке відбувається передусім в околі концентраторів напружень, у тому числі й особливих точок (з'єднання двох чи більше матеріалів, виходу на цю межу тонких дефектів, кінців тонких неоднорідностей усередині матеріалу тощо). У машинобудівному проєктуванні такими концентраторами можуть серед усього іншого бути різноманітні отвори, канавки, пази, зачеплення зубів коліс у зубчастих передачах механізмів трансмісії, ламані межі з'єднання в композитних елементах. Тому вміння розрахувати напружено-деформований стан в околі концентраторів є необхідним для прогнозування міцності деталей та конструкцій у цілому.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Як правило, напружений стан в околі особливих

точок вивчають за допомогою певних модельних задач, а саме клинових структур з радіальними дефектами чи без них [7; 11; 13; 19]. Вивченню таких задач було приділено багато уваги: сингулярність та асимптотики напружень в околі вершини кутового вирізу пружної ізотропної матриці або однорідного клина вивчалися в роботах [2; 10–12; 22]; для клинових композитів, складених із двох та трьох матеріалів, сингулярність напружень проаналізовано в працях [2; 12; 17; 18] (плоска задача) та [5; 16; 20; 21] (антиплоска). Питання про вплив на напружений стан клинової системи наявності в ній тонких радіальних дефектів розглядалося в роботах [7; 8]. Під час розв'язування згаданих задач використовували переважно методи комплексних потенціалів Колосова – Мусхелішвілі [18], функції напружень Ері [17; 20] та метод сингулярних інтегральних рівнянь [7; 19]. Однак вони призводили до громіздких виразів, які утруднювали отримання аналітичного запису асимптотик напружено-деформованого стану навіть для композиту, складеного з двох клинів. Тому обмежувалися вивченням лише порядку сингулярності. Застосування перетворення Мелліна [2; 20; 21] дещо спростило загальний вигляд виразів і уможливило – у часткових випадках антиплоскої задачі теорії пружності для двох клинів – визначення коефіцієнта інтенсивності напружень в околі вершини клинової системи [21]. Проте й надалі збереглися проблеми зі записом асимптотики для довільної кількості елементів композиту. Відкритим також залишається питання про напруження в околі кінців тонкого міжфазного дефекту в багатоклиновій системі.

**Постановка завдання.** Докладно описати розроблений авторами підхід до розв'язання

задачі про напружено-деформований стан композитного клина з радіально розташованими тонкими дефектами за умов поздовжнього зсуву. Записати у трансформантах Мелліна поля напружень та переміщень у композиті, складеному з довільної кількості клинів. Обґрунтувати правомірність поняття узагальненого коефіцієнта інтенсивності напружень для багатоклинової системи. Розв'язати задачу про напружено-деформований стан двокомпонентного композитного клина з міжфазною радіальною тріщиною скінченної довжини за дії зосередженого зсувного навантаження. Дослідити поля напружень поблизу кінців міжфазної тріщини в композитному клині, складеному з двох клинів з однаковими кутами розхилу.

**Виклад основного матеріалу.** Конструкційні елементи типу композитного клина моделюємо системою, складеною з довільної кількості  $n$  зчеплених між собою різномірних пружних, ізотропних клинів  $S_i$  ( $i=1,2,\dots,n$ ) з кутами розхилу при вершині  $\alpha_i$  ( $\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n \leq 2\pi$ ) та кутового вирізу  $S_{n+1}$  з кутом розхилу  $\alpha_{n+1} = 2\pi - \alpha_1 - \alpha_2 - \dots - \alpha_n$  (рис. 1), який перебуває в умовах поздовжнього зсуву  $u = 0$ ,  $v = 0$ ,  $w = w(r, \varphi)$ . На лініях зчеплення клинів (їх визначають полярні координати  $\varphi = \varphi_i = \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_i$ ) розташовані тонкі прямолінійні дефекти, серединні лінії яких є відрізками  $r \in [a_i; b_i]$ . Береги вирізу перебувають під дією навантаження, що забезпечує умови поздовжнього зсуву.

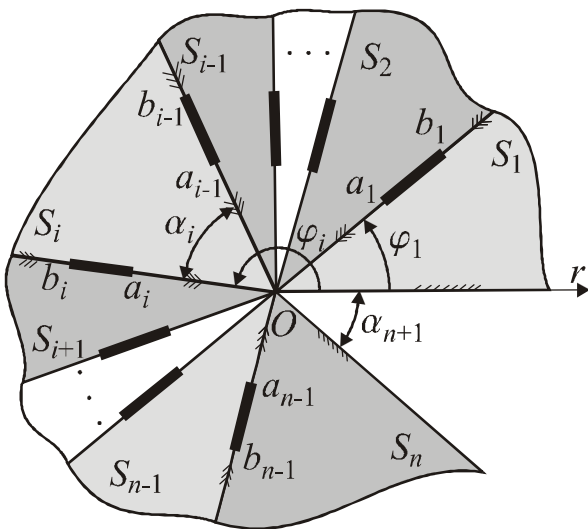


Рис. 1. Загальна схема задачі  
Fig. 1. General chart of the problem

Отже, для з'ясування напружено-деформованого стану системи скористаємося тим, що для кожного з  $n$  її елементів виконуються співвідношення Коші, закон Гука та рівняння рівноваги

$$\mu_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial r^2} + \frac{\mu_i}{r} \frac{\partial w_i}{\partial r} + \frac{\mu_i}{r^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1)$$

де  $w_i, \sigma_{rz}^i, \sigma_{\varphi z}^i$  – переміщення та напруження в  $i$ -му елементі;  $\mu_i$  – модуль зсуву матеріалу  $i$ -го елемента.

На лініях зчеплення клинів  $\varphi = \varphi_i$  задані умови спряження

$$\begin{aligned} (\sigma_{\varphi z}^{i+1} - \sigma_{\varphi z}^i) \Big|_{\varphi=\varphi_i} &= f_{\sigma_i}(r) N_i(r), \\ (w_{i+1} - w_i) \Big|_{\varphi=\varphi_i} &= f_{w_i}(r) N_i(r). \end{aligned} \quad (2)$$

де  $f_{\sigma_i}(r), f_{w_i}(r)$  – функції стрибка, за допомогою яких наявність тонких міжфазних неоднорідностей описано відповідно до [3; 6] так:

$$\begin{aligned} \sigma_{\varphi z} \Big|_{\varphi=\varphi_i+0} - \sigma_{\varphi z} \Big|_{\varphi=\varphi_i-0} &= f_{\sigma_i}(r) N_i(r), \\ w \Big|_{\varphi=\varphi_i+0} - w \Big|_{\varphi=\varphi_i-0} &= f_{w_i}(r) N_i(r), \end{aligned}$$

де  $N_i(r) = S_+(r - a_i) - S_+(r - b_i)$ ,

$$S_+ = \{1 (\xi > 0), 0 (\xi \leq 0)\}.$$

На поверхнях системи, відповідно до виду навантаження, задані крайові умови першого, другого або третього роду.

Згідно з методикою постановки узагальненої задачі спряження [8], клинову систему будемо розглядати як єдину область  $S$ , складену з  $n$  областей  $S_i$ , у межах кожної з яких виконуються співвідношення (1), а на поверхнях поділу  $\varphi = \varphi_i$  задані умови спряження (2).

Продовжимо функцію переміщень  $w_i(r, \varphi)$ ,

диференціальні оператори  $\frac{\partial^2 w_i}{\partial r^2}, \frac{\partial w_i}{\partial r}$  та сталі в області  $S_i$  коефіцієнти  $\mu_i$  на всю область  $S$  у вигляді [4; 16]:

$$\left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial r^2}, \frac{\partial w}{\partial r}, w, \mu \right\} \sim f(r, \varphi), \quad (3)$$

$$f(r, \varphi) = f_1 + \sum_{i=1}^{n-1} (f_{i+1} - f_i) S_+(\varphi - \varphi_i).$$

Врахувавши зв'язок між узагальненими і класичними похідними [4] та умови спряження (2), замість системи  $n$  рівнянь (1) з умовами спряження (2) отримаємо частково вироджене диференціальне рівняння

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 w(r, \varphi)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w(r, \varphi)}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w(r, \varphi)}{\partial \varphi^2} = \\ = \frac{1}{r^2} \sum_{i=1}^{n-1} C_1^i(r) \delta_+'(\varphi - \varphi_i) + \frac{1}{r^2} \sum_{i=1}^{n-1} C_2^i(r) \delta_+(\varphi - \varphi_i) \end{aligned} \quad (4)$$

із крайовими умовами типу

$$\left. \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right|_{\varphi=0} = \frac{r}{\mu_1} \tau_0(r), \quad \left. \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right|_{\varphi=\varphi_n} = \frac{r}{\mu_n} \tau_{n+1}(r), \quad (5)$$

$$w|_{\varphi=0} = w_0(r), \quad w|_{\varphi=\varphi_n} = w_{n+1}(r).$$

$$\text{Тут } C_2^i(r) = \frac{2rf_{wi}(r)}{\mu_{i+1}} N_i(r) - \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{\mu_{i+1}} \left. \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right|_{\varphi=\varphi_i=0},$$

$$C_1^i(r) = f_{wi}(r) N_i(r).$$

Таким чином, з'ясування напружено-деформованого стану в клиновій системі за поздовжнього зсуву зводиться до розв'язування частково виродженого диференціального рівняння (4) з крайовими умовами типу (5), сформульованими відповідно до типу навантаження. Таку задачу відповідно до [4] називатимемо узагальненою задачею спряження.

Для відшукування загального розв'язку крайової задачі (4) – (5) скористаємося перетворенням Мелліна. У результаті його застосування рівняння (4) набуде такого вигляду [15; 16]:

$$\frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \varphi} + p^2 \tilde{w} = \sum_{i=1}^{n-1} \tilde{C}_1^i(r) \delta'_+(\varphi - \varphi_i) + \sum_{i=1}^{n-1} \tilde{C}_2^i(r) \delta_+(\varphi - \varphi_i), \quad (6)$$

$$\tilde{f}_{ki} = \int_0^\infty f_{ki}(r) N_i(r) r^{p-1} dr \quad (k = w, \sigma; i = 1, 2, \dots, n-1),$$

$$\tilde{C}_1^i(p) = \tilde{f}_{wi}(p), \quad \tilde{C}_2^i(p) = \frac{\tilde{f}_{\sigma i}(p+1)}{\mu_{i+1}} - \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{\mu_{i+1}} \left. \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \varphi} \right|_{\varphi=\varphi_i=0}.$$

Відтак згідно з розв'язком рівняння (6) трансформанта Мелліна [8] переміщень матиме такий вигляд:

$$\tilde{w}(p, \varphi) = A(p) \psi_A(p, \varphi) + B(p) \psi_B(p, \varphi) + \psi_C(p, \varphi), \quad (7)$$

де

$$\psi_A(p, \varphi) = \cos p\varphi - \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{p\mu_{i+1}} L_1^i \sin[p(\varphi - \varphi_i)] S_+(\varphi - \varphi_i),$$

$$\psi_B(p, \varphi) = \sin p\varphi - \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{p\mu_{i+1}} L_2^i \sin[p(\varphi - \varphi_i)] S_+(\varphi - \varphi_i),$$

$$\psi_C(p, \varphi) = \sum_{i=1}^{n-1} \left( \tilde{f}_{\sigma i}(p+1) - (\mu_{i+1} - \mu_i) L_3^i \right) (p\mu_{i+1})^{-1} \times \sin[p(\varphi - \varphi_i)] + \tilde{f}_{wi}(p) \cos[p(\varphi - \varphi_i)] S_+(\varphi - \varphi_i),$$

$$L_1^i = -p \sin p\varphi_i - \sum_{k=1}^{i-1} \frac{\mu_{k+1} - \mu_k}{\mu_{k+1}} L_1^k \cos[p(\varphi_i - \varphi_k)],$$

$$L_2^i = p \cos p\varphi_i - \sum_{k=1}^{i-1} \frac{\mu_{k+1} - \mu_k}{\mu_{k+1}} L_2^k \cos[p(\varphi_i - \varphi_k)],$$

$$L_3^i = \sum_{k=1}^{i-1} \left( \frac{\tilde{f}_{\sigma k}(p+1)}{\mu_{k+1}} \cos[p(\varphi_i - \varphi_k)] - \frac{\mu_{k+1} - \mu_k}{\mu_{k+1}} L_3^k \right) \times \cos[p(\varphi_i - \varphi_k)] - p \tilde{f}_{wk}(p) \sin[p(\varphi - \varphi_i)], \quad L_3^1 = 0.$$

Невідомі функції  $A(p)$  та  $B(p)$  визначаються з відповідних крайових умов, трансформованих за Мелліном.

Застосувавши до поданої у вигляді (7) трансформанти розв'язку задачі (4) – (5) обернене перетворення Мелліна, отримаємо такі співвідношення для обчислення переміщень і напружень у кусково-однорідному клиновому композиті:

$$w(r, \varphi) = \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \tilde{w}(p, \varphi) r^{-p} dp,$$

$$\sigma_{\varphi z}(r, \varphi) = \frac{\mu}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \frac{\partial \tilde{w}(p, \varphi)}{\partial \varphi} r^{-p-1} dp, \quad (8)$$

$$\sigma_{rz}(r, \varphi) = -\frac{\mu}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} p \tilde{w}(p, \varphi) r^{-p-1} dp.$$

Як правило, для відшукування оригіналу перетворення Мелліна у всій області  $S$  використовують теорему про лишки, що пов'язане з визначенням множини коренів трансцендентного рівняння  $\Delta_i(p) = 0$  [8]. Однак для побудови асимптотик напружень та переміщень, в околі вістря клинової системи достатньо взяти лише те значення  $p$ , що забезпечує максимальну сингулярність напружень. Оскільки поле напружень при  $r \rightarrow 0$  має особливість порядку  $r^{-(1+\text{Re}(p))}$ , а при  $r \rightarrow \infty$  зникає і енергія у вістрі клинової системи обмежена, у праці [2] зроблено висновок, що для з'ясування асимптотичного поведіння напружень в околі вістря достатньо знайти лишок (7) у значенні  $\text{Re}(p) = \max(\text{Re}(p)) \in (-1; 0)$ .

За наявності тонкої міжфазної неоднорідності у співвідношеннях (8) фігурують невідомі функції стрибка. Їх визначають зі системи сингулярних інтегральних рівнянь, яку формують на підставі умов взаємодії включення та матриці, в яку воно внесено [3; 19]. Зокрема, у разі навантаженої тріщини ці умови мають такий вигляд:

$$\sigma_{\varphi z}(r, \varphi_i + 0) - \sigma_{\varphi z}(r, \varphi_i - 0) = f_{\sigma i}(r) N_i(r),$$

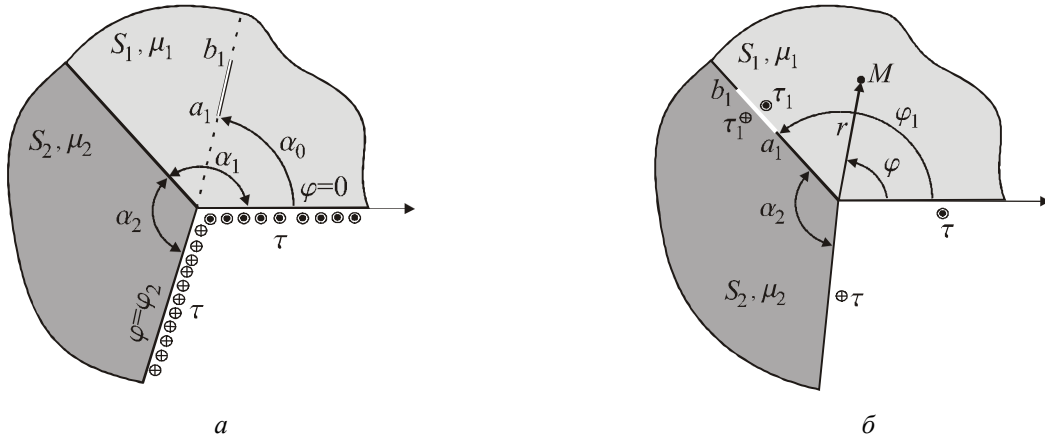
$$\sigma_{\varphi z}(r, \varphi_i + 0) + \sigma_{\varphi z}(r, \varphi_i - 0) = f_{\sigma i}^*(r) N_i(r). \quad (9)$$

Розглянемо складену з двох клинів систему (рис. 2, а) з кутами розхилу  $\alpha_1, \alpha_2$ , навантажену на її берегах зусиллям  $\tau(r)$ . Усередині одного з клинів (наприклад,  $S_1$ ), на радіальній прямій  $\varphi = \alpha_0$  розташована неоднорідність.

Таку систему моделюємо триклиновим композитом з радіальним дефектом на одній із ліній спаю, причому клини, на лінії спаю яких розташований дефект, мають однакові пружні властивості (див. рис. 2, а).

Для визначеності розглядатимемо дефект типу тріщини. Стрибок напружень у разі симетрично навантаженої зусиллям  $\tau_1(r)$  тріщини дорівнюватиме  $f_\sigma(r)=0$ , а стрибок переміщень

$f_w(r)$  буде невідомий. Якщо би розглядали жорстке включення, то відомим був би саме стрибок переміщень, а невідомим – стрибок напружень. На берегах кутового вирізу система буде навантажена зусиллями  $\tau(r)$ . Оскільки тріщина розташована в першому клині  $0 < \alpha_0 < \alpha_1$ , то  $n=3$ ,  $\mu_2 = \mu_1$ ,  $\varphi_1 = \alpha_0$ ,  $\varphi_2 = \alpha_1$ ,  $\varphi_3 = \alpha_1 + \alpha_2$ ,  $f_{\sigma i}(r) = 0$ , ( $i=1,2$ )  $f_{w2}(r) = 0$ .



**Рис. 2.** Двоклинова система з радіальним дефектом, розташованим довільно (а) та на лінії з'єднання двох клинів (б)  
**Fig. 2.** Two-wedge system with a radial defect, located arbitrarily (a) and on the line of two wedges connection (b)

За таких умов трансформанта переміщень (7) матиме такий вигляд:

$$\tilde{w}(p, \varphi) = [\tilde{g}_{A1}(p) \tilde{g}_1(p, \varphi) + \tilde{g}_{B1}(p) \tilde{g}_2(p, \varphi)] \times \times \tilde{\tau}(p+1) + \tilde{f}_{w1}(p) [p \tilde{g}_{A2}(p) \tilde{g}_1(p, \varphi) + \tilde{g}_3(p, \varphi)], \quad (10)$$

де

$$\begin{aligned} \tilde{g}_1(p, \varphi) &= \left( \cos p\varphi - \right. \\ &\left. - \sum_{i=1}^2 \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{p\mu_{i+1}} L_1^i \sin[p(\varphi - \varphi_i)] S_+(\varphi - \varphi_i) \right), \\ \tilde{g}_2(p, \varphi) &= \left( \sin p\varphi - \right. \\ &\left. - \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{p\mu_{i+1}} L_2^i \sin[p(\varphi - \varphi_i)] S_+(\varphi - \varphi_i) \right) \\ \tilde{g}_3(p, \varphi) &= \cos[p(\varphi - \varphi_1)] S_+(\varphi - \varphi_1) + \\ &+ \mu_3^{-1} (\mu_3 - \mu_1) \sin[p(\varphi_2 - \varphi_1)] \cdot \\ &\cdot \sin[p(\varphi - \varphi_2)] S_+(\varphi - \varphi_2), \\ \tilde{g}_{A1}(p) &= (\mu_3 \mu_1 \Delta_1(p))^{-1} (\mu_1 - \mu_3 \cos[p\varphi_3] + \\ &+ (\mu_3 - \mu_1) \cos[\varphi_2] \cos[p(\varphi_3 - \varphi_2)]), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= -p \sin p\varphi_3 - \sum_{i=1}^2 \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{\mu_{i+1}} L_1^i \cos[p(\varphi_n - \varphi_i)], \\ \tilde{g}_{B1}(p) &= (p\mu_1)^{-1}. \end{aligned}$$

Щоб визначити невідому функцію стрибка  $f_{w1}(r)$ , скористаємося умовами взаємодії (9). Врахувавши формули обернення Мелліна та теорему про згортку, отримаємо таке інтегральне рівняння для визначення функції стрибка:

$$\sigma_{\varphi z}(r, \varphi_1) = \mu_1 G(r) - \mu_1 \int_{a_1}^{b_1} f'_{w1}(t) K\left(\frac{r}{t}\right) dt = r\tau_1(r), \quad (11)$$

з умовою

$$\int_{a_1}^{b_1} f'_{w1}(r) dr = 0. \quad (12)$$

Тут:

$$\begin{aligned} G(r) &= \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \tilde{G}(p) r^{-p} dp, K(x) = \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \tilde{K}(p) x^{-p} dp \\ \tilde{G}(p) &= \tilde{\tau}(p+1) [\tilde{g}_{A1}(p) \tilde{g}_4(p, \varphi_1) + \tilde{g}_{B1}(p) \tilde{g}_5(p, \varphi_1)], \\ \tilde{K}(p) &= \tilde{g}_{A2}(p) \tilde{g}_4(p, \varphi_1) + \tilde{g}_6(p, \varphi_1), \quad r \in (a_1; b_1), \\ \tilde{g}_4(p, \varphi) &= \left( -p \sin p\varphi - \sum_{i=1}^2 \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{\mu_{i+1}} L_1^i \cdot \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \cdot \cos \left[ p(\varphi - \varphi_i) \right] S_+ (\varphi - \varphi_i) \Big), \\ \tilde{g}_5(p, \varphi) = & \left( p \cos p\varphi - \sum_{i=1}^2 \frac{\mu_{i+1} - \mu_i}{\mu_{i+1}} L_2^i \cdot \right. \\ & \left. \cdot \cos \left[ p(\varphi - \varphi_i) \right] S_+ (\varphi - \varphi_i) \right), \\ \tilde{g}_6(p, \varphi) = & -\sin \left[ p(\varphi - \varphi_1) \right] S_+ (\varphi - \varphi_1) + \\ & + \mu_3^{-1} (\mu_3 - \mu_1) \cos \left[ p(\varphi - \varphi_2) \right] \sin \left[ p(\varphi_2 - \varphi_1) \right] S_+ (\varphi - \varphi_2), \\ \tilde{g}_{A2}(p) = & (\Delta_1(p))^{-1} \sin \left[ p(\varphi_3 - \varphi_1) \right] + \\ & + (\mu_1 - \mu_3) p \cos \left[ p(\varphi_3 - \varphi_2) \right] \sin \left[ p(\varphi_2 - \varphi_1) \right] (\mu_3 \Delta_1(p))^{-1}. \end{aligned}$$

Розглянемо алгоритм, який уможливило зведення рівняння (11) до сингулярного інтегрального рівняння з ядром типу Коші у випадку двоклинової системи з міжфазною тріщиною  $\alpha_0 = \alpha_1$  (див. рис. 2, а). У цьому разі відповідне інтегральне рівняння (8) набуде такого вигляду:

$$\frac{\mu_1}{2\pi i} \int_{c-\infty}^{c+\infty} \tilde{f}_{w1}(p) p \tilde{K}(p) r^{-p} dp = rP(r), \quad (13)$$

$$\tilde{K}(p) = \frac{\mu_2 \sin[p\varphi_1] \sin[p(\varphi_2 - \varphi_1)]}{(\mu_1 - \mu_2) \cos[p(\varphi_2 - \varphi_1)] \sin[p\varphi_1] + \mu_2 \sin[p\varphi_2]},$$

який з використання теорему про згортку [9] зводиться до вигляду (11)

$$-\mu_1 \int_{a_1}^{b_1} f'_{w1}(t) K\left(\frac{r}{t}\right) dt = rP(r) \quad (a_1 < r < b_1). \quad (14)$$

Враховавши властивості перетворення Мелліна [1; 9] та теорему про лишки [9], запишемо для (13):

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{c-\infty}^{c+\infty} \tilde{f}_{w1}(p) p r^{-p} dp = -r f'_{w1}(r), \quad (15)$$

$$K(r) = \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \frac{\mu_2 \sin[p\varphi_1] \sin[p(\varphi_2 - \varphi_1)]}{(\mu_1 - \mu_2) \cos[p(\varphi_2 - \varphi_1)] \sin[p\varphi_1] + \mu_2 \sin[p\varphi_2]} r^{-p} dp = \sum_{n=0}^{\infty} \text{Res} \{ \tilde{K}(p) r^{-p}, p_n \} \quad (16)$$

Зважаючи та той факт, що розв'язок характеристичного рівняння для двоклинової системи є періодичним з періодом  $\Pi$ , для ядра рівняння (13) можна стверджувати, що  $\tilde{K}(p_{i+n}) = \tilde{K}(p_i + \Pi n)$ ,  $i = \overline{1, k}$ , а отже –

$$\begin{aligned} & \sum_{n=1}^{\infty} \text{Res} \{ \tilde{K}(p) r^{-p}, p_n \} = \\ & = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=1}^k r^{\Pi n} \text{Res} \{ \tilde{K}(p) r^{-p}, p_i + \Pi n \} \end{aligned} \quad (17)$$

Відтак, обчисливши границю ряду (17) по  $n$ , інтеграл (16) обчислюватиметься за такою формулою:

$$\begin{aligned} K(r) = & - \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{i=0}^k r^{-Tn} \text{Res} \{ \tilde{K}(p) r^{-p}, p_i \} = \\ = & - \frac{1}{1 - r^{-\Pi}} \sum_{i=0}^k r^{-p_i} \text{Res} \{ \tilde{K}(p), p_i \} \end{aligned} \quad (18)$$

У тих випадках, коли характеристичне рівняння має аналітичний розв'язок [14], границю ряду (18) можна обчислити точно, в інших випадках для визначення розв'язків та їх періоду слід застосовувати числові методи [15; 16].

Застосувавши до (13) теорему про згортку та врахувавши (15), (18), після низки перетворень перепишемо рівняння у вигляді (14) з ядром типу Коші:

$$\mu_1 \int_{a_1}^{b_1} \frac{\tilde{f}'_{w1}(t) r^{\Pi}}{r^{\Pi} - t^{\Pi}} \sum_{i=0}^k \left(\frac{r}{t}\right)^{-p_i} \text{Res} \{ \tilde{K}(p), p_i \} dt = rP(r). \quad (19)$$

Це рівняння розв'язується відомими числовими методами (наприклад, метод механічних квадратур [3; 4]), на описі яких у цій статті не зупинятимемося.

В окремих випадках рівняння (11) можна звести до сингулярного інтегрального рівняння типу Коші, для якого існує аналітичний розв'язок. Скажімо, якщо два клини, навантажені на берегах вирізу у точках із координатами  $\varphi = 0$ ,  $r = r_0$  та  $\varphi = \varphi_3$ ,  $r = r_0$  протилежно спрямованими зсувними зосередженими силами однакової величини  $T$  ( $\tau(r) = T\delta(r - r_0)$ ), мають однакові кути розхилу при вершині  $\alpha_1 = \alpha_2$ , а дефект, розташований на їх лінії зчеплення,  $\alpha_0 = \alpha_1$  (рис. 2, б), тоді у співвідношеннях (10) слід вважати  $\varphi_1 = \varphi_2 = \alpha_1$ ,  $\varphi_3 = 2\varphi_1$ ,  $\tilde{\tau}(p+1) = Tr_0^p$ , а складові рівняння (11) набудуть такого вигляду:

$$m = \pi / 2\varphi_1, \quad K(x) = \mu_3 x^m \left[ \varphi_1 (\mu_3 + \mu_2) (1 - x^{2m}) \right]^{-1},$$

$$G(r) = r^m r_0^m T \left[ \mu_1 \varphi_1 (r_0^{2m} + r^{2m}) \right]^{-1}.$$

Відтак після заміни змінних

$$t^{2m} = \xi, \quad r^{2m} = \eta, \quad a_1^{2m} = c, \quad b_1^{2m} = d,$$

$$d\xi = \frac{t^{1-2m} dt}{2m}, \quad t^{1-m} f'_{w1}(t) = \phi(\xi),$$

$$P(\eta) = \left[ r_0^m T (r_0^{2m} + \eta)^{-1} - \varphi_1 \eta^{(1/2m)-0.5} \tau_1 \right] \cdot$$

$$\cdot 2m (\mu_3 + \mu_2) (\mu_1 \mu_3)^{-1},$$

рівняння (11) і умова (12) набувають такого вигляду:

$$\frac{1}{i\pi} \int_c^d \frac{\phi(\xi)}{(\xi - \eta)} d\xi = \frac{P(\eta)}{i\pi}, \quad \int_c^d \frac{\phi(\xi)}{\sqrt{\xi}} d\xi = 0 \quad (c < \eta < d). \quad (20)$$

Якщо на берегах тріщини в точках  $\varphi = \varphi_1 \pm 0$ ,  $r = r_1$  ( $a_1 < r_1 < b_1$ ) прикладені зосереджені зсувні сили  $T_1$ , то  $\tau_1(r) = T_1 \delta(r - r_1)$  і розв'язок рівняння (20) можна подати у вигляді [6]:

$$\phi(\eta) = \left( \pi \sqrt{(d - \eta)(\eta - c)} \right)^{-1} (C - I\pi^{-1}) \quad (21)$$

$$I = (r_1^{2m} - \eta)^{-1} 2m\mu_e\varphi_1 T_1 \sqrt{(d - r_1^{2m})(r_1^{2m} - c)} r_1^m + \\ + \left( \mu_e \pi r_0^m T - (\eta + r_0^{2m})^{-1} \mu_e \pi r_0^m T \sqrt{(c + r_0^{2m})(d + r_0^{2m})} \right), \\ \mu_e = 2m(\mu_3 + \mu_1) / \mu_1 \mu_3.$$

Сталу  $C$  одержимо, підставивши знайдене значення функції  $\phi(\eta)$  (21) в умову (12):

$$C = \mu_e r_0^m T - \mu_e r_0^m T I_2 I_1^{-1} \sqrt{(c + r_0^{2m})(d + r_0^{2m})} + \\ + \pi^{-1} 2m\mu_e \varphi_1 T_1 \sqrt{(d - r_1^{2m})(r_1^{2m} - c)} r_1^m I_3 I_1^{-1}, \quad (22)$$

$$I_1 = 2d^{-0.5} K(k, \pi/2),$$

$$I_2 = 2\sqrt{d} (d + r_0^{2m})^{-1} \Pi(k, h, \pi/2),$$

$$I_3 = 2\sqrt{d} (d - r_1^{2m})^{-1} \Pi(k, h_1, \pi/2), k^2 = (d - c)/d,$$

$$h = (c - d) / (d + r_0^{2m}), h_1 = (d - c) / (d - r_1^{2m}).$$

Зазначимо, що за умови  $T_1 = 0$  (береги тріщини вільні від навантаження) розв'язок (22) збігається з побудованим у праці [20], а в разі, коли  $T = 0$  і  $\mu_2 = \mu_1$ , рівняння (20) збігається зі сингулярним інтегральним рівнянням праці [7] про навантажену зсувними зусиллями тріщину на бісектрисі однорідного клина.

З (20) випливає, що похідна від функції стрибка переміщень дорівнює:

$$f'_{w1}(r) = r^{m-1} \phi(r). \quad (23)$$

Згідно з властивістю перетворення Мелліна  $rf'(r) \bullet = -pf(p)$ . Відтак, підставивши трансформанту функції стрибка переміщень  $\tilde{f}_{w1}(p)$  у подання (10), а отриману в результаті цього трансформанту переміщень у (8), отримуємо подання напружень та переміщень у досліджуваній системі.

В околі точок сходження декількох матеріалів поля напружень та переміщень у разі антиплоскої деформації можна подати у вигляді [5; 6; 8]:

$$w(r, \varphi) = \frac{r \tilde{K}_3}{r^\lambda \sqrt{2\pi}} f_1(\varphi), \quad \sigma_{\varphi z}(r, \varphi) = \frac{\tilde{K}_3 f_2(\varphi)}{r^\lambda \sqrt{2\pi}}, \quad (24) \\ \sigma_{rz}(r, \varphi) = \frac{\tilde{K}_3 f_3(\varphi)}{r^\lambda \sqrt{2\pi}},$$

де  $\tilde{K}_3$  – сталий коефіцієнт, який характеризує спосіб та інтенсивність навантаження (за анало-

гією до [3; 8] називатимемо його узагальненим коефіцієнтом інтенсивності напружень клинової системи – УКІНКС);  $f_i(\varphi)$  – кутові функції біля максимального значення порядку сингулярності ( $i=1,2,3$ ), що характеризують кутову зміну розподілу переміщень та напружень залежно від полярної координати і не залежать від способу навантаження системи (їх вирази подані у [5; 8]);  $\lambda$  – максимальний порядок сингулярності.

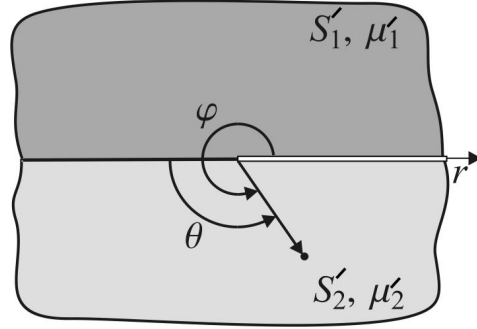


Fig. 3. Interfacial crack  
Рис. 3. Міжфазна тріщина

Грунтуючись на поданнях (24) та результатах праці [5; 8], можемо стверджувати, що в околі вістря міжфазної тріщини, розташованої на межі з'єднання півплощин  $S'_1$  та  $S'_2$  з модулями зсуву  $\mu'_1$  і  $\mu'_2$  відповідно (див. рис. 3) поля напружень та переміщень описують такі співвідношення:

$$\sigma_{\varphi z}(r, \varphi) = 0,5 \tilde{K}_3 (2\pi r)^{-0.5} \mu'(\varphi) \cdot \\ \cdot \left( (\mu'_2 - \mu'_1) (\mu'_2)^{-1} S_+(\varphi - \pi) - 1 \right) \sin 0,5\varphi, \\ w(r, \varphi) = 0,5 \sqrt{2r\pi^{-1}} \tilde{K}_3 \left( 1 - (\mu'_2 - \mu'_1) (\mu'_2)^{-1} S_+(\varphi - \pi) \right) \cdot \\ \cdot \cos 0,5\varphi, \\ \sigma_{rz}(r, \varphi) = 0,5 \tilde{K}_3 (2\pi r)^{-0.5} \mu(\varphi) \cdot \\ \cdot \left( 1 - (\mu'_2 - \mu'_1) (\mu'_2)^{-1} S_+(\varphi - \pi) \right) \cos 0,5\varphi, \quad (25) \\ \mu'(\varphi) = \mu'_1 + (\mu'_2 - \mu'_1) (\mu'_2)^{-1} S_+(\varphi - \pi).$$

При цьому на підставі міркувань, аналогічних до здійснених для класичних узагальнених коефіцієнтів інтенсивності напружень (УКІН) в праці [3], з'ясовано що узагальнений коефіцієнт інтенсивності напружень клинової системи (УКІНКС) можна обчислювати за формулою

$$\tilde{K}_3 = -\lim_{r \rightarrow 0} \mu'_2 (\mu'_1 + \mu'_2)^{-1} 2\sqrt{2\pi r} f'_w(r), \quad (26)$$

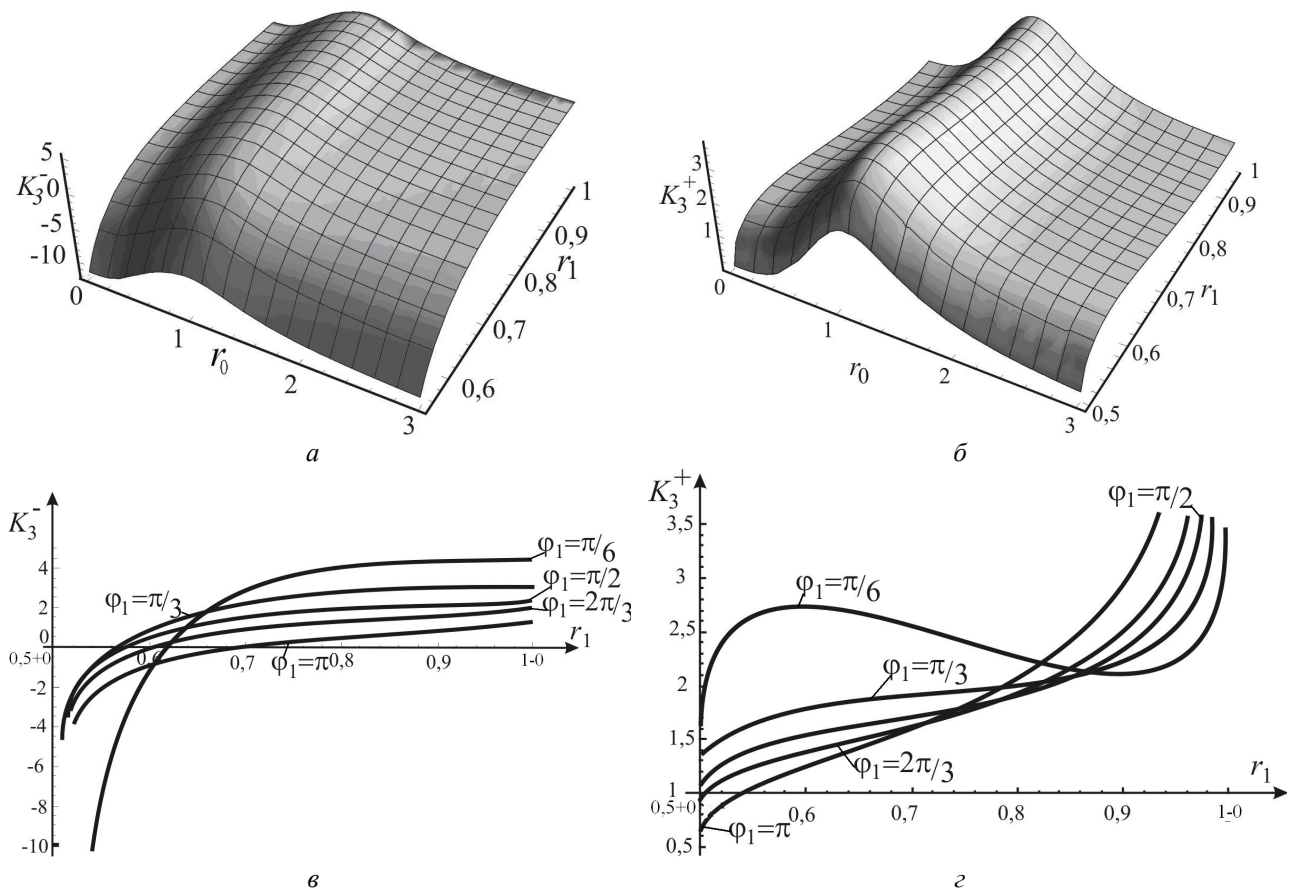
де  $f'_w(r)$  – похідна від функції стрибка переміщень.

Тоді напруження та переміщення поблизу кінців скінченної міжфазної тріщини описуватимуться поданнями (25), де  $\mu'_1 = \mu_1$ ,  $\mu'_2 = \mu_2$ , а УКІНКС  $\tilde{K}_3$  залежно від вістря тріщини обчислюється за формулою

$$\tilde{K}_3^\pm = \mp \lim_{r \rightarrow l^\mp} \frac{\mu_2 2\sqrt{2\pi|r-l^\mp|} f'_w(r)}{\mu_2 + \mu_1}, \quad l^- = a_1, \quad l^+ = b_1. \quad (27)$$

На підставі формул (21), (22) і (27) досліджено УКІНКС поблизу кінців тріщини, розташованої на лінії з'єднання двох клинів з однаковими кутами розхилу. На рис. 4, а, б зображено залежність зміни УКІНКС від точок прикладання оди-

ничних зосереджених сил на берегах клинової системи  $(0; r_0)$ ,  $(\varphi_3; r_0)$  та на краях тріщини  $(\varphi_1 - 0; r_1)$ ,  $(\varphi_1 + 0; r_1)$  (див. рис. 4, а, б). На рис. 4, в, г відображена залежність значення УКІНКС від точки прикладання одиничної зосередженої сили на краях тріщини  $(\varphi_1 - 0; r_1)$ ,  $(\varphi_1 + 0; r_1)$  за відсутності зосередженої сили на берегах клинової системи (різні лінії на рис. 4, в, г відповідають різним кутам розхилу клинів). Обчислення здійснені за таких геометричних та механічних параметрів системи:  $a_1 = 0,5$ ,  $b_1 = 1$ ,  $\mu_3/\mu_1 = 10$ ,  $\varphi_1 = \pi/6$ ,  $\varphi_3 = 2\varphi_1$ .



**Рис. 4.** Значення узагальненого коефіцієнта інтенсивності напружень клинової системи залежно від точок прикладання зосереджених сил та геометричних параметрів системи:

*a, б* – залежно від точок прикладання одиничних зосереджених сил на берегах клинової системи  $(0; r_0)$ ,  $(\varphi_3; r_0)$  та на краях тріщини  $(\varphi_1 - 0; r_1)$ ,  $(\varphi_1 + 0; r_1)$ ; *в, г* – залежно від точки прикладання одиничної зосередженої сили тільки на краях тріщини  $(\varphi_1 - 0; r_1)$ ,  $(\varphi_1 + 0; r_1)$

**Fig. 4.** The value of the generalized factor of stress intensity depending on the point of application of the forces of points and geometric parameters of the wedge system:

*a, б* – depending on the points of application of the unit concentrated forces at the wedge system edges  $(0; r_0)$ ,  $(\varphi_3; r_0)$ , and at the edges of the crack  $(\varphi_1 - 0; r_1)$ ,  $(\varphi_1 + 0; r_1)$ ; *в, г* – depending on the point of application of a unit concentrated force at the edges of the crack only  $(\varphi_1 - 0; r_1)$ ,  $(\varphi_1 + 0; r_1)$



### Висновки

Виявлено, що прикладена до берегів клинної системи сила найбільше впливатиме на значення УКІНКС, якщо проекція точки її дії на лінію спаю потрапляє в зайняту тріщиною область. У разі, якщо відстань від вістря системи до точки прикладання зосередженої сили на берегах системи перевищує  $3b_1$ , вплив цієї сили на значення УКІНКС неістотний (див. рис. 4, а, б).

Чим менший кут розхилу елементів системи, тим швидше зростає модуль УКІНКС біля лівого кінця тріщини в разі наближення точки прикладання зосередженої сили на берегах тріщини до її лівого кінця ( $r \rightarrow a + 0$ ) і тим більшим стає значення УКІНКС, якщо сила прикладена до правого кінця тріщини ( $r = b - 0$ ). Можна виявити таку точку прикладання зосередженої сили, що УКІНКС у лівому вістрі тріщини дорівнюватиме нулю (див. рис. 4, в).

В околі правого кінця тріщини чітко простежується зворотна картина: чим менший кут, тим повільніше зростає модуль УКІНКС з наближенням точки прикладання зосередженої сили до правого кінця тріщини та тим менше значення УКІНКС, коли сила прикладена в лівому кінці тріщини (див. рис. 4, г). Цікавим є те, що при значеннях кута розхилу клинів системи, менших за  $\pi/3$ , модуль УКІНКС спершу з наближенням точки прикладання зосередженої сили до правого кінця тріщини зростає, потім дещо спадає і знову зростає, сягаючи свого максимуму (див. рис. 4, г).

Виявлено, що УКІНКС поблизу кінців скінченної міжфазної тріщини не залежить від відношення модулів зсуву компонентів системи, а характеризується лише геометричними параметрами клинної системи та її навантаженням. Це впливає також з аналізу виразів (27) і (23).

На конкретному прикладі двоклинної системи продемонстровано методику побудови розв'язку задачі визначення напружено-деформованого стану багатоклинного композиту з радіальними дефектами. Вказано спосіб обчислення невідомих коефіцієнтів, що фігурують в асимптотичних поданнях напружень та переміщень поблизу кінців міжфазної тріщини. У випадку тріщини на лінії зчеплення двох клинів з однаковими кутами розхилу з'ясовано аналітичне значення УКІНКС та досліджено вплив на них параметрів системи.

Розроблена математична модель може бути успішно використана для прогнозування надійності вузлів машин і механізмів, частини яких мають композитну будову чи містять різного роду

концентратори напружень, зокрема при дослідженні міцності зубчастих коліс, вінець і осердя яких виготовляються з двох різних матеріалів, а також при прогнозуванні надійності після усунення тріщин різними способами.

### Бібліографічний список

1. Бейтмен Г., Эрдейи А. Таблицы интегральных преобразований: в 2 т. Москва: Наука, 1969. Т. 1. 344 с.
2. Боджи Д. Б. Действие поверхностных нагрузок на систему из двух соединенных по граням упругих клиньев, изготовленных из различных материалов и имеющих произвольные углы раствора. *Тр. АОИМ. Сер. Прикладная механика*. 1971. Т. 38, № 2. С. 87–96.
3. Божидарник В. В., Сулим Г. Т. Элементы теории пластичности та міцності. Львів: Світ, 1999. I–II. 944 с.
4. Кушнір Р. М., Николишин М. М., Осадчук В. А. Пружний та пружно-пластичний граничний стан оболонки з дефектами. Львів: СПОЛОМ, 2003. 318 с.
5. Махоркін М., Сулим Г. Асимптотики і поля напружень у клинній системі за умов антиплоскої деформації. *Машинознавство*. 2007. № 1. С. 8–13.
6. Саврук М. П. Коэффициенты интенсивности напряжений в телах с трещинами: Механика разрушения и прочность материалов: справ. пособие / под общ. ред. В. В. Панасюка. Киев: Наук. думка, 1988. Т. 2. 620 с.
7. Саврук М. П. Поздовжній зсув пружного клина з тріщинами та вирізами. *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. 2002. № 5. С. 57–65.
8. Сулим Г. Т., Махоркін М. І. Антиплоска деформація клинної системи з тонкими радіальними неоднорідностями. *Актуальні аспекти фізико-механічних досліджень*. Механіка: зб. наук. праць. Київ: Наук. думка, 2007. С. 295–304.
9. Уфлянд Я. С. Интегральные преобразования в задачах теории упругости. Москва: Наука, 1963. 368 с.
10. Carpinteri A., Paggi M. On the asymptotic stress field in angularly nonhomogeneous materials. *Int. J. Fract.* 2005. Vol. 135, No. 4. P. 267–283.
11. Carpinteri A., Paggi M. Singular harmonic problems at a wedge vertex: mathematical analogies between elasticity, diffusion, electromagnetism, and fluid dynamics. *Journal of Mechanics of Materials and Structures*. 2011. Vol. 6, issue 1-4. P. 113–125.
12. Jiménez-Alfaro S., Villalba V., Mantič V. Singular elastic solutions in corners with spring boundary conditions under anti-plane shear. *International Journal of Fracture*. 2020. 223(1-2). P. 197–220. doi: 10.1007/s10704-020-00443-5.
13. Linkov A., Rybarska-Rusinek L. Numerical methods and models for anti-plane strain of a system with a thin elastic wedge. *Archive of Applied Mechanics*. 2008. Vol. 78, No. 10. P. 821–831.
14. Makhorkin M., Makhorkina T. Analytical determination of the order of stress field singularity in some

configurations of multiwedge systems for the case of antiplane deformation. *Econtechmod. An international quarterly journal*. 2017. Vol. 6, No. 3. P. 45–52.

15. Makhorkin M. I., Skrypochka T. A., Tor-skyy A. R. The stress singularity order in a composite wedge of functionally graded materials under antiplane deformation. *Mathematical modeling and computing*. 2020. Vol. 7, No. 1. P. 39–47. doi: 10.23939/mmc2020.01.039.

16. Makhorkin M., Sulym H. On determination of the stress-strain state of a multi-wedge system with thin radial defects under antiplane deformation. *Civil and environmental engineering reports*. 2010. No. 5. P. 235–251.

17. Pageau S. S., Josef P. F., Bigger S. B. The order of stress singularities for bonded and debonded three-material junctions. *Int. J. Solids Struct.* 1994. Vol. 31, No. 21. P. 2979–2997.

18. Picu C. R., Gupta V. Stress singularities at triple junctions with freely sliding grains. *Int. J. Solids Struct.* 1996. Vol. 33, No. 11. P. 1535–1541.

19. Savruk M., Kazberuk A. Stress concentration at notches. *Springer International Publishing*. AG, 2016.

20. Shahani A. R. Mode III stress intensity factors in an interfacial crack in dissimilar bonded materials. *Arch. Appl. Mech. (Ing. Ar.)*. 2006. Vol. 75, No. 6–7. P. 405–411.

21. Shahani A. R., Adibnazari S. Analysis of perfectly bonded wedges and bonded wedges with an interfacial crack under antiplane shear loading. *Int. J. Solids Struct.* 2000. Vol. 37, No. 19. P. 2639–2650.

22. Wieghardt K. Über das Spalten und Zerreißen elastischer Körper. *Z. Math. Phys.* 1907. Vol. 55. P. 60–103.

*Стаття надійшла 30.11.2020*

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРТЯ ЗА ЗМОЧУВАНОЇ ПЛОЩІ КОНТАКТУ ПАРИ «РОТОР-СТАТОР» У ДВОРОТОРНІЙ ВАКУУМНІЙ ПОМПІ

Валерій Сиротюк, к. т. н., Оксана Березовецька, аспірантка,

Сергій Березовецький, к. т. н., Ярослав Шолудько, к. т. н.,

Руслан Гуменюк, к. т. н., Володимир Буртак, к. т. н.

*Львівський національний аграрний університет,*

*вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,*

*e-mail: shtoykoog@i.ua*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.131>

**Сиротюк В., Березовецька О., Березовецький С., Шолудько Я., Гуменюк Р., Буртак В. Моделювання тертя за змочуваної площі контакту пари «ротор-статор» у двороторній вакуумній pompі**

Важливим чинником, що зумовлює надійність роботи виробу, є вибір конструкційних матеріалів, з яких виготовляються пари тертя вакуумних pomp, тому розроблення науково-методичних підстав створення їхніх робочих органів є актуальною задачею. На основі аналізу наукових досліджень, передового виробничого досвіду, патентного пошуку щодо вакуумних pomp нами встановлено, що експлуатаційно-технологічні показники роторних pomp значно кращі, ніж в інших типів. Проте техніко-енергетичні показники вакуумних систем, такі як надійність, компактність, стабільність вакууметричного тиску, подача та шумність, не повністю задовольняють існуючі вимоги.

Для підвищення ефективності роботи двороторної вакуумної pompі нами усунуто перетікання повітря через радіальний і торцеві зазори за допомогою встановлення у радіальні торцеві зони прилягання робочих органів ізотропних еластичних пластин, а також застосування змащування площ контакту третьової пари «ротор-статор» водою.

Динаміка ньютонівської рідини змочування (змащування) описується рівнянням Нав'є – Стокса. Враховуємо, що рідина, яка є змащувальним середовищем, являє собою квазістатичний потік. У процесі обертання ротора ізотропна еластична вставка шириною  $a$  буде деформуватись і створюватиме зазор.

Моделювання роботи двороторної вакуумної pompі, зокрема тертя робочих органів, за присутності змочування площі контакту пари «ротор-статор» призвело до зменшення перетікання повітря через зазори і коефіцієнта тертя зі збільшенням кутової швидкості ротора. При цьому характер зміни коефіцієнта тертя є нелінійним і підпорядковується квадратичній характеристиці. Зі збільшенням кутової швидкості ротора понад 300 рад./с і використання змащувальної рідини коефіцієнт тертя зменшується і наближається до лінійної характеристики.

**Ключові слова:** вакуумна pompa, коефіцієнт тертя, змащування, рух рідини.

**Syrotyuk V., Berezovetska O., Berezovetskyi S., Sholudko Ya., Humeniuk R., Burtak V. Simulation of friction on the wetted contact area of the pair «rotor-stator» in a two-rotor vacuum pump**

The important factor that determines reliability of the product is the choice of structural materials from which the friction pairs of vacuum pumps are made. Therefore, development of the scientific and methodological basis for creation of their working bodies is a crucial task. Based on the analysis of scientific research, advanced production experience, patent search for vacuum pumps, we found that the operational and technological performance of rotary pumps is much better than other types. However, the technical and energy performance of vacuum systems such as reliability, compactness, the stability of vacuum pressure, supply, and noise do not fully meet all current requirements.

To increase the efficiency of a two-rotor vacuum pump the authors of the research eliminated the flow of air through the radial and end gaps, by installing the radial end zones of the working bodies of isotropic elastic plates and by applying lubrication of the contact areas of the friction pair «rotor-stator» with water.

The dynamics of the Newtonian wetting fluid (lubrication) is described by the Navier – Stokes equation. The experiment considers the fact that the fluid, being the lubricating medium, is a quasi-static flow. When the rotor rotates, the isotropic elastic insert width  $a$  deforms and creates a gap.

Simulation of the operation of a two-rotor vacuum pump, in particular the friction of the working bodies, in the presence of wetting the contact area of the steam «rotor-stator» led to a decrease in airflow through gaps and friction coefficient with an increasing angular velocity of the rotor. In this case, the nature of the change in the coefficient of friction is nonlinear and it is subject to the quadratic characteristic. When the angular speed of the rotor increases by more than 300 rad/s and we use lubricating fluid, the coefficient of friction decreases and approaches the linear characteristic.

**Key words:** vacuum pump, coefficient of friction, lubrication, fluid movement.

**Постановка проблеми.** Доїння корів є однією з найскладніших операцій у виробництві молока через безпосередній контакт машини і тварини. Від забезпечення оптимальних пара-

метрів і режимів роботи доїльних апаратів залежать тривала продуктивність тварин і збереження позитивних якостей, набутих у результаті тривалої селекції. Значну роль у цьому відіграє вакуумний

режим доїльного апарата, оскільки високий вакуумметричний тиск може призвести до травмування вимені і захворювання тварини на мастит, а низький – до неповного видоювання молока. За умови нестабільного (коливання) тиску – до сповільнення молоковіддачі, неповного видоювання та до збивання і втрати молочного жиру.

Забезпечення тривалої безвідмовної роботи та енергоощадності вакуумної помпи зумовлено зносостійкістю пар тертя робочих органів та їх коефіцієнтом тертя.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Дослідження тертя та зношування в різноманітних хімічно-активних та абразивних середовищах із застосуванням фізичного та математичного моделювання дозволить виявити основні чинники та критерії експлуатаційного зміцнення [2] і розробляти трибомеханічні системи мінімального зношування [3].

**Постановка завдання.** Основним вузлом вакуумної системи є вакуумна помпа. До нерозв'язаних науково-прикладних задач, що знижує надійність вакуумних pomp, належить недостатність науково-методичних підстав конструювання та створення цих машин. Сьогодні на світовому ринку вакуумних pomp можна знайти понад 150 їх типів, що мають суттєві конструкційні відмінності, обґрунтованість яких недостатня [4]. Важливим чинником, що зумовлює надійність роботи виробу, є вибір конструкційних матеріалів [1], з яких виготовляються пари тертя вакуумних pomp, тому розроблення науково-методичних підстав створення їх робочих органів є актуальною задачею. Однак обґрунтування вибору конструкційних матеріалів для робочих органів і трибосистем вакуумних pomp займалися лише окремі дослідники [2; 3; 8]. На основі аналізу наукових досліджень, передового виробничого досвіду, патентного пошуку раціональних конструкцій вакуумних pomp [4 – 7] нами встановлено, що експлуатаційно-технологічні показники роторних pomp значно кращі, ніж в інших типів. Проте техніко-енергетичні показники (компактність, постійність вакуумметричного тиску, подача, шумність) та надійність деталей не повністю задовольняють існуючі вимоги, такі як зносостійкість та енергоощадність вакуумних систем [2; 3].

**Виклад основного матеріалу.** Для підвищення подачі двороторної вакуумної помпи нами зменшено радіальне перетікання повітря за допомогою встановлення в радіальні зони виступів

роторів еластичних (пружних) елементів (пластин), а також передбачено змащування площ контакту пари тертя «ротор-статор» водою.

Динаміка ньютонівської рідини змочування (змащування) описується рівнянням Нав'є – Стокса, яке за нестискуваної рідини має такий вигляд [9]:

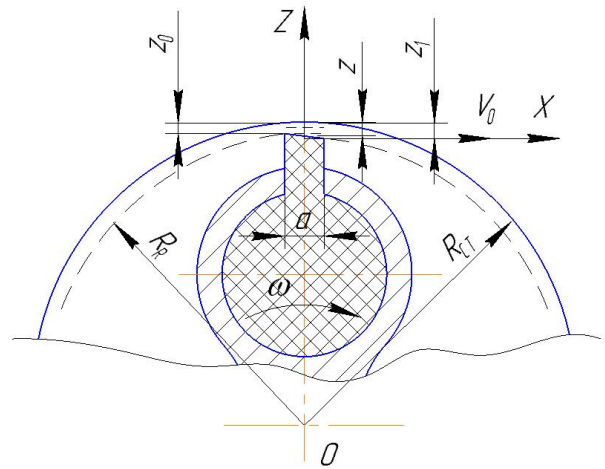
$$\begin{cases} \rho \frac{dv}{dt} = -\nabla p + \eta \Delta v, \\ \operatorname{div} v = 0 \end{cases} \quad (1)$$

де  $\rho$  – густина рідини,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $v$  – швидкість, м/с;  $t$  – час, с;  $p$  – різниця тисків між камерами нагнітання і всмоктування,  $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ ;  $\eta$  – динамічна в'язкість змащувальної рідини,  $\frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$ ;  $\Delta$  – оператор Лапласа;  $\operatorname{div}$  – дивергенція швидкості;  $\nabla$  – оператор Набла,  $\nabla p = \operatorname{div} p$ .

Враховуючи, що рідина є змащувальним середовищем, то її можна розглядати як квазістатичний потік. Тоді інерційним членом у рівнянні (1) системи можна знехтувати і отримаємо

$$\eta \Delta v = \nabla p. \quad (2)$$

Розрахункову схему процесу змащування для вакуумної помпи подано на рис. 1.



**Рис. 1.** Розрахункова схема процесу змащування вакуумної помпи:  $R_{cm}$  – радіус статора;  $R_R$  – радіус ротора по виступу вставки;  $\vartheta$  – лінійна швидкість на кінці ротора;  $x, z$  – осі;  $\omega$  – частота обертання;  $a$  – товщина ізотропної еластичної вставки

**Fig. 1.** The calculated scheme of the process of the vacuum pump lubricating:  $R_{cm}$  – stator radius;  $R_R$  – the radius of the rotor on the protrusion of the insert;  $\vartheta$  – linear velocity at the end of the rotor;  $x, z$  – axis;  $\omega$  – rotary speed;  $a$  – the thickness of the isotropic elastic insert

Розглядаємо стаціонарний рух рідини, тоді  $\vartheta = \vartheta(z)$ . Відповідно рівняння (2) матиме вигляд

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \cdot \vartheta_x = \eta \frac{\partial^2 \vartheta_x}{\partial z^2}. \quad (3)$$

Враховуючи, що по осі  $z$   $\vartheta_z = const$ , рівняння (3) набуде вигляду для осі  $z$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \cdot \vartheta_z = 0. \quad (4)$$

Перепишемо рівняння (3) в такому вигляді:

$$\eta \cdot \partial^2 \vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \partial z^2. \quad (5)$$

Проінтегруємо рівняння (5).

Перший інтеграл рівняння (5) матиме вигляд

$$\eta \frac{\partial \vartheta_x}{\partial z^2} = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot z + C_1,$$

а другий –

$$\eta \cdot \vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z^2}{2} + C_1 \cdot z + C_2. \quad (6)$$

Для граничних умов

$$\vartheta_{x(z=0)} = -\vartheta_0; \quad \vartheta_{(z_i)} = 0$$

матимемо

$$C_2 = -\eta \cdot \vartheta_0; \quad C_1 = \frac{\eta \cdot \vartheta_0}{z} - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z}{2}.$$

Тоді рівняння (6) буде мати вигляд

$$\eta \cdot \vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z_i(z_i-z)}{2} + \frac{\eta \cdot \vartheta_0}{z} \cdot z_i - z, \quad (7)$$

де  $z_i$  – значення за висотою зазору  $z$ ,  $z_i = 0 \dots z$ .

Однак у процесі обертання ротора еластична вставка шириною  $a$  буде вигинатись і створювати зазор, який за ходом обертання ротора буде відповідно  $z_1$  і  $z_0$  (див. рис. 1). Відповідно виконуватиметься умова

$$z_1 > z_0. \quad (8)$$

Перепишемо рівняння (7), як

$$\vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z_i(z_i-z)}{2\eta} + \frac{\vartheta_0}{z} \cdot (z_i - z), \quad (9)$$

де  $\frac{\partial p}{\partial x} = \text{grand}$ .

Умова нерозривності для рідини повинна забезпечити, щоб через кожен поперечний переріз зазору в одиницю часу протікала однакова кількість рідини  $Q_p$ :

$$\frac{Q_p}{L} = \int_0^{z_h} \vartheta_x(z) \cdot dz. \quad (10)$$

У рівняннях (9) і (10) приймаємо, що висоту зазору  $z$  позначимо через  $z_h$  ( $z \Rightarrow z_h$ ), а змінна  $z_i$  буде  $z$  ( $z_i \Rightarrow z$ ).

Тоді

$$\frac{Q_p}{L} = \int_0^{z_h} \left( p' \cdot \frac{z(z-z_h)}{2\eta} + \frac{v_0}{z_h} \cdot (z - z_h) \right) \cdot dz = -p' \cdot \left( \frac{z_h^3}{12\eta} - \frac{v_0 \cdot z_h}{2} \right) = const. \quad (11)$$

З рівняння (11) визначаємо  $\frac{dp}{dx}$ , позначивши через  $\frac{2Q_p}{Lv_0} = K$  – величину константи:

$$\frac{dp}{dx} = -6 \cdot \eta \cdot v_0 \left( \frac{1}{z_h^2} + \frac{K}{z_h^3} \right). \quad (12)$$

Приймаємо лінійною залежність висоти від координат:

$$z_h = z_0 + K_x \cdot x,$$

тоді рівняння (12) матиме вигляд

$$dp = -6\eta \cdot v_0 \left( \frac{1}{(z_0 + K_x \cdot x)^2} + \frac{K}{(z_0 + K_x \cdot x)^3} \right) dx.$$

Проінтегрувавши його по ширині вставки, одержимо

$$P = -6\eta \cdot v_0 \int_0^a \left( \frac{d(z_0 + K_x \cdot x)}{K_x(z_0 + K_x \cdot x)^2} + \frac{K \cdot d(z_0 + K_x \cdot x)}{K_x(z_0 + K_x \cdot x)^3} \right) =$$

$$P_{\text{сеп}} = -6\eta \cdot v_0 \left( -\frac{1}{K_x} \left( \frac{1}{z_0 + K_x \cdot a} - \frac{1}{z_0} \right) - \frac{K}{2K_x} \left( \frac{1}{(z_0 + K_x \cdot a)^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right). \quad (13)$$

Якщо прийняти  $x=0$  і  $P(0)=P_{\text{ext}}$ , тоді

$$P = P_{\text{ext}} + \frac{3 \cdot \eta \cdot v_0}{K_x} \cdot \left[ \left( \frac{2}{z} - \frac{2}{z_0} \right) + K \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right]. \quad (14)$$

За  $x=a$ ,  $P(a) = P_{\text{ext}}$ , тоді з рівняння (12) визначимо  $K$ , враховуючи  $z = z_1$ :

$$K = \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1}. \quad (15)$$

Тоді рівняння (14), враховуючи (15), набуде такого вигляду:

$$P = P_{\text{ext}} + \frac{3 \cdot \eta \cdot v_0}{K_x} \cdot \left( \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2 \cdot z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right). \quad (16)$$

Визначаємо поле швидкостей з рівняння (9), підставивши в нього диференціал рівняння (16), отримаємо

$$\vartheta_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{z(z-z_h)}{2 \cdot \eta} + \frac{\vartheta_0}{z_h} \cdot (z - z_h);$$

$$\vartheta_x = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{K_x} \cdot \left( \frac{1}{z_0 + K_x \cdot x} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \cdot \left( \frac{1}{(z_0 + K_x \cdot x)^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right] \times$$

$$\times \frac{z(z-z_h)}{2 \cdot \eta} + \frac{\vartheta_0}{z_h} \cdot (z - z_h);$$

$$\vartheta_x = \vartheta_0 \cdot (z - z_h) \cdot \left[ \frac{1}{z_h} - \frac{3}{2z} - \frac{6z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z^2} \right]. \quad (17)$$

Визначимо сили  $F_N$  і  $F_X$ . Для сили, що діє по нормалі, складаємо рівняння

$$F_N = \iint (P - P_{\text{ext}}) \cdot dx dy = \int_0^L dy \int_0^a \frac{3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{K_x} \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) dx, \quad (18)$$

або

$$F_N = \frac{L \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{K_x} \int_0^a \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) + \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) dx. \quad (19)$$

де  $L$  – ширина еластичної вставки, м.

Проведемо заміну:

$$z = z_0 + K_x \cdot x,$$

$$dz = K_x \cdot dx \Rightarrow dx = \frac{dz}{K_x};$$

$$K_x = \frac{z - z_0}{x};$$

Якщо  $x = a$ ,  $z = z_1$ , тоді

$$a = \frac{z_1 - z_0}{K_x} \quad \text{або} \quad K_x = \frac{z_1 - z_0}{a}.$$

Перепишемо рівняння (19), провівши заміну  $dx$  на  $dz$ :

$$F_N = \frac{L \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0 \cdot a^2}{(z_1 - z_0)^2} \int_{z_0}^{z_1} \left( \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_0} \right) - \frac{2z_1 \cdot z_0}{z_0 + z_1} \left( \frac{1}{z^2} - \frac{1}{z_0^2} \right) \right) dz. \quad (20)$$

Проінтегрувавши рівняння в межах від  $z_0$  до  $z_1$ , одержимо

$$F_N = \frac{S_K \cdot a \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{(z_1 - z_0)^2} \cdot \left[ \ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{z_1 \cdot z_0}{z_0} \left( 1 + \frac{2(z_1 - z_0)}{z_0 + z_1} \right) \right], \quad (21)$$

де  $S_K$  – площа контакту,  $S_K = L \cdot a$ , м<sup>2</sup>.

Сила, що діє по дотичній, залежить від в'язкого напруження

$$\sigma_{xz} = \eta \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial z}. \quad (22)$$

Тоді силу виразимо такою залежністю:

$$F_x = \eta \int_{S_K} dx dy \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \Big|_{z=0}. \quad (23)$$

Підставимо у рівняння (10) значення  $\frac{\partial p}{\partial x}$  з рівняння (12), замінивши константу  $K$  (24), отримавши для градієнта тиску

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -6 \cdot \eta \cdot \vartheta_0 \left( \frac{1}{z_x^2} + \frac{2z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z_x^3} \right),$$

для швидкості –

$$\vartheta = -3\vartheta_0 \left( \frac{1}{z_x^2} + \frac{2z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z_x^3} \right) \cdot z(z - z_h) + \frac{\vartheta_0}{z_h} (z - z_h). \quad (24)$$

Продиференціюємо рівняння (24) по  $dz$  і одержимо

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial z} = -3\vartheta_0 \left( \frac{1}{z_x^2} + \frac{2z_1 \cdot z_0}{(z_0 + z_1) \cdot z_x^3} \right) (2z - z_h) + \frac{\vartheta_0}{z_h}. \quad (25)$$

Враховуємо, що умова  $z = 0$ , тоді  $z_h$  – змінна величина від ординати  $x$ . Відповідно  $z_x \equiv z_h$ . Тоді рівняння (25) набуде вигляду, прийнявши, що  $z_x \equiv z_h \equiv z(x) \Rightarrow z$

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial z} \Big|_{z=0} = v_0 \left( \frac{3}{z} + \frac{6z_1 z_0}{(z_0 + z_1) z^2} \right) + \frac{v_0}{z}. \quad (26)$$

Підставивши рівняння (26) у рівняння (23), отримаємо

$$F_x = \eta \int_0^L dy \cdot \int_0^a \left( \vartheta_0 \left( \frac{3}{z} + \frac{6z_1 z_0}{(z_0 + z_1) z^2} \right) + \frac{v_0}{z} \right) dx.$$

Проведемо заміну аналогічно, як для рівняння (20). Отримаємо

$$F_x = \frac{\eta \cdot S_K \cdot \vartheta_0}{z_1 - z_0} \left( 4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right). \quad (27)$$

Коефіцієнт тертя визначаємо із залежності  $F_x = f_T \cdot F_N$ .

$$f_T = \frac{F_x}{F_N} = \frac{z_1 + z_0}{3 \cdot a} \cdot \left( \frac{4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0}}{\ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{z_1 - z_0}{z_0} \left( 1 + \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right)} \right). \quad (28)$$

З рівняння (21) знайдемо величину зазору:

$$z_1 - z_0 = \sqrt{\frac{S_K \cdot a \cdot 3 \cdot \eta \cdot \vartheta_0}{F_N} \cdot \left( \ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right)}. \quad (29)$$

Тоді коефіцієнт тертя визначатиметься залежністю

$$f_T = \left( \frac{2 \sqrt{S_K \cdot \eta \cdot \vartheta_0}}{\sqrt{F_N \cdot 3 \cdot a}} \cdot \left( \ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right) + \frac{z_0^2}{6 \cdot a} \right) \cdot \frac{4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0}}{\ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{z_1 - z_0}{z_0} \left( 1 + \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right)}. \quad (30)$$

Приймаємо  $F_N / S_K = P_N$ ,

$$4 \ln \frac{z_1}{z_0} + \frac{6(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} = \varepsilon.$$

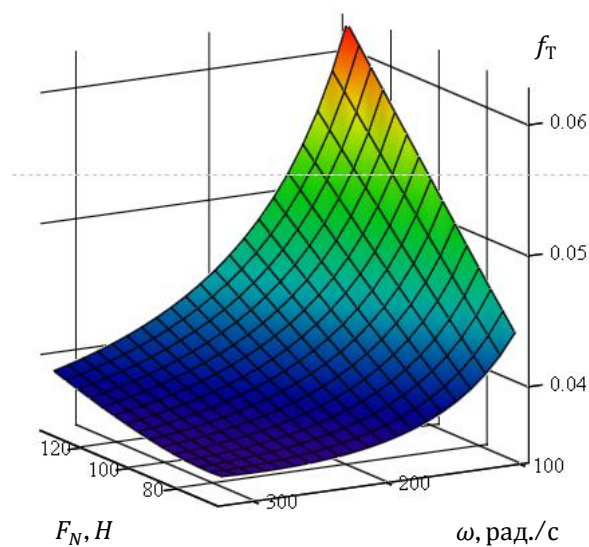
Тоді залежність (30), враховуючи, що  $\vartheta_0 = \omega \cdot R$ , набуде вигляду

$$f_T = \left( \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega \cdot R}{3 \cdot P_N \cdot a}} \left( \ln \frac{z_1}{z_0} - \frac{2(z_1 - z_0)}{z_1 + z_0} \right) + \frac{z_0^2}{6 \cdot a} \right) \cdot \frac{\varepsilon}{\xi}, \quad (31)$$

де  $\eta$  – динамічна в'язкість змащувальної рідини,  $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$ ;  $\omega$  – кутова швидкість ротора,  $\text{с}^{-1}$ ;  $P_N$  – тиск, створюваний нормальною силою на одиницю площі контакту зони тертя еластичної вставки,  $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ ;  $a$  – ширина контакту – ширина еластичної вставки в роторі, м.

Очевидно, що зі зміною кутової швидкості  $\omega$  і тиску  $P_N$  зазори  $z_1$  змінюватимуться. Тиск призводитиме до збільшення зазору від кутової швидкості.

За результатами проведеного моделювання побудовано графік залежностей  $f_T = f(F_N, \omega)$  (рис. 2), з якого видно, що зі збільшенням кутової швидкості ротора коефіцієнт тертя зменшується.



**Рис. 2.** Залежність коефіцієнта тертя еластичної вставки від кутової швидкості ротора ( $\omega$ ) і нормальної сили ( $F_N$ ), створюваної еластичною вставкою на статор

**Fig. 2.** Dependence of the coefficient of friction of the elastic insert on the rotor speed ( $\omega$ ) and the normal force ( $F_N$ ) generated by the elastic insert on the stator

Отримавши аналітично залежність коефіцієнта тертя від нормального тиску і кутової швидкості ротора, можна здійснити математичне моделювання процесу роботи вакуумної помпи з метою обґрунтування її параметрів.

### Висновки

1. За кутової швидкості ротора  $\omega = 100$  рад./с і нормальної сили  $F_N = 65$  Н коефіцієнт тертя з використанням для змащування води буде становити  $f_T = 0,044$ , а за кутової швидкості  $\omega = 300$  рад./с –  $f_T = 0,036$ .

2. За нормальної сили у  $F_N = 135$  Н відповідно коефіцієнт тертя буде становити: за  $\omega = 100$  рад./с –  $f_T = 0,062$ , а за  $\omega = 300$  рад./с –  $f_T = 0,039$ . При цьому характер зміни коефіцієнта тертя є нелінійним і підпорядковується квадратичній характеристиці.

3. Із збільшенням частоти обертання коефіцієнт тертя, з використанням змащувальної рідини, зменшується і наближається до лінійної характеристики за кутової швидкості  $\omega = 300$  рад./с.

### Бібліографічний список

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: справочник. Москва: Машиностроение, 2006. 926 с.

2. Бартенев Г. М. Природа и механизм трения каучукоподобных полимеров в различных физических состояниях. *Механика полимеров*. 1967. № 1. С. 123-155.

3. Боуден Ф. П. Трение и смазка твердых тел: учеб. пособие. Москва: Тейбор, 1968. 542 с.

4. Пичкова А. В. Насосы вакуумные, шестеренные, винтовые, поршневые: каталог ВАМИ. Ленинград, 1977. 196 с.

5. Rongjian S., Libo W., Honghao S., He L. Development of Roots Vacuum Pump Fault Diagnosis Software Based on LABVIEW. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*. 2015. Vol. 11. P. 21–25.

6. Sun S. K., Zhou Q., Wen J., Peng X. Y. Three-dimensional numerical simulation and experimental validation of flows in working chambers of roots blowers with backflow design. *IOP Science. Conf. Series: Materials Science and Engineering: 10th International Conference on Compressors and their Systems*. China, 2017. No. 232. P. 1–10.

7. Вакуумний насос: пат. 18566 Україна: А01С3/04; u200605094; заявл. 10.05.2006; опубл. 15.11.2006, Бюл. № 11. 4 с.

8. Сиротюк В. М., Березовецька О. Г., Гайдучок В. М., Березовецький С. А. Трибомеханічні системи вакуумних насосів з вдосконаленими роторами. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 6. С. 138–142.

9. Седов Л. И. Механика сплошной среды: учеб. для вузов. Москва: Наука, 1983. Т. 1. 528 с.

Стаття надійшла 09.10.2020

## Розділ 8

# ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА СИСТЕМИ. УПРАВЛІННЯ ПРОЄКТАМИ ТА ПРОГРАМАМИ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

---

---

УДК 631.15+631.17

### ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ БІОТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ ВИРОБНИЦТВА ПРОДУКЦІЇ ТВАРИННИЦТВА ТА АЛГОРИТМ ЇЇ РЕАЛІЗАЦІЇ

**Вячеслав Братішко<sup>1</sup>, д. т. н., Василь Хмельовський<sup>1</sup>, д. т. н., Віктор Ребенко<sup>1</sup>, к. т. н.,  
Володимир Кузьменко<sup>2</sup>, к. т. н., Віталій Ткач<sup>2</sup>, к. т. н.,**

<sup>1</sup> *Національний університет біоресурсів і природокористування України,  
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, Україна,  
e-mail: vbratishko@nubip.edu.ua*

<sup>2</sup> *Національний науковий центр «Інститут механізації  
та електрифікації сільського господарства»,  
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха, Фастівський р-н, Київська обл., Україна,  
e-mail: nnc-imesg@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.136>

**Братішко В., Хмельовський В., Ребенко В., Кузьменко В., Ткач В. Цільова функція біотехнічної системи виробництва продукції тваринництва та алгоритм її реалізації**

У статті в загальному вигляді розглянуто біотехнічну систему виробництва продукції тваринництва, представлену у вигляді структурної схеми, що містить взаємопов'язані ланки, де вхідними параметрами виступають чинники, функціонально пов'язані з деякою цільовою функцією біотехнічної системи. Проаналізовано низку цільових функцій оцінювання ефективності функціонування біотехнічної системи виробництва продукції тваринництва, що набули найбільшого поширення: сукупні або питомі енергетичні витрати, якість функціонування біотехнічної системи, техніко-економічні показники тощо, визначальною з яких є собівартість кінцевої продукції.

Запропоновано, що оцінювання ефективності виконання технологічних процесів та функціонування біотехнічної системи виробництва продукції тваринництва може здійснюватися за показником технологічного рівня – кількістю технологічних операцій, що виконуються на відповідному (вищому) рівні технологічного устрою з урахуванням їх вагомості.

Підвищення ефективності функціонування біотехнічної системи виробництва продукції тваринництва відповідно до визначеної цільової функції, головною складовою якої є мінімізація собівартості продукції заданої якості, вимагає здійснення аналізу та відповідного ранжування вхідних параметрів, що чинять вплив на цільову функцію.

Сформовано цільову функцію біотехнічної системи виробництва продукції тваринництва та алгоритм її реалізації, що полягають у забезпеченні мінімальної собівартості продукції тваринництва за дотримання нормативних вимог щодо якості продукції, максимально можливих за таких умов продуктивності та показника технологічного рівня біотехнічної системи.

Застосування наведеного алгоритму дозволяє обґрунтувати раціональні параметри технічного забезпечення системи технологічних процесів виробництва продукції тваринництва з погляду забезпечення найменшої собівартості кінцевої продукції та найбільшої продуктивності виробництва при забезпеченні найвищого показника технологічного рівня біотехнічної системи.

**Ключові слова:** алгоритм, біотехнічна система, продуктивність, собівартість, тваринництво, цільова функція, якість.

**Bratishko V., Khmeliovskiy V., Rebenko V., Kuzmenko V., Tkach V.**

**Target function of the biotechnical system of animal breeding products and algorithm of its implementation**

The article considers the biotechnical system of animal breeding, presented in the form of a structural scheme containing interconnected links, where the input parameters are factors, functionally related to some target function of the biotechnical system. The work analyses a number of target functions for assessing the efficiency of the biotechnical system of animal breeding, which are the most common, i.e. total or specific energy costs, quality of the biotechnical system, technical and economic indicators, etc., which determine the final product cost.

It is proposed to make evaluation of the efficiency of technological processes and functioning of the biotechnical system of animal breeding on the basis of the technological level – the number of technological operations performed at the appropriate (higher) level of technological structure.



Improving the efficiency of the biotechnical system of animal breeding production in accordance with the defined target function, the main component is to minimize the cost of products of the set quality, which requires analysis and appropriate ranking of input parameters that effect the target function.

The target function of the biotechnical system of animal breeding production and the algorithm of its implementation are shaped in the work. It suggests ensuring the minimum cost of animal breeding products in compliance with the regulatory requirements for product quality, which is maximum possible under such conditions of productivity and technological level of the biotechnical system.

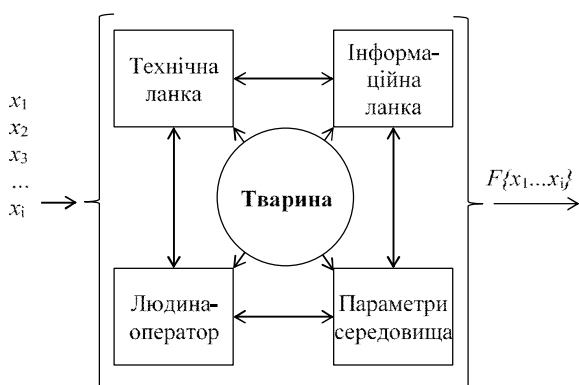
Application of the above-described algorithm allows substantiating the rational parameters of technical support for the system of technological processes of animal breeding production in terms of ensuring the lowest cost of final products and the highest productivity while securing the highest technological level of the biotechnical system.

**Key words:** algorithm, biotechnical system, productivity, prime cost, animal breeding, target function, quality.

**Постановка проблеми.** Використання системного підходу до аналізу стану галузі виробництва продукції тваринництва дає уявлення про процес виробництва як про цілісну взаємопов'язану багаторівневу біотехнічну систему (БТС), що складається з окремих ланок, головною з яких є тварина, як джерело отримання кінцевої продукції.

При цьому для встановлення взаємозв'язку між складовими БТС застосовують метод системного аналізу, а мета досліджень полягає в обґрунтуванні шляхів та підвищенні ефективності функціонування БТС виробництва продукції тваринництва в сільськогосподарських підприємствах України.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Результати аналізу публікацій у наукових виданнях України та світу свідчать, що біотехнічні системи як об'єкт досліджень вивчають переважно на теренах колишнього СРСР та меншою мірою – країн колишнього соцтабору. У загальному вигляді БТС [2; 23] виробництва продукції тваринництва можна зобразити у вигляді структурної схеми (рис. 1), що містить взаємопов'язані ланки, де вхідними параметрами виступають чинники ( $x_1, x_2, x_3, \dots, x_i$ ), функціонально пов'язані з деякою цільовою функцією біотехнічної системи  $F\{x_1 \dots x_i\}$ .



**Рис. 1.** Структурна схема БТС виробництва продукції тваринництва

**Fig. 1.** Structural scheme of the biotechnical system of animal breeding production

Порівняно з усталеним баченням [20], в окрему ланку БТС можна виділяти інформаційну складову системи, оскільки вона припиняє виконувати функції управління роботою окремого робочого органа чи технічного засобу, а набуває самостійних функцій управління технологічними процесами, прогнозування технологічних параметрів виробництва, контролю та автоматичного регулювання. Це відповідає сучасним тенденціям розвитку галузі на основі застосування концепції «точного тваринництва», яке спрямоване на врахування індивідуальних потреб тварин та інтелектуалізацію прийняття рішень щодо забезпечення раціональних параметрів утримування поголів'я та виконання технологічних процесів на фермах. Так, доволі складно порівняти вагомість впливу на ефективність виробництва продукції тваринництва, наприклад, технічних засобів для приготування кормів та програмно-інформаційної системи складання збалансованих раціонів годівлі тварин і птиці.

Цільова функція БТС визначається для кожного окремого випадку оцінювання БТС. Для умов БТС виробництва продукції тваринництва цільовими функціями можуть виступати: мінімізація енергетичних витрат під час виробництва продукції, мінімізація негативного впливу на довкілля, органічність виробництва (наближення до умов природного утримування тварин), максимізація якості або кількості продукції, мінімізація земельної площі об'єкта виробництва тощо. Множина вхідних параметрів зумовлюється цільовою функцією і є відмінною в кожному окремому випадку аналізу системи.

Серед цільових функцій оцінювання ефективності функціонування БТС виробництва продукції тваринництва, що набули найбільшого поширення, можна узагальнено виділити такі: сукупні або питомі енергетичні витрати [29], якість функціонування БТС, техніко-економічні показники [21], серед яких визначальним є собівартість кінцевої продукції.

При цьому порівняльна енергетична оцінка, на жаль, не дозволяє достовірно оцінити ефективність функціонування БТС, оскільки вартість енергетичних еквівалентів, наприклад, для рідкого

палива та грубих кормів, буде різнитися в декілька разів (питома теплота згоряння рідкого палива – 41,9–44,5 МДж/кг, сіна – 14,7–16,7 МДж/кг), а спроби їх взаємоузгодження зазвичай ґрунтуються на експертному оцінюванні та мають низьку емпіричну достовірність. На думку Є. І. Храпача, аналіз ефективності функціонування БТС за приведеними енергетичними витратами є доцільним у разі застосування перспективних техніко-технологічних рішень, які поки що не знайшли практичного застосування у виробництві.

Фундаментальні погляди на функціонування БТС виробництва продукції тваринництва містяться в працях В. В. Шацького [27; 28], який як цільову функцію БТС пропонує використовувати інтегральний показник якості її функціонування. До переваг запропонованого методу можна зарахувати системний погляд на виробництво, яке розглядається як замкнутий цикл виробництва продукції тваринництва та кормів з урахуванням забезпечення родючості ґрунтів, що є одним з актуальних питань сьогодення. Проте рисами згаданого методу є складність практичного застосування пропонуєваних моделей, зокрема встановлення значень коефіцієнтів – складових цільової функції, які, своєю чергою, базуються на енергетичних еквівалентах, а також обмеження її застосування сферою виробництва молока. Автор пропонує оцінювати біотехнічну систему за комплексним показником якості, що об'єднує якість функціонування тварини, ґрунту, працівника, а також якість корму.

Системний підхід до оцінювання ефективності функціонування біотехнічної системи виробництва молока пропонує також А. І. Фененко [24], розкриваючи вплив на собівартість виробленого молока таких чинників, як створення кормової бази, придбання й лікування корів, забезпечення нормативних параметрів комфорту утримання, забезпечення режимних характеристик функціонування комплексу машин, кваліфікації кадрів. Перевагою названого підходу є застосування придатних до практичного використання економічних методів оцінювання ефективності функціонування БТС, яка базується на створенні сприятливих комфортних умов праці з використанням машин та обладнання, які враховують фізіологічні принципи взаємодії БТС виробництва молока «корм – корова – комфорт утримання – комплекс машин – кадри» [1; 25; 26].

Отже, в умовах сучасного виробництва як цільову функцію БТС виробництва продукції тваринництва доцільно розглядати собівартість тваринницької продукції певної якості.

**Постановка завдання.** Завданням досліджень є обґрунтування цільової функції БТС виробництва продукції тваринництва та алгоритму її реалізації для пошуку раціональних параметрів технічного забезпечення системи технологічних процесів виробництва за визначеними критеріями.

**Виклад основного матеріалу.** На наш погляд, у загальному вигляді цільова функція БТС виробництва продукції тваринництва полягає в забезпеченні мінімальної собівартості продукції тваринництва  $S$  при забезпеченні нормативних вимог щодо якості  $Y_N$  (як продукції, так і виконання технологічних операцій, впливу на довкілля тощо) та максимально можливої за таких умов продуктивності  $P$  і може бути записана у вигляді системи рівнянь

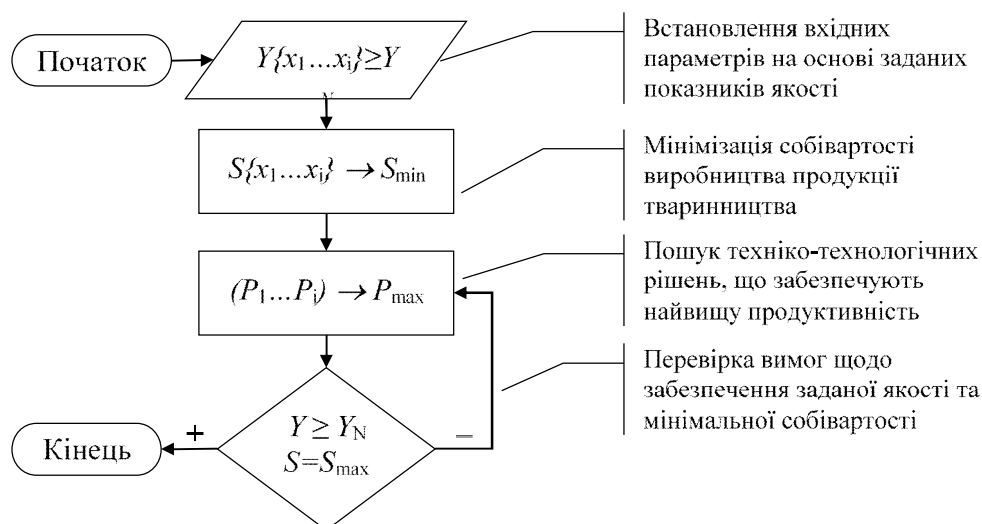
$$F\{x_1, x_2, \dots, x_i\} = \begin{cases} Y\{x_1, x_2, \dots, x_i\} \geq Y_N, \\ S\{x_1, x_2, \dots, x_i\} \rightarrow S_{\min}, \\ (P_1 \dots P_i) \rightarrow P_{\max}. \end{cases} \quad (1)$$

Алгоритм розв'язання системи рівнянь (1) можна подати в такому вигляді (рис. 2).

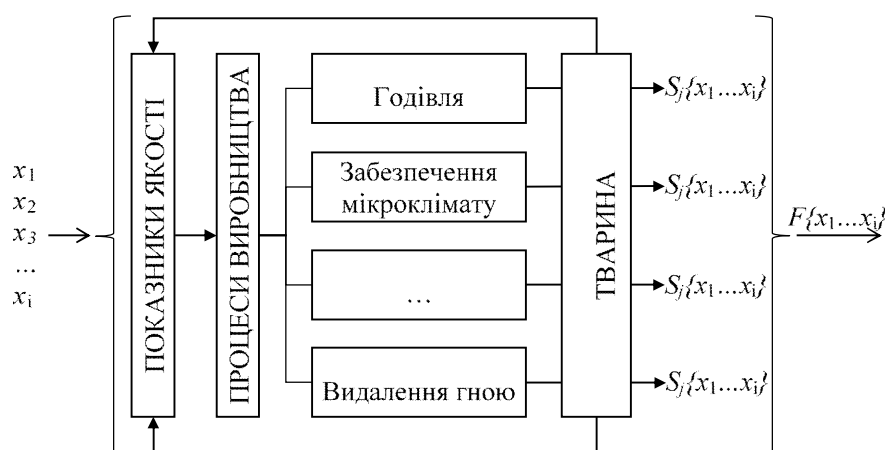
Як бачимо, цільова функція (1) та алгоритм її реалізації (див. рис. 2) можуть бути використані під час аналізу БТС виробництва продукції тваринництва на рівні окремого регіону, сільськогосподарського підприємства, тваринницької або птахівницької ферми та окремого виробничого модуля.

При цьому встановлення низки вхідних параметрів БТС виробництва продукції тваринництва, що залежать від показників якості, відбуватиметься на основі застосування положень зоотехнічних вимог, відомчих норм технологічного проектування [3–12], норм національних та міждержавних стандартів класу 13 «Захист довкілля та здоров'я. Безпека» згідно з класифікатором ДК 004:2008 [14], а також вимог нормативних документів до якості продукції тваринництва та птахівництва [16–19].

Однак в аналізі ефективності БТС було б помилкою не враховувати світовий досвід щодо забезпечення ефективності функціонування складних виробничих та організаційних структур на основі забезпечення якості їх управління, прикладом реалізації яких є вимоги міжнародних стандартів груп ISO 9000 та ISO 10000. Очевидно, що виробництво продукції тваринництва потрібно розглядати не лише як біотехнічну, а й як складну організаційну структуру, якісне управління якою є важливим елементом забезпечення ефективності її функціонування.



**Рис. 2.** Алгоритм реалізації цільової функції БТС виробництва продукції тваринництва  
**Fig. 2.** Algorithm for implementing the target function of the biotechnical system of animal breeding production



**Рис. 3.** Структурна схема БТС виробництва продукції тваринництва з урахуванням процесного підходу  
**Fig. 3.** Structural scheme of the biotechnical system of animal breeding production, taking into account the process approach

Одним із головних принципів, покладених в основу системи управління якістю, є застосування процесного підходу до аналізу виробництва [15], згідно з яким виробництво можна розглядати як сукупність, набір процесів, які володіють такими ознаками, як взаємопов'язаність, необхідність та контрольованість.

З урахуванням положень ДСТУ ISO 9001 [15] можна визначити процес як сукупність взаємопов'язаних робіт (дій, операцій), для яких використовують ресурси і які перетворюють входи на виходи, тобто забезпечують якісну та/або кількісну зміну деяких параметрів. З наведеного

визначення можна зробити висновок, що під час оцінювання функціонування БТС виробництва продукції тваринництва аналізованими процесами мають бути «технологічні процеси створення тваринницької продукції» [22], зокрема годівлі, напування, забезпечення мікроклімату, видалення та перероблення гною чи посліду тощо, які пов'язані між собою згаданими показниками якості та відповідають наведеним ознакам.

При цьому людина-оператор може виступати і як об'єкт, що формує вхідні параметри до виконання технологічних процесів БТС згідно з вимогами стандартів класу 13 за ДК 004:2008

нарівні з параметрами середовища, так і як виконавець окремої технологічної операції (під час виконання операцій штучного осіменіння чи підгортання корму на кормовому столі тощо), витрати на виконання якої впливають на собівартість продукції. А інформаційна ланка стає ознакою технологічного рівня виконання процесу (операції). А отже, можемо розглядати БТС виробництва продукції тваринництва як дволанкову систему: тварина – сукупність взаємопов'язаних технологічних процесів.

З урахуванням цього можна подати структурну схему БТС виробництва продукції тваринництва в такому вигляді (див. рис. 3).

Відповідно до загальних уявлень про науково-технічний прогрес, порівняльна ефективність виконання технологічних процесів та функціонування БТС виробництва продукції тваринництва при цьому також може здійснюватися за кількістю технологічних операцій, що виконуються на відповідному (вищому) рівні технологічного устрою з урахуванням їх вагомості, наприклад:

$$K_T = \frac{\sum_{i=1}^5 a_i n_i + \dots + \sum_{i=5} a_i n_i}{\sum_{i=1}^5 n_i}, \quad (2)$$

де  $K_T$  – показник технологічного рівня технологічного процесу;  $i$  – технологічний рівень:  $i = 1$  – ручна праця,  $i = 2$  – механізовані операції,  $i = 3$  – автоматизовані операції,  $i = 4$  – автоматичні операції,

$i = 5$  – роботизовані операції;  $n_i$  – кількість технологічних операцій  $i$ -го технологічного рівня;  $a_i$  – коефіцієнт вагомості операції  $i$ -го технологічного рівня, наприклад,  $a_1 = 1$ ,  $a_2 = 2$ ,  $a_3 = 3$ ,  $a_4 = 4$ ,  $a_5 = 5$ ;

$$K_S = \frac{1}{T_N} \sum_{j=1}^{T_N} a_j K_T^j, \quad (3)$$

де  $K_S$  – показник технологічного рівня БТС;  $T_N$  – загальна кількість  $j$ -тих технологічних процесів БТС;  $a_j$  – коефіцієнт вагомості  $j$ -го технологічного процесу в БТС.

Слід зауважити, що особливістю функціонування БТС виробництва продукції тваринництва в умовах України є відносно низький рівень оплати праці робітників ферми, що може призводити до економічної доцільності використання ручної праці замість спеціалізованих технічних засобів під час виконання деяких технологічних операцій, наприклад, підгортання об'ємистого корму на кормовому столі та роздавання підстилки тощо.

Тому показник технологічного рівня БТС потрібно враховувати під час формування цільової функції БТС таким чином: цільова функція БТС полягає у забезпеченні мінімальної собівартості продукції тваринництва  $S$  при забезпеченні нормативних вимог щодо якості  $Y_N$  та максимально можливих за таких умов продуктивності  $P$  й показника технологічного рівня БТС  $K_S$ .

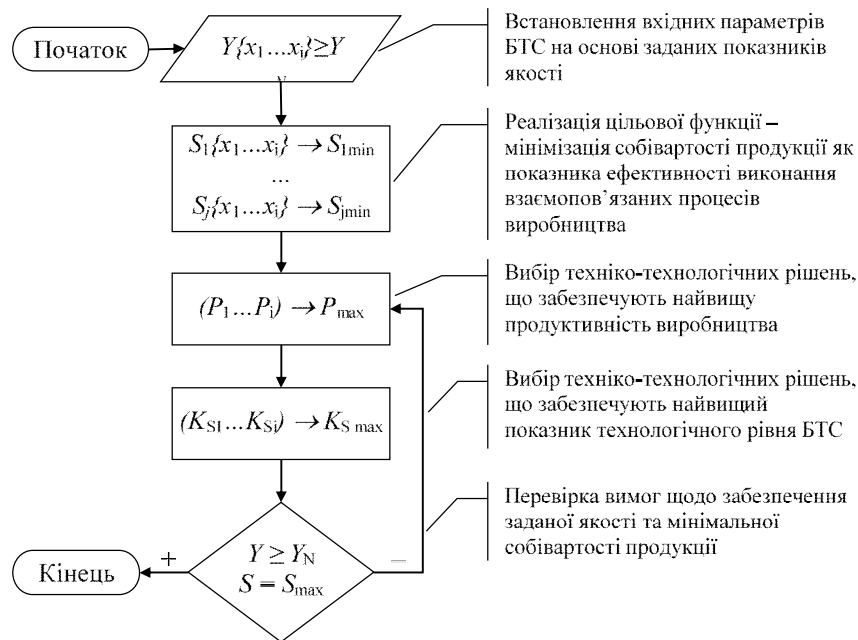


Рис. 4. Алгоритм реалізації цільової функції БТС виробництва продукції тваринництва

Fig. 4. Algorithm for implementing the target function of the biotechnical system of animal breeding production

Враховуючи наведене, можемо записати уточнені цільову функцію та алгоритм реалізації цільової функції БТС виробництва продукції тваринництва з урахуванням процесного підходу (див. рис. 4):

$$F\{x_1, x_2, \dots, x_i\} = \begin{cases} Y\{x_1, x_2, \dots, x_i\} \geq Y_N, \\ S\{x_1, x_2, \dots, x_i\} \rightarrow S_{\min}, \\ (P_1 \dots P_i) \rightarrow P_{\max}, \\ (K_{S1} \dots K_{Si}) \rightarrow K_{S_{\max}}. \end{cases} \quad (4)$$

Отже, поставлена мета щодо підвищення ефективності функціонування БТС виробництва продукції тваринництва відповідно до визначеної цільової функції, головною складовою якої є мінімізація собівартості продукції заданої якості, вимагає здійснення аналізу та відповідного ранжування вхідних параметрів БТС, що чинять вплив на цільову функцію. Як вхідні параметри БТС мають бути враховані чисельність та структура поголів'я, норми та склад раціонів годівлі, проектно-технологічні та будівельні рішення, структура та продуктивність технічних засобів і обладнання для виконання технологічних операцій [13], кількість обслуговуючого персоналу, кількісні, якісні та вартісні показники кінцевої продукції тощо, а також відповідні їм економічні показники, що характеризують їхній вплив на собівартість продукції.

### Висновки

У результаті аналітичних досліджень було сформульовано функцію біотехнічної системи виробництва продукції тваринництва та запропоновано алгоритм її реалізації. Застосування наведеного алгоритму дає змогу обґрунтувати раціональні параметри технічного забезпечення системи технологічних процесів виробництва продукції тваринництва з позиції забезпечення найменшої собівартості кінцевої продукції та найбільшої продуктивності виробництва при забезпеченні найвищого показника технологічного рівня БТС.

### Бібліографічний список

1. Адамчук В. В., Фененко А. И. Концептуальные аспекты развития ферм по производству молока. *Молочное дело*. 2010. № 12. С. 14–17.
2. Ахутин В. М., Немирко А. П., Першин Н. Н. и др. Биотехнические системы: теория и проектирование: учеб. пособие: Москва: ГОУ ОГУ, 2008. 204 с.
3. ВНТП-АПК-01.05. Скотарські підприємства. Київ: Мінагрополітики України, 2005. 96 с.
4. ВНТП-АПК-02.05. Свилярські підприємства (комплекси, ферми, малі ферми). Київ: Мінагрополітики України, 2005. 97 с.
5. ВНТП-АПК-03.05. Вівчарські і козівничі підприємства. Київ: Мінагрополітики України, 2005. 87 с.
6. ВНТП-АПК-04.05. Підприємства птахівництва. Київ: Мінагрополітики України, 2005. 90 с.
7. ВНТП-АПК-05.07. Підприємства звірівництва та кролівництва. Київ: Мінагрополітики України, 2005. 65 с.
8. ВНТП-АПК-06.07. Конярські підприємства. Київ: Мінагрополітики України, 2007. 55 с.
9. ВНТП-АПК-07.06. Об'єкти ветеринарної медицини. Київ: Мінагрополітики України, 2006. 42 с.
10. ВНТП-АПК-08.07. Об'єкти для заготівлі, зберігання та приготування кормів для тваринництва. Київ: Мінагрополітики України, 2007. 70 с.
11. ВНТП-АПК-09.06. Системи видалення, обробки, підготовки та використання гною. Київ: Мінагрополітики України, 2006. 100 с.
12. ВНТП-АПК-11.07. Комбікормові підприємства. Київ: Мінагрополітики України, 2007. 44 с.
13. ГСТУ 46.012-2000. Техніка сільськогосподарська. Методи економічної оцінки техніки для тваринництва. [Чинний від 2001-02-01]. Київ: Мінагрополітики України, 2000. III. 18 с. (Галузевий стандарт України).
14. Державний класифікатор 004:2008. Український класифікатор нормативних документів: наказ Держспоживстандарту України від 26.08.2008 р. № 301. Київ: Держспоживстандарт України, 2008.
15. ДСТУ ISO 9001:2009. Системи управління якістю. Вимоги. [Чинний від 2009-09-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2009. 26 с.
16. ДСТУ 3662:2015. Молоко-сировина коров'яче. Технічні умови. [Чинний від 2018-01-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2015. 12 с.
17. ДСТУ 5028:2008. Яйця курячі харчові. Технічні умови. [Чинний від 2010-06-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2010. 27 с.
18. ДСТУ 6030:2008. М'ясо. Яловичина та телятина в тушах, півтушах і четвертинах. Технічні умови. [Чинний від 2011-07-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 18 с.
19. ДСТУ 7158: 2010. М'ясо. Свинина в тушах і півтушах. Технічні умови. [Чинний від 2011-07-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 14 с.
20. Лапин А. П., Баранов Ю. Н., Тимохин О. В. Обоснование биотехнической системы для повышения безопасности работ в животноводстве. *Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. Техника и технологии агропромышленного комплекса*. 2009. № 2. С. 21–24.
21. Мусин А. М. Методы технико-экономической оценки биотехнических систем животноводства / Рос. акад. с.-х. наук Всерос. науч.-исслед. ин-т электрификации сел. хоз-ва. Москва: [б. и.], 2005. 81 с.
22. Мусин А. М. Эффективность биотехнических систем животноводства. Москва: ГНУ ВИЭСХ, 2010. 88 с.
23. Мустецов Т. М., Нечипоренко А. С. Теорія біотехнічних систем: навч. посіб. Харків: ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2015. 188 с.

24. Напрями технологічного і технічного відтворення індустриальних ферм з виробництва молока / А. І. Фененко, С. П. Москаленко, Р. Б. Кудринський, П. М. Михайленко, В. В. Ткач. *Вісник аграрної науки*. 2012. № 5. С. 48-52.
25. Фененко А. І., Москаленко С. П., Ткач В. В., Пономаренко О. В. Раціональні параметри та режимні характеристики функціонування складових біотехнічної системи виробництва молока. *Молочное дело*. 2013. № 3. С. 16-18.
26. Фененко А. І. Техніко-технологічна концепція розвитку механізації молочного тваринництва. *Техніка АПК*. 1996. № 1. С. 6-7.
27. Шацкий В. В. Концепция и методология совершенствования биотехнической системы животноводства. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка*. 2016. Вип. 157. С. 111-118.
28. Шацкий В. В. Методология совершенствования технологического обеспечения животноводства. *Науковий вісник НУБіП України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2016. Вип. 254. С. 334-344.
29. Шацкий В. В., Коломиец С. М. Теоретико-методологические принципы анализа функционально-качественного наполнения технико-технологического обеспечения свиноводства. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка*. 2013. Вип. 132. С. 130-138.

*Стаття надійшла 17.10.2020*

## ПРОГНОЗУВАННЯ ОБСЯГІВ ЗАГОТІВЛІ СИРОВИНИ НА ТЕРИТОРІЇ ГРОМАД ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ШТУЧНИХ НЕЙРОННИХ МЕРЕЖ

Анатолій Тригуба <sup>1</sup>, д. т. н., Інна Тригуба <sup>1</sup>, к. с.-г. н., Роман Чубик <sup>1</sup>, к. т. н.,  
Ігор Кондисюк <sup>2</sup>, Назар Коваль <sup>2</sup>, Ярослав Панюра <sup>3</sup>, к. т. н.

<sup>1</sup> Львівський національний аграрний університет  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,  
e-mail: trianatik@gmail.com, trinle@ukr.net, r.chubuk@gmail.com

<sup>2</sup> Львівський державний університет безпеки життєдіяльності  
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, Україна,  
e-mail: ldubzh.lviv@dns.gov.ua

<sup>3</sup> Екологічний коледж Львівського національного аграрного університету  
вул. Замарстинівська, 167, м. Львів, Україна,  
e-mail: ek.lviv.nau@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.143>

### **Тригуба А., Тригуба І., Чубик Р., Кондисюк І., Коваль Н., Панюра Я. Прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад із використанням штучних нейронних мереж**

Виконано аналіз наукових праць та предметної галузі, що свідчить про доцільність виконання процесу прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад. Означено нерозв'язану науково-прикладну задачу розробки інструментарію для прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад із використанням штучних нейронних мереж.

Обґрунтована архітектура штучної нейронної мережі прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад, яка передбачає використання тришарового перцептрона. Розроблена блок-схема навчання штучної нейронної мережі для прогнозування обсягів добової заготівлі сировини на території громад. Вона передбачає виконання п'ятнадцяти етапів, які ґрунтуються на дослідженні та виконанні підготовки початкових даних до прогнозування, а також проведенні розрахунків та перевірки умов їх точності, що забезпечує належну якість навчання штучних нейронних мереж.

Запропонований підхід до класифікації даних для прогнозування передбачає виокремлення окремих діб та місяців календарного року, які разом із кліматичними умовами (середні значення атмосферної температури повітря та кількості опадів в окрему добу) зумовлюють спосіб утримування молочного стада (прив'язний та пасовищний), що значно впливає на обсяги заготівлі молока і лежить в основі їх прогнозування.

На підставі підготовлених початкових даних виконано навчання штучної нейронної мережі, що забезпечило створення моделі, яка здатна прогнозувати добові обсяги заготівлі молока на території громади за вхідними даними у середовищі Neural Network Wizard. Проведені дослідження показують, що за кількості епох навчання понад 20000 похибка прогнозованих значень не перевищує 3,6 %. На підставі виконаного дослідження налаштованої штучної нейронної мережі встановлені тенденції зміни добових обсягів заготівлі молока на території громади (реальний та прогнозований) для умов Пониковицької громади Бродівського району Львівської області.

**Ключові слова:** прогнозування, штучні нейронні мережі, сировина, заготівля, громада.

### **Tryhuba A., Tryhuba I., Chubuk R., Kondysiuk I., Koval N., Paniura Ya. Forecasting the volume of raw materials procurement on the territory of communities using artificial neural networks**

The analysis of scientific works and subject area is performed. It testifies the expediency of the process of forecasting the volumes of raw materials procurement on the territory of communities. The unsolved scientific and applied problem of developing tools for forecasting the volume of raw material procurement in the communities using artificial neural networks has been identified.

The architecture of the artificial neural network for forecasting the volumes of raw material procurement on the territory of communities is substantiated. It suggests the use of a three-layer perceptron. The block diagram of training of an artificial neural network for forecasting of volumes of daily preparation of raw materials in the territory of communities is developed. It involves implementation of fifteen stages, which are based on the study and preparation of initial data for forecasting, as well as calculations and verification of the conditions of their accuracy, which ensures the proper quality of training of artificial neural networks.

The proposed approach to classification of the data for forecasting suggests separation of individual days and months of the year, which, under some climatic conditions (average atmospheric temperature and precipitation per day), determine the method of keeping the dairy herd (tethered and grazed), significantly effects the volume of milk production and underlies their forecasting.

Based on the prepared initial data, an artificial neural network was trained. It provided the creation of a model that can predict the daily volume of milk production in the community based on the input data in the Neural Network Wizard. The studies show that for the number of learning epochs over 20,000, the error of the predicted values does not exceed 3.6%. On the basis of the performed research of the adjusted artificial neural network, the tendencies of the change of daily volumes of milk procurement on the territory of the community (real and projected) for the conditions of Ponykovychi community in Brody district of Lviv region are established.

**Key words:** forecasting, artificial neural networks, raw materials, procurement, community.

**Постановка проблеми.** Розвиток новоутворених сільських громад значною мірою залежить як від реалізації відповідних інноваційних проектів, так і від використання інтелектуальних систем підтримки прийняття рішень. При цьому виникає низка управлінських задач, які стосуються прогнозування [13; 16]. Водночас використання штучних нейронних мереж набуває все більшої популярності в різних сферах життя та діяльності людей для розв'язання задач прогнозування [9; 18; 19]. Це стосується процесу прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад, виконання якого має свою специфіку та потребує врахування низки чинників для якісного прийняття управлінських рішень.

Обсяги заготівлі сировини на території громад залежать від багатьох чинників (кількість господарств, що її виробляють, їх продуктивність, період доби сезону, виробничі та предметні складові тощо). Між ними існують системні взаємозв'язки, врахування яких потребує глибоких знань предметної галузі. Водночас у громадах наявні статистичні дані щодо обсягів заготівлі окремих видів сировини, які дають змогу створити належну навчальну вибірку, що лежить в основі вибору алгоритму та створення адекватної штучної нейронної мережі [14]. Отже, використання ефективного інтелектуального аналізу статистичних даних та виконання прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад із використанням штучних нейронних мереж забезпечить якісне прийняття відповідних управлінських рішень [8; 14; 17].

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Багато наукових праць різних учених стосується розроблення та використання нейронних мереж для розв'язання різних прикладних задач [1–4; 6; 7]. У науковій праці [7] її автори пропонують використовувати нейронні мережі для вирішення проблеми прогнозування часових рядів. Окремі науковці займалися розв'язанням задач розпізнавання мови за допомогою штучних нейронних мереж [12]. У науковій праці [4] автори розглянули використання нейронних мереж для розв'язання задач прогнозування часових рядів та запропонували алгоритм прогнозування, а в іншій

роботі її автори описали розв'язання зазначеної задачі [7]. У своїх працях [11; 12] закордонні вчені підійшли до розв'язання цієї задачі на основі розробленого алгоритму управління нейронною мережею з розпізнавання образів. Здатність нейронної мережі розв'язувати задачі прогнозування в різних прикладних сферах показано в роботах [2; 3; 5; 6; 10], де автори безпосередньо доводять можливості штучних нейронних мереж. Ними для різних прикладних сфер узагальнено вхідну та вихідну інформацію, а також виділено приховані залежності між її вхідними та вихідними даними.

Після завершення навчання мережа може показати прогнозоване значення заданих показників залежно від кількісного значення попередньо заданих показників або чинників, які на них впливають. Доведено, що прогнозування можливе лише тоді, коли попередні показники мають зв'язок із прогнозованими. Точність прогнозування має значний вплив на всю систему прогнозування. Окрім того, інструментарій для виконання тренувань також має великий вплив на отримані прогнозні дані. Водночас у працях [1; 15] запропоновано розробляти нейронну мережу для прогнозування з використанням середовища Neural Network Wizard.

Попри наявність багатьох наукових праць щодо прогнозування з використанням штучних нейронних мереж, публікації в цьому напрямі стосовно прогнозування обсягів виробництва сировини на території громад відсутні. Це зумовлює потребу проведення досліджень, які забезпечать спосіб відображення та інструментарій прогнозування за допомогою нейронних мереж. Зокрема, це стосується прогнозування добових обсягів заготівлі молока на території громад із використанням штучних нейронних мереж. При цьому існує потреба обґрунтування підходу до такого прогнозування з використанням штучних нейронних мереж.

**Постановка завдання.** Мета досліджень – обґрунтувати підхід та модель прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад із використанням штучних нейронних мереж.



Для досягнення поставленої мети належить виконати такі завдання:

- обґрунтувати архітектуру штучної нейронної мережі прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад та блок-схему її навчання;

- підготувати початкові дані, виконати навчання штучної нейронної мережі та провести моделювання зі встановленням тенденцій зміни прогнозованих обсягів заготівлі сировини на території громад.

**Основні методи дослідження.** Науково-прикладну задачу прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад розв'язували на основі використання теорії та методів штучних нейронних мереж, математичної статистики для обґрунтування навчальної вибірки, аналізу та синтезу чинників впливу складових проектного середовища на обсяги заготівлі сировини на території громад, індукції та дедукції.

**Виклад основного матеріалу.** Штучні нейронні мережі належать до розділу штучного інтелекту, що передбачає для обробки окремих сигналів використання явищ, які притаманні нейронам живих організмів. Також штучні нейронні мережі являють собою математичні моделі, які відтворюють функціонування нервових клітин в організмі людини. Ключовим елементом як штучної нейронної мережі, так і біологічної є нейрон. Взаємозв'язані нейрони утворюють шари. Кількість таких шарів варіює залежно від складності нейронної мережі та завдань, які виконують за її допомогою.

Під час прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад нами враховано взаємозв'язки, які зумовлюють прогнозоване значення добових обсягів заготівлі сировини, яке залежить від:

- обсягу заготівлі сировини відповідного дня попереднього періоду (календарного року);
- кліматичних умов (середніх місячних температур повітря, наявності опадів тощо);
- пори року (наприклад, способу утримання корів під час виробництва молока-сировини тощо).

Основним недоліком існуючих методів прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад є необхідність побудови моделі, яка враховувала б тенденції зміни обсягів заготівлі сировини залежно від зазначених чинників та їх постійної зміни. Іншим недоліком існуючих регресійних моделей є неправильне встановлення взаємозв'язку між вхідними та вихідними змін-

ними, оскільки взаємозв'язки між ними нелінійні. Вхідні змінні – це номер доби та місяця, ретроспективні дані про обсяги заготівлі сировини на території громади, інформація про температуру навколишнього середовища, опади тощо. Вихідні змінні – це прогнозований обсяг заготівлі сировини для кожної наступної доби окремого місяця. Штучна нейронна мережа може створювати довільно складні взаємозв'язки в різний час введення даних, постійно змінюючи вихідні дані, дозволяючи моделі точно визначати прогнозований обсяг заготівлі сировини.

Нейронні мережі не запрограмовані у звичайному розумінні цього слова, вони навчаються на заданих ретроспективних даних. Вміння навчатися – одна з головних переваг нейронних мереж перед традиційними алгоритмами. Побудова нейронної мережі проводиться у два етапи: вибір типу нейронної мережі (архітектура) та вибір ваги нейронної мережі (навчання). На першому етапі обґрунтовують:

- типи використовуваних нейронів (кількість входів, функції передачі);
- шляхи з'єднання нейронів між собою;
- вхідні та вихідні сигнали нейронної мережі.

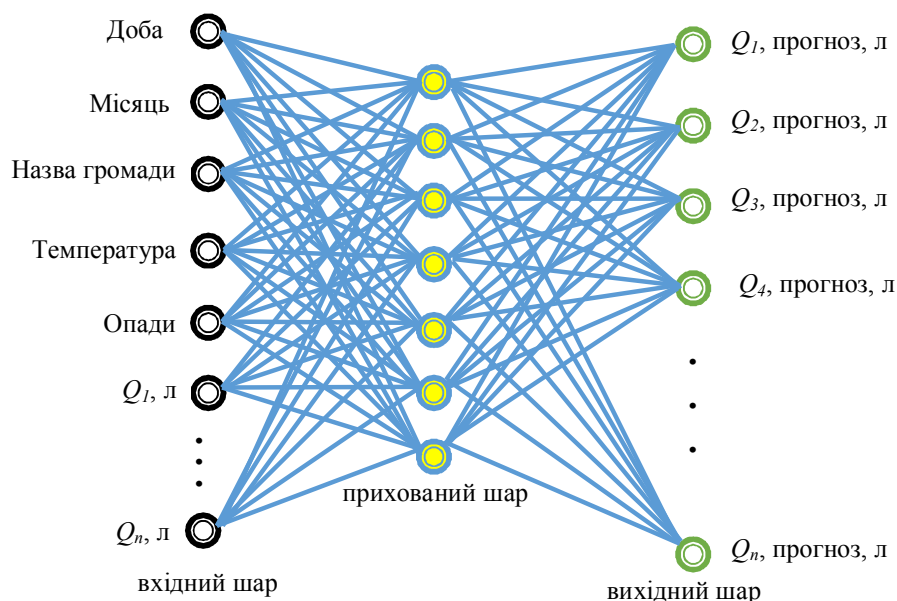
Існують десятки різних архітектур нейронних мереж, при цьому ефективність більшості з них доведена математично [7]. Найпопулярніша і найбільш використовувана архітектура являє собою багат шаровий перцептрон, який представляє модель нейронної мережі із заданою регресією.

Для розв'язання задач прогнозування необхідно вибрати архітектуру нейронної мережі та середовище, в якому ця нейронна мережа працюватиме. Формування середовища означає здійснення таких етапів:

- створення алгоритму навчання;
- навчання штучної нейронної мережі;
- тестування штучної нейронної мережі.

База даних навчального архіву використовується як навчальний зразок для окремих днів прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад. Архітектура штучної нейронної мережі, розроблена для прогнозування добових обсягів заготівлі сировини на території громад, показана на рис. 1.

Нами запропоновано використовувати тришаровий перцептрон. У вхідному шарі мережі 370 нейронів (кількість вхідних змінних), у прихованому шарі – 7 (визначається експериментально створенням мережі), вихідних – 365 (відповідає кількості днів прогнозування обсягів заготівлі сировини).



**Рис. 1.** Архітектура штучної нейронної мережі для прогнозування добових обсягів заготівлі сировини на території громад

**Fig. 1.** Architecture of an artificial neural network for forecasting daily volumes of raw materials procurement on the territory of communities

Вхідними змінними є добові обсяги заготівлі сировини ( $Q_n$ ) за попередні доби від окремих громад, а також кліматичні умови у ретроспективному періоді – (370 значень). Вихідними є прогнозовані показники добових обсягів заготівлі сировини ( $Q_n$ , *прогноз*) для окремої доби впродовж календарного року для заданої громади.

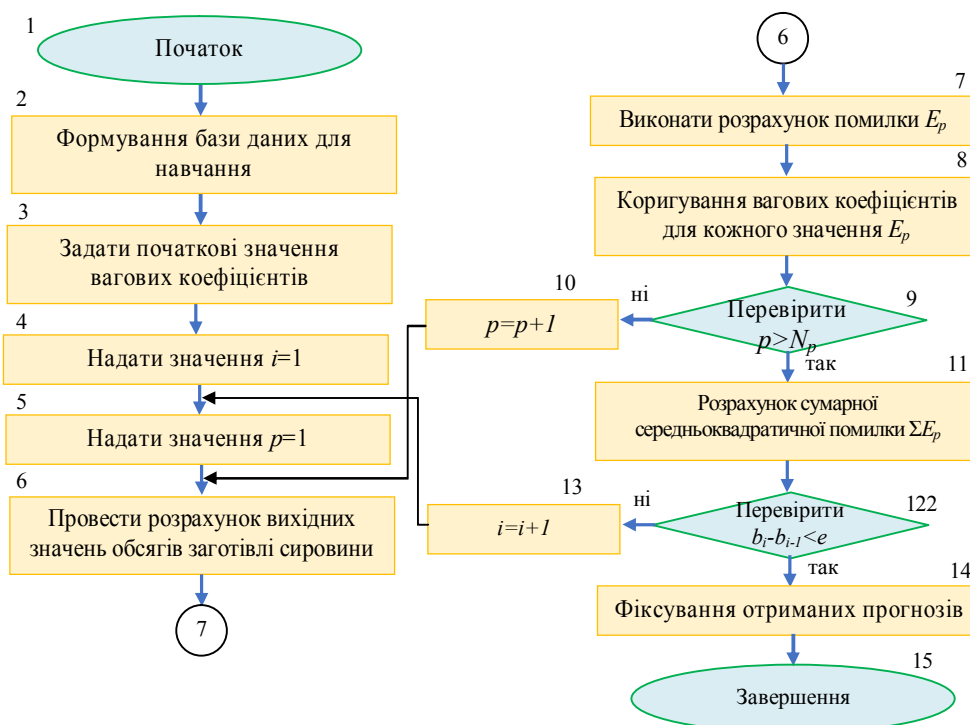
На наступному етапі навчання вибраної штучної нейронної мережі проводиться вибір значень ваг нейронів, щоб модель адекватно забезпечувала прогнозування обсягів добової заготівлі сировини на території громад. Кількість ваг нейронних мереж, що використовуються на практиці, може становити десятки тисяч, тому навчання є досить складним процесом розроблення відповідної моделі. Для багатьох архітектур штучних нейронних мереж уже розроблено спеціальні навчальні алгоритми, які дозволяють правильно підбирати їхню вагу. Найпопулярнішим із цих алгоритмів є поширення помилок, який застосовується для навчання перцептрона [7].

В окремих громадах існує база даних (архів) щодо обсягів добової заготівлі сировини на їхній території. Підготувавши на їх основі дані та подавши на вхід до штучної нейронної мережі, ми отримуємо від неї деякий прогноз, який не обов'язково є правильним. Обчислюючи різницю між прогнозними та фактичними реакціями мережі, отримуємо вектор помилки.

Алгоритм поширення інвертованої помилки – це набір формул, що дозволяє вектору помилок обчислювати поправки, необхідні для зміни ваг штучної нейронної мережі. Той самий приклад можна багато разів використовувати в нейронній мережі. Після повторення прикладів ваги штучної нейронної мережі стабілізуються, а отримана модель дає правильні прогнозовані значення (або майже всі правильні) за різних варіантів зміни початкових даних. У цьому разі штучна нейронна мережа набуває стану – «вивчила всі приклади» або «навчена».

Під час розроблення програмного забезпечення для прогнозування обсягів добової заготівлі сировини на території громад спостерігається, що величина помилки в процесі навчання (сума квадратів помилок на всіх вихідних даних) поступово зменшує шум. Коли значення помилки досягає нуля або допустимої нижньої межі, навчання припиняється, а отримана модель штучної нейронної мережі вважається підготовленою до прогнозування. Блок-схема алгоритму навчання штучної нейронної мережі для прогнозування обсягів добової заготівлі сировини на території громад наведена на рис. 2.

Блоки 2-5 забезпечують дослідження та підготовку початкових даних для прогнозування, а також у них виконується нормування значень обсягів добової заготівлі сировини на території громад  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$  (перетворюються на відносні значення  $Q_{npi}$  за умов  $0 \leq Q_{npi} \leq 1$ , де  $1 \leq i \leq 365$ ).



**Рис. 2.** Блок-схема алгоритму навчання штучної нейронної мережі для прогнозування добових обсягів добової заготівлі сировини на території громад  
**Fig. 2.** Block diagram algorithm of training of an artificial neural network for forecasting daily volumes of raw materials procurement on the territory of communities

Значення сигналів на входах і виходах нейронів  $j$  та перехідного шару  $k$  обчислюються в блоці 6 на підставі таких формул:

$$N_j = \sum_{i=1}^{365} w_{ji}, j = 1, 2, \dots, n; \quad (1)$$

$$O_j = \frac{1}{1 + e^{-(N_j + \Theta_j)}}; \quad (2)$$

$$N_k = \sum_{i=1}^k w_{ki} \cdot O_j, k = 1; \quad (3)$$

$$O_k = \frac{1}{1 + e^{-(N_k + \Theta_k)}}; \quad (4)$$

де  $w_{ji}, w_{ki}$  – відповідно вагові коефіцієнти між нейронами шарів  $j$  та  $i$ , а також між шарами  $k$  та  $j$ ;  $N_j, N_k$  – значення сигналів на входах шарів  $j$  та  $k$ ;  $O_j, O_k$  – значення сигналів на виходах шарів  $j$  та  $k$ ;  $\Theta_j, \Theta_k$  – зміщення.

Після цього в блоці 7 розраховується помилка для кожного варіанта навчання:

$$E_p = 0,5 \cdot (d_k - O_k)^2, \quad (5)$$

де  $d_k$  – бажане значення вихідного обсягу добової заготівлі сировини на території громади;  $O_k$  – визначене значення обсягу добової заготівлі сировини на території громади ( $Q_{проз}$ ).

Після визначення зменшень градієнта у ваговому просторі  $w_{ji}$  та  $w_{ki}$  (блок 8), а також їх виправлення здійснюється розрахунок загальної похибки для всіх варіантів (блок 11) і перевіряється виконання умови точності розрахунків (блок 12). За умови дотримання точності розрахунків процес навчання завершується, інакше процес навчання повторюється. Якість навчання штучних нейронних мереж безпосередньо залежить від прикладів навчальної вибірки, а також від того, наскільки ці приклади описують поставлену задачу та вимоги до прогнозування. Вважається, що для повного навчання нейронної мережі потрібно принаймні кілька десятків (а краще сотень) прикладів [7].

Для того щоб модель прогнозування могла враховувати тенденції обсягів добової заготівлі сировини на території громад, вхідним параметром буде прийматися значення обсягу заготівлі сировини за попередню добу.

Таким чином, функція обсягів добової заготівлі сировини на території громад матиме такий вигляд:

$$Q_k = f(h, d, t_h, O_h, Q_{h-1}), \quad (6)$$

де  $Q_h$  – обсяг добової заготівлі сировини на території громади в окрему добу,  $h$ ;  $h, d$  – номер

добу та окремого місяця календарного року;  $t_h$  – середня атмосферна температура повітря в окрему добу, °C;  $O_h$  – середня кількість опадів в окрему добу, мм;  $Q_{h-1}$  – обсяг добової заготівлі сировини на території громади за попередню добу  $h-1$ .

#### **Експериментальні результати та їх аналіз.**

Розглянемо приклад прогнозування обсягів заготівлі молока на території Пониковицької громади Бродівського району Львівської області. Існуючі підходи до класифікації діб та місяців календарного року мають загальний суттєвий недолік. Цей недолік полягає в тому, що вони не враховують того, що разом із кліматичними умовами (середні значення атмосферної температури повітря та кількості опадів в окрему добу) вони зумовлюють спосіб утримання молочного стада (прив'язний та пасовищний), що значно впливає на обсяги заготівлі молока. Вхідне значення номера доби є дискретним, кіль-

кість станів цього значення може дорівнювати окремим їх видам. Отже, щоб представити ці значення, вхід до штучної нейронної мережі вимагає шести вхідних нейронів (табл. 1).

Усі параметри, що подаються для вхід у штучну нейронну мережу, слід нормалізувати до інтервалу  $[-1; 1]$ . Нормалізація виконується за формулою

$$Q_h^* = \frac{2Q_h - (Q_{\max} + Q_{\min})}{(Q_{\max} - Q_{\min})}, \quad (7)$$

де  $Q_h^*$  – нормоване значення обсягів добової заготівлі сировини на території громади, л;  $Q_h$  – обсяг заготівлі сировини на території громади в окрему добу, л;  $Q_{\max}, Q_{\min}$  – відповідно максимально та мінімально можливі значення добової заготівлі сировини на території громади, л.

**Таблиця 1.** Приклад чинникових характеристик для вхідних даних штучної нейронної мережі прогнозування обсягів добової заготівлі сировини на території громад

**Table 1.** Example of the factor characteristics for the input data of the artificial neural network for forecasting the volume of daily procurement of raw materials in the community

№ з/п	Назва чинника	Значення чинника (приклад)
Дискретні параметри		
1	Доба окремого календарного місяця	від 1-ї до 31-ї
2	Місяць окремого календарного року	від 1-го до 12-го
3	Громада	від 001-ї до 024-ї
4	Температура повітря у відповідну добу календарного року, °C	Від мінімального до максимального значення
5	Середня кількість опадів в окрему добу, мм	
6	Обсяг добової заготівлі молока на території громади, л	

**Таблиця 2.** Приклад підготовлених даних для дослідження штучної нейронної мережі для прогнозування добової заготівлі молока на території громади

**Table 2.** Example of the prepared data for the study of an artificial neural network for predicting daily milk production in the community

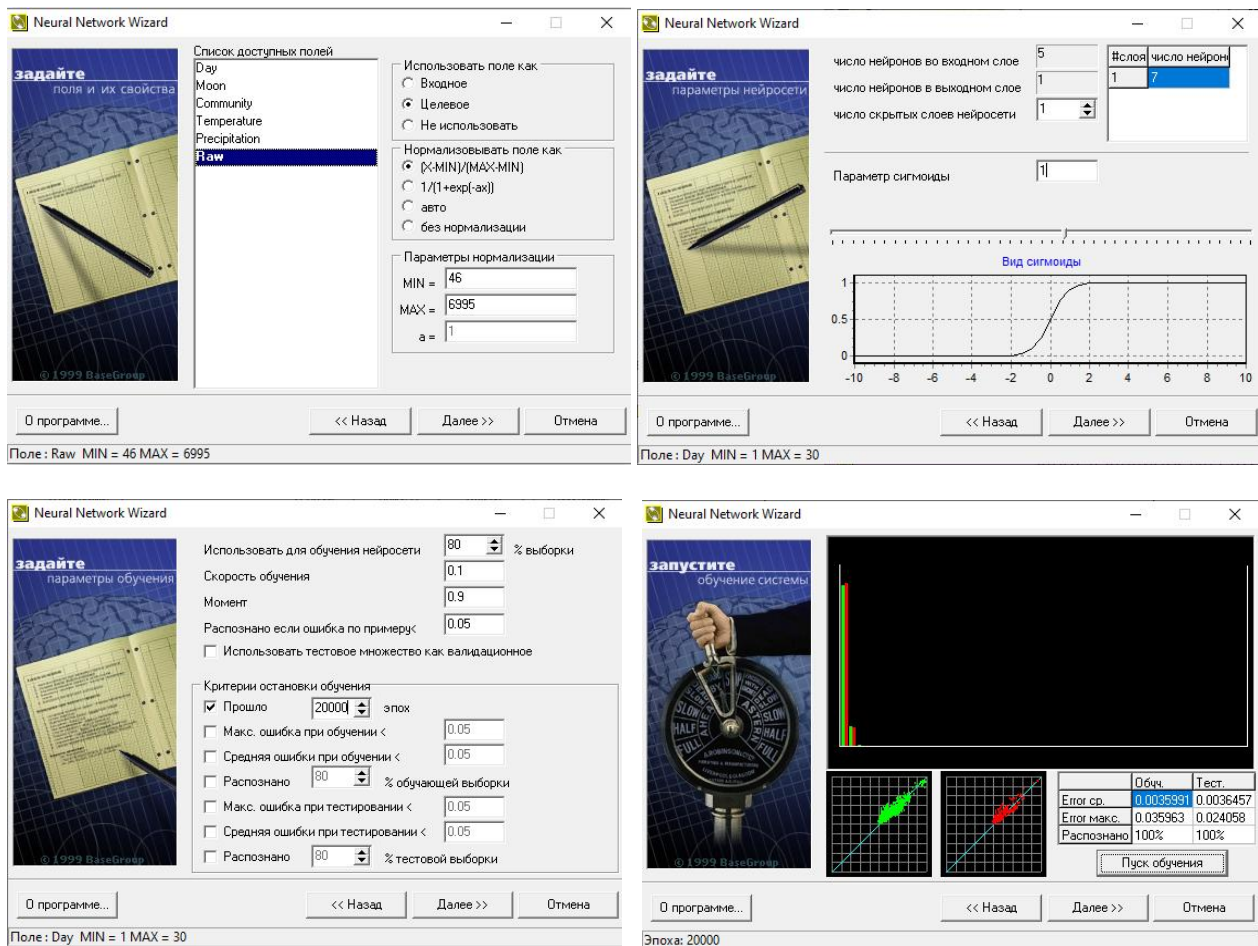
Код доби	Код місяця	Код громади	Фактичний обсяг заготівлі сировини на території громади в окрему добу, л/добу (попереднього календарного року)	Температура повітря у відповідну добу календарного року, °C	Середня кількість опадів у відповідну добу, мм
01	01	001	52	0.8	0.0
22	01	003	1535	-6.0	0.0
17	06	016	1125	20.0	9.0
...					
30	12	024	294	-3.1	0.0

У процесі навчання штучної нейронної мережі помилка прогнозу зменшується доти, доки його інтервал коливань не досягне певного значення, яке задовольнить результат прогнозу. У подальшому створюємо штучну нейронну мережу, здатну прогнозувати добові обсяги заготівлі молока на території громади за вхідними даними, що наведені у табл. 2.

Цю задачу виконано у середовищі Neural Network Wizard [15]. Для цього насамперед проведено налаштування параметрів полів – тип та нормалізація, а також задано цільове поле – прогнозований добовий обсяг заготівлі молока на території громади. Після налаштування полів виконано налаштування нейронної мережі, задавши у

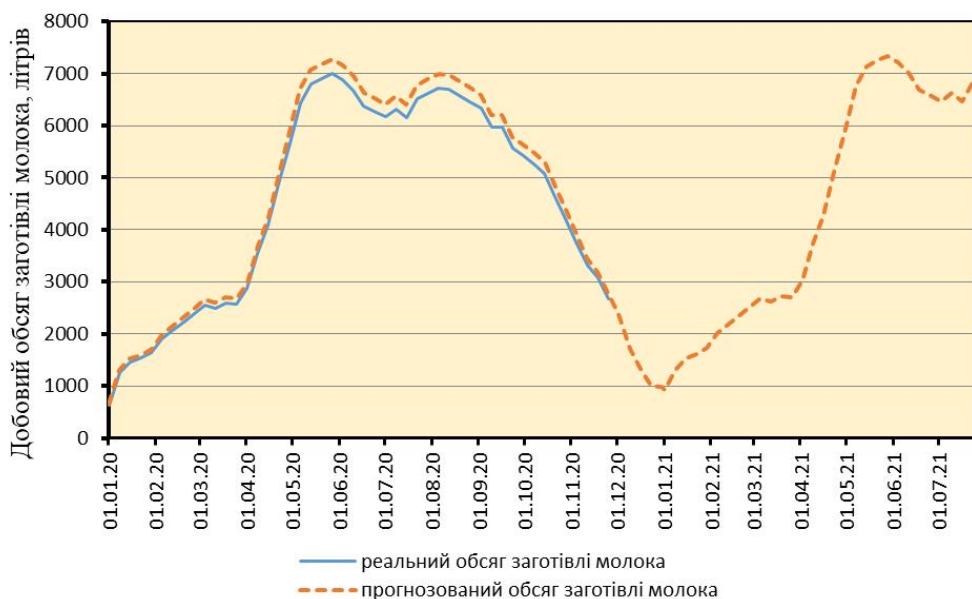
вікні відповідні її параметри. За умови завершення налаштувань для навчання нейронної мережі, з'являється вікно перевірки цих параметрів. Після перевірки заданих параметрів проводиться навчання нейронної мережі (рис. 3).

Проведені дослідження на основі навчання нейронної мережі показують, що за умови, коли кількість епох збільшується понад 20000, похибка не перевищує 3,6 %. На підставі виконаного дослідження налаштованої штучної нейронної мережі встановлені тенденції зміни добових обсягів заготівлі молока на території громади (реальне та прогнозоване значення) для умов Пониковицької громади Бродівського району Львівської області (рис. 4).



**Рис. 3.** Вікна середовища Neural Network Wizard із відображенням процесів налаштування параметрів полів, налаштування нейронної мережі, перевірки цих параметрів та результатів навчання штучної нейронної мережі для прогнозування добової заготівлі молока на території громади

**Fig. 3.** Neural Network Wizard windows displaying the processes of setting field parameters, setting up a neural network, checking these parameters and the results of training an artificial neural network to predict the daily milk production in the community



**Рис. 4.** Тенденції зміни добових обсягів заготівлі молока на території Пониковицької громади  
**Fig. 4.** Trends in changes of the daily milk production volumes on the territory of Ponykivychi community

Із представлених тенденцій зміни добових обсягів заготівлі молока на території Пониковицької громади (реальні та прогнозовані значення) видно, що використання штучної нейронної мережі дає досить точний прогноз і це лежить в основі прийняття якісних управлінських рішень щодо планування виконання відповідних логістичних робіт.

### Висновки

1. На підставі виконаного аналізу наукових праць та предметної галузі встановлено, що використання ефективного інтелектуального аналізу статистичних даних та виконання прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад із використанням штучних нейронних мереж забезпечить якісне прийняття відповідних управлінських рішень у логістичних системах.

2. Обґрунтована архітектура штучної нейронної мережі прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад передбачає використання тришарового перцептрона. У вхідному шарі мережі 370 нейронів (кількість вхідних змінних), у прихованому шарі – 7 (визначається експериментально за допомогою створення мережі), вихідних – 365 (відповідає кількості днів прогнозування обсягів заготівлі сировини). Вхідними змінними є добові обсяги заготівлі сировини ( $Q_n$ ) за попередні доби від окремих громад, а також кліматичні умови у ретроспективному періоді, а вихідними є прогнозовані показники

добових обсягів заготівлі сировини ( $Q_n$ , прогноз) для окремої прогнозованої доби впродовж календарного року для заданих громад.

3. Блок-схемне представлення розробленого алгоритму навчання штучної нейронної мережі для прогнозування обсягів добової заготівлі сировини на території громад передбачає виконання п'ятнадцяти етапів, які ґрунтуються на дослідженні та виконанні підготовки початкових даних до прогнозування, а також проведення розрахунків та перевірки умов їх точності, що забезпечує належну якість навчання штучних нейронних мереж.

4. Запропонований підхід до класифікації даних для прогнозування передбачає виокремлення окремих діб та місяців календарного року, які разом із кліматичними умовами (середні значення атмосферної температури повітря та кількості опадів в окрему добу) зумовлюють спосіб утримування молочного стада (прив'язний та пасовищний), що значно впливає на обсяги заготівлі молока.

5. На підставі підготовлених початкових даних виконано навчання штучної нейронної мережі, що забезпечило створення штучної нейронної мережі, яка здатна прогнозувати добові обсяги заготівлі молока на території громади за вхідними даними у середовищі Neural Network Wizard. Проведені дослідження на основі навчання нейронної мережі показують, що, коли кількість епох збільшується понад 20000, похибка

не перевищує 3,6%. На підставі виконаного дослідження налаштованої штучної нейронної мережі встановлені тенденції зміни реальних та прогнозованих значень добових обсягів заготівлі молока на території громади для умов Пониковицької громади Бродівського району Львівської області. Вони свідчать про те, що отримана модель штучної нейронної мережі забезпечує досить точний прогноз і лежить в основі прийняття якісних управлінських рішень щодо планування виконання відповідних логістичних робіт.

### Бібліографічний список

1. Баженов Р. И., Ступников А. В. Прогнозирование цены легковых автомобилей с помощью нейронных сетей в среде Neural Network Wizard. *Современная техника и технологии: электрон. изд.* 2015. № 7. URL: <http://technology.snauka.ru/2015/07/7462> (дата обращения: 11.06.2020).
2. Вычужанин В. В., Рудниченко Н. Д. Разработка модели нейросети для прогнозирования риска отказов компонентов сложных технических систем. *Informatics and Mathematical Methods in Simulation*. 2016. 6, № 4. P. 333–338.
3. Костина Л. Н., Гареева Г. А. Нейронные сети в задачах прогнозирования временных рядов. *Инновационная наука*. 2015. № 6-2. С. 70–73.
4. Любимова Т. В., Горелова А. В. Решение задачи прогнозирования с помощью нейронных сетей. *Инновационная наука*. 2015. № 4. С. 39–42.
5. Орлова Е. В., Дудникова Э. В., Водопьянов А. С., Чернова М. С. Применение нейронных сетей в прогнозировании риска формирования церебрального паралича у детей на основе оценки влияния перинатальных факторов. *Вестник современной клинической медицины*. 2019. 12. 3. С. 40–43. doi: 10.20969/VSKM.2019.12(3).40-43.
6. Покусаев М. Н., Касимов Н. Н. Система диагностики судовых энергетических установок с применением нейросетевых моделей. *Вестник АГТУ. Управление, вычислительная техника и информатика*. 2012. № 2. С. 88–92.
7. Солдатова О. П., Семенов В. В. Применение нейронных сетей для решения задач прогнозирования. *Исследовано в России: электрон. науч. журн.* 2006. URL: <http://zhurnal.gpi.ru/articles/2006/136.pdf> (дата обращения: 06.07.2020).
8. Тригуба А. М. Класифікація та особливості реалізації інтегрованих проектів аграрного виробництва. *Управління проектами, системний аналіз і логістика*. 2011. № 8. С. 197–201. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Upsal\\_2011\\_8\\_53](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Upsal_2011_8_53) (дата звернення: 20.06.2020).
9. Тригуба А. М., Шелега О. В., Пукас В. Л., Михалюк В. М. Узгодження конфігурацій інтегрованих проектів аграрного виробництва. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Стратегічне управління, управління портфелями, програмами та проектами*. 2015. № 2 (1111). С. 135–140.
10. Царегородцев В. Г. Производство полужемпирических знаний из таблиц данных с помощью обучаемых искусственных нейронных сетей. *Методы нейроинформатики*. Красноярск: Изд-во КГТУ, 2012. С. 89–101.
11. Awadalla H. A., Ismaeil I. I., Sadek M. A. Spiking neural network-based control chart pattern recognition. *Journal of Engineering and Technology Research*. 2011. 3. 1. P. 5–15.
12. Dede G., Sazli M. Speech recognition with artificial neural networks. *Digital Signal Processing*. 2010. 20. 3. P. 763–768.
13. Evaluation of risk value of investors of projects for the creation of crop protection of family dairy farms / A. Tryhuba, V. Boyarchuk, I. Tryhuba, O. Boyarchuk, O. Ftoma. *Acta universitatis agriculturae et silviculturae mendelianae brunensis*. 2019. 67. 5. P. 1357–1367. URL: <https://acta.mendelu.cz/67/5/1357/> (Last accessed: 20.06.2020).
14. Forecasting the Risk of the Resource Demand for Dairy Farms Basing on Machine Learning / A. Tryhuba, V. Boyarchuk, I. Tryhuba, O. Ftoma, R. Padyuka, M. Rudynets. *Proceedings of the 2nd International Workshop on Modern Machine Learning Technologies and Data Science (MoMLet+DS 2020)*. 2020. I. P. 327–340.
15. Neural Network Wizard. *BaseGroup Labs* URL: <http://www.basegroup.ru/download/demoprg/nnw/> (Last accessed: 20.06.2020).
16. Ratushny R., Tryhuba A., Bashynsky O., Ptashnyk V. Development and usage of a computer model of evaluating the scenarios of projects for the creation of fire fighting systems of rural communities. *XI-th International Scientific and Practical Conference on Electronics (ELIT-2019)*. 2019. P. 34–39. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8892320> (Last accessed: 20.06.2020).
17. Tryhuba A. Argumentation of the parameters of the system of purveyance of milk collected from the private farm-steads within a single administratinve district. *Econtechmod: an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes*. 2014. 4 (3). P. 23–27.
18. Tryhuba A., Bashynsky O. Coordination of dairy workshops projects on the community territory and their project environment. *14th International Scientific and Technical Conference on Computer Sciences and Information Technologies (CSIT)*, 2019. 3. P. 51–54. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8929816> (Last accessed: 21.08.2020).
19. Tryhuba A., Ftoma O., Tryhuba I., Boyarchuk O. Method of quantitative evaluation of the risk of benefits for investors of fodder-producing cooperatives. *14th International Scientific and Technical Conference on Computer Sciences and Information Technologies (CSIT)*. 2019. 3. P. 55–58. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8929788> (Last accessed: 17.08.2020).

Стаття надійшла 20.10.2020

**Розділ 9**  
**ІНЖЕНЕРІЯ БЕЗПЕКИ ДОВКІЛЛЯ**  
**ТА БЕЗПЕКИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

---

УДК 629.656

**ДОСЛІДЖЕННЯ ШУМОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

**Олег Мירוнок<sup>1</sup>, к. т. н., Віктор Шевчук<sup>1</sup>, к. т. н., Ярослав Ценюх<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Львівський національний аграрний університет  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,*

*e-mail: omuron66@gmail.com, shevtyk@meta.ua*

<sup>2</sup>*Львівська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого,  
вул. Л. Мартовича, 15, смт Магерів, Жовківський р-н,  
Львівська обл., Україна,  
e-mail: lfilia@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.152>

**Миронок О., Шевчук В., Ценюх Я. Дослідження шумового навантаження легкових автомобілів**

Розглянуто питання впливу шуму транспортних засобів на фізичний стан водія та на навколишнє середовище. Проведено експериментальне дослідження зовнішнього шуму навколо легкового автомобіля Renault Symbol на різних експлуатаційних режимах роботи. Здійснено огляд останніх публікацій у сфері дослідження зовнішнього шуму автомобіля. З'ясовано основні джерела його випромінювання, що формують сумарне звукове поле навколо автомобіля. Запропонована методика, що дає змогу експериментально встановити шумове поле навколо автомобіля для різних режимів його роботи. Проведені дослідження доводять, що зі збільшенням робочого об'єму двигуна і частоти обертання його колінчастого вала зростає й рівень шуму автомобіля. Отримано аналітичні залежності рівня зовнішнього шуму автомобіля та рівня шуму від системи випуску відпрацьованих газів залежно від частоти обертання колінчастого вала, а також рівня зовнішнього шуму залежно від віддаленості від автомобіля за умови роботи з глушником та без глушника шуму. Встановлене шумове поле автомобіля Renault Symbol і запропоноване раціональне шумове поле, які дозволяють: дотриматись допустимого рівня шуму на відстані 7,5 м від поздовжньої осі автомобіля; забезпечити підвищену спрямованість шуму вздовж напрямку руху, як чинник додаткового інформування пішоходів і водіїв про наближення автомобіля для забезпечення їхньої безпеки; забезпечити різний показник спрямованості з правої чи лівої сторони автомобіля залежно від організації дорожнього руху.

Запропонована методика може бути використана під час дослідження зовнішнього шуму не тільки автомобіля Renault Symbol, а й інших передньопривідних легкових автомобілів середнього класу з об'ємом двигуна 1,4–1,8 л, що може суттєво зменшити витрати на випробування й оцінку відповідності цих автомобілів нормованим вимогам.

**Ключові слова:** зовнішній шум легкового автомобіля, шумове поле, джерела шуму, спрямованість шуму, режим роботи.

**Myroniuk O., Shevchuk V., Tsenyukh Ya. Research of vehicle noise load**

The effect of vehicle noise on the driver's physical conditions and the environment is considered in the work. Experimental testing of the external noise around the Renault Symbol passenger car has been carried out at different operating modes. The authors have made the overview of the latest publications in the field of the study of car external noise. The main sources of its radiation, which form the total sound field around the car, are found out. The article suggests a technique that allows experimental setting the noise field around the car for different modes of operation. The conducted researches prove that with increase of working volume of the engine and frequency rotation of its crankshaft, the level of sound of the car increases. Analytical dependences of the external noise level of the car and the sound level of the exhaust gas system were obtained, depending on the crankshaft rotation speed, as well as the external noise level, depending on the distance from the vehicle when operating with the muffler and without the muffler. The Renault Symbol vehicle noise field is installed and a rational noise field is proposed. It allows maintaining a permissible noise level at a distance of 7.5 m from the vehicle's longitudinal axis; providing increased directional noise along the direction of traffic as a factor in the further informing pedestrians and drivers about approaching the vehicle to ensure their safety; providing different directional indicators on the right or left side of the car depending on the traffic organization. This method can be used during testing the external noise not only of the automobile Renault Symbol, but also other mid-range passenger cars with a 1.4-1.8 l engine capacity, which can significantly reduce the costs of testing and assessing the conformity of those cars standard requirements. The method allows choosing the most effective ways of bringing it through external noise already at the stage of car designing.

**Key words:** outside car noise, noise field, noise sources, noise direction, operating mode.



**Постановка проблеми.** Шумність на вулицях сучасного міста – один з головних чинників, що впливає на екологічну ситуацію. Загальний рівень шуму залежить від числа джерел підвищеного шуму та інтенсивності шуму кожного з них. Невпинний технічний прогрес зумовлює збільшення негативного для людини штучного шуму, а в разі високого рівня – небезпечного для здоров'я [13]. У містах в основному переважає шум від автомобільного транспорту і різних виробництв [14; 16; 17]. Автомобілі є переважаючим джерелом інтенсивного і тривалого шуму. Зі всіх видів транспорту в міських умовах автомобільний транспорт має найнесприятливішу акустичну дію. Тому дослідження параметрів шуму автомобільного транспорту є пріоритетним завданням. У боротьбі з шумом найменш затратним і найдоступнішим способом є зниження його рівня безпосередньо в джерелі утворення, у даному випадку рівня шуму, що генерується від автомобілів (зокрема легкових, частка яких у сумарному транспортному потоці з року в рік зростає). З огляду на це виникає необхідність дослідження шумового навантаження легкових автомобілів на навколишнє середовище.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

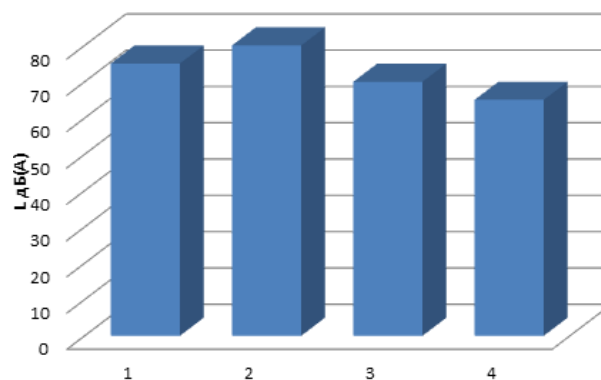
Питання, пов'язані з шумом під час руху автомобільного транспорту, розглядало чимало вчених [2; 5; 8; 14]. Переважна більшість фахівців стверджує, що з кожним роком усе чіткіше проглядається тенденція до збільшення показників транспортного шуму, рівень якого наближається до гранично допустимого.

Шум автотранспорту під час руху треба розглядати як сукупність звуків різної частоти й інтенсивності, що сприймаються органами слуху людини і викликають неприємні суб'єктивні відчуття, а як фізичне явище являють собою механічні коливні рухи випадкового характеру, що хвилеподібно поширюються в пружному середовищі [8]. Показники шуму залежать від таких чинників, як потужність, технічний стан і режим роботи двигуна, вид та якість дорожнього покриття і швидкість руху, кваліфікація водія, особливості руху на окремих ділянках дороги, частота використання та сили сигналізації автотранспортних засобів тощо.

Дані автовиробників свідчать (рис. 1) [8], що з чотирьох складових джерел шуму легкового автомобіля – три стосуються двигуна і лише одна автомобіля.

Двигун, як коливний об'єкт, що генерує шум, є основним джерелом зовнішнього шуму

автомобіля. Структурний шум двигуна містить дві складові: зумовлену процесом згоряння і механічну. Відомо [18], що шум від процесу згоряння у дизелів вищий, ніж у бензинових двигунах, і більшою мірою це проявляється за невисокої частоти обертання колінчастого вала. Із збільшенням частоти обертання переважаючим стає механічний шум, що викликаний ударними навантаженнями в деталях двигуна і, головним чином, переходом поршнів через мертві точки в циліндрах двигуна.



**Рис. 1.** Баланс джерел шуму легкового автомобіля: 1 – система впуску; 2 – двигун; 3 – система випуску; 4 – шини

**Fig. 1.** Balance of vehicle noise sources: 1 – inlet system; 2 – engine; 3 – release system; 4 – tires

Враховуючи, що шум випуску є одним із найсильніших джерел зовнішнього шуму автомобіля, дослідження стосовно механізму його виникнення проводило багато дослідників. На думку В. Н. Луканіна [10], причиною виникнення шуму випуску є протікання відпрацьованих газів з великою внутрішньою енергією через випускний клапан.

В елементах трансмісії виникають суттєві згинальні та крутильні колювання, які можуть бути причиною шуму, що випромінюється деталями кузова [10]. Експериментальні дані [15] свідчать, що рівень звукового тиску складної механічної силової передачі можна відобразити у вигляді функції

$$L = f(N, R, M), \quad (1)$$

де  $N$  – потужність, що передається до ведучих рушіїв;  $R$  – число пар шестерень, які одночасно працюють у трансмісії;  $M$  – маса елементів трансмісії.

Під час руху автомобіля в результаті взаємодії шин коліс з опорною поверхнею виникають вібраційні колювання та шум, особливо це стосується високих швидкостей руху [10]. Низка

вчених [5; 20] відзначає, що саме шини виступають основним джерелом шуму в процесі випробування за методикою, регламентованою вимогами ISO 362, Правилами № 51 ЄЕК ООН, SAE J470, згідно з якими швидкість руху автотранспортних засобів не перевищує 60 км/год. Якщо швидкість руху перевищує 80 км/год, шум шин часто перевершує всі інші його джерела.

До чинників, що впливають на рівень шуму шин, належать: стан поверхні і тип дорожнього полотна, навантаження на колесо і ступінь спрацювання шин. Шини з поперечним рисунком протектора випромінюють більший шум, ніж із поздовжнім.

У працях [6; 14] зазначено, що знизити шум від транспорту в містах за допомогою традиційних методів достатньо складно і це вимагає суттєвих капіталовкладень. Доступнішим видається контроль і зниження шуму від безпосередніх джерел його виникнення – автомобілів.

**Постановка завдання.** Таким чином, робота присвячена розв'язанню актуального науково-практичного завдання, що полягає у вивченні впливу автотранспорту на стан шумового забруднення довкілля з подальшим розробленням заходів його раціонального розподілу на основі розроблення наукових методів оцінки та прогнозування вказаного впливу, а також рекомендацій і алгоритму забезпечення безпеки дорожнього руху. Метою нашого дослідження є оцінювання впливу автотранспорту на стан шумового забруднення довкілля за допомогою побудови шумового поля автомобіля з розробленням заходів його зменшення.

**Виклад основного матеріалу.** Сучасний автомобіль повинен відповідати підвищеним вимогам безпеки, у тому числі й стосовно шумового впливу на довкілля [2; 4; 11]. Легковий автомобіль має різні джерела шуму різної акустичної потужності, з яких формується сумарне звукове поле навколо автомобіля [21]. Джерелами шуму виступають: двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), системи випуску відпрацьованих газів, впуску повітря, трансмісія, ходова частина [8; 10].

Запропонована методика дає змогу експериментально встановити шумове поле навколо автомобіля для різних режимів його роботи.

За об'єкт дослідження було взято легковий автомобіль фірми Renault, моделі Symbol з бензиновим двигуном робочим об'ємом 1,4 л [7]. Автомобіль обладнаний п'ятиступінчатою меха-

нічною коробкою передач. Кузов автомобіля Renault Symbol несучий, суцільнометалевий, зварної конструкції. Трансмісія виконана згідно з передньопривідною схемою.

Дослідження проводили відповідно до загальноприйнятих [1; 3; 4; 9; 19] і розроблених [12] методик за допомогою шумоміра 1-го класу ВШВ-003-М2 з похибкою вимірювань  $\pm 0,7$  дБ(А). Для вимірювання частоти обертання колінчастого вала двигуна використовували тахометр панелі приладів автомобіля Renault Symbol з діапазоном вимірювань (0...7000) об./хв, з граничною похибкою (-50...+300) об./хв. Для вимірювання швидкості вітру було використано прилад ANEMO виробництва Німеччини з діапазоном вимірювання 0...35 м/с, граничною похибкою  $\pm 0,5$  м/с і ціною поділки 1 м/с. Усі відстані вимірювали сталевую стрічкою завдовжки 5 м з міліметровими поділками, з похибкою 1 мм.

Вимірювання рівнів шуму автомобіля Renault Symbol проводили за таких кліматичних умов: 1) атмосферні опади відсутні; 2) атмосферний тиск 1013 гПа (760 мм рт. ст.); 3) температура повітря  $25 \pm 5$  °С; 4) швидкість вітру  $< 2$  м/с. Враховуючи, що рівень сторонніх шумових перешкод  $L = 52,5$  дБ(А) є нижчим від виміряних рівнів шуму автомобіля в межах більше ніж 10 дБ(А), то результати вимірювань можна вважати достовірними без внесення жодних поправок. Випробування проводили на горизонтальній ділянці зі сухим асфальтобетонним покриттям. У радіусі 50 м від середини вимірювальної ділянки не було споруд чи інших об'єктів, що відбивають звук.

Програмою експериментальних досліджень було передбачено визначення шумового поля автомобіля. Вимірювання шуму проводили у 12 точках навколо автомобіля на відстані 1 м від його поверхні, під час стоянки автомобіля з працюючим двигуном, частота обертання колінчастого вала якого 750 і 4500 об./хв; мікрофон встановлювали на висоті 1 м.

Вимірювали рівні шуму нерухомого автомобіля на відстані 7,5 м, двигун якого працював із різною частотою обертання колінчастого вала (1000...6000) об./хв. Метою таких досліджень було встановлення впливу частоти обертання колінчастого вала на рівень шуму автомобіля.

Проводили також вимірювання шуму автомобіля під час його стоянки з працюючим двигуном за частоти обертання колінчастого вала двигуна 4500 об./хв і різних відстаней від

автомобіля (1–10) м з метою встановлення впливу відстані від автомобіля на рівень його шуму.

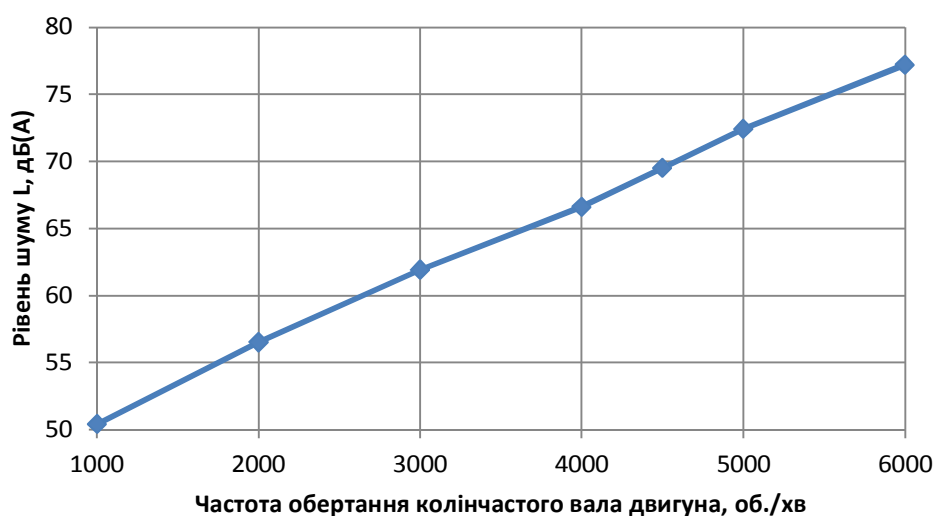
Результати вимірювання зовнішнього шуму автомобіля Renault Symbol під час стоянки на відстані 7,5 м від поздовжньої осі автомобіля на різних швидкісних режимах роботи двигуна подано на рис. 2.

Дані рис. 2 свідчать, що зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала двигуна під час стоянки автомобіля рівень шуму на відстані 7,5 м від поздовжньої осі автомобіля збільшується. Основними джерелами шуму в цьому разі виступають двигун і система випуску відпрацьованих газів. Ця залежність може бути описана емпіричним виразом

$$L = 0,0053n + 45,526, \quad (2)$$

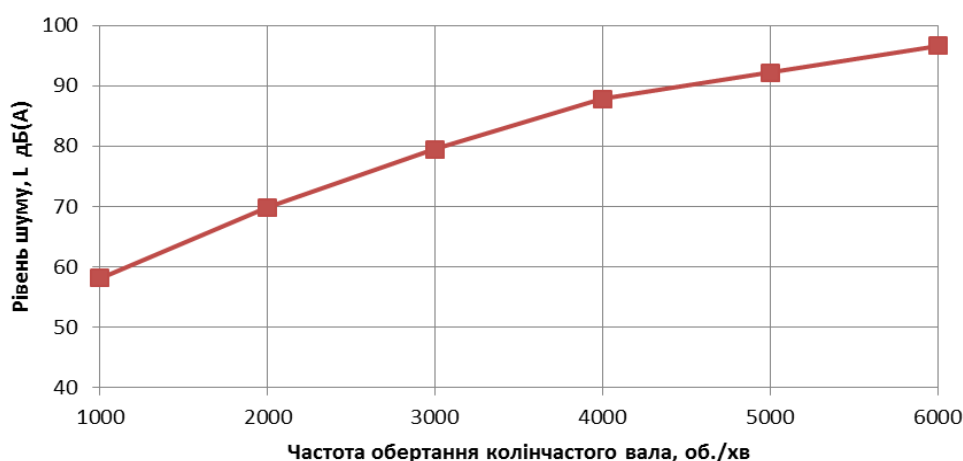
де  $L$  – рівень зовнішнього шуму, дБ(А);  $n$  – частота обертання колінчастого вала, об./хв.

Для виокремлення складової системи випуску відпрацьованих газів проводили випробування автомобіля Renault Symbol під час його стоянки, мікрофон при цьому був спрямований у напрямі до вихідного отвору вихлопної труби і розташовувався на відстані 0,5 м від неї, вісь мікрофона паралельна дорозі і з вертикальною площиною, що проходить через вісь труби, становила кут  $45^\circ$ . Результати вимірювань подано на рис. 3.



**Рис. 2.** Рівень шуму автомобіля Renault Symbol на різних швидкісних режимах роботи двигуна під час стоянки

**Fig. 2.** Renault Symbol sound level at different engine speeds during parking



**Рис. 3.** Рівні шуму системи випуску відпрацьованих газів автомобіля Renault Symbol під час стоянки на різних швидкісних режимах двигуна

**Fig. 3.** Renault Symbol engine exhaust emissions while parked at different engine speeds

Отримані результати підтверджують висновки, зроблені під час дослідження загального рівня шуму залежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна. Отримана крива може бути описана залежністю

$$L = -10^{-6}n^2 + 0,0149n + 44,25. \quad (3)$$

Результати вимірювання зовнішнього шуму автомобіля Renault Symbol залежно від відстані до автомобіля ( $n = 4500$  об./хв) під час стоянки з глушником відпрацьованих газів і без нього подано на рис. 4.

З віддаленням від автомобіля на відстані 1–10 м в автомобіля з глушником рівень шуму зменшується на 12,3 дБ(А), з 80,3 до 68,0 дБ(А). В автомобіля без глушника ця різниця становить 14,5 дБ(А), а рівень шуму зменшується з 98,8 до 84,3 дБ(А). Відповідні залежності можуть бути описані за допомогою емпіричних виразів:

$$L_{\text{згл}} = 0,108 \cdot l^2 - 2,436 \cdot l + 82,122; \quad (4)$$

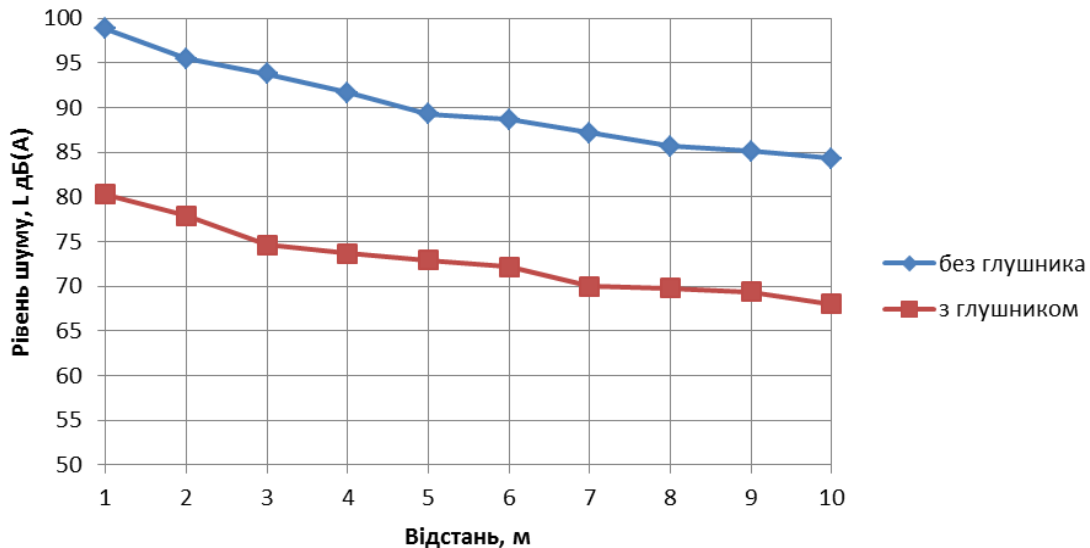
$$L_{\text{безгл}} = 0,1197 \cdot l^2 - 2,8797 \cdot l + 101,24, \quad (5)$$

де  $l$  – відстань до поздовжньої осі автомобіля, м.

Простір, в якому розповсюджуються хвилі, називають полем. Шумове поле автомобіля – це розподіл інтенсивності шуму навколо нього під час стоянки і роботи двигуна в певному режимі. Шумове поле автомобіля (рис. 5) визначається на основі результатів замірів рівня шуму у 12 точках

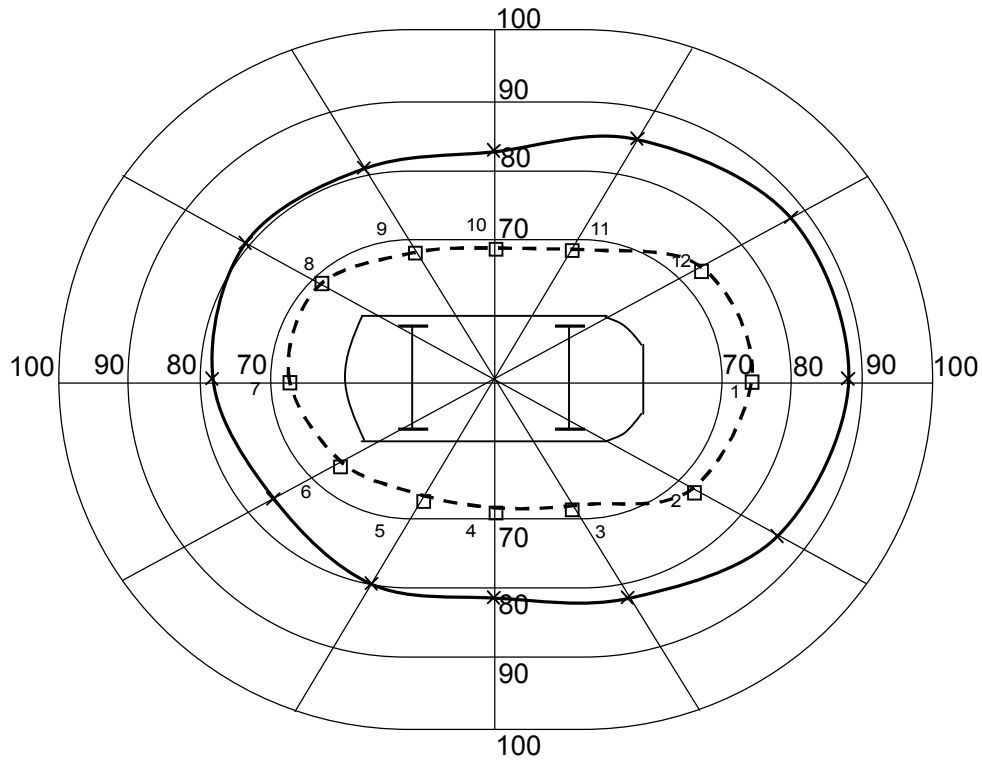
навколо автомобіля на відстані 1 м від його зовнішньої поверхні, при цьому двигун працює без навантаження за частоти обертання колінчастого вала 4500 об./хв та обертів холостого ходу 750 об./хв. Характер шумового поля свідчить, що на розподіл рівня шуму навколо автомобіля Renault Symbol найбільший вплив має двигун. Рівень шуму в точках 12, 1, 2 на 7–11 дБ(А) вищий, ніж у точках 6, 7, 8. Шум від випуску відпрацьованих газів на шумове поле має менший вплив, ніж шум власне двигуна. За частоти обертання колінчастого вала 750 об./хв різниця в рівні шуму навколо автомобіля проявляється меншою мірою.

Також проводили дослідження шумового поля для інших моделей фірми Renault, з різним об'ємом двигуна: Dacia Logan 1,6 – модель з двигуном K7M710 з робочим об'ємом 1600 см<sup>3</sup> і коробкою передач JH3, Renault Laguna з двигуном F4P770 з робочим об'ємом 1800 см<sup>3</sup> та коробкою передач JR5 5/1 (рис. 6). Отримані дані підтверджують припущення, що зі збільшенням робочого об'єму двигуна зростає рівень шуму автомобіля у всіх точках шумового поля. Основними складовими такого шуму є шум двигуна та шум випуску відпрацьованих газів. Характер розподілу шумового поля навколо досліджуваних автомобілів зберігає свої особливості, притаманні автомобілям моделі Renault Symbol.



**Рис. 4.** Рівні шуму автомобіля Renault Symbol під час стоянки на різних відстанях до автомобіля з глушником відпрацьованих газів і без нього

**Fig. 4.** Renault Symbol sound levels when parked at different distances to and from the car with and without the exhaust silencer

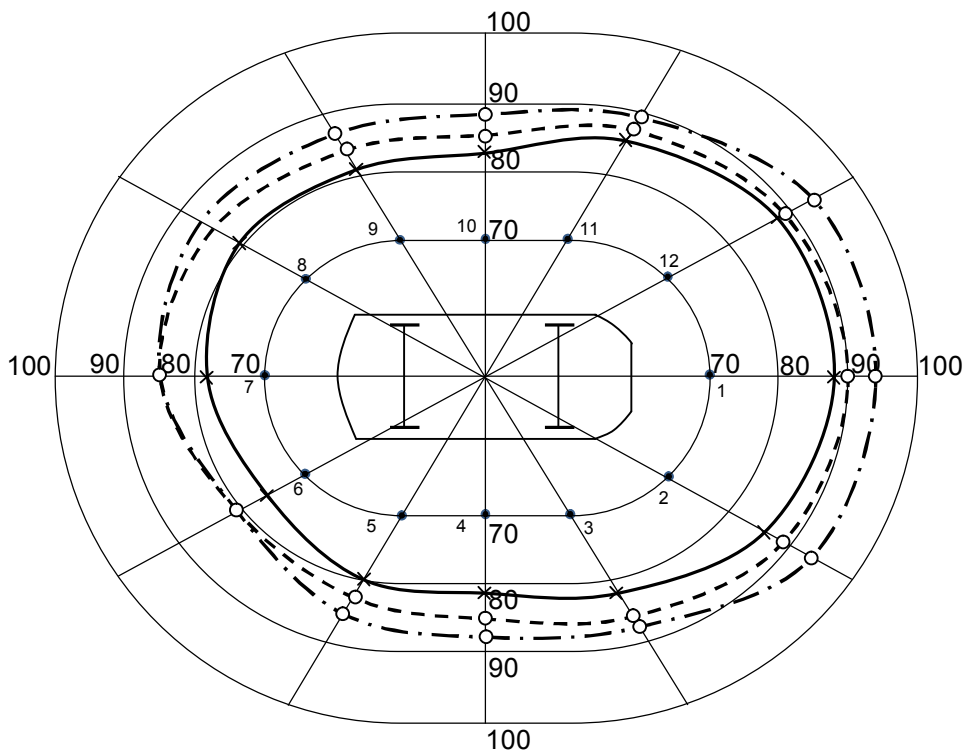


**Рис. 5.** Шумове поле автомобіля Renault Symbol:

—————  $n = 4500$  об./хв; - - - - -  $n = 750$  об./хв

**Fig. 5.** Renault Symbol car noise field:

—————  $n = 4500$  rpm.; - - - - -  $n = 750$  rpm.



**Рис. 6.** Шумове поле моделей автомобілів Renault з робочим об'ємом:

— Renault Symbol 1400  $\text{cm}^3$ ; - - - Dacia Logan 1600  $\text{cm}^3$ ; — · — Renault Laguna 1800  $\text{cm}^3$

**Fig. 6.** Noise field of Renault car models with working volume:

— Renault Symbol 1400  $\text{cm}^3$ ; - - - Dacia Logan 1600  $\text{cm}^3$ ; — · — Renault Laguna 1800  $\text{cm}^3$

Проаналізувавши шумові поля і рівні шуму, одержані під час руху автомобіля, можна стверджувати, що випромінювання шуму автомобіля як ліворуч, так і праворуч від осі руху практично однакові. Зрозуміло, що за правостороннього руху пішоходи і житлові споруди розташовуються з правої сторони автомобіля. Ця обставина, враховуючи, що шумове поле має симетричний характер, збільшує звукове навантаження на них. Подібна закономірність властива і випромінюванню шуму вперед–назад. Тому важливим є розв'язання питання про раціональне шумове поле автомобіля, яке б враховувало не тільки допустимий рівень шуму, а й організацію дорожнього руху та інформативність про наближення автомобіля до перехресть. Сформувати таке поле можна завдяки перерозподілу випромінюваної звукової енергії акустичними екранами, не вдаючись до глушіння шуму, що є надто дорогим. Запропоноване раціональне шумове поле вимагає розподілу рівня шуму навколо автомобіля, сформованого виходячи з трьох передумов: дотримання допустимого рівня шуму на відстані 7,5 м від поздовжньої осі руху автомобіля; підвищена спрямованість звуку в напрямі руху, як додаткова інформація про наближення автомобіля, що забезпечує пішоходів і водіїв; різний показник спрямованості з лівої чи з правої сторони автомобіля залежно від організації дорожнього руху (лівосторонній чи правосторонній рух).

У разі перерозподілу звукової енергії автомобіля Renault Symbol справа наліво і в напрямі руху (назад і вперед) отримаємо рівень шуму під час руху на відстані 7,5 м від поздовжньої осі автомобіля з лівого боку 73 дБ(А) (точка 10), з правого боку – 69 дБ(А) (точка 4), попереду – 97,2 дБ(А) (точка 1), а позаду – 97,2 дБ(А) (точка 7). Таким чином, раціональне шумове поле побудоване емпіричним способом.

### Висновки

1. Проведені випробування відповідно до стандартної методики показали, що рівень зовнішнього шуму досліджуваного автомобіля Renault Symbol становить 76,2 дБ(А), що перевищує норми (74 дБ(А)) за СЕК ООН R51\*02 (1995 р.), проте відповідає вітчизняним вимогам для автомобілів, що перебувають в експлуатації (87 дБ(А)) за ДСТУ 3649:2010 «Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю».

2. Проведена серія експериментів показала, що зі збільшенням робочого об'єму двигуна і

частоти обертання його колінчастого вала також спостерігається тенденція до зростання й рівня шуму автомобіля, оскільки двигун є основним його джерелом.

3. Отримано на основі методу найменших квадратів узагальнені рівняння рівня звуку  $L$  автомобіля на відстані 7,5 м від його поздовжньої осі та рівня звуку від системи випуску відпрацьованих газів залежно від частоти обертання колінчастого вала, а також рівня зовнішнього шуму залежно від віддаленості від автомобіля за умови роботи з глушником та без глушника шуму. Зокрема, встановлено, що збільшення частоти обертання колінчастого вала супроводжується зростанням рівня шуму двигуна, у тому числі зростанням загального рівня шуму автомобіля (5 дБ(А) на кожні 1000 об./хв). Шум, створюваний системою випуску відпрацьованих газів, достатньо високий, проте застосування сучасних глушників шуму дозволяє зменшити його практично до будь-якого необхідного значення. Серійний глушник шуму автомобіля Renault Symbol дозволяє зменшити загальний рівень шуму випуску на 16–19 дБ(А).

4. Встановлено шумове поле автомобіля Renault Symbol і запропоновано раціональне шумове поле, для формування якого необхідно:

- дотриматись допустимого рівня шуму на відстані 7,5 м від поздовжньої осі автомобіля;
- забезпечити підвищену спрямованість шуму вздовж напрямку руху, як чинник додаткового інформування пішоходів і водіїв про наближення автомобіля для забезпечення їхньої безпеки;
- забезпечити різну спрямованість шуму з правої чи лівої сторони автомобіля залежно від організації дорожнього руху (правосторонній чи лівосторонній).

Таким чином, понизити загальний рівень шуму автомобіля без зниження рівня його джерела можна завдяки перерозподілу енергії шуму справа наліво і в напрямі руху (назад і вперед).

### Бібліографічний список

1. Балабин И. В., Куров Б. А., Лаптев С. А. Испытания автомобилей. Москва: Машиностроение, 1988. 192 с.
2. Васильева В. В. Автотранспортный шум в городах и его влияние на окружающую среду. *Мир транспорта и технологических машин*. 2010. № 3(30). С. 101–107.
3. ГОСТ 27436–87. Внешний шум автотранспортных средств. Допустимые уровни и методы измерений. Москва: Стандартиздат, 1987. 13 с.
4. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи

контролю. Вид. офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 110 с.

5. Карпенко В. А. Вопросы шума при взаимодействии шины с дорогой. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. 2015. № 71. С. 109–111.
6. Качмар Р. Я. Оцінювання екологічних та економічних втрат від шуму транспортних потоків міста Львова. *Автомобільний транспорт: дослідження*. 2013. № 1(231). С. 10–13.
7. Кисуленко Б. В. Краткий автомобильный справочник. Т. 3: Легковые автомобили. Москва: НПСТ «Трансэконсалтинг», 2004. Ч. 2. 560 с.
8. Куновский Э. Б. Идентификация источников шума автомобиля. Минск: Технопринт, 2005. 324 с.
9. Кушвид Р. П. Испытания автомобиля: учебник. Москва: МГИУ, 2011. 351 с.
10. Луканин В. Н., Гудцов В. Н., Бочаров Н. В. Снижение шума автомобиля. Москва: Машиностроение, 1981. 158 с.
11. Миронюк О. С., Шевчук В. В., Грабовець В. В. Вплив зовнішнього шуму легкового автомобіля на довкілля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2019. № 1(12). С. 107–113.
12. Миронюк О. С. Дослідження шумових характеристик плодознімального засобу. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2005. № 9. С. 154–158.
13. Петренко О. К. Вплив шуму автомобільного транспорту на організм людини. *Україна у європейському просторі. Проблеми бізнесу, політики, права: матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конф.* Львів, 2010. С. 46–48.
14. Петренко О. К. Контроль за станом шуму на центральних вулицях Львова. *Якість технологій та освіти*. Харків, 2011. С. 45–51.
15. Разумовский М. А. Борьба с шумом на тракторах. Минск: Наука и техника, 1973. 206 с.
16. Самойлюк Е. П., Денисенко В. И., Пилипенко А. П. Борьба с шумом в населенных местах. Киев: Будівельник, 1981. 144 с.
17. Факторович А. А., Постников Г. И. Защита городов от транспортного шума. Киев: Будівельник, 1982. 144 с.
18. Шатров М. Г., Яковенко А. Л., Кричевская Т. Ю. Шум автомобильных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие. Москва: МАДИ, 2014. 68 с.
19. Эллисон А. Измерение шума машин. Москва: Энергоатомиздат, 1998. 374 с.
20. Leasure W., Bender E. Tire-road interaction noise. *J. Of Acoustical Society of America*: July. 1975. Vol. 58, No. 1. P. 39–50.
21. Mironyuk O., Shevchuk V. Noise load of a car on the environment. *Commission of Motorization and Energetics in Agriculture: An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery*. 2017. Vol. 19, No. 4. P. 19–23.

Стаття надійшла 01.07.2020

## ЗМІСТ

---

---

**Розділ 1**  
**ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ҐРУНТІВ,  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ І СИРОВИНИ**

*Крупич О., Семен Я., Крупич С., Левко С., Буртак В.* Розмірно-масові показники плодів  
волоського горіха під час періоду збирання ..... 5

*Барановський В., Герасимчук Г., Дубчак Н., Береженко Є., Бойко В.* Експериментальні дослідження  
агробіологічних характеристик коренеплодів ..... 13

*Findura P., Prístavka M., Hrdá V., Szparaga A., Shchur T., Gabriel Y., Salo Ya.* Influence of soil bio  
stimulators on the change in the quality of a soil tillage machine operation ..... 22

**Розділ 2**  
**МАШИНИ ТА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

*Банга В., Мазурак М.* Результати експериментальних досліджень енергоємності процесу  
дозування індивідуальним дозатором комбікормів із дисковим робочим органом ..... 27

*Коруняк П., Баранович С., Вечерік-Дриженко В., Оліфер О.* Підвищення ефективності  
використання стрічкових конвеєрів ..... 33

*Семен Я.* Дослідження параметрів системи «вилка – напрямна» саджалки часнику ..... 39

*Паньків М., Підгурський М.* Результати експериментальних досліджень  
транспортно-очисних систем вороху коренеплодів ..... 45

*Тригуба А., Луб П., Пташник В., Чубик Р.* Керований дебалансний вібропривід  
спрямованої дії з регулюванням кута напряму вібрації ..... 53

*Швець О., Барановський М.* Дослідження можливості сепарування насіння райграсу пасовищного  
на плоских решетах з прямокутними отворами ..... 63

*Шевчук Р., Сукач О.* Апробація модернізованого шнекового олійного преса ..... 69

**Розділ 3**  
**ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ЕФЕКТИВНЕ МАШИНОВИКОРИСТАННЯ  
В АГРОІНЖЕНЕРІЇ**

*Днесь В., Кудриницький Р., Скібчик В.* Методичні засади визначення ефективності використання  
техніки під час обробітку ґрунту, внесення добрив і сівби ярих культур  
за енергетичним показником ..... 77

**Розділ 4**  
**ЕНЕРГЕТИКА АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ**

*Хоховський А., Алексеюк-Гаврон Й., Автонюк М., Боярчук В., Сиротюк В.,  
Сиротюк С., Баранович С., Янковська К., Боярчук О.* Дослідження динамічних  
характеристик фотоелектричних панелей різних видів ..... 83

**Розділ 5**  
**ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ  
В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ**

*Гудим В., Косовська В.* Дев'ятиелектродна дугова сталеварна піч  
для переплавлення металобрухту ..... 95

*Левонюк В.* Аналіз методів та засобів дослідження перехідних електромагнітних процесів  
у довгих лініях електропередач ..... 101



**Розділ 6**  
**НАДІЙНІСТЬ І ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МАШИН**

<i>Скиба М., Стечишин М., Олександренко В., Лук'янюк М., Ботвін М.</i> Підвищення зносостійкості лап культиватора шляхом модифікації безводневим азотуванням у тліючому розряді .....	109
<i>Хлопик О., Зінь І., Кузьмінський Р., Тимусь М.</i> Захисна дія фосфат-нітратної композиції за умов корозійно-механічного руйнування поверхні дюралюмінію .....	115

**Розділ 7**  
**МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН, ПРОЦЕСІВ І СИСТЕМ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ**

<i>Махоркін М., Махоркіна Т., Пукач П.</i> Математичне моделювання напружено-деформованого стану композитних клиноподібних елементів конструкцій.....	121
<i>Сиротюк В., Березовецька О., Березовецький С., Шолудько Я., Гуменюк Р., Буртак В.</i> Моделювання тертя за змочуваної площі контакту пари «ротор-статор» у двороторній вакуумній pompі .....	131

**Розділ 8**  
**ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА СИСТЕМИ. УПРАВЛІННЯ ПРОЄКТАМИ ТА ПРОГРАМАМИ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ**

<i>Братішко В., Хмельовський В., Ребенко В., Кузьменко В., Ткач В.</i> Цільова функція біотехнічної системи виробництва продукції тваринництва та алгоритм її реалізації .....	136
<i>Тригуба А., Тригуба І., Чубик Р., Кондисюк І., Коваль Н., Панюра Я.</i> Прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад із використанням штучних нейронних мереж .....	143

**Розділ 9**  
**ІНЖЕНЕРІЯ БЕЗПЕКИ ДОВКІЛЛЯ ТА БЕЗПЕКИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

<i>Миронюк О., Шевчук В., Ценюх Я.</i> Дослідження шумового навантаження легкових автомобілів.....	152
--	-----

# CONTENT

---

---

## Chapter 1 PHYSICAL, MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL PROPERTIES OF SOILS, AGRICULTURAL AND RAW MATERIALS

<i>Krupych O., Semen Ya., Krupych S., Levko S., Burtak V.</i> Size and mass indices of walnuts during the harvesting period .....	5
<i>Baranovskyi V., Herasymchuk H., Dubchak N., Berezhenko Ye., Boiko V.</i> Results of the experimental research of agrobiological characteristics of root crops .....	13
<i>Findura P., Pristavka M., Hrdá V., Szparaga A., Shchur T., Gabriel Y., Salo Ya.</i> Influence of soil bio stimulators on the change in the quality of a soil tillage machine operation .....	22

## Chapter 2 MACHINES AND WORK PROCESS OF AGRO INDUSTRIAL PRODUCTION

<i>Banha V., Mazurak M.</i> Results of the experimental researches of energy consumption of the process of dosing by the individual batcher of compound feeds with a disk working body .....	27
<i>Koruniak P., Baranovych S., Vecherik-Dryzhenko V., Olifer O.</i> Improving the efficiency of belt conveyors use .....	33
<i>Semen Ya.</i> Investigation of parameters of «fork – guide» system of a garlic saddle .....	39
<i>Pankiv M., Pidhurskyi M.</i> Results of the experimental research on the transport and cleaning systems of root head .....	45
<i>Tryhuba A., Lub P., Ptashnyk V., Chubyk R.</i> Controlled debalance vibrodriever of the directed action with adjustment of an angle of the vibration direction .....	53
<i>Shvets O., Baranovsky M.</i> Investigation of the possibility of English ryegrass seeds separating on sieves with rectangular openings .....	63
<i>Shevchuk R., Sukach O.</i> Test of the modernized screw oil press .....	69

## Chapter 3 TECHNOLOGICAL PROCESSES AND EFFICIENT MACHINE USE IN AGRO ENGINEERING

<i>Dnes V., Kudrynetskyi R., Skibchuk V.</i> Methodological principles for determining the efficiency of using equipment during tillage, application of fertilizers and sowing of spring crops by energy indicator .....	77
--	----

## Chapter 4 POWER ENGINEERING OF THE AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

<i>Chochowski A., Aleksejuk-Gawron J., Awtoniuk M., Boyarchuk V., Syrotiuk V., Syrotiuk S., Baranovych S., Yankovska K., Boiarchuk O.</i> Research of the dynamic characteristics of photovoltaic panels of different kinds .....	83
---	----

## Chapter 5 ELECTROTECHNICAL COMPLEXES AND SYSTEMS IN AGRO INDUSTRIAL PRODUCTION

<i>Hudym V., Kosovska V.</i> Nine electrode arc furnace for scrap metal melting .....	95
<i>Levoniuk V.</i> Analysis of the methods and means to investigation transient electromagnetic processes in long power lines .....	101

**Chapter 6**  
**RELIABILITY AND TECHNICAL SERVICE OF MACHINES**

<i>Skyba M., Stechyshyn M., Oleksandrenko V., Lukianiuk M., Botvin M.</i> Increasing of cultivator paws wear resistance by modification by hydrogen-free nitriding in glow discharge .....	109
<i>Khlopyk O., Zin I., Kuzminskyi R., Tymus M.</i> Protective effect of phosphate-nitrate composition under conditions of corrosion-mechanical destruction of duraluminium surface .....	115

**Chapter 7**  
**MACHINES, PROCESSES AND SYSTEMS SIMULATION**  
**IN AGRO ENGINEERING**

<i>Makhorkin M., Makhorkina T., Pukach P.</i> Mathematical modeling of the stress-strain state of composite wedge-shaped structural elements .....	121
<i>Syrotiuk V., Berezovetska O., Berezovetskyi S., Sholudko Ya., Humeniuk R., Burtak V.</i> Simulation of friction on the wetted contact area of the pair «rotor-stator» in a two-rotor vacuum pump .....	131

**Chapter 8**  
**INFORMATION TECHNOLOGIES AND SYSTEMS.**  
**PROJECT MANAGEMENT IN AGRO ENGINEERING**

<i>Bratishko V., Khmeliiovskyi V., Rebenko V., Kuzmenko V., Tkach V.</i> Target function of the biotechnical system of animal breeding products and algorithm of its implementation .....	136
<i>Tryhuba A., Tryhuba I., Chubyk R., Kondysiuk I., Koval N., Paniura Ya.</i> Forecasting the volume of raw materials procurement on the territory of communities using artificial neural networks .....	143

**Chapter 9**  
**ENVIRONMENTAL ENGINEERING**  
**AND AGRO INDUSTRIAL PRODUCTION SAFETY**

<i>Myroniuk O., Shevchuk V., Tsenyukh Ya.</i> Research of vehicle noise load .....	152
--	-----

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК  
ЛЬВІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
АГРАРНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**Агроінженерні дослідження**

№ 24

Редактор: Д. Б. Дончак  
Коректори: Н. В. Скосарьова, М. Б. Опир  
Технічний редактор: Н. І. Максимюк

Перелік наукових фахових видань України  
Наказ МОН України № 241 від 09.03.2016 р., додаток 9

Львівський національний аграрний університет  
80381, Львівська обл., Жовківський р-н, м. Дубляни,  
вул. Володимира Великого, 1  
Свідоцтво ДК № 1380 від 3.06.2003 р.

Підписано до друку 29.12.2020. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>8</sub>.  
Папір офс. Гарнітура «Таймс». Друк на різнографі.  
Обл.-вид. арк. 14,95. Ум. друк. арк. 19,13.  
Наклад 500. Зам. 362.

Друк ФОП Гуменіцький М. В.  
81630, Львівська обл., Миколаївський р-н,  
с. Гонятичі, вул. Польова, 10  
Свідоцтво фізичної особи-підприємця № 083613 від 18.08.2008 р.