

**ISSN 2307-1699**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ  
МАШИНИ**

***ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ***

***Випуск 24***

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2013

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 24. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – 525 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 10 від 30.05.2013 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів збирання та первинної переробки льону, гвинтових конвеєрів та змішувачів, використання сапропелю, сушіння сільськогосподарських матеріалів. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи, которые освещают вопросы конструирования и использования сельскохозяйственной техники. Приведены исследования машин и процессов уборки и первичной переработки льна, винтовых конвейеров и смесителей, использования сапропеля, сушки сельскохозяйственных материалов. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., В.І. Шваб'юк (відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (заст. відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. АНУ В.В. Божидарнік, Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух; д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. С.І. Пустульга, Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.с-г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук; к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар); к.т.н., доц. М.М. Толстушко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук.

© Луцький національний технічний університет, 2013  
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР  
від 13.11.2009 р.)

УДК 631.331

© В.В. Абрамова; О.М. Васильковський, к.т.н.; М.М. Шокін  
Кіровоградський національний технічний університет

## **УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПНЕВМОМЕХАНІЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА**

*Стаття присвячена проблемі підвищення якості виконання технологічного процесу висіву насіння просапних культур пневмомеханічними висівними апаратами.*

### **ВИСІВНИЙ АПАРАТ, ТОЧНИЙ ВИСІВ, НАСІННЯ.**

**Постановка проблеми.** Просапні культури відіграють суттєву роль у виробництві продуктів харчування, використовуються у якості кормів для худоби, можуть бути сировиною у харчовій промисловості. Для посіву насіння просапних культур використовують сівалки, які відрізняються між собою за принципом дії та конструктивно. Останнім часом великого поширення для посіву насіння просапних культур набули сівалки з дисковими висівними апаратами вакуумного типу. На відміну від механічних висівних апаратів, пневмомеханічні апарати висівають насіння з мінімальним пошкодженням, без обов'язкового калібрування або дражування.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженнями процесів точного висіву пневмомеханічними висівними апаратами займалися Басін В.С., Вальянов Д.Г., Зенін Л.С., Белодєдов В.О., Чічкін В.П., Погорілий Л.В., Журавльов Б.І., Аніскевич Л.В., Свірень М.О., Амосов В.В., Шведик М.С. та ін. [1, 2, 3, 4, 5]. Вченими зроблено суттєвий вклад у розвиток вітчизняної посівної техніки, однак постійно зростаючі вимоги до посіву сільськогосподарських культур вимагають постійного удосконалення конструкцій висівних апаратів точного висіву.

Відомо, що серійні висівні апарати не в повній мірі задовольняють сучасні агротехнічні вимоги – не забезпечують достатньої точності однозернового дозування насіння просапних культур, через що виникає подвійне захоплення насінин або пропуски. особливо, на підвищених швидкостях. Отже, обґрунтування конструкції та параметрів пневмомеханічного висівного апарата для забезпечення однозернового висіву насіння просапних культур є актуальним питанням у сільськогосподарському виробництві.

Висівні апарати повинні створювати рівномірний та безперервний потік насіння, забезпечувати стійкий висів насіння

встановленої норми, незалежно від швидкості руху сівалки, ступеня наповнення бункера, ухилів, коливань насіннєвого ящика при переміщенні по полю, не травмувати насіння. Також вони повинні бути універсальними, простими за будовою та мати надійне і зручне регулювання норм висіву.

Процес захоплення присмоктуючим отвором висівного диска дуже складний, на початковому етапі, досить важливий, оскільки суттєво впливає на продуктивність роботи висівного апарата. На якість заповнення комірок висівного диску впливає і форма отворів, яка може бути досить різноманітною (рис. 1) [1].

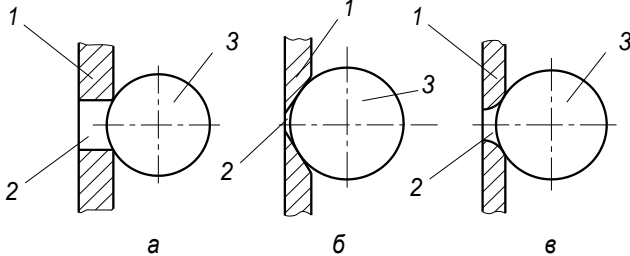


Рис. 1 – Форми присмоктуючих отворів: а – циліндрична; б – конічна; в – тороїдальна; 1 – висівний диск; 2 – присмоктуючий отвір; 3 – насінина

Наступною технологічною операцією є відокремлення від отворів висівного диска зайвих насінин, що присмокталися в процесі відбору.

Скидання зайвих насінин відбувається внаслідок контакту скидача (рис. 2) з насінням, розташованим вище основного.

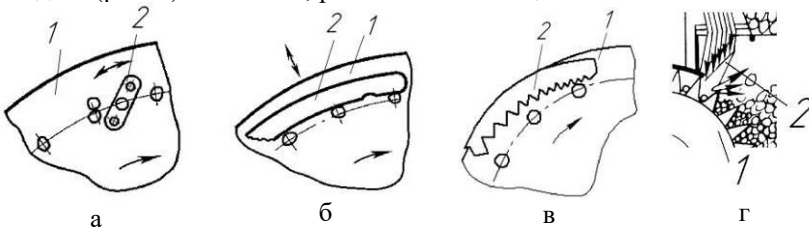


Рис. 2 – Схеми механічних відбивачів зайвого насіння пневмомеханічних висівних апаратів: 1 – висівний диск; 2 – скидач; а – вилчастий (СУПН-8); б – пластинчастий (Multikorn); в – зубчастий; г – пневматичний (Aeromat)



Останньою технологічною операцією в роботі пневматичного висівного апарата є відокремлення насінини від присмоктувального отвору і транспортування його на підготовлене дно борозни (рис. 3).

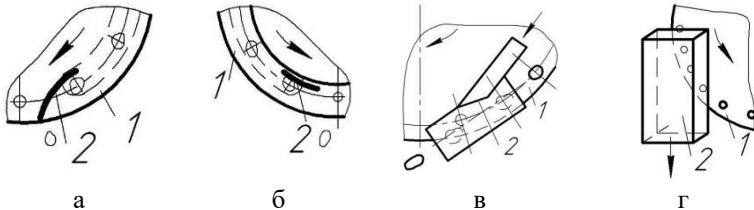


Рис. 3 – Схеми відбивачів насіння пневматичних висівних апаратів: 1 – висівний диск; 2 – відбивач; а – Unisem; б – Pneumasem II; в – патент України № 37268; г – патент України № 17600

Насіння, що відокремлюється від комірок висівного диска, розташовується по довжині борозни на деякій відстані одне від одного. Інтервал між насінинами є, у певній мірі, випадковою величиною, оскільки цей процес залежить від багатьох факторів: колової швидкості комірок висівного диска, точки сходу насінини з диска, траєкторії насіння при переміщенні до дна борозни. Стабілізуючи точку сходу насіння з висівного диска, можна наблизитись до постійної траєкторії руху насіння, що значно підвищує рівномірність розподілу їх по довжині рядка. В той же час, в багатьох випадках розкочування насіння по борозні є в межах похибки та підпадає під дію закону нормального розподілу.

Підсумовуючи конструктивно-технологічний огляд існуючих пневмомеханічних висівних апаратів та елементів, які задіяні в процесі відбору насінин із загальної маси, видаленні зайвих і транспортуванні та їх скиданні у борозну, можна зробити висновок, що усі етапи технологічного процесу висіву насіння суттєво впливають на кінцевий результат їх роботи – точність висіву.

Проблемі заповнення комірок насінинами та відокремленню двійників присвячено багато робіт, але це питання на даний час залишається не повністю вирішеним.

**Мета дослідження** – стабілізація роботи висівного апарата, покращення якості заповнення отворів диска насінням і підвищення його продуктивності.

Запропонований новий пневмомеханічний висівний апарат складається з корпусу 1, на привідному валу 2 якого розміщений висівний диск 3 і ворущилка 4. (рис. 4) [6].

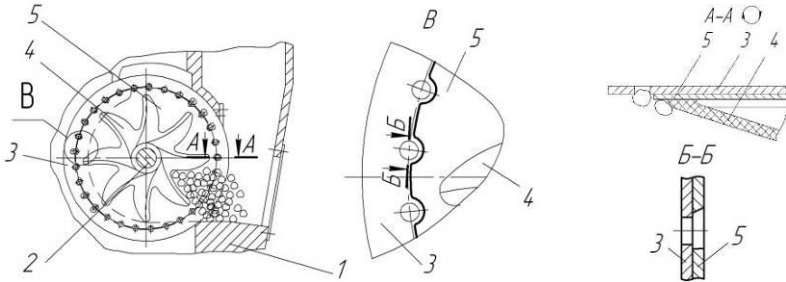


Рис. 4 – Пневмомеханічний висівний апарат: 1 – корпус; 2 – привідний вал; 3 – висівний диск; 4 – ворухила; 5 – додатковий диск

Між ними встановлений додатковий диск 5, який по контуру має фігурні вирізи. Для підвищення ймовірності попадання насінин в цей виріз та зменшення їх травмування, задня кромка додаткового диска має фаску. Діаметр отвору додаткового диска більший середнього діаметра насінини в 1,2 – 1,3 рази. Це забезпечує попадання у фігурний виріз додаткового диска не більше однієї насінини.



Рис. 5 – Експериментальна лабораторна установка; 1 – бункер; 2 – двигун; 3 – ланцюгова передача; 4 – висівний диск; 5 – додатковий диск

Якщо ж відбувається заповнення присмоктувальних отворів "двійниками", то ці насінини знаходяться над верхньою кромкою фігурних вирізів і, потрапляючи у зону скидання зайвого насіння, повністю видаляються скидачем.

У ході проведення пошукових дослідів на створеній лабораторній установці (рис. 5), оснащених запропонованим диском (рис. 6), нами визначені показники якості заповнення отворів експериментального диску і порівняні з базовими.

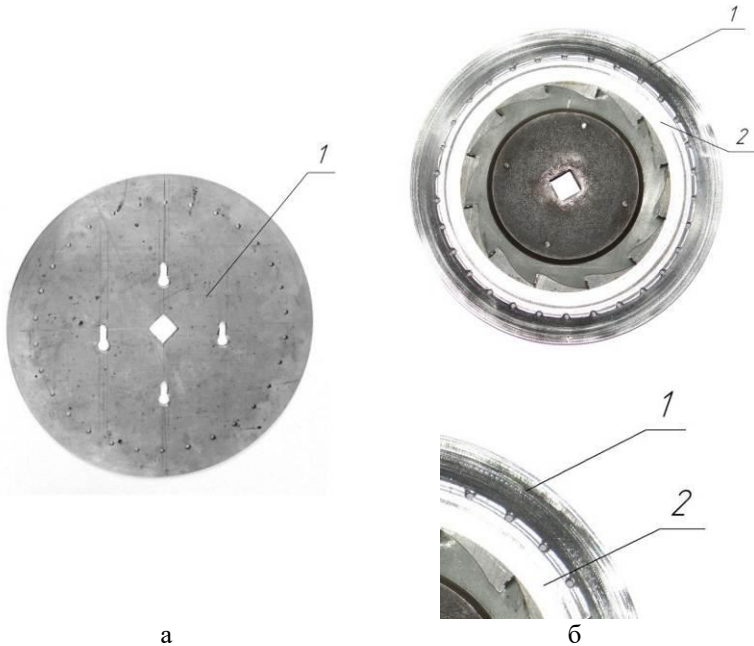


Рис. 6 – Висівний диск просапної сівалки: а) базовий; б) експериментальний; 1 – висівний диск; 2 – додатковий диск

За базові вихідні параметри було обрано: кількість комірок висівного диска  $d = 30$  шт.; частота обертання висівного диска  $n = 35$  об/хв; тиск у системі  $P = 3,0$  кПа; фракція насіння цукрового буряку – 4,0 – 5,0; повторюваність дослідів – 5.

Результати дослідів наведені на рис. 7.

Як видно з графіка, базова конструкція пневмомеханічного висівного апарата має завищені показники заповнення отворів при рекомендованих виробником основних параметрах, що в умовах

реального посіву призводить до перевитрат посівного матеріалу. Більш стабільною є робота запропонованої нами конструкції пневмомеханічного висівного апарата, який виявився працездатним при максимальній частоті обертання диску, навіть при зниженому тиску в системі.

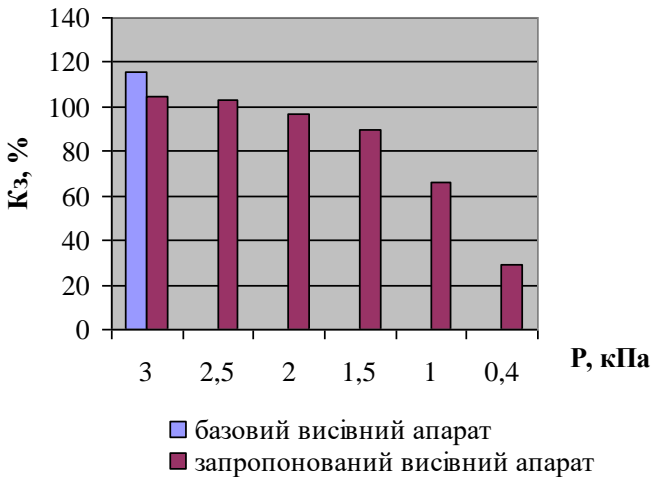


Рис. 7 – Результати попередніх експериментальних досліджень пневмомеханічного висівного апарата

Дослідження, проведені у цьому напрямку, не повністю вирішують дану проблему, а лише підтверджують гіпотезу про можливість підвищення якості дозування насіння пневмомеханічними висівними апаратами шляхом встановлення додаткового диску. Тому виникає потреба у подальших дослідженнях і розробці таких конструктивних елементів пневмомеханічного висівного апарата, які б значно покращували його продуктивність та суттєво впливали на точність висіву насіння просапних культур.

#### Література

1. Амосов В.В. Обґрунтування параметрів універсального висівного апарата для просапних культур. Дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: 05.05.11 /КНТУ. – Кіровоград, 2007. – 131 с.
2. Басин В.С. Полевая всхожесть семян и проблемы механизации процессов формирования насаждений // Сб. научн. тр. – М.: ВИСХОМ, 1981. – 141 с.

3. Зенин Л.С. Исследование пневматического аппарата точного высева: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Алма-Ата, 1962. – 26с.

4. Журавлев Б.И. Исследование пневматических высевающих аппаратов для точного высева семян // Тракторы и сельхозмашины. – 1961. – №9. – С. 21–24.

5. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты: Теория, конструкция, расчет. – Кишинев: Штиинца, 1984. – 392 с.

6. Патент № 63895, Україна, МПК А<sub>01</sub>С7/04 Пневматичний висівний апарат /Шмат С.І., Свірень М.О., Абрамова В.В., Лушніков В.М. Опубл. 25.10.2011 р. – 2 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Свірень М.О.*

УДК 629.017

© М.П. Артёмов к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка

## **ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ СТУПЕНІВ РУХЛИВОСТІ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ ТА ЇХ ВПЛИВ НА КЕРОВАНІСТЬ**

*Проведено аналіз кількості ступенів рухливості машинно-тракторних агрегатів в залежності від схеми приводу ведучих і кількості напрямних коліс. Визначено вплив кількості ступенів рухливості на керованість мобільних агрегатів.*

### **МАШИННО-ТРАКТОРНИЙ АГРЕГАТ, КЕРОВАНІСТЬ, СТУПЕНІ РУХОМОСТІ, КЕРУЮЧІ ДІЇ.**

**Постановка проблеми.** Для забезпечення необхідної якості виконання агротехнологічних операцій і точності експериментальних випробувань, необхідні досконалі методи контролю кінематичних і динамічних параметрів сільськогосподарських агрегатів у процесі сертифікаційних випробувань і подальшої експлуатації.

При проведенні динамічних випробувань мобільних агрегатів фахівці стикаються з низкою труднощів, зумовлених недосконалістю існуючих методів проведення вимірювань. Зокрема, при проведенні

випробувань сільськогосподарської техніки викликає труднощі вимірювання і реєстрація змін в часі таких параметрів, як тягове зусилля, швидкість руху, зусилля на гаку, потужність на гаку, потужність двигуна і тяговий ККД. В даний час отримали розвиток методи оцінки динаміки мобільних машин на основі використання датчиків інерції або акселерометрів. Однак для отримання повної і достовірної інформації необхідно обґрунтування мінімально необхідного числа вимірювальних осей акселерометрів і раціональних точок їх установки [1]. У цій статті визначено взаємозв'язок між числом ступенів рухливості машинно-тракторних агрегатів (МТА) та їх керованістю.

Число незалежних вхідних (провідних) ланок, впливають на реакцію вихідної ланки і визначають число ступенів рухливості мобільної машини або механізму.

Мобільні машини, до яких відносяться машинно-тракторні агрегати (МТА), рухаючись по полю виконують плоскопаралельний рух з необхідною траєкторією і необхідними кінематичними характеристиками за рахунок управління кінематичними і динамічними параметрами коліс.

Кути повороту коліс в площині обертання, кути повороту коліс відносно вертикальної площини (зміна положення площини обертання коліс відносно поздовжньої осі), зміна швидкості і прискорення, зазначених рухів, тягові, гальмівні сили і моменти, все це відноситься до кінематичними та динамічним параметрам колеса. Якщо врахувати все перераховане, то колеса трактора в МТА можна вважати керованими, а ті колеса, які змінюють площину свого обертання щодо вертикальної осі – напрямні.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій** У кінці XIX століття Х. Гохман [2] запропонував визначати число ступенів рухливості – вільних параметрів руху механізму, за формулою

$$H = 6(n-1) - S, \quad (1)$$

де  $n$  – кількість ланок механізму;  $S$  – загальна кількість незалежних в'язей, накладених при створенні кінематичних пар.

При визначенні числа ступенів рухливості плоского механізму в механіці використовують структурну формулу П.Л. Чебишева [3]

$$H = 3(n-1) - 2P_1 - P_2 \quad (2)$$

де  $n$  – число рухомих ланок механізму;  $P_1$  – кількість кінематичних пар 1-го класу (для плоских механізмів – нижчих пар);  $P_2$  – кількість кінематичних пар 2-го класу (для плоских механізмів – вищих пар).

У тому випадку, коли необхідно визначити число ступенів рухливості просторового механізму зазвичай використовують формулу Сомова-Малишева [3].

$$H = 6(n - 1) - (5P_1 + 4P_2 + 3P_3 + 2P_2 + P_1) + q + p \quad (3)$$

де  $P_3, P_2, P_1$  – кількість кінематичних пар, відповідно 3, 2 і 1 класу;  $q$  – кількість повторних зв'язків, що відображаються тотожними рівностями;  $p$  – кількість зникаючих умов зв'язку.

У механіці прийнято, що для визначення класу кінематичної пари встановлюється число обмежень, які накладаються на відносний рух ланок складових пари [3].

Число ступенів рухливості визначає кількість незалежних рухів (кількість незалежних координат), що надаються вхідним (ведучим) ланкам механізму і визначають рух вихідної ланки.

Визначення числа ступенів рухливості за допомогою формул (2) та (3) пов'язане з певними складнощами і може привести до помилки у визначенні числа пасивних зв'язків. Виходячи з цього зручніше визначити число ступенів рухливості МТА за числом незалежних керуючих впливів (рухів), що визначають його рух як вихідної (веденої) ланки.

Для визначення числа обмежень на відносний рух ланок мобільної машини скористаємося такою формулою [3]:

$$K = 6n - H. \quad (4)$$

**Мета і постановка задачі досліджень.** Метою досліджень є визначення ступенів рухливості мобільного агрегату при різних схемах управління рухом за допомогою коліс і оцінка їх впливу на його керованість. У процесі досліджень необхідно вирішити наступні задачі:

- провести визначення числа ступенів рухливості мобільного сільськогосподарського агрегату при різних схемах керування колесами;

- провести дослідження впливу числа ступенів рухливості на керованість агрегату.

**Вирішення задачі.** Кількість незалежних керуючих впливів, необхідних для зміни траєкторії і параметрів руху агрегату визначає його число ступенів рухливості.

Щоб змінити параметри поступального руху МТА використовується не тільки двигун і трансмісія, але і гальмівна система.

О.Г. Озол у своїй роботі [4] представив формулу, яка побудована на розрахунку кількості ступенів свободи, що залишилися після послідовного замикання гілки відкритого кінематичного

ланцюга, в результаті чого можливе введення декількох пасивних в'язей  $q$ .

У тому випадку, якщо в простій відкритій ланцюга загальна кількість ступенів рухливості в кінематичних парах становить:

$$f_1 = fa_1 + fb_1 + fc_1 + \dots + fg_1, \quad (5)$$

і за умови замикання на стійку додається  $6 - fh_1 - q_1$  обмежень, то ступінь свободи після замикання ланцюга буде:

$$H = f_1 - 6 + q_1. \quad (6)$$

Якщо механізм складається з  $k$  контурів, ступінь рухливості, після замикання всіх гілок буде визначатися як:

$$H = f - 6k + \sum_{i=1}^k q_i = f - 6k + q. \quad (7)$$

Новизна формули О. Озола в порівнянні з формулою Х. Гохмана полягає в появі  $\sum_{i=1}^k q_i$ .

Наявність в механізмі дійсно або умовно нерухомої стійки, за твердженням О. Озола, підкреслює збереження відносних переміщень його ведених ланок при заданому русі ведучих.

Для сільськогосподарських і транспортних машин (машин з рухомою станиною), О. Озол вводить поняття – баланс рухливості, представляючи його у вигляді:

$$\mathfrak{C}(n - \xi) = c + b + d + S_k - q - H_a, \quad (8)$$

де  $\xi$  – показник рухливості підстави; якщо  $\xi = 1$  – станина нерухома; якщо  $\xi = 0$  – станина рухлива;  $c$  – кількість основних ступенів рухливості, дорівнює кількості незалежних узагальнених координат;  $b$  – кількість додаткових ступенів рухливості, включаючи рухливість плаваючих ланок;  $d$  – кількість динамічних зв'язків;  $S_k$  – сума кількості внутрішніх і зовнішніх кінематичних зв'язків;  $q$  – зменшення ступеня рухливості зовнішніх тіл, зумовлених дією зовнішніх і внутрішніх повітряних зв'язків;  $H_a$  – зменшення ступенів рухливості зовнішніх тіл, зумовлених дією зовнішніх зв'язків.

Називаючи суму  $c + b + d$  за робочу рухливість, О. Озол визначає через параметри системи:

$$q = H_{paб} + S_k - \mathfrak{C}(n - \xi) - H_a. \quad (9)$$

У сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів зовнішні зв'язки найчастіше неголономні. Тому, якщо  $n_q$  – кількість



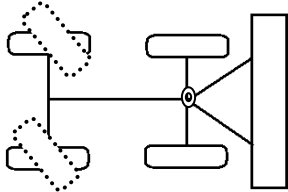
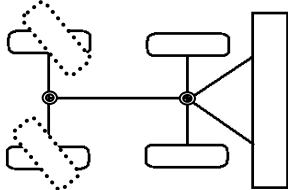
незалежних узагальнених координат, то ступінь свободи системи, на яку діють зовнішні неголономні зв'язки –  $S_{H\text{ внєшн}}$  можливо, записати у вигляді рівняння

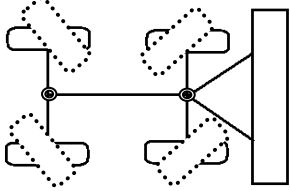
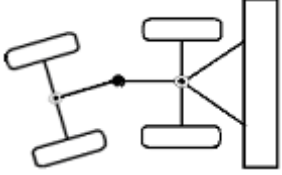
$$H = n_q - S_{H\text{ внєшн}} + q_{H\text{ внєшн}} \cdot \quad (10)$$

При русі МТА рульове керування, гальмівна система і двигун з трансмісією забезпечують зміну параметрів обертального руху, крім того, моторно-трансмісійна установка може використовуватися для створення різних тягових сил (різних кутових швидкостей обертання коліс різних бортів) [5]. Так само для отримання аналогічного ефекту на деяких мобільних машинах використовують роздільне гальмування коліс різних бортів.

У таблиці 1 наведено аналіз ступенів рухливості машинно-тракторних агрегатів в залежності від кінематичної схеми управління рухом.

Таблиця 1 – Визначення числа ступенів рухливості мобільних агрегатів з різними схемами ведучих і напрямних коліс

№ п/п	Схеми МТА	Кількість ступенів рухливості
1.1	<p>Напрямні колеса на одному мосту мобільної машини та один ведучий міст</p>  <p>Напрямні колеса на одному мосту мобільної машини и два ведучих моста</p> 	<p>3</p> <p>4</p>

2.1	<p>Напрявні колеса на двох мостах мобільної машини:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- один ведучий міст;</li> <li>- два ведучих моста</li> </ul> 	4 5
3.1	<p>Жорстке кріплення коліс до мосту, керування складанням полурам:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- один ведучий міст;</li> <li>- два ведучих моста</li> </ul> 	3 4

Рушії (колеса) забезпечують контакт МТА з опорною поверхнею, завдяки такому зв'язку забезпечується зміна параметрів і траєкторії руху. При виконанні технологічних операцій всі колеса машинно-тракторного агрегату є керованими, так як механізатор керує їх кінематичними і динамічними параметрами. Напрявні колеса є керованими, оскільки механізатор змінює їх положення в площині дороги (зміна площини обертання коліс). Ведучі колеса так само є керованими у зв'язку з тим, що механізатор керує ними шляхом зміни кутової швидкості і підведеного крутного моменту. Провівши аналіз кінематичних схем наведених у таблиці, можливо зробити висновок про те, що найбільше число ступенів рухливості має мобільний агрегат з двома ведучими мостами та напрямними колесами на всіх мостах. Разом з тим за наявності коліс у сільськогосподарської машини з'являються зовнішні пасивні ступені рухливості.

Формули (9) і (10) дозволяють визначити наявність повторних зовнішніх зв'язків для сільськогосподарських і транспортних машин.

Розглянемо залежність керованості машинно-тракторних агрегатів від числа ступенів рухливості При виконанні агротехнічних

операцій під дією збурюючих сил, діючих на ґрунтообробне знаряддя, агрегат рухається по деякій синусоїдальній траєкторії з постійними підворіть. Це найбільш загальний випадок реалізації всіх ступенів рухливості мобільної машини [4, 5]. Час простого маневру включає в себе час запізнювання сигналу, що управляє, час наростання керуючого сигналу від нуля до максимального значення і час усталеного руху в процесі виконання маневру [6]. В цілому час виконання цього маневру визначається наступною залежністю:

$$t_{ман} = t_{вх} + t_{уст} + t_{ввых}, \quad (11)$$

де  $t_{вх}$  – час входу мобільного агрегату в підворот;

$$t_{вх} = t_3 + t_H, \quad (12)$$

$t_{ввых}$  – час виходу мобільного агрегату із підвороту;

$$t_{ввых} = t_3 + t_{II}, \quad (13)$$

$t_{II}$  – час падіння керуючого сигналу від максимального значення до нуля, в даному випадку, з позицій керованості, будемо вважати, що  $t_{II} = t_H$ .

Скоротити час здійснення маневру можливо за рахунок збільшення лінійної та кутової швидкостей агрегату. Іншим способом скорочення часу маневру  $t_{ман}$  є скорочення часу  $t_H$ . Його можливо скоротити при використанні декількох ступенів рухливості, що реалізуються шляхом створення паралельних керуючих впливів [7].

Якщо прийняти за вихідну величину системи управління МТА кутову швидкість повороту в горизонтальній площині – площині поля (дороги), то в разі декількох керуючих впливів можна використовувати рівняння повного диференціалу

$$d\omega_z = \frac{\partial\omega_z}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial\omega_z}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial\omega_z}{\partial x_i} dx_i + \dots + \frac{\partial\omega_z}{\partial x_n} dx_n = \sum_{i=1}^n \frac{\partial\omega_z}{\partial x_i} dx_i, \quad (14)$$

де  $n$  – число паралельних керуючих впливів.

З формули (14) видно, що регульованою величиною є  $\omega_z$  і приватними похідними  $\frac{\partial\omega_z}{\partial x_i}$  кожного з керуючих впливів є відповідні передавальні функції управління. Якщо провести перетворення, то рівняння (14) можливо записати у вигляді:

$$d\omega_z = \sum_{i=1}^n W_i dx_i. \quad (15)$$

Проаналізувавши, запис рівняння (15) запишемо його у вигляді похідної за часом, це справедливо за умови незалежності передатних функцій  $W_i$  від часу:

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^n W_i \frac{dx_i}{dt}. \quad (16)$$

У такого запису рівняння величина  $\frac{dx_i}{dt}$  характеризує величину зміни керуючого впливу.

Для того, щоб оцінити вплив часу наростання керуючої дії в момент реалізації однієї ступені свободи  $t_{H1}$  та аналогічного часу  $t_{H2}$  в процесі виконання паралельних керуючих впливів (реалізація декількох ступенів рухливості), проведемо їх порівняння.

При одному керуючому впливі і реалізації одного ступеня рухливості:

$$\frac{d\omega_{z1}}{dt} = W \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (17)$$

У випадку використання декількох паралельних керуючих дій

$$\frac{d\omega_{z2}}{dt} = \sum_{i=1}^n W_i \cdot \frac{dx_i}{dt}. \quad (18)$$

Якщо прийняти припущення щодо темпу зростання керуючих сигналів по всіх каналах керування однаковими:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{dx_2}{dt} = \dots = \frac{dx_i}{dt} = \dots = \frac{dx_n}{dt}, \quad (19)$$

це буде означати  $\omega_{z1} = \omega_{z2}$ , для цього випадку проведемо інтегрування в межах  $(0; \omega_z)$  та зробивши вирішення спільно отримаємо:

$$t_{H2} = t_{H1} \frac{\frac{dx}{dt} W}{\frac{dx_i}{dt} \sum_{i=1}^n W_i}. \quad (20)$$

У випадку коли  $\frac{dx}{dt} = \frac{dx_i}{dt}$  вираз (20) можливо записати у вигляді:

$$t_{H2} = t_{H1} \frac{W}{\sum_{i=1}^n W_i}. \quad (21)$$

Зробивши припущення, що співвідношення передатних функцій при одному ступені вільності та при багатьох – дорівнює 1, тобто  $\frac{W_i}{W} = 1$ , запишемо:

$$t_{H2} = \frac{t_{H1}}{n}. \quad (22)$$

Після проведення аналізу рівняння (22) можливо зробити висновок, що при збільшенні числа ступенів рухливості зменшується час зростання керуючого впливу та часу на проведення маневру.

При здійсненні кінематичного повороту (табл. 1 поз. 1.1) для збереження постійної швидкості руху та збереження часу виконання маневру механізатору необхідно збільшити подачу палива. У цьому випадку відбувається реалізація двох ступенів рухливості та двох керуючих дій.

**Висновок** Збільшення числа керуючих дій поєднане із збільшенням числа ступенів рухливості дозволяє зменшити час виконання маневру, підвищити стійкість перехідного процесу і покращити керованість сільськогосподарського мобільного агрегату.

#### Література

1. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожня], – Харьков: изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с.
2. Гохман Х. Основы познания и созидания пар и механизмов: Кинематика машин / Х. Гохман – Одесса, 1890. – т. 1. – 298 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Наука, 1975. – 643 с.
4. Озол О.Г. Новая структурная формула механизмов и ее теоретическое и практическое значение / О.Г. Озол. – Тр. Латв. с.-х. акад. – 1962, Вып. 11. С. 113 – 129.
5. Бабошко А.А. Нетрадиционные способы маневрирования колесных машин / А.А. Бабошко. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 172 с.
6. Подригало М.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. – Харьков.:Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.

7. Динамика автомобіля / Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.А. Войтов*

УДК 631.361

© В.М. Барановський, к.т.н.  
Тернопільський національний технічний університет  
імені Івана Пулюя

### **ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ СИСТЕМИ ОЧИСНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ АДАПТОВАНОЇ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**

*Наведено етапи удосконалення, будову та принцип функціонування адаптованих робочих органів очисних транспортно-технологічних систем коренезбиральної машини, яка призначена для одночасного збирання коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви.*

#### **КОРЕНІ, БУРЯКИ, ОЧИСНИК, ТРАНСПОРТУВАННЯ, ОРГАН.**

**Постановка проблеми.** Проблема підвищення технічного рівня коренезбиральних машин (КМ), основним критерієм оцінки яких є співвідношення втрат, забрудненості та пошкоджень коренеплодів, залишається особливо актуальною у плані подальшого розвитку вітчизняної коренезбиральної техніки.

Ефективність і якість роботи машин у значній мірі залежить від конструктивно-компонувальної схеми та ефективності процесу роботи очисників вороху, які повинні відокремити із складу викопаного вороху не менше 92 % домішок за вихідними вимогами до КМ, дотримуючись при цьому допустимих значень втрат і пошкодження коренеплодів [1].

Різноманітність конструктивних схем очисних робочих органів КМ в прямій залежності пов'язана як із технологічними процесами відокремлення домішок від коренеплодів, так і з конструктивно-технологічними вимогами до якості їх очищення.

Незважаючи на доволі складні багатовузлові транспортно-технологічні системи (ТТС) робочих органів для очищення вороху

коренеплодів, після очищення енергоємними багатоступеневими системами очищення викопаного вороху від домішок з полів вивозиться кількість родючого ґрунту, яка еквівалентна 10...15 см орного шару на площі збирання рівній 100 га, незважаючи при цьому, що загальна протяжність очисних поверхонь сягає 8...10 м [2].

Сучасні напрямки розвитку КМ передбачають розробку та впровадження в агропромисловий комплекс високопродуктивних, енергозберігаючих і технологічно надійних технічних засобів, які є адаптованими до одночасного збирання коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви однією адаптованою коренезбиральною машиною (АКМ).

Аналіз конструктивно-технологічних процесів сепарації домішок показав, що головним загальним недоліком роботи очисних робочих органів у важких умовах збирання коренеплодів є те, що очищення коренеплодів від домішок відбувається в одному технологічного потоці, коли коренеплоди і домішки пересуваються по поверхні сепарувальних робочих органів у одному повздовжньому або поперечному напрямках, що значно утруднює процес відокремлення домішок від коренеплодів [3].

Крім того, в існуючих типах очисників вороху від домішок технологічно неможливо одночасно поєднати під час збирання коренеплодів дві технологічні операції – відокремлення вільних домішок від коренеплодів із одночасним видаленням залишків гички на їх головках.

Тому поєднання операції видалення залишків гички на головках коренеплодів одночасно з процесом відокремлення вільних ґрунтових і рослинних домішок, є подальшим кроком розробки та впровадження в виробництво ТТС комбінованих очисних робочих органів АКМ.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомі результати наукових досліджень, які наведені в працях [4–6 та ін.], як правило характеризують тільки основні принципи функціонування очисних робочих органів (ОРО) без критеріального аналізу загальних аспектів та шляхів підвищення їх показників якості роботи та КМ в цілому. Дані дослідження є подальшим розвитком технологічних засад функціонування ТТС очисних робочих органів АКМ.

**Мета дослідження.** Метою даного дослідження є підвищення техніко-економічних показників технологічного процесу збирання коренеплодів АКМ при задовільних показниках якості їх збирання шляхом застосування ТТС очисних робочих органів.

**Результати дослідження.** У сучасних умовах функціонування багатогалузевих сільськогосподарських підприємств (особливо фермерських), які займаються виробництвом коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви, актуальною економічною проблемою є окупність використання технічно складних і занадто дорогих (вартістю 150...350 тис. грн за одиницю) КМ, що викликано суттєвими обмеженими кліматичними термінами (у межах одного календарного місяця) та технологічними особливостями (на незначних площах, особливо кормових, столових буряків і моркви) їх застосування.

Зростання економічної ефективності виробничої діяльності фермерських господарств може досягатися розробкою технологічної гнучкості використання АКМ відносно циклічності строків планування збирання різних за своїми агрофізичними та агротехнологічними характеристиками культур коренеплодів і в умовах різних ґрунтових фонів і погодно-кліматичних умов.

Різноманітність конструктивних схем очисних робочих органів КМ в прямій залежності пов'язана, як із технологічними процесами збирання, так і з конструктивно-технологічними вимогами до якості відокремлення домішок від коренеплодів.

В основу вирішення наукової проблеми підвищення техніко-експлуатаційних і агротехнологічних показників якості роботи АКМ покладено гіпотезу про можливість значного розширення діапазону і строків застосування КМ шляхом розробки та обґрунтування параметрів і загальних конструктивно-технологічних принципів і аспектів використання АКМ, побудованих на основі розробки та дослідження її адаптованих ТТС очисних робочих органів.

Алгоритм побудови конструктивно-компонувальної схеми АКМ повинен базуватися на застосуванні в її функціональній схемі адаптованого транспортно-очисного комбінованого робочого органу (АТОКРО), принцип функціонування якого регламентований загальними властивостями технологічного процесу роботи адаптерів багатофункціонального типу. Тому класифікований підхід з урахуванням особливостей робочих органів, схем їх компонування та способів функціонування, забезпечить можливість проведення ідентифікації необхідної конструктивно-технологічної схеми очисника вороху коренеплодів для конкретних умов експлуатації АКМ.

Пошук більш радикальних шляхів підвищення технологічної ефективності роботи очисних систем вороху коренеплодів шляхом збільшення активності їх робочих поверхонь було досягнуто за рахунок розмежування в процесі очищення вороху руху базових



потоків коренеплодів і домішок на два взаємно перпендикулярні напрямки, яке реалізовано на основі застосування комбінованого очисника вороху [7], який складається з подавального горизонтального пруткового транспортера (рис. 1) та встановленого із зазором над прутками та перпендикулярно напрямку швидкості руху  $V_{mp}$  робочої гілки горизонтального транспортера відвідного шнека. Відвідний шнек виконаний у вигляді труби, на поверхні якої по гвинтовій лінії встановлено спіральні витки. Відвідний шнек обертається зустрічно напрямку руху подавального пруткового транспортера з кутовою швидкістю  $\omega$ .

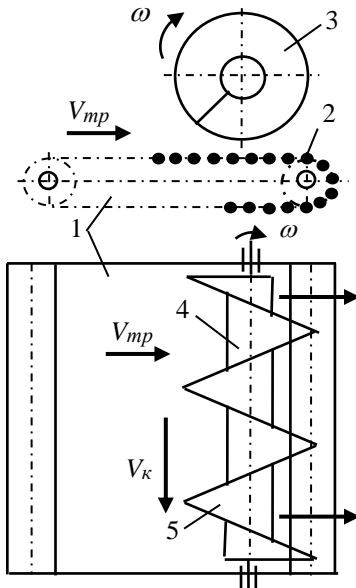


Рис. 1 – Схема комбінованого очисника:

- 1 – транспортер;
- 2 – пруток; 3 – шнек;
- 4 – труба; 5 – виток

При подачі вороху до шнека, складовими компонентами якого є коренеплоди з налиплим ґрунтом і залишками гички на їх головках і без них, вільні ґрунтови та рослинні домішки відбувається заповнення ворохом простору між витками шнека та простору між шнеком і робочою гілкою подавального транспортера. Спіральні витки шнека, взаємодіючи з коренеплодами, пересувають їх в бік, тобто знімають їх з подавального транспортера, при цьому відбуваються випадки співудару грудок ґрунту з гвинтовою поверхнею шнека. Грудки землі руйнуються і весь сипкий ґрунт і дрібні рослинні домішки просіюються в отвір між прутками подавального транспортера, а не просіяні – сходять з нього, проходячи через зазор між витками шнека і робочою гілкою подавального транспортера.

Принциповим загальним недоліком роботи даного та технічно

реалізованого типу комбінованого очисника залишається значна кількість ґрунтових і рослинних домішок, при цьому до 70 % від їх загальної кількості складає маса вільного та налиплого ґрунту, до 10 % – залишків гички на головках коренеплодів.

Підвищення показників якості роботи комбінованих очисників

вороху коренеплодів, а в загальному – всієї АКМ, вирішується застосуванням базового варіанту АТОКРО (рис. 2, а), або додатковим встановленням за шнеком, в сторону вихідного кінця горизонтального пруткового подавального транспортера пари приводних циліндричних відминальних вальців, які встановлені один над одним і над подавальним транспортером на деякій відстані від прутків робочої гілки. Відминальні вальці обертаються назустріч один одному з кутовою швидкістю  $\omega_1$ . Крім того на трубі шнека по гвинтовій лінії змонтовано очисні пружні елементи, які набрані із пучків ворсу.

Напрямок навивання гвинтової лінії спіральних витків і очисних пружних елементів, встановлених на барабані шнека, зустрічний [8].

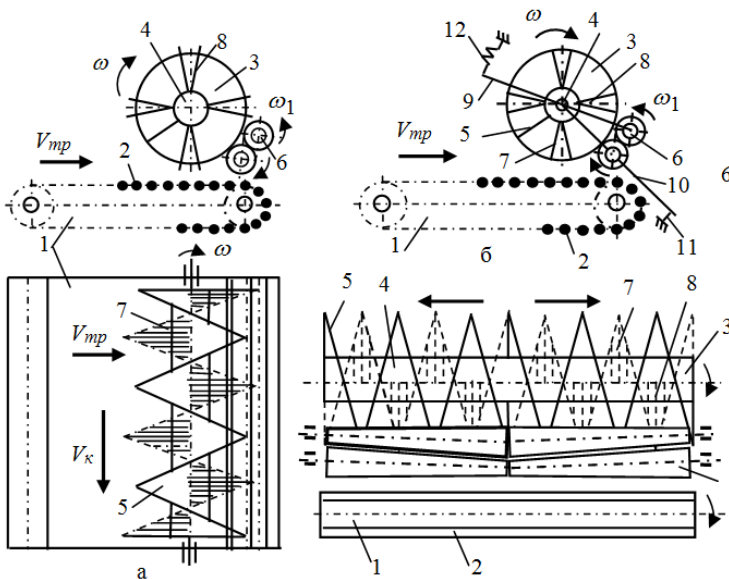


Рис. 2 – Схема базового АТОКРО: 1 – транспортер; 2 – пруток; 3 – шнек; 4 – труба; 5 – виток; 6 – відминальні вальці; 7 – очисні пружні елементи; 8 – пучки ворсу; 9 – важіль верхній; 10 – важіль нижній; 11 – упор; 12 – пружина

Коренеплоди без залишків гички на їх головках і з її залишками та налиплим ґрунтом на поверхні тіла коренеплодів, а також непросіяні домішки переміщуються витками шнека уздовж осей обертання спіральних витків, очисних пружних елементів і

відминальних вальців. Зазнаючи підпирання зі сторони нової подачі вороху, який надходить по робочій гільці подавального транспортера та за мірою його пересування до відминальних вальців відбувається зтягування залишків гички на головках коренеплодів і рослинних домішок між поверхнями відминальних вальців у силу їх зустрічного напрямку обертання. Пройдені між вальцями рослинні домішки поступають на вихідний кінець подавального транспортера. Залишки гички на коренеплодах, зазнаючи подвійної дії зусиль втягування робочими поверхнями відминальних вальців і переміщення коренеплодів витками шнека вздовж його осі обертання, відділяються від головки коренеплодів методом відминання та аналогічно всім домішкам виносяться подавальним транспортером за його межі. Крім того, очисні пружні елементи приводного взаємодіють на тіло коренеплодів, очищаючи при цьому їх поверхню від налиплиго ґрунту та в силу їх зустрічного обертання відносно руху спіральних витків шнека переміщують рослинні домішки в протилежному напрямку вивантажувальної зони очисника, тобто в сторону протилежну руху коренеплодів, збільшуючи час знаходження домішок на робочій гільці подавального транспортера.

Таким чином, покращення технологічного процесу очищення коренеплодів від домішок, особливо відокремлення налиплиго ґрунту на поверхні тіла коренеплодів і залишків гички з їх головок, досягається в першому випадку шляхом динамічної дії пружних очисних елементів, які змонтовані на трубі шнека на компоненти домішок вороху коренеплодів, а в другому випадку – зтягуванням залишків гички між робочі поверхні відминальних вальців.

Для підвищення надійності роботи АТОКРО та ступеня відокремлення залишків гички з головок коренеплодів за рахунок усунення технологічних зупинок під час попадання інородніх тіл у зазор між нижнім відминальним вальцем і робочою гілкою пруткового транспортера у першому випадку та збільшення сили контактної взаємодії (притискання) робочих поверхонь відминальних вальців у другому випадку, відминальні вальці (рис. 2б) встановлені на шарнірно закріплених верхньому та нижньому важелях, шарніри яких закріплені на кінцях вала шнека та співвісні з ним. Поворот нижнього важеля обмежений встановленими упорами, а верхній відминальний вілець за рахунок пружини виконаний підпружиненим відносно нижнього відминального вальця [9].

При попаданні каменів або твердих предметів між транспортером і нижнім відминальним вальцем відбувається одночасний поворот вверх відминальних вальців на шарнірних

важелях, долаючи опір пружини. Зазор між нижнім відминальним вальцем і робочою гілкою транспортера стає рівним висоті інеродніх тіл, які вільно проходять через даний зазор і виносяться транспортером за межі очисника, а вальці повертаються в початкове положення, при цьому нижній важіль упирається в упор.

Крім того підвищення технологічної ефективності процесу відокремлення рослинних домішок відбувається за рахунок виконання шнека (рис. 2, в) у вигляді двох секцій, при цьому напрямок навивання спіральних витків однієї секції протилежний напрямку навивання спіральних витків іншої секції та спрямований у сторону відповідних вихідних кінців шнека. За кожною секцією двосекційного шнека, в сторону вихідного кінця подавального транспортера, розмішена пара приводних відминальних вальців, які встановлені консольно один над одним і над подавальним прутковим транспортером. Кожен приводний відминальний валець відповідної пари виконаний у формі усеченого конуса, причому конуси розташовані один над одним, відповідно, великою та малою основами [10].

Для інтенсифікації процесу відокремлення налиплого ґрунту з поверхні тіла коренеплодів запропоновано удосконалену конструкцію АТОКРО, конструктивна схема якої наведена на рис. 3 [11].

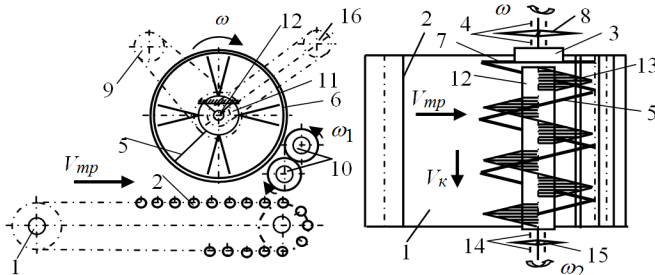


Рис. 3 – Схема удосконаленого базового АТОКРО: 1 – транспортер; 2 – пруток; 3 – шнек; 4 – опора шнека; 5 – виток; 6 – труба; 7 – фланець; 8 – ведена зірочка шнека; 9 – привод шнека; 10 – відминальні вальці; 11 – очисний вал; 12 – труба очисного вала; 13 – очисні пружні елементи; 14 – опора очисного вала; 15 – ведена зірочка очисного вала; 16 – привод очисного вала

На відміну від базового АТОКРО (рис. 2, а, б) приводний шнек виконаний у вигляді пустотілого гвинтового циліндра змонтованого консольно на опорах шнека. Витками шнека є навита по гвинтовій лінії труба круглого перерізу, яка закріплена збоку опор шнека на

фланці. Шнек за допомогою веденої зірочки приводу шнека обертається назустріч руху подавального транспортера з кутовою швидкістю  $\omega$ . В порожнині пустотілого гвинтового циліндра шнека розміщено приводний очисний вал на трубі якого по гвинтовій лінії закріплено очисні пружні елементи, причому очисний вал змонтовано консольно на опорах очисного вала, які розміщені з протилежного боку консольних опор шнека. Очисний вал за допомогою веденої зірочки приводу очисного вала обертається назустріч руху шнека з кутовою швидкістю  $\omega_2$ . За рахунок виконання окремих приводів, відповідно, шнека і очисного вала можна незалежно один від одного регулювати числові значення кутових швидкостей обертання гвинта  $\omega$  і очисного вала  $\omega_2$ , тобто встановлювати незалежно від кутової швидкості обертання шнека більшу кутову швидкість обертання очисного вала, що значно підвищує очисний ефект відокремлення налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів.

Таким чином, інтенсифікація технологічного процесу очищення коренеплодів від домішок, особливо відокремлення налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів, досягається шляхом динамічної дії очисних пружних елементів, які змонтовані на трубі приводного очисного вала на компоненти домішок вороху коренеплодів за рахунок можливості встановлення необхідної кутової швидкості обертання приводного очисного вала  $\omega_2$  при раціональному значенні кутової швидкості обертання шнека  $\omega$ .

На основі проведеної ідентифікації (аналізу та синтезу) аналогів попередніх АТОКРО, нами запропоновано удосконалені конструкції АТОКРО, які прийняті за основний базовий варіант АТОКРО проекрованої АКМ. Вони поєднують одночасно в собі всі позитивні сторони та переваги відносно існуючого комбінованого очисника (рис. 1) та застосовуються в умовах надмірної вологості ґрунту та значної забур'яненості поля.

Конструктивні схеми удосконалених АТОКРО наведені на рис. 4, вигляд зверху.

Відмінність конструктивних схем удосконалених АТОКРО (рис. 4) відносно наведених схем (рис. 2, а, 3) полягає в тому, що шнек і відминальні вальці (рис. 4, а) та шнек, відминальні вальці і приводний очисний вал (рис. 4, б), які розміщені над прутками горизонтального подавального транспортера встановлені під деяким кутом  $\alpha$  до напрямку швидкості руху  $V_{mp}$  робочої гілки пруткового подавального транспортера [12, 13].

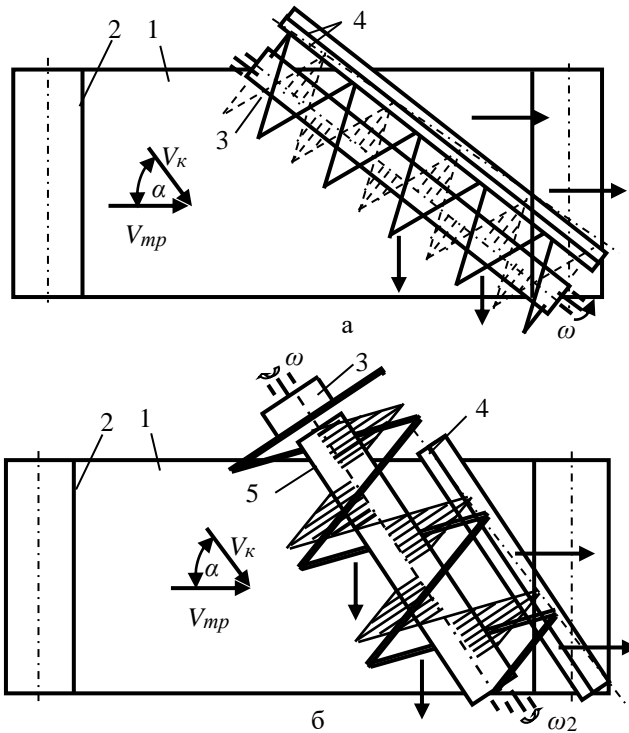


Рис. 4 – Схеми удосконалених АТОКРО: 1 – подавальний транспортер; 2 – пруток; 3 – шнек; 4 – відминальні вальці; 5 – приволний очисний вал

Таким чином, за рахунок встановлення шнека під гострим кутом  $\alpha$  до напрямку руху робочої гілки подавального транспортера, відбувається підвищення технологічної ефективності роботи пристрою за рахунок інтенсифікації процесу відокремлення домішок від коренеплодів шляхом збільшення шляху переміщення домішок по робочій гілці подавального транспортера, або часу перебування домішок на робочій гілці подавального транспортера.

**Висновки.** Застосування комбінованого очисника вороху коренеплодів побудованого на основі АТОКРО дозволяє значно зменшити подачу домішок, особливо грудок ґрунту та залишків гички на головках коренеплодів, налиплого ґрунту на бічній поверхні тіла викопаних коренеплодів за рахунок додаткової інтенсифікації дії на ворох базових структурних елементів очисника.

Література

1. Погорельий Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорельий, М.В. Татьяна. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
2. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: конструювання і розрахунок / Р.Б. Гевко. – Тернопіль, 1997. – 120 с.
3. Рамш В.Ю. Аналіз тенденцій розвитку робочих органів для сепарації бороху коренеплодів / В.Ю. Рамш, В.М. Барановський, М.Р. Паньків [та ін.] // Наукові нотатки. – Луцьк : ЛНТУ, 2011. – Вип. 31. – С. 298–305.
4. Погорілий М. Закономірності розвитку бурякозбиральної техніки та обґрунтування раціональних обрисів вітчизняних машин / Максим Погорілий // Техніка АПК. – 1999. – № 3. – С. 8–12.
5. Булгаков В.М. Теория свеклоуборочных машин: Монография / В.М. Булгаков, М.И. Черновол, Н.А. Свирень. – Кировоград: ”КОД”, 2009. – 256 с.
6. Аванесов Ю.Б. Свеклоуборочные машины / Ю.Б. Аванесов, В.И. Бессарабов, И.И. Русанов. – М., 1979. – 351 с.
7. А.с. № 1523085 СССР, МКИ А 01Д 33/08. Устройство для отделения примесей от корнеплодов / Гурченко А.П., Барановський В.Н., Булгаков В.М.; заявитель Украинский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. – 4386472/30 – 15; заявл. 29.02.88; опубл. 23.11.89. Бюл. № 43.
8. А.с. № 1547752 СССР, МКИ А 01Д 33/08. Устройство для отделения примесей от корнеплодов / Гурченко А.П., Барановський В.Н., Завгородний А.Ф., Булгаков В.М.; заявитель Украинский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. – 4369084/15; заявл. 25.01.88; опубл. 07.03.90. Бюл. № 9.
9. А.с. № 1806528 СССР, МКИ А 01Д 33/08. Устройство для отделения примесей от корнеплодов / Гурченко А.П., Барановський В.Н., Булгаков В.М., Гурченко Л.А.; заявитель Украинский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. – 4907206/15; заявл. 01.02.91; опубл. 07.04.93. Бюл. № 13.
10. Пат. 74629 Україна, МКИ<sup>7</sup> А 01 Д 33/08. Пристрій для відокремлення домішок від коренеплодів / Кравченко І.Є., Барановський В.М., Підгурський М.І., Паньків М.Р., Труханська О.О.; заявник і патентовласник Вінницький національний аграрний

університет. – № у 201103172; заявл. 19.03.2012; опубл. 12.11.2012. Бюл. № 21.

11. Пат. 64372 Україна, МКИ<sup>7</sup> А 01 Д 33/08. Очисник вороху коренеплодів / Барановський В.М., Підгурський М.І., Паньків М.Р., Дубчак Н.А., Паньків В.Р.; заявник і патентовласник Тернопільський національний технічний університет. – № у 201103196; заявл. 18.03.2011; опубл. 10.11.2011. Бюл. № 21.

12. Пат. 74625 Україна, МКИ<sup>7</sup> А 01 Д 33/08. Пристрій для відокремлення домішок від коренеплодів / Кравченко І.Є, Труханська О.О., Барановський В.М., Підгурський М.І., Паньків М.Р.; заявник і патентовласник Вінницький національний аграрний університет. – № у 201203159; заявл. 19.03.2012; опубл. 12.11.2012. Бюл. № 21.

13. Пат. 77981 Україна, МКИ<sup>7</sup> А 01 Д 33/08. Пристрій для відокремлення домішок від коренеплодів / Барановський В.М., Підгурський М.І., Труханська О.О., Паньків М.Р.; заявник і патентовласник Вінницький національний аграрний університет. – № у 201207308; заявл. 15.06.2012; опубл. 11.03.2013. Бюл. № 5.

*Рецензент д.т.н., проф. О.А. Науменко.*

УДК 62-192: 620.177

© А.І. Бойко, д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України  
О.В. Бондаренко к.т.н.

Миколаївський національний аграрний університет

В.М. Савченко к.т.н.

Житомирський національний агрокологічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІН ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ПАСИВНО РЕЗЕРВОВАНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ПОШКОДЖЕНОМУ ОСНОВНОМУ І СПРАВНОМУ ДУБЛЮЮЧОМУ ЕЛЕМЕНТАХ**

*У статті наведено дослідження змін показників надійності пасивно резервованої системи при пошкодженому основному і справному дублюючому елементах*

### **НАДІЙНІСТЬ, СИСТЕМА, ЕЛЕМЕНТ, РОБОТОЗДАТНІСТЬ**

Важливу роль при експлуатації системи з неавантаженим пасивним резервуванням відіграє другий роботоздатний стан "10" [1].



Він характеризується відмовою основного елементу і включенням в роботу резервного, який і забезпечує роботоздатність системи. Кількісною оцінкою надійності такої системи в цьому стані можуть бути ймовірність знаходження системи в ньому  $P_{10}(t)$  і середній наробіток за цей період  $\bar{t}_{10}$ . Визначення вказаних параметрів необхідно для оцінки впливу прийнятого методу резервування на загальну надійність системи.

Ймовірність знаходження системи в стані "10" у відображеннях Лапласа записується наступним відношенням:

$$\varphi_{10}(S) = \frac{\Delta_{10}}{\Delta}. \quad (1)$$

Знаменник відношення  $\Delta$  як основна матриця розв'язано раніше в роботі [2]. Визначник чисельника знаходиться шляхом підстановки стовпця вільних розширеної матриці членів в стовпець при невідомій  $\varphi_{10}(S)$ . Тоді маємо:

$$\Delta_{10} = \begin{vmatrix} S + \lambda_{00} & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\lambda_{00} & S + \lambda_{0'0} & 0 & 0 & 0 \\ S & S & 1 & S & S \\ 0 & 0 & 0 & S + \lambda_{10'} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda_{10'} & S + \mu_{11} \end{vmatrix}.$$

Отримана матриця є п'ятого рангу і для її вирішення необхідно провести дії на пониження рангу.

Після відповідних математичних перетворень і скорочень в розкладанні по ступенях невідомої в кінцевому вигляді запишемо значення визначника матриці.

$$\Delta_{10} = S^3 (\lambda_{10} + \lambda_{00} - \lambda_{0'0}) + S^2 (\lambda_{0'0} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \mu_{11} + 2\lambda_{00} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \lambda_{0'0} - \lambda_{0'0} \mu_{11} - \lambda_{0'0} \lambda_{10'}) + S (\lambda_{00} \lambda_{10'} \mu_{11} + \lambda_{00} \lambda_{10'} \mu_{11} - \lambda_{0'0} \lambda_{10'} \mu_{11}) \quad (2)$$

Як і для стану "00", [2] функцію ймовірності другого роботоздатного стану системи "10"  $A_{10}, B_{10}, C_{10}, D_{10}$  з метою подальшого виконання зворотних перетворень Лапласа можна записати у вигляді еквівалентної форми простою сумою

$$\varphi_{10}(S) = \frac{A_{10}}{S - S_1} + \frac{B_{10}}{S - S_2} + \frac{C_{10}}{S - S_3} + \frac{D_{10}}{S - S_4} + \frac{E_{10}}{S - S_5},$$

де  $i E_{10}$  – введені невідомі сталі величини які необхідно визначити для зворотнього перетворення Лапласа;

$S_1, S_2, S_3, S_4$  і  $S_5$  – корені правої частини рівняння (4) [2].

Виконавши алгебраїчні перетворення, і розписавши по степенях невідомої маємо:

$$\varphi_{10}(S) = \frac{1}{S^3(S-S_4)(S-S_5)} \left[ S^4(A_{10} + B_{10} + C_{10} + D_{10} + E_{10}) + S^3(A_{10}S_5 + A_{10}S_4 + B_{10}S_5 - B_{10}S_4 + C_{10}S_5 - C_{10}S_4 + D_{10}S_5 - E_{10}S_4) - S^2S_4S_5(A_{10} + B_{10} + C_{10}) \right]. \quad (3)$$

Порівнюючи вираз для  $\varphi_{10}(S)$  (1), куди входять визначники  $\Delta_{10}$  і  $\Delta$ , з отриманим виразом (3) можна стверджувати, що при рівності знаменників еквівалентність величин чисельників досягається при умові рівності коефіцієнтів при однакових степенях невідомої. На підставі цього складена додаткова система рівнянь за допомогою якої можна визначити величини сталих  $A_{10}, B_{10}, C_{10}, D_{10}$  і  $E_{10}$ .

Враховуючи, що при  $S_1 = S_2 = S_3 = 0$  доцільно ввести заміну  $A_{10} + B_{10} + C_{10} = \mathcal{K}_{10}$  і тоді достатню для вирішення завдання систему можна представити слідуючим чином:

$$\begin{cases} \mathcal{K}_{10} + D_{10} + E_{10} = 0; \\ S_5(\mathcal{K}_{10} + D_{10}) - S_4(\mathcal{K}_{10} + E_{10}) = \lambda_{10} + \lambda_{00} - \lambda_{0'0}; \\ -S_4S_5\mathcal{K}_{10} = \lambda_{0'0}\lambda_{40'} + \lambda_{00}\mu_{11} + 2\lambda_{0'0}\lambda_{40'} + \lambda_{00}\lambda_{0'0} - \lambda_{0'0}\mu_{11} + \lambda_{0'0}\lambda_{40'}. \end{cases}$$

З першого рівняння системи знаходимо:

$$\mathcal{K}_{10} = -(D_{10} + E_{10}). \quad (4)$$

Підставивши в третє рівняння маємо:

$$S_4S_5(D_{10} + E_{10}) = \lambda_{0'0}\lambda_{40'} + \lambda_{00}\mu_{11} + 2\lambda_{0'0}\lambda_{40'} + \lambda_{00}\lambda_{0'0} - \lambda_{0'0}\mu_{11} + \lambda_{0'0}\lambda_{40'}$$

звідкіля

$$D_{10} = \frac{\lambda_{0'0}\lambda_{40'} + \lambda_{00}\mu_{11} + 2\lambda_{0'0}\lambda_{40'} + \lambda_{00}\lambda_{0'0} - \lambda_{0'0}\mu_{11} + \lambda_{0'0}\lambda_{40'}}{S_4S_5} - E_{10}. \quad (5)$$

З другого рівняння системи отримаємо:

$$S_5\mathcal{K}_{10} + S_5D_{10} - S_4\mathcal{K}_{10} - S_4E_{10} = \lambda_{10} + \lambda_{00} - \lambda_{0'0},$$

звідкіля після перетворень і скорочень маємо:

$$0 = \lambda_{10} + \lambda_{00} + \lambda_{0'0} - D_{10}S_4 + E_{10}S_5$$

Підставляючи значення  $D_{10}$  з (5) отримаємо сталу  $E_{10}$ :

$$E_{10} = \frac{1}{S_5^2} (\lambda_{0'0} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \mu_{11} + 2\lambda_{0'0} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \lambda_{0'0} - \lambda_{0'0} \mu_{11} + \lambda_{0'0} \lambda_{10'}) - \frac{1}{S_5} (\lambda_{10} + \lambda_{00} - \lambda_{0'0}). \quad (6)$$

Зворотною підстановкою  $E_{10}$  у (5) отримаємо значення  $D_{10}$ :

$$D_{10} = \frac{1}{S_5} (\lambda_{0'0} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \mu_{11} + 2\lambda_{0'0} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \lambda_{0'0} - \lambda_{0'0} \mu_{11} + \lambda_{0'0} \lambda_{10'}) \times \left( \frac{1}{S_4} - \frac{1}{S_5} \right) + \frac{1}{S_5} (\lambda_{10} + \lambda_{00} - \lambda_{0'0}). \quad (7)$$

Підставляючи сталі  $E_{10}$  і  $D_{10}$  у (4), привівши члени рівняння після спрощень маємо:

$$\mathcal{K}_{10} = \frac{1}{S_4 S_5} (\lambda_{00} \mu_{11} + \lambda_{0'0} \lambda_{10'} - \lambda_{0'0} \lambda_{10'} - \lambda_{00} \mu_{11} - 2\lambda_{0'0} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \lambda_{0'0}).$$

Таким чином визначені всі сталі величини для виконання операції переходу по Лапласу від образу до оригіналу для функції ймовірності  $\varphi_{10}(S) \leftrightarrow P_{10}(t)$ .

Виконуючи правила перетворень для роботоздатного стану "10", коли основний елемент конструкції відмовив, а його місце зайняв дублюючий, ймовірність безвідмовної роботи системи представляється виразом:

$$P_{10}(t) = A_{10} \exp(-S_1 t) + B_{10} \exp(-S_2 t) + C_{10} \exp(-S_3 t) + D_{10} \exp(-S_4 t) + E_{10} \exp(-S_5 t).$$

З урахуванням заміन скорочено можна записати:

$$P_{10}(t) = \mathcal{K}_{10} + D_{10} \exp(-S_4 t) + E_{10} \exp(-S_5 t). \quad (8)$$

Отримана формула ймовірності має три складові. Її аналіз показує, що при часі  $t = 0$ , ймовірність  $P_{10}(t)$  також дорівнює нулеві. Це узгоджується з початковою умовою роботи досліджуємої дубльованої системи. З урахуванням ймовірних знаків при введених сталих величинах, структурі отриманого рівняння (8) і складності в визначення знаків спряжених коренів  $S_4$  і  $S_5$ , аналіз рівняння (8) може нести тільки якісний характер. Якісно, що зміна ймовірності  $P_{10}(t)$  має подвійну експоненціальну залежність, що при  $t \rightarrow \infty$ ,

$P_{10}(t \rightarrow \infty) = \mathcal{K}_{10}$ . Графік такої залежності зміни ймовірності роботоздатного стану  $P_{10}(t)$  при включенні в роботу резервного елемента і виключенні основного представлено на рис. 1.

Отримана фінішна ймовірність знаходження системи у другому роботоздатному стані є асимптотою функції  $P_{10}(t)$  а її значення, що дорівнює  $\mathcal{K}_{10}$  спостерігається при усталеному режимі експлуатації системи і є важливим параметром її безвідмовної роботи.

Крім того ймовірність роботоздатного стану  $P_{10}(t)$  пасивно резервованої системи характеризує запас можливостей виконувати функції за призначенням незважаючи на відмову основного елемента, або також вказує на розширення терміну експлуатації при додатковому регулюванні (натяжінні, зменшенні зазору тощо). Під запасом в продовженні роботи деталей, вузлів і машин в цілому слід розуміти і можливість переточування робочих органів при затупленні або перевертання робочого елемента на нову (не зношену) грань і т.д.

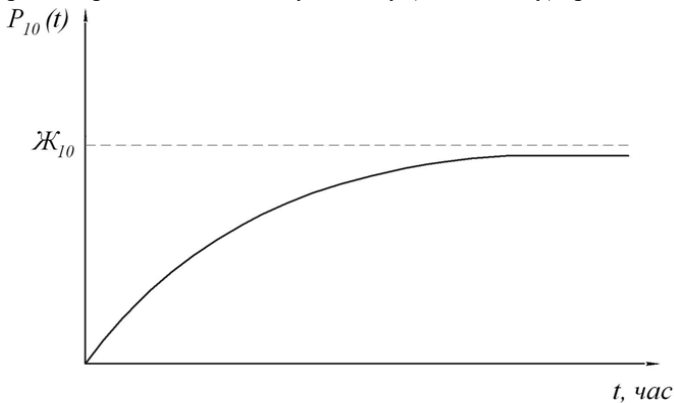


Рис. 1 – Залежність ймовірності переходу системи у другий роботоздатний стан  $P_{10}(t)$  з часом її експлуатації

В цьому плані важливе значення набуває показник надійності пасивно резервованої системи пов'язаний з її довговічністю. Таким показником, що оцінює продовження терміну експлуатації за рахунок введення в систему надлишковості у вигляді резерву може бути середній час знаходження системи у другому роботоздатному стані  $\bar{t}_{10}$ .

Предметно до виконаного дослідження можна записати, що середній час знаходження системи у другому роботоздатному стані дорівнює:

$$\overline{t}_{10} = \int_{t_1}^{t_2} P_{10}(t) dt. \quad (9)$$

Інтервал часу  $t_2 - t_1$  на якому визначається середній наробіток на відмову повинен належити періоду роботи системи коли її початкове припрацювання завершилось і почався етап роботи з природною присутністю поступового накопичення пошкоджень (старіння). Тоді запишемо:

$$\overline{t}_{10}(t) = \int_{t_1}^{t_2} [\mathcal{K}_{10} + D_{10} \exp(-S_4 t) + E_{10} \exp(-S_5 t)] dt.$$

Представлений вираз розпишемо у вигляді відповідної суми інтегралів:

$$\overline{t}_{10}(t) = \mathcal{K}_{10} \int_{t_1}^{t_2} dt + D_{10} \int_{t_1}^{t_2} \exp(-S_4 t) dt + E_{10} \int_{t_1}^{t_2} \exp(-S_5 t) dt.$$

Звідкіля маємо:

$$\overline{t}_{10} = \mathcal{K}_{10} t \Big|_{t_1}^{t_2} + D_{10} \left( -\frac{1}{S_4} \right) e^{-S_4 t} \Big|_{t_1}^{t_2} + E_{10} \left( -\frac{1}{S_5} \right) e^{-S_5 t} \Big|_{t_1}^{t_2}. \quad (10)$$

Аналіз залежності зміни середнього часу знаходження системи у другому роботоздатному стані ускладнений відсутністю даних про  $\lambda, \mu$  – характеристики переходів системи. Однак попередній якісний аналіз отриманого результату можливий шляхом диференціації вкладки кожної із трьох складових рівняння (10) в загальний баланс середнього часу  $\overline{t}_{10}$ . З урахуванням умов викладених при аналізі ймовірності  $P_{10}(t)$ , для сталих величин і коренів рівнянь, графічно найбільш ймовірнісні зміни у складових і загальну суму часу  $\overline{t}_{10}$  представлено на рис. 2.

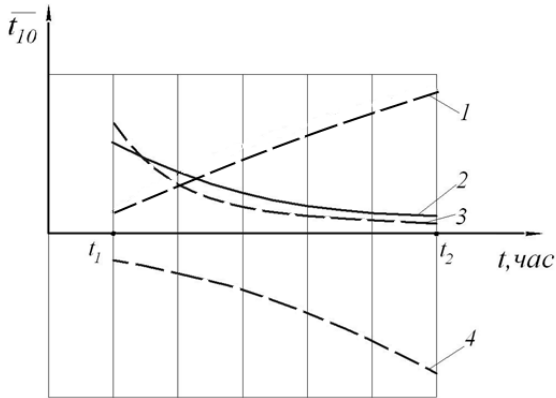


Рис. 2 – Залежність впливу часу експлуатації пасивно дубльованої системи на середній наробіток її у другому роботоздатному стані: 1 – перша складова рівняння (10); 2 – середній час знаходження системи у стані "10"; 3 – друга складова рівняння (10); 4 – третя складова рівняння (10)

Аналіз отриманої залежності (10) і побудованих графіків показує, що середній час перебування системи у другому роботоздатному стані "10" багато в чому залежить від співвідношень  $\lambda$ ,  $\mu$  – характеристик, що входять у значення сталих величин  $\mathcal{J}_{10}$ ,  $D_{10}$  і  $E_{10}$ . Враховуючи, що фізично, згідно постановки завдання дослідження, система поступово старіє. Результуючий графік (крива 2) правомірно відображає цей процес показуючи, що по мірі збільшення загального часу експлуатації системи, середній наробіток її у другому роботоздатному стані поступово зменшується.

#### Література

1. Бойко А.І. Резервування як ефективний метод забезпечення надійності складної сільськогосподарської техніки / А.І. Бойко, О.В. Бондаренко, В.М. Савченко // Техніка та технології АПК. – 2013. – №1.
2. Бойко А.І. Математична формалізація опису станів і переходів пасивно резервованих технічних систем / А.І. Бойко, О.В. Бондаренко, В.М. Савченко // Вісн. ХНТУСГ ім. Василенка. – 2013. – Вип. 133. – С. 216–219.

УДК 622.339

© О.З. Бундза; В.Г. Нікітін, к.т.н.  
 Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ УТРИМАННЯ СЕГМЕНТУ РІДИНИ НА ЗРІЗІ РОСЛИНИ

*Розглянуто питання екологічної безпеки при роботі пристрою контактного мащення. Доведено ефективність косоного зрізу та знайдено оптимальний кут зрізу рослини.*

### РІДИНА, ЗРІЗ, РОСЛИНА, СИЛА, СЕГМЕНТ.

**Постановка проблеми.** Зведення небажаних високорослих бур'янів на землях несільськогосподарського призначення та меліоративних системах є однією з актуальних проблем народного господарства.

Одним із перспективних способів зведення небажаної рослинності є контактний спосіб [1], так як він забезпечує знищення кореневої системи рослини та мінімальні непродуктивні втрати робочого розчину.

#### Аналіз останніх досліджень.

Контактним способом рослинність можна звести двома способами:

- шляхом нанесення робочого розчину на наземну частину рослини, та як це реалізовано, наприклад, в [2];

- шляхом подачі робочого розчину безпосередньо у зріз стебла рослини відразу після скошування і видалення її наземної частини так, як це реалізовано в [3].

Обладнання, що працює за другим способом не тільки забезпечує ефективне зведення високорослих бур'янів та іншої небажаної рослинності, а й дозволяє використати її наземну частину для потреб народного господарства.

Проте, до теперішнього часу,

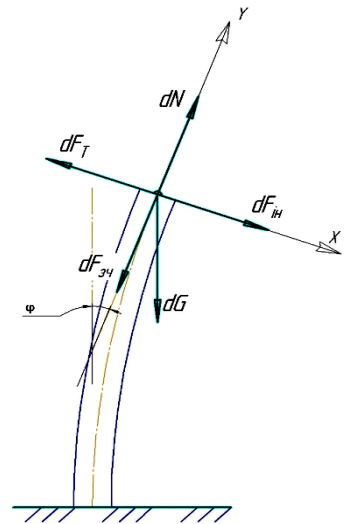


Рис.1 – Схема сил, що діють на частинку рідини на прямому зрізі

створено небагато конструкцій машин, що працюють за даним способом. Основною причиною є недостатня кількість досліджень процесу взаємодії робочого органу з середовищем роботи.

Одним з головних критеріїв ефективної роботи машини для зведення рослинності є її екологічна безпека. Питання екологічної безпеки машин для нанесення розчину гербіциду на рослини розглянуті у [4]. Проте ці результати не можна застосувати для машин, що подають робочий розчин у зріз стебла рослини.

**Мета дослідження.** Умови, при яких частинка рідини здатна втриматись на зрізі відхиленої стерні рослини після проходження робочого органу.

**Результати дослідження.** Розглянемо сили, що діють на частинку препарату (рис. 1), нанесеного на зріз стерні рослини, відхиленої від вертикалі на деякий кут  $\phi$  (робочий орган умовно не показаний). На зрізаному стеблі рослини, відхиленому від вертикалі на деякий кут  $\phi$ , знаходиться частинка робочого розчину масою  $dm$ .

На неї діють наступні сили:

- сила ваги:  $dG = dm \cdot g$ ,

де  $g$  – прискорення вільного падіння;

- сила зчеплення:  $dF_{зч}$ ,

- сила тертя:  $dF_T = f \cdot dN$ ,

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $dN$  – нормальна реакція поверхні опори.

Складемо рівняння рівноваги на осі координат з врахуванням принципу Даламбера (приклавши силу інерції  $dF_{in} = dm \cdot a$ , де  $a$  – прискорення частинки):

на X:

$$dF_{in} - dF_T + dG \sin \phi = 0, \quad (1)$$

на Y:

$$dN - dF_{зч} - dG \cos \phi = 0. \quad (2)$$

Врахувавши вихідні умови та провівши відповідні перетворення запишемо умови, при яких виключається скидання робочого розчину з стебла рослини:



$$\left\{ \begin{array}{l} dF_{3ч} \geq \frac{dF_{ін} + dG \sin \phi}{f} - dG \cos \phi, \\ dm \leq \frac{fdF_{3ч}}{a + g (\sin \phi - f \cos \phi)}, \\ a \leq \frac{fdF_{3ч}}{dm} - g (\sin \phi - f \cos \phi). \end{array} \right. \quad (3)$$

Розглянемо перший вираз у рівнянні (6) і зробимо заміни:

$$dF_{3ч} = dF_{нов.нат} = 2\pi\sigma r_c \cos \phi_{зм}. \quad (4)$$

$$dm = dV \cdot \rho_p = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{3} \pi r_c^3 \cdot \rho_p = \frac{2}{3} \pi r_c^3 \cdot \rho_p, \quad (5)$$

де  $dF_{нов.нат}$  – сила поверхневого натягу;  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;  $r_c$  – радіус сегменту рідини на рослині, м;  $\phi_{зм}$  – крайовий кут змочування, град.;  $\rho_p$  – густина робочого розчину.

Провівши ряд перетворень, отримаємо максимальний радіус сегменту робочого розчину, що зможе втриматись на зрізі стерні рослини:

$$r_c \leq \sqrt{\frac{3\sigma f \cos \phi_{зм}}{\rho_p (a + g (\sin \phi - f \cos \phi))}}. \quad (6)$$

У процесі роботи ріжучого апарату косарки стебла рослин не завжди перерізаються під прямим кутом. Тому розглянемо сили, що діють на частинку препарату масою  $dm$  (рис. 2), нанесеного на зроблений під деяким кутом  $\beta$  зріз стерні рослини, відхиленої від вертикалі на кут  $\phi$ .

Складемо рівняння рівноваги на осі координат з врахуванням принципу Даламбера:

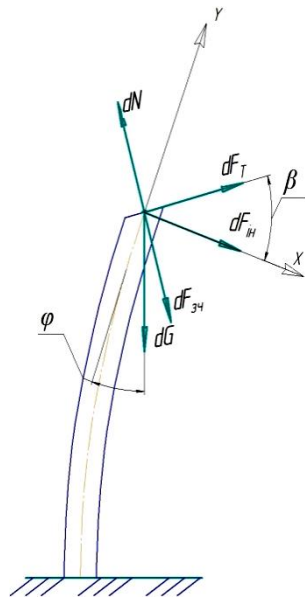


Рис. 2 – Схема сил, що діють на частинку рідини, на косому зрізі

на X:  $dF_{IH} + dF_T \cos \beta + dF_{3\varphi} \sin \beta + dG \sin \varphi - dN \sin \beta = 0,$  (7)

на Y:  $dN \cos \beta + dF_T \sin \beta - dF_{3\varphi} \cos \beta - dG \cos \varphi = 0.$  (8)

Врахувавши формули (4) – (5) і провівши відповідні перетворення отримаємо максимальний радіус сегменту робочого розчину, що може втриматись на зрізі стебла рослини, зробленому під деяким кутом:

$$r_c \leq \sqrt{\frac{3\sigma \cos \varphi_{3M} \cos \beta (f - 1)}{\rho [g (\cos \varphi \operatorname{tg} \beta - f \cos \varphi - \sin \varphi) - a]}}. \quad (9)$$

Розглянемо вираз для визначення максимального радіусу краплі, що може втриматись на боковій поверхні стебла рослини, виведений в [4]:

$$r_c \leq \sqrt{\frac{3\sigma \cos \varphi_{3M}}{\rho_p (g \sin \varphi + a)}}. \quad (10)$$

Прийmemo  $\sigma=0,0727\text{Н/м}$ ,  $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ ,  $\varphi_{3M}=10^\circ$  [5]. Прискорення на початку процесу прийmemo  $a=10 \text{ м/с}^2$  для найбільш несприятливих умов згідно з проведеними дослідженнями коливань стебла осоту польового по методиці, розглянутій в [4].

Змінюючи в залежностях (10), (6) та (9) кут  $\varphi$  у межах  $0 \dots 30^\circ$ , побудуємо графік залежності радіусу сегменту рідини, що зможе втриматись на бічній поверхні стерні рослини, для прямого та косоого зрізу відповідно (рис. 3).

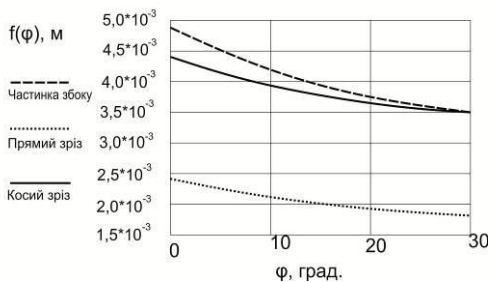


Рис. 3 – Залежності радіусу сегменту рідини від кута відхилення

Вияснимо, який кут зрізу є оптимальним для утримання на ньому рідини. Для цього у формулі (9) прийmemo  $\varphi=30^\circ$ , а кут  $\beta$  будемо змінювати в межах  $5 \dots 45^\circ$ . У результаті отримаємо графік, зображений на рис. 4.

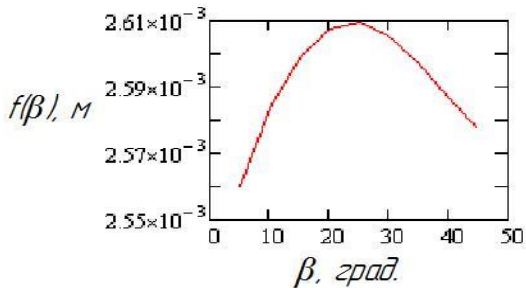


Рис. 4 – Залежність радіусу сегменту рідини від кута зрізу

**Висновки.** Отже, порівнявши графіки для прямого і косою зрізу можна побачити, що на косому зрізі сегмент рідини більш стійкий до скидання (див. рис. 3), причому з графіка на рис. 4 видно, що оптимальним з точки зору утримання сегменту рідини є кут зрізу  $\beta=20\dots30^\circ$ . Разом з тим на прямому зрізі зможе утриматись лиш менший в 1,8 рази сегмент рідини. Тому у даному обладнанні доцільно використовувати такі ріжучі апарати, які забезпечать необхідний кут зрізу рослини.

#### Література

1. Нікітін В.Г., Бундза О.З. Способи і засоби зведення небажаної рослинності в меліоративних каналах / В.Г. Нікітін, О.З. Бундза / Вісник НУВГП. Вип. 4 (40) ч.1. Рівне, 2007. – С. 211–217.
2. Деклараційний патент України №52983 А.
3. Патент України на корисну модель №29632.
4. Котов А.А. Совершенствование технологий и создание новых средств механизации для ухода в лесных питомниках и культурах: автореф. дис. ... на соиск уч. степени доктора техн.наук: спец. 05.21.01 «Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства» / А.А. Котов. – Москва 2009. – 20, [1] с.
5. Ехонович А.С. Справочник по физике / А.С. Ехонович. – М.: Просвещение, 1978. – 415 [1] с. – (Библиотека учителя физики).

Рецензент д.т.н. проф. О.О. Налобіна.

УДК 621.82

© Б.М. Гевко, д.т.н.; А.Є. Дячун, к.т.н.; Р.О. Любачівський;  
В.М. Клендій  
Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

## **СТРУКТУРНИЙ СИНТЕЗ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОНВЕЄРІВ**

*Проведено синтез гвинтових робочих органів методом морфологічного аналізу і обрано і їх основні морфологічні ознаки. Встановлено, що вибір варіанту конструкції гвинтових робочих органів залежатиме, у першу чергу, від характеру виконання процесу і навантаження на гвинт. Тому, виходячи з необхідності забезпечення проектування рівномірних спіралей, можна обмежити кількість варіантів конструктивних рішень і згенерувати значну кількість працездатних конструкцій.*

### **СИНТЕЗ, ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, МОРФОЛОГІЧНА ТАБЛИЦЯ.**

**Постановка проблеми.** Гвинтові робочі органи мають використання у різних галузях народного господарства та промисловості. Ці механізми використовують для змішування, транспортування і необхідного переміщення сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. При виконанні технологічних процесів гвинтовими транспортно-технологічними механізмами машин не завжди досягається необхідна продуктивність і часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Тому, для забезпечення високої продуктивності та якості виконання технологічних процесів гвинтовими транспортно-технологічними механізмами машин, необхідно використовувати у їх конструкціях ефективні гвинтові робочі органи.

**Мета роботи.** Метою роботи є проведення синтезу гвинтових робочих органів методом морфологічного аналізу для отримання конструкцій з покращеними техніко-економічними характеристиками, а також дослідження основних характеристик гнучких гвинтових робочих органів.

**Реалізація роботи.** Для пошуку нових ідей по створенню прогресивних конструкцій гвинтових робочих органів доцільно використовувати відомий метод морфологічного аналізу [9], що дає можливість отримати повну кількість рішень (1), та його

модифікований варіант: метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [10], який передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при економії витрат, зусиль та часу.

У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування та змішування матеріалів гвинтовими робочими органами шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [10] було визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основні чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 1. Вона поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів ГРО і зв'язки між ними, а до їх складу внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки ГРО: по жорстості ГРО, по кількості заходів шнека, лопатеві, суцільні, секційні, по наявності валу, розміщення шнеків. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки, а також за рахунок додаткових ознак. Проте даний варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих елементів з метою спрощення моделі, що дозволить мінімізувати кількість генерованих варіантів.

Таблиця 1 – Гвинтові робочі органи змішувачів

1. По жорстості	2. По кількості заходів шнека	3. Лопатеві	4. Суцільні
1.1 Жорсткі. 1.2 Гнучкі	2.1. Однозахідні. 2.2 Двозахідні. 2.3 Багатозахідні	3.1. 3 плоскими лопатками 3.2. 3 вигнутими лопатками 3.3. 3 фасонними лопатками	4.1. Стрічкові. 4.2. Гофровані по всій поверхні. 4.3. Гофровані по зовнішньому контуру. 4.4. Гофровані по внутрішньому контуру. 4.5. Спиральні. 4.6. Широкополосні. 4.7. Фасонні. 4.8. Пружинні. 4.9. Г-подібні. 4.10. З перемичками. 4.11. Тарільчасті

Продовження таблиці 1

5. Секційні	6. По наявності валу	7. Розміщення шнеків
5.1. З'єднання пластмасовими втулками. 5.2. З'єднання карданного типу. 5.3. Болтове з'єднання секцій. 5.4. Пальцеве з'єднання секцій	6.1. З валом. 6.2. Без валу	7.1. Шнек в шнеку. 7.2. Співвісно. 7.3. Неспіввісно

Морфологічну модель ГРО (табл. 1) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (1)$$

де  $n$  – характеристика;  $K_j$  – число альтернатив характеристики.

$$N_{ГРО} = \left. \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \\ 4.4 \\ 4.5 \\ 4.6 \\ 4.7 \\ 4.8 \\ 4.9 \\ 4.10 \\ 4.11 \end{array} \right| \cap \left. \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{array} \right| \cap \left. \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{array} \right| \cap \left. \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right| \cap \left. \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \end{array} \right| \cap \left. \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{array} \right|. \quad (2)$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГРО, яка входить в морфологічну матрицю (2), є дуже значною  $N = 4752$  і важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень. В даному випадку можна скористатись комбінацією методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного

аналізу. Сам метод базується на морфологічному аналізі та передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів з віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи [12]. Даний метод передбачає розчленування загальної задачі на часткові та проведення пошуку раціонального рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх копонуванням. Так до першого ієрархічного рівня слід віднести ті конструктивні елементи механічної систем, які безпосередньо впливають на якість і продуктивність виконання технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, що допомагають реалізовувати функції відповідної механічної системи і мають опосередкований вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, які є необхідні для роботи механічної системи, але не мають впливу на реалізацію технологічного процесу (елементи третього порядку). Ці конструктивні елементи, при копонуванні механічної системи, слід вибирати в першу чергу виходячи із економічної доцільності (їх ціни та вартості експлуатації). Генеруванні альтернатив пропонуванім вдосконаленим методом передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів. На наступному етапі до вибраних на цих рівнях конструктивних рішень проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу, ніж при використанні морфологічного аналізу. При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів визначатиметься за формулою [2]:

$$N_{lr} = (K_{11} \cdot K_{12} \cdot K_{13} \cdot K_{1l}) + (K_{21} \cdot K_{22} \cdot K_{23} \cdot K_{2l}) + \dots + (K_{z1} \cdot K_{z2} \cdot K_{z3} \cdot K_{zl}) = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i, \quad (3)$$

де  $z$  – ієрархічний рівень;  $l$  – кількість ієрархічних рівнів;  $K_i$  – альтернатива конструктивного елементу певного ієрархічного рівня;  $m$  – кількість альтернатив конструктивного елементу певного ієрархічного рівня;  $t_r$  – кількість елементів  $r$ -ї альтернативи певного ієрархічного рівня/

Згідно запропонованого групування до першої підгрупи першого ієрархічного рівня моделі механічної системи «Гвинтовий робочий орган» (рис. 1) слід віднести такі конструктивні елементи: лопатеві гвинтові гро, суцільні гро, секційні гро; класифікацію гро по жорсткості та по кількості заходів шнеків; до третього ієрархічного

рівня: розташування шнеків та наявність в них валу (гнучкого чи суцільного).

Використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів ГРО з використанням символу «i» (де «i» змінюється в межах від 1 до  $\infty$ ):  $1_i$  – класифікація по жорсткості шнека;  $2_i$  – класифікація по кількості заходів шнека;  $3_i$  – шнеки з лопатками;  $4_i$  – суцільні ГРО;  $5_i$  – секційні ГРО;  $6_i$  – вал шнека;  $7_i$  – розміщення шнеків. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: два електродвигуни –  $(1)_2^2$ , а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два ГРО різного виду –  $(8_1 \cup 8_3)$ .

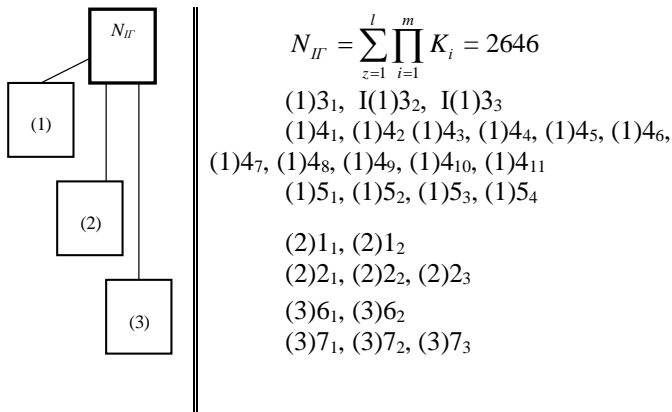


Рис. 1 – Модель механічної системи «Гвинтовий робочий орган»: 1 – перший ієрархічний рівень; 2 – другий ієрархічний рівень; 3 – третій ієрархічний рівень

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів ГРО використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме:  $N = \prod_{j=1}^n K_j = 4752$  варіанти.

Проведемо підрахунок генерованих альтернатив для обох підгруп першого ієрархічного рівня. Так кількість альтернатив для першого ієрархічного рівня становитиме:  $N_{(1)} = 3 \cdot 11 \cdot 4 = 132$ . Для другого ієрархічного рівня кількість альтернатив становитиме:  $N_{(2)} = 2 \cdot 3 = 6$ , а для третього:  $N_{(3)} = 2 \cdot 3 = 6$ . Загальна кількість варіантів ГРО при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з



розбивкою на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу становитиме:  $N_{IT} = \prod_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 132 + 6 + 6 = 144$ , що у 33 рази менше, ніж при використанні класичного методу синтезу за допомогою морфологічного аналізу. Провівши аналіз конструктивних рішень по згенерованих варіантах отримано працездатні конструкції ГРО.

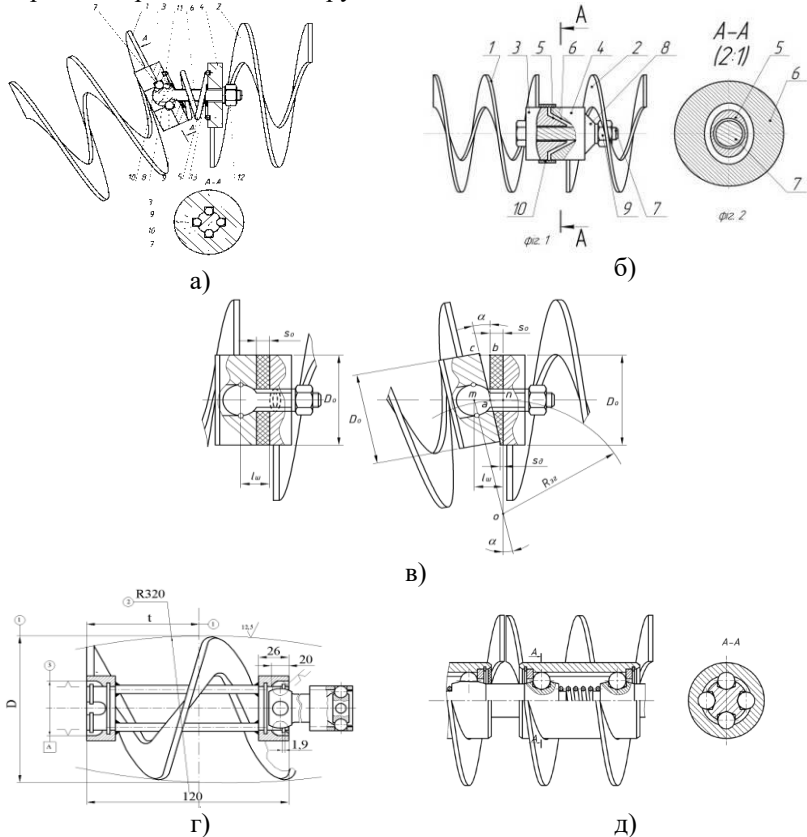


Рис. 2 – Конструкції гнучких гвинтових робочих органів: а) гнучкий гвинтовий робочий орган з шарнірним з'єднанням; б) гнучкий гвинтовий робочий орган з еліпсним з'єднанням; в) гнучкий гвинтовий робочий орган з косою шайбою; г) гнучкий гвинтовий робочий орган з карданним з'єднанням секцій; д) гнучкий гвинтовий робочий орган з кульковим з'єднанням секцій

Розрахункову схему гвинтового секційного робочого органа конвеєра можна представити так, як це показано на (рис. 3). Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з'єднані між собою пружними зв'язками, які допустимо невагомими, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості. Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів знехтувано.

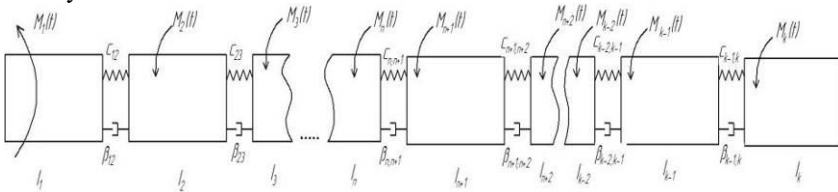


Рис. 3 – Розрахункова схема гвинтового секційного робочого органа конвеєра

До зосереджених мас віднесемо:  $I_1$  – момент інерції ротора двигуна;  $I_2 \dots I_k$  – моменти інерції секцій конвеєра, де  $k$  – кількість секцій конвеєра. Крім цього на рисунку показано  $C_{12}$  – жорсткість з'єднання між двигуном та першою секцією конвеєра,  $C_{12} \dots C_{k-1,k}$  – жорсткості з'єднань між секціями конвеєра,  $\beta_{12}$  – коефіцієнт демпфування між двигуном і першою секцією  $\beta_{23} \dots \beta_{k-1,k}$  – коефіцієнти демпфування між сусідніми секціями. Двигун створює момент приводу  $M_1(t)$ , при цьому на кожній секції виникає момент опору  $M_2(t) \dots M_k(t)$ .

Для початку роботи конвеєра можна виділити етапи поступового зростання моментів опору  $M_k(t)$  на кожній секції через певні проміжки часу по мірі переміщення вантажу.

Оскільки подача вантажу здійснюється поступово, зростання моментів опору  $M_k(t)$  представлено зростаючими постійними залежностями із наступною стабілізацією на певному максимальному рівні.

Залежність моментів опору окремих секцій гвинтового конвеєра представимо функціями:

$$M_{k1}(t) = \frac{M_{k \max}}{t_n} (t - (k-1)t_1), \quad (4)$$

де  $M_{k1}(t)$  – момент опору на  $k$ -ій секції конвеєра, Н·м;  $M_{k \max}$  – максимальний момент опору на  $k$ -ій секції, Н·м;  $t_n$  – час, на протязі якого проходить поступове навантаження секції, с;  $t_1$  – час, на



Початкові умови для системи рівнянь (7) наступні:

$$\varphi_1(0) = 0; \varphi_2(0) = 0; \dots \varphi_k(0) = 0; \quad (8)$$

$$\dot{\varphi}_1(0) = \omega_0 \text{ рад/с}, \dot{\varphi}_2(0) = \omega_0 \text{ рад/с}, \dots, \dot{\varphi}_k(0) = \omega_0 \text{ рад/с},$$

де  $\omega_0$  – початкова кутова швидкість обертання секцій, рад/с.

Момент інерції секцій конвеєра із вантажем визначаємо за формулою:

$$I_k = \pi D^2 L_c \rho \rho \left( \frac{T^2}{16\pi^2} + \frac{D^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi})^2}{128} \right) + \frac{k_c \left( n_1 \rho_1 h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2 (R^2 - r^2)} \right)}{2}, \quad (9)$$

де  $D$  – зовнішній діаметр секції конвеєра, м;  $\varphi$  – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору;  $\rho$  – густина матеріалу, який піддається транспортуванню, кг/м<sup>3</sup>;  $k_c$  – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості шарнірів;  $\rho_1$  – густина матеріалу витків, кг/м<sup>3</sup>;  $n_1$  – кількість витків секції;  $h$  – товщина поперечного січення витка секції, м;  $R$  – зовнішній радіус секції, м;  $r$  – внутрішній радіус секції, м.

Розв’язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (7) з початковими умовами (8) доцільно провести на комп’ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге–Кутта.

Величини деформації секцій конвеєра визначаємо за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \psi_1 &= \varphi_1 - \varphi_2; \\ \psi_2 &= \varphi_2 - \varphi_3; \\ \dots & \\ \psi_{k-1} &= \varphi_{k-1} - \varphi_k. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Деформацію останньої ланки відносно першої знаходимо за формулою:

$$\gamma_1 = \psi_1 + \psi_2 + \dots + \psi_k; \quad (11)$$

$$\gamma_1 = \varphi_1 - \varphi_k. \quad (12)$$

Якщо у спряженнях секцій є зазори, то необхідно врахувати провертання секцій на його величину. Оскільки зазори порівняно малі, то кут повороту на величину зазору знаходимо за формулою:

$$\gamma_2 = \frac{\delta}{R_2}, \quad (13)$$

де  $\delta$  – величина зазору, м;  $R_2$  – радіус спряження секцій, м.

За результатами представлено графічні залежності зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі на (рис. 4 і 5).

Кут повороту останньої ланки секцій відносно першої визначали за формулою:

$$\sum \gamma_2 = \frac{\sum_{k=1}^{k-1} \delta_k}{R}. \quad (14)$$

Жорсткості секцій шнека  $C_{23} \dots C_{k-1;k}$  залежить від жорсткості гвинтових елементів і визначається за формулою:

$$C_{23} = \frac{EI_x \cdot \cos^2 \alpha + GI_p \cdot \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha\right) \cdot \frac{L_c}{\sin \alpha}}, \quad (15)$$

де  $E$  – модуль пружності I роду матеріалу гвинтового елемента, МПа;  $I_x$  – осьовий момент інерції поперечного січення витка гвинтового елемента, мм<sup>4</sup>;  $\alpha$  – середній кут нахилу витків гвинтового елемента, рад;  $G$  – модуль пружності II роду матеріалу гвинтового елемента, МПа;  $I_p$  – полярний момент інерції поперечного січення гвинтового елемента, мм<sup>4</sup>.

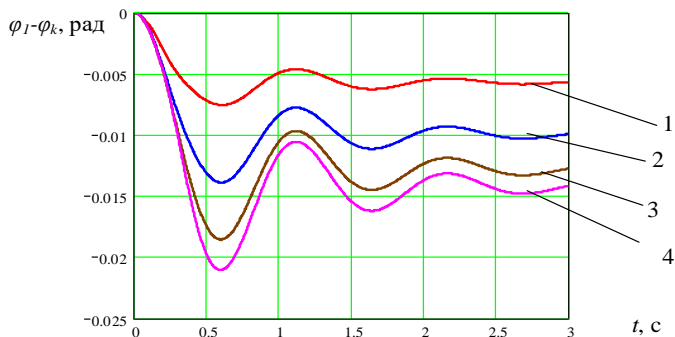


Рис. 5 – Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 –  $\varphi_1 - \varphi_2$ ; 2 –  $\varphi_1 - \varphi_3$ ; 3 –  $\varphi_1 - \varphi_4$ ; 4 –  $\varphi_1 - \varphi_5$

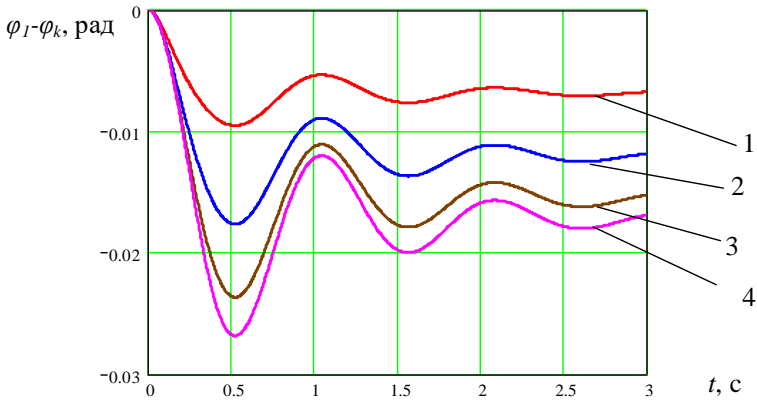


Рис. 6 – Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра: 1 –  $\varphi_1 - \varphi_2$ ; 2 –  $\varphi_1 - \varphi_3$ ; 3 –  $\varphi_1 - \varphi_4$ ; 4 –  $\varphi_1 - \varphi_5$

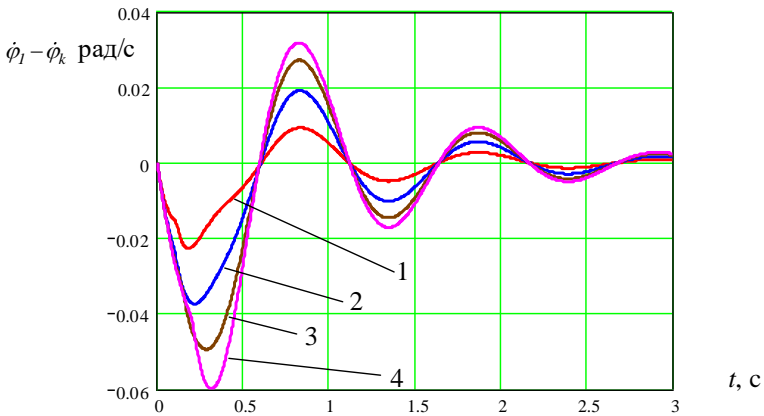


Рис. 7 – Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 –  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2$ ; 2 –  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3$ ; 3 –  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4$ ; 4 –  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_5$

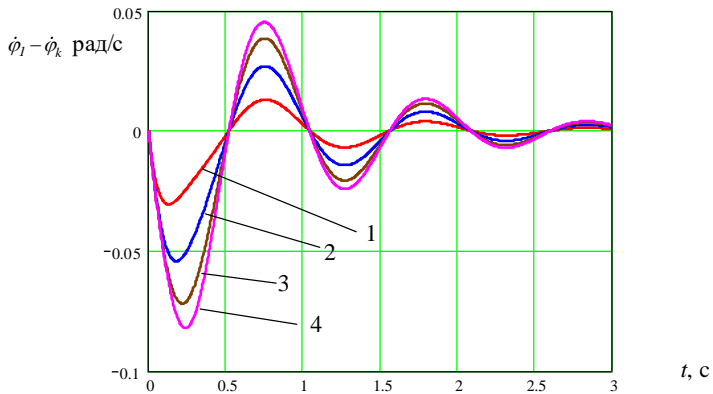


Рис. 8 – Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра:  
 1 –  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2$ ; 2 –  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3$ ; 3 –  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4$ ; 4 –  $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_5$

**Висновки:**

1. Проведено структурний синтез гвинтових робочих органів методом морфологічного аналізу з покращеними техніко-економічними характеристиками і вибрано та запатентовано ряд конкурентоздатних конструкцій.

2. Розроблена система кодування і синтезу конструктивних елементів гвинтових робочих органів з розширеними технологічними можливостями, що дозволяє при встановлення відповідних обмежень і використанні програмного забезпечення розробити і відібрати конкурентоздатні конструкторські шнеків, які забезпечують якісне і продуктивне виконання технологічних процесів.

3. Для визначення динамічних навантажень у гвинтових конвеєрах записано диференціальні рівняння руху маси вантажу, з якого визначено осьову швидкість вантажу, радіус і момент інерції сипкого матеріалу. Побудовані графічні залежності зміни величини деформації елементів системи і динамічного моменту в часі при поступальному і різко навантаженні, а також побудовані графічні залежності амплітуди динамічного моменту від параметрів системи.

Література

1. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Перев. с нем. [Текст] / Х. Герман. – Л.: Химия, 1975. – 230 с.
2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры [Текст] / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 256 с.
4. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. ... док. техн. наук: 05.20.01, 05.05.05 / Рогатинський Роман Михайлович – К., 1997. – 502 с.
5. Тепинкечиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузок станков [Текст] / В.К. Тепинкевич – М.: Машиностроение, 1969. – 157 с.
6. Поляков В.С. Справочник по муфтам [Текст] / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 343 с.
7. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків [Текст] / В.О. Малащенко Львів: Вид-во Нац. Ун-ту «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
8. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник [Текст] / Нагорняк С.Г., Луцив И.В. – Киев: Техника, 1992. – 72 с.
9. Кузнецов Ю.М. Теорія технічних систем [Текст] / Ю.М. Кузнецов, І.В. Луцив, С.А. Дубиняк – Київ–Тернопіль, 1997 – 310 с.
10. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учеб. пособие для студентов вузов [Текст] / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
11. Одрин В.М. Морфологический анализ систем: Построение морфологических матриц [Текст] / В.М. Одрин, С.С. Картавов. – К.: Наукова думка, 1977. – 183 с.
12. Гевко І.В. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків методом морфологічного аналізу [Текст] / Ів. Гевко // Вісник ТНТУ. — 2012. — Том 67. — № 3. — С. 121–134.



УДК 621.86

© Б.М. Гевко, д.т.н.; О.Л. Ляшук, к.т.н.; І.Б. Гевко, к.т.н.; І.М. Кучвара  
Тернопільський національний технічний університет імені І. Пулюя

### **РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ НА КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК**

*Приведено результати експериментальних досліджень з визначення впливу технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових елементів транспортно-технологічних систем машин. Уточнені аналітичні залежності для визначення зовнішніх і внутрішніх діаметрів гвинтових заготовок від величини кроку гвинтового елемента, а також уточнені емпіричні залежності для визначення величини усадки.*

#### **ПАРАМЕТР, ЗАГОТОВКА, ЕЛЕМЕНТ, ГВИНТ, ПРОФІЛЬ**

**Постановка питання.** Гвинтові транспортно-технологічні механізми – складова частина комплексної механізації і автоматизації виробництва від правильного вибору раціональних, конструктивних і силових параметрів залежить їх продуктивність, надійність і довговічність. Гвинтові елементи отримали широке застосування у всіх галузях народного господарства в якості засобів механізації і автоматизації виробничих процесів. Сучасний розвиток усіх галузей народного господарства вимагає значного підвищення техніко-економічних параметрів засобів механізації і автоматизації багатофункціонального призначення.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Питанням дослідження конструктивних і технологічних параметрів процесу формоутворення гвинтових елементів технологічного оснащення присвячені праці багатьох науковців. Зубцовим М.Е. [1] досліджено процес гнуття тонколистових заготовок, визначено стан напружень і деформацій в січеннях заготовок, виведено відповідні аналітичні залежності. Зокрема, Мошніним Е.М. [2] розроблені основи виготовлення гвинтових заготовок на ротаційних машинах із визначенням силових та конструктивних параметрів процесу. Роботи Гевка Б.М. [3] і Пилипець М. І. [4] присвячені виготовленню гвинтових заготовок способами прокатування та навивання на оправу, при цьому досліджено особливості цих процесів з відповідними конструктивними та силовими параметрами. Оскільки розвиток технології

машинобудування вимагає застосування конструктивно нових гвинтових затискних елементів, процес їх формоутворення має свої особливості, які не розглянуті у попередніх дослідженнях.

Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України " Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою " на 2010–2015 роки.

**Метою роботи** є дослідження результатів експериментальних і теоретичних передумов формоутворення гвинтових робочих органів засобів механізації і автоматизації.

**Результати дослідження.** Для дослідження конструктивних параметрів навивних гвинтових заготовок здійснювали двома способами: на ребро на циліндричну оправку з перпендикулярним розміщенням притискного ролика і неперервним навиванням [3].

Пристрій для неперервного навивання різнопрофільних гвинтових заготовок на оправку (рис. 1) виконано у вигляді U-подібного кронштейна, низ якого жорстко з'єднано з різцетримачем токарного верстату та встановлений під кутом до осі циліндричної оправки рівним куту підйому гвинтової лінії з можливістю осьового переміщення. Після проведення підготовчих робіт, стрічкова заготовка подається в зону формоутворення і здійснюється навивання 0,5...0,75 витка. Після чого здійснюється формоутворення кроку спіралі, яка встановлюється в направляючий ролик. Оправка повертається, і в її гвинтову канавку здійснюється навивання гвинтової заготовки. В разі потреби для підвищення пластичності стрічкової заготовки вмикають індуктор, який здійснює її нагрів, що сприяє покращенню формоутворення гвинтової спіралі і її встановлення у гвинтову канавку оправки. Після закінчення технологічного процесу пристрій для неперервного навивання різнопрофільних гвинтових заготовок на оправку відводиться у верхнє положення, а оправка з гвинтовою заготовкою знімається з верстату, а на її місце встановлюється нова.

Висока точність виготовлення гвинтових деталей методом навивання на оправку дозволяє отримати точні шнеки без кінцевого їх оброблення по зовнішньому діаметру. При цьому важливе значення має точне визначення ширини заготовки, на яке суттєво впливає усадка полоси при різних схемах і режимах навивання проведені експериментальні дослідження їх виготовлення. Встановлено, що величина усадки полоси залежить в першу чергу від пластичності матеріалу, ступеня деформації, співвідношення ширини до товщини заготовки, величини прикладання сили згину, конструкції пристрою, яке створює відповідну схему згину та формуючих роликів.

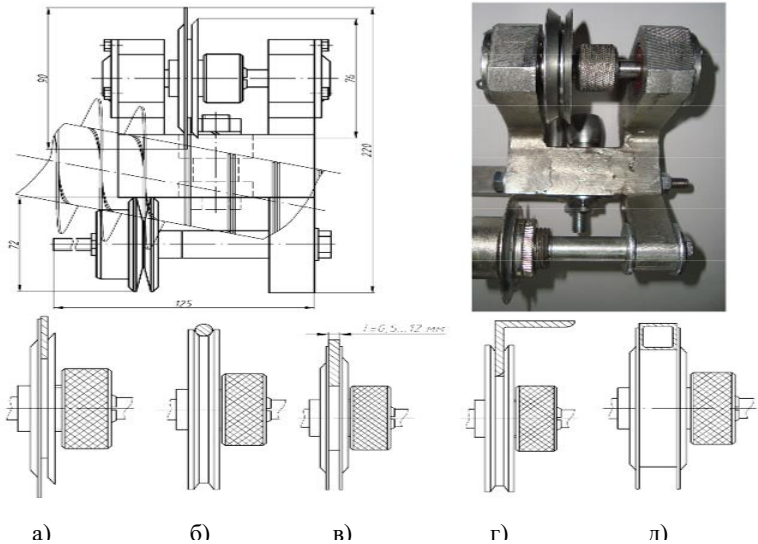


Рис. 1 – Пристрій для формування гвинтових профільних елементів зі змінними формувальними головками для неперервного навивання: а) смуг; б) круглих профілів; в) широких смуг; г) Г-подібних профілів; д) квадратних профілів

В цілому усадку можна розділити на усадку згину та усадку зминання на формувальних інструментах. Дослідженнями встановлено, що значення усадки від згину відповідають даним отриманим при згині полоси з м'якої сталі пуансонами в штампах.

На рис. 2 представлено залежності зміни коефіцієнта усадки заготовки з сталі 3 на оправку з взаємно-перпендикулярним розміщенням осі навивної оправки і притискного ролика. Встановлено, що усадка на інструменті залежить від конструкції навивного пристрою і складає  $\Delta = (0,0045...0,022)B$  – ширини заготовки при неперервному навиванню, а в конструкціях пристроїв з радіальним притискним роликом  $\Delta = (0,025...0,055)B$ . При цьому більші значення усадки відповідають меншим значенням відносного радіуса згину  $r' = r/B$ , відносної товщини  $h' = H_0/B$ , довжини плеча прикладання сили згину і радіуса обтискного ролика. Загальна усадка полоси в окремих випадках може досягти 12...15% ширини полоси і

суттєво впливати на зміну параметрів самої спіралі. Тому величину усадки полоси доцільно враховувати при виборі марки її матеріалу та розмірів.



Рис. 2 – Експериментальні зразки

Експериментально встановлено значення коефіцієнтів усадки полоси для різних в'язких матеріалів з яких здійснюють навивання гвинтових деталей. При цьому для визначення величини усадки визначено за залежністю:

$$\Delta y = km [2(r + B) / D_{em}]^n, \quad (1)$$

де  $k$  – коефіцієнт усадки полоси;  $m, n$  – відповідно параметри, які залежать від матеріалу заготовки  $D$  і діаметра обтискної втулки  $D_{em}$ ;  $B, r$  – відповідно ширина полоси і радіус оправки, мм.

В результаті експериментальних досліджень встановлено, що загальну усадку полоси доцільно визначити з залежності [3]:

$$\Delta B = \Delta B_{32} + \Delta B_{3M}, \quad (2)$$

$\Delta B_{32}$  – усадка полоси при формоутворенні гвинтової деталі;

$\Delta B_{3M}$  – усадка полоси від зминання.

При прокатуванні гвинтових заготовок для розрахунку параметрів процесу прокатування важливо знати збільшення ширини для кожного конкретного випадку. Експериментальні дослідження залежності абсолютного збільшення ширини  $\Delta B$  при прокатуванні полоси різного поперечного січення з різним обтиском трапецевидного профілю робочими валиками радіусом  $R_B = 62,5$  мм без застосування мастильно-охолоджувальних рідин з коефіцієнтом тертя представлено на рис. 4 [4].

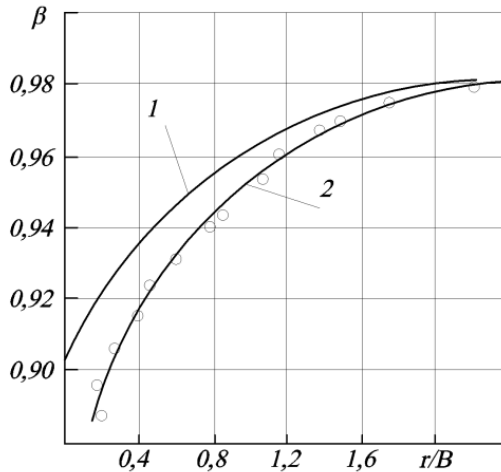


Рис. 3 – Зміна коефіцієнта усадки в залежності від відносного радіуса згину: 1 – при згині широких стрічок з пластичного матеріалу в штампах; 2 – при згині вузьких стрічок із сталі 08 кп на оправку з взаємно перпендикулярним розташуванням осей оправки і обтискного ролика

Як встановлено експериментально на збільшення ширини значний вплив мають: величина обтиску заготовки по її ширині, радіус робочих валиків, марка матеріалу з якого виготовлена заготовка та коефіцієнти тертя. Встановлено, що збільшення ширини полоси відбувається внаслідок збільшення зусилля обтиску, з збільшенням радіуса робочих формувальних валків і коефіцієнтів тертя.

Важливим технологічним фактором для визначення конструктивних параметрів гвинтових заготовок і технологічного оснащення має коефіцієнт нерівномірності витягування при розтягуванні гвинтової заготовки на заданий крок.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що цей коефіцієнт є не постійним і змінюється від різних факторів. На рис. 4 представлені графічні залежності зміни цього коефіцієнта при розтягуванні спіралі від співвідношення кроку спіралі до її внутрішнього діаметра ( $T/d$ ) і величини початкового значення коефіцієнта нерівномірності витяжки плоскої заготовки (відношення ширини витка до радіуса оправки  $\varphi = (B/r + 1)$ ) для полос різного січення сталі 3 і сталей 08 кп).

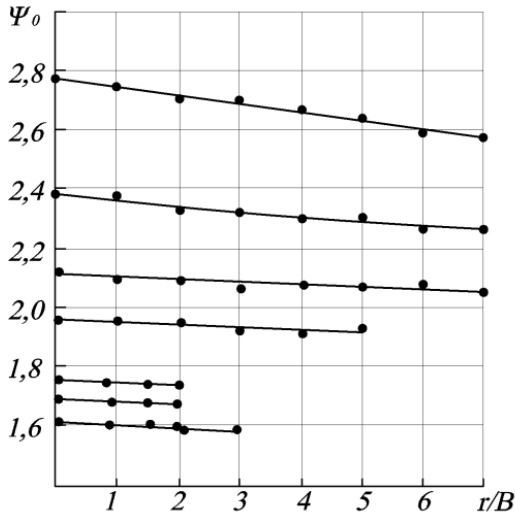


Рис. 4 – Зміна коефіцієнта нерівномірності витяжки  $\psi$  першого кільця для сталі 08кп

Встановлено, що степінь зміни коефіцієнта витяжки залежить від самих різних факторів: параметрів спіралі, яку розтягують, кроку, відношення ширини полоси до радіуса оправки, матеріалу заготовки, відношення ширини до товщини полоси, способу формування деталей та інше.

Крім цього в результаті експериментальних досліджень встановлено, що товщина гвинтової деталі по зовнішньому діаметру зменшується на 0,1...0,25 мм, для полос 1,5...3 мм (рис. 5)

Для одержання спіралі з заданими параметрами перш за все необхідно визначити зміну плинної ширини спіралі по довжині заготовки, яка залежно від кроку  $T$ , зовнішнього і внутрішнього діаметрів визначається залежністю:

$$L = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\phi} \sqrt{T^2 + \pi^2 [D_0^2 + (d \cdot D_0 / d_{\phi})^2]} d\phi, \quad (3)$$

де  $D_0$  – діаметр нейтрального шару розтягнутої спіралі;  $D_0 = D - \gamma B$ , ( $\gamma$  – поправочний коефіцієнт;  $\gamma = 1,1-1,2$ );  $\phi$  – кутовий параметр рівняння спіралі (гелікоїда).

Значення діаметра оправки, що відповідає внутрішньому діаметру щільного пакета витків, пов'язане з поточною шириною смуги залежністю:

$$d_0 = \frac{2kB(1-0,021T/d)}{\sqrt{(\pi^2 D^2 + T^2)/(\pi^2 d^2 + T^2) - 1}}, \quad (4)$$

де  $B$  – ширина смуги на поточній довжині, мм;  $T, D, d$  – відповідно крок, зовнішній і внутрішній діаметри спіралі на ділянці смуги шириною  $B$ , мм;  $k$  – коефіцієнт, який враховує технічний стан смуги і умови формоутворення,  $k \approx 0,95 \dots 1,1$ .

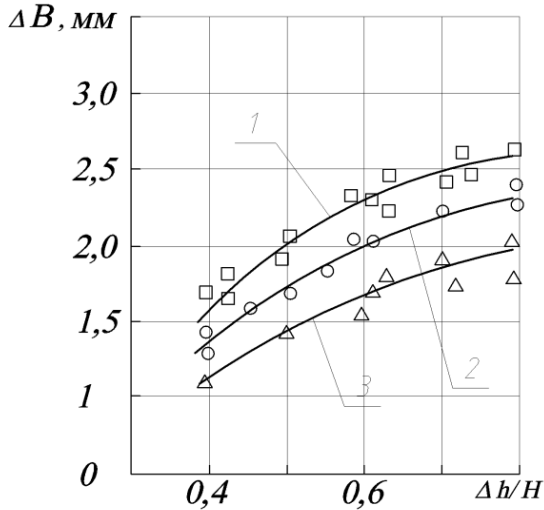


Рис. 5 – Залежність розширення полоси від відносного обтиску при прокатуванні спіралей із різних заготовок, сталі 08 кп по трапецевидно му профілю робочими валками радіусом 62,5 мм 1 60×3, 2 40×3, 3 40×2

При конкретних параметрах спіралі поточна довжина оправки  $l$  пов'язана з поточною довжиною смуги  $L$  залежністю:

$$l = \int_0^L \frac{H_0(\psi - 1)}{2\pi B^2 \sqrt{\psi}} dL, \quad (5)$$

де  $H_0$  – товщина заготовки;  $\psi$  – коефіцієнт нерівномірності витяжки.

При навиванні спіралей із клиноподібних смуг з прямими кромками довжиною  $L_0$ , початковою шириною  $B_1$  і кінцевою  $B_2$  залежність набуде вигляду:

$$l = \frac{L_o}{2\pi(B_2 - B_1)} \int_{B_1}^{B_2} \frac{\psi - 1}{B^4 \sqrt{\psi}} dB . \quad (6)$$

**Висновки:**

1. В результаті експериментальних досліджень встановлено вплив технологічних і конструктивних факторів на формування конструктивних параметрів гвинтових деталей отриманих з використанням різних схем і умов формоутворення.

2. Встановлено вплив усадки, коефіцієнта нерівномірності витяжки і видовження гвинтових деталей на їх конструктивні параметри. Встановлено значення коефіцієнтів аналітичних залежностей для визначення величини усадки і видовження поперечного січення гвинтових деталей машин.

**Література**

1. Зубцов М. Е. Листовая штамповка / Зубцов М. Е. – Л.: Машиностроение, 1980. – 432 с.
2. Мошнин Е. М. Гибка и правка на ротационных машинах / Мошнин Е. М. – М.: Машиностроение, 1977. – 269 с
3. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков / Б. М. Гевко – Львов : Вища школа, 1986. – 128 с.
4. Пилипець М. І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин: дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.08 / Михайло Ількович Пилипець. – Львів, 2002. – 445 с.
5. Пат. № №48611. Україна, МПК В21D 11/06 Пристрій для неперервного навивання різнопрофільного гвинтових заготовок на оправку / Пономаренко С. В., Ляшук О. Л., Палюх А. Я., Гевко І. Б., Івасечко Р.Р., заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200910218; заявл. 08.10.2009; . опубл. 25.03.2010., Бюл.№ 6, 2010 р.



УДК 621.87

© Б.М. Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Ю.Ф. Павельчук, к.т.н.

Подільський державний агротехнічний університет

Р.І. Лотоцький; Т.Д. Навроцька

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## **ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ ОДНОЗЕРНОВИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ СІВАЛОК**

*Представлено аналіз технологічності конструкції однозернових висівних апаратів. Виведені аналітичні залежності для визначення параметрів висівних апаратів точного висіву. Приведена нова конструкція апарата точного висіву насіння з пружним виштовхувальним елементом.*

### **СІВБА, ЗЕРНОВІ КУЛЬТУРИ, АПАРАТИ ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ.**

**Постановка проблеми.** В структурі рослинництва України зернові, колоскові й технічні культури займають провідне місце та відіграють основну роль в забезпеченні населення продуктами харчування, а промисловості – сировиною.

Удосконалення існуючих способів сівби та технічних засобів точного висіву дозволить більш як у два рази зменшити норму висіву, а за рахунок створення оптимальних умов для проростання насіння й розвитку рослин – підвищити врожайність зернових культур на 10–15%.

У зв'язку з цим дослідження спрямоване на розробку технологічного процесу та обґрунтування параметрів апаратів точного висіву насіння сільськогосподарських культур на основі ресурсозберігаючих технологій, є актуальним і має важливе народногосподарське значення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питанням технологічності конструкцій висівних апаратів присвячені праці Амирова Ю.Д. [1], Шатуновський Г.М. [2], а питаннями розроблення висівних апаратів присвячені праці Басіна В.С.[3], Бойко А.І. [4], Гевко Б.М. [5] та багато інших. Однак, цілий ряд питань, що

стосуються проектування висівних апаратів і стендів для їх дослідження потребують значних розробок і досліджень.

**Мета дослідження.** Метою роботи є розроблення технологічних основ апаратів для одно зернового висіву насіння. Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України „Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентно здатною технікою” на 2010...2015 роки.

**Результати дослідження.** Технологічність конструкцій – параметр, який оцінює машину (деталь) по можливості оптимального використання матеріалів, засобів і часу для її виготовлення і ремонту.

При оцінці технологічності вирішуються наступні задачі: зниження маси і вартості застосовуваних матеріалів, зниження трудоемності оброблення деталей і складання машин, можливості використання засобів механізації і автоматизації, використання стандартних і уніфікованих деталей і елементів конструкцій (різи, шліців, шпонок, і т.п.), зменшення номенклатури деталей, підвищення ремонтопридатності, доступності вузлів, агрегатів, машин для регулювання і їх заміни.

Технологічність конструкції забезпечується застосуванням наступних принципів: простота конструкцій, мале число деталей і вузлів, що складаються; прості форми деталей і мінімальна матеріалоемність, максимальна уніфікація, нормалізація і стандартизація деталей і вузлів; можливість застосування простих заготовок з мінімальними припусками, використання прокату, штамповок і т.д.; застосування високопродуктивних технологічних процесів механічної оброблення; відсутність завищених потреб до точності виготовлення деталей і шорсткості поверхонь; простота і економічне складання вузлів і машин в цілому. Всі ці принципи повинні використовуватися без заниження якості машин, її економічності і надійності (довговічності і безвідмовності).

Технологічність конструкції може оцінюватися за допомогою основних і допоміжних показників.

До основних показників відносяться технологічна собівартість і трудоемність виготовлення деталей і складання машин. Технологічна собівартість  $C_T$  визначається за формулою:

$$C_T = C_M + C_z + C_{ц.р.}, \quad (1)$$

де  $C_M$  – собівартість матеріалу;  $C_z$  – заробітна плата робітників з нарахуванням;  $C_{ц.р.}$  – цехові витрати на електроенергію, амортизацію обладнання, інструменту, пристосувань, на мастильні, охолоджуючі та інші матеріали, обслуговування і ремонт.

Трудоємкість виготовлення виробів визначається сумою трудомісткостей елементів виробу, що складається і виражається в нормогодинах.

Для оцінки технологічності одно типових конструкцій при наявності базової моделі можна використовувати наступні відносні показники технологічності. Рівень технологічності по технологічній собівартості:

$$K_{y.c.} = C_m / C_{б.м} \quad (2)$$

де  $C_m$  – технологічна собівартість виробу, який розглядається;  $C_{б.м}$  – технологічна собівартість базового виробу.

Рівень технологічності по трудоемності виробу:

$$K_{y.m.} = T_u / T_{б.и} \quad (3)$$

де  $T_u$  – трудоемність виготовлення виробу, який розглядається;  $T_{б.и}$  – трудоемність виготовлення базового виробу.

Економічне використання матеріалу в машині може оцінюватися двома показниками: конструктивною матеріаломісткістю і технологічною матеріалоемністю. Першим показником визначаються затрати конструктивних матеріалів на одиницю потужності або виробництва, другим – встановлюється ступінь використання матеріалу заготовки при виготовленні деталі.

Конструктивна (гранична) металоємкість машини, виражається в кг/кВт,

$$M_k = M_u / N \quad (4)$$

де  $M_u$  – маса машини;  $N$  – потужність машини.

Чим менше  $M_k$ , тим технологічна конструкція.

Для оцінки технологічної матеріаломісткості деталі може застосовуватися коефіцієнт використання матеріалу:

$$K_m = m_0 / m_з \quad (5)$$

де  $m_0$  – маса деталі;  $m_з$  – маса заготовки.

Технологічність конструкції залежить і від ступені відповідності її технологічним можливостям виробництва, ступінь використання стандартних, нормалізованих деталей і складальних одиниць і інше.

Використання стандартних, нормалізованих, уніфікованих деталей дозволяє зменшити об'єм проектування, трудоемність і собівартість виготовлення.

Важливим показником технологічності конструкції сільськогосподарських машин є їх ремонтопридатність.

Ремонтопридатність оцінюється допустимістю для технологічного обслуговування, зручністю розбирання і складання при ремонті, легкістю заміни зношуючі деталей і механізмів, наявністю технологічних баз, необхідних для відновлення вихідних координат при ремонті, обмеженістю типорозмірів кріпильних деталей, підшипників і номенклатури слюсарно-складального інструмента, пристосованістю деталі до відновлення шляхом застосування прогресивної технології.

Технологічність конструкції досягається оптимальними рішеннями на всіх етапах її розробки. Зниження собівартості забезпечується застосуванням дешевих вихідних матеріалів, мінімальної вартості отримання заготовки і її оброблення. Вартість матеріалу заготовки можна знизити застосуванням заготовок мінімально необхідних розмірів з мінімальними припусками на оброблення і простих матеріалів, які допустимі, і дешевих марок.

Для отримання мінімальної маси конструкцій в ряді випадків використовуються зварні і штампозварні конструкції, відливки по виплавних моделях. Число зварних елементів і довжина зварних швів повинна бути мінімальною.

Зниження трудомісткості (і собівартості) механічного оброблення досягається застосуванням деталей простих форм з ділянками, легко доступними для механічного оброблення.

При конструюванні деталей бажано звести до мінімуму необхідну площу оброблюючої поверхні, попередити можливість оброблення на прохід, чітко розмежувати оброблюючі і не оброблюючі поверхні і т.д.

Всюди, де це необхідно, повинні бути розглянуті проточки для виходу інструменту, канавки або збіг різи для різенарізного інструменту, радіуси заокруглень (галтелі), фаски і т.д. В багатьох випадках правильні конструктивні рішення дозволяють спростити оброблення окремих елементів деталей або використати більш просту заготовку. Так, наявність бортиків на валах викликає збільшення діаметра заготовки (а гладкі вали можуть виготовлятися з каліброваного матеріалу). Наявність в деталях глухих отворів великого діаметру і довжини затрудняє виготовлення заготовок і їх оброблення, застосування в цьому випадку з'ємних заглушок або кришок дозволяють в якості заготовок використовувати труби. Оброблення площадок і бобишок різної висоти виконати складніше, ніж обробити ті ж елементи, які розміщені на одному рівні. Замість зенкування (цекування) гнізд під гайку і головки болтів на фланцях доцільно застосовувати проточування.

Застосування уніфікованих деталей і їх елементів дозволяє здешевити оброблення шляхом застосування типових технологічних процесів і укрупнення партій оброблюваних деталей.

Собівартість складання і розбирання цілком визначаються конструкцією машини, її складальних одиниць. Конструктивні рішення, які застосовують для розбирання конструкцій, повинні передбачити можливість зручного розташування деталей в складальній одиниці та наступного складання машини. Заміна вузлів або швидкозношуваних деталей повинні виконуватися без допоміжного зняття великого числа деталей (складальних одиниць) машини. Заміна прокладок і сальникових кілець, набивка сальників, заправка мастильних матеріалів, регулювальні роботи повинні виконуватися без застосування складних пристосувань і інструментів, а також по можливості швидко і без залучення персоналу високої кваліфікації.

Широке застосування уніфікованих, нормалізованих і стандартизованих деталей і комплексуючих виробів знижує собівартість машини і робить більш допустимим її технічне обслуговування і ремонт.

Основні вимоги до апаратів сівалки точного висіву наступні:

- кожний апарат видачі насіння, встановлений на сівалці, повинен забезпечити рівномірне розміщення насіння по довжині рядків;
- всі апарати видачі насіння сівалки повинні забезпечити однакову подачу насіння на протязі періоду експлуатації;
- апарати видачі насіння повинні мати не велику масу, не повинні травмувати насіння і мати мінімальну шорсткість;
- апарат видачі насіння повинен легко встановлюватися на задану норму висіву;
- апарат видачі насіння повинен легко переналагоджуватися на висівання іншої фракції насіння і мати мінімальну масу.

Тому одним із напрямків вирішення поставлених завдань є впровадження нових схем, які забезпечать вирішення поставлених питань.

Робота висівного апарату (рис.) здійснюється наступним чином. В бункер 1 висівного апарату засипається насіння і включається привід висівного апарату. З центрального привідного вала 2 через конічні шестерні та карданний вал крутний момент передається на диск 3. При обертанні диска 3, насіння 4 заповнюють комірки 5 і переміщуються по колу по доріжці ковзання до виштовхувального кінця одновиткової пружини 6. При зустрічі зернини 4 з виштовхувальним кінцем пружини здійснюється випадання в

насіньнепрод 7. Зернини попадають на лопатки 8 розпрідільного пружного диска і при його провертанні насінини з нульовою горизонтальною швидкістю випадають на дно канави необхідної глибини нарізаної сошником 9. Після цього канавка загортається загортачами 10, а ґрунт ущільнюється опорно-копіювальним привідними колесами 11.

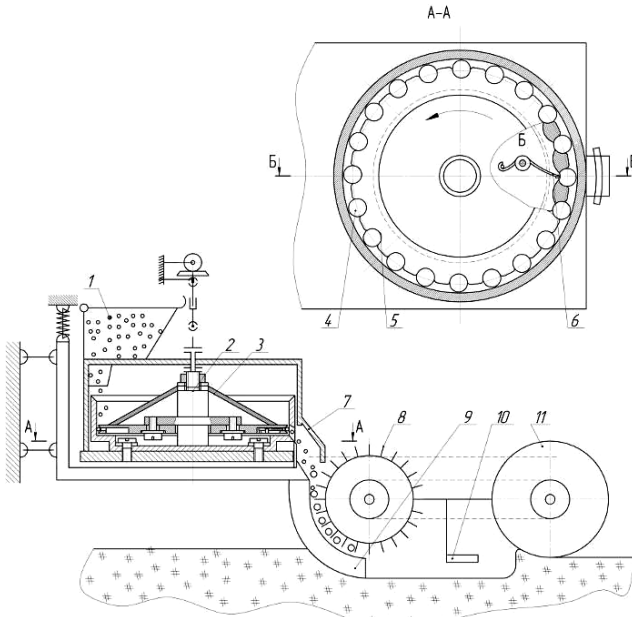


Рис. – Механічний апарату точного висіву насіння

До переваг апарату точного висіву насіння відноситься – розширені технологічні можливості і підвищена експлуатаційна надійність і довговічність виштовхувального механізму висівного апарату точного висіву.

**Висновки.** Розроблено технологічно конструкторські вимоги для однозернових висівних апаратів сівалок і представлені аналітичні залежності для їх визначення. Приведена нова конструкція механізму точного висіву насіння, яка забезпечує значне зменшення норм висіву і покращує умови живлення рослин.

#### Література

1. Амирова Ю.Д. Технологічність конструкції изделия: Справ. под. общ. ред. – М.: Машиностроени, 1990. – 768 с.

2. Шатуновський Г.М. Технологичность конструкции и экономическая эффективность сельскохозяйственного машин Машгиз, 1962. – 328 с.

3. Басін В.С. Машини для точного посева промишлених культур конструювание и разчет / В.С. Басін., Л.В. Погорелий. – К: Техніка, 1987. – 157 с.

4. Бойко А.І. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин / Бойко А.І., Свірень М.О., Шмант С.У., Нажнов М.М., – К.: Техніка, 2003. – 204 с.

5. Гевко Б.М. Технологія сільськогосподарського машинобудування / Гевко Б.М., Гевко І.Б., Радик Д.Л. – Київ: Кондор, 2006. – 496 с.

УДК 631.358.42

© Р.Б. Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний економічний університет

О.М. Клендій

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## **МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ІЗ ЗАПОБІЖНИМ ПРИСТРОЄМ**

*В статті представлена конструкція шнекового транспортера із запобіжним пристроєм, використання якої дозволяє підвищити ефективність функціонування конвеєрів в екстремальних умовах експлуатації. З метою усунення заклинювання робочого органу шнекового транспортера при переміщенні матеріалу запропоновано використовувати запобіжний пристрій з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для автоматичного відновлення робочого стану конвеєра. Також розроблено стенд та методику проведення експерименту дослідження для визначення оптимальних параметрів та режимів роботи шнекового транспортера при перевантаженому робочому органі.*

**ШНЕК, ТРАНСПОРТЕР, ЗАПОБІЖНИЙ ПРИСТРІЙ, ПАРАМЕТР.**

**Постановка проблеми.** Шнекові транспортери отримали значне використання при переміщенні сипких і кускових матеріалів в

різних виробничих процесах. Однак при транспортуванні матеріалів внаслідок наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби можливі заклинювання гвинтового робочого органу. Для відновлення працездатності конвеєра необхідно відвести в осьовому напрямку заклинене ребро шнека від контакту з матеріалом, і в подальшому після зняття перевантаження, елементи приводу повинні забезпечити відновлення початкового положення робочого органу для подальшого транспортування матеріалу в зону вивантаження.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомий принцип реверсування заклиненого робочого органу, який виконується за допомогою планетарних запобіжних пристроїв, що забезпечують зворотне повертання шнека від незначного кута повороту до декількох повних обертів з наступним відновленням початкового положення. Також можливий спосіб осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні [1, 2, 3, 4].

Аналіз відомих досліджень показав, що основними недоліками існуючих запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх конструктивна та технологічна складність, велика матеріаломісткість, ненадійність в роботі. Також вони мають великі габаритні розміри, а при їх роботі виникають великі динамічні навантаження, внаслідок значних сил інерції ведених ланок приводу та робочого органу з автоматичним відновленням його початкового положення.

**Мета дослідження.** Підвищити ефективність функціонування шнекових транспортерів в екстремальних умовах експлуатації шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів запобіжного механізму шнекового робочого органу.

**Результати дослідження.** З метою підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів розроблено запобіжний пристрій для шнекового транспортера [5].

На рис. 1 зображена схема шнекового транспортера із запобіжним пристроєм.



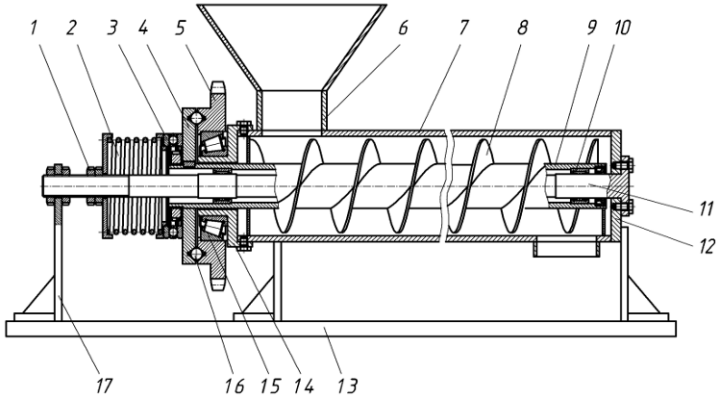


Рис. 1 – Шнековий транспортер із запобіжним пристроєм

Він складається з рами 13, на якій розміщений бункер 6 і корпус транспортера 7. У корпусі транспортера розташований гвинтовий живильник 8, вал котрого виконаний у вигляді труби 9, в середину якої через підшипники 6 встановлено суцільний вал 11, жорстко закріплений правим фланцем 12 у корпусі. З лівої сторони суцільний вал жорстко закріплений у стійці 17. На лівому фланці 14 через радіально-упорний підшипник 15 встановлений запобіжний пристрій, виконаний у вигляді ведучої півмуфти 5, яка за допомогою кульок 16 взаємозв'язана з веденою півмуфтою 4. Півмуфта 4 жорстко закріплена на трубці живильника і за допомогою упорного підшипника 3 підтиснута пружним елементом 2. За допомогою гайки 1 відбувається регулювання крутного моменту, який передає запобіжний пристрій.

Робота шнекового транспортера із запобіжним пристроєм здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал через бункер потрапляє в корпус транспортера на гвинтовий живильник який здійснює обертовий рух і транспортує його в напрямку вивантаження. При попаданні не подрібнювальних тіл в зону між поверхнею обертання шнека і внутрішньою поверхнею корпуса транспортера виникає заклинювання і зупинка гвинтового живильника.

З метою усунення заклинення робочого органу шнекового транспортера при передачі крутного моменту запропоновано використовувати запобіжний пристрій [6] з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану конвеєра, конструктивна схема якого та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти зображено на рис. 2.

Запропонована конструкція запобіжного пристрою дозволяє суттєво зменшити динамічне навантаження на привід та сили інерції в кульках муфти, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики.

Запобіжний пристрій (рис. 2, а) складається із ведучої півмуфти 1, яка за допомогою радіально-упорного підшипника 2 встановлена у корпусі 3. На торцевій поверхні веденої півмуфти 11 закріплені кульки 5, які розміщені попарно на різних діаметрах. Кульки 5 входять в зачеплення з лунками 13 ведучої півмуфти 1. Ведена півмуфта 11 встановлена на шліцах 10 валу 4 з можливістю осьового зміщення. Між веденою півмуфтою 11 і гайкою 9 існує зазор, величина якого відповідає запобіжному режиму. Ведена півмуфта 11 підтиснута в сторону ведучої півмуфти 1 центральною пружиною 7, яка взаємодіє із гайкою 6 і втулкою 8. По діаметру розташування кульок 5 і лунк 13 із двох сторін кожної лунки на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1 виконані похилі канавки робоча 12 і зворотна 14, причому кут нахилу робочої канавки є значно меншим кута нахилу зворотної канавки.

На рис. 2 показана модель робочої поверхні ведучої півмуфти, виконана в програмному забезпеченні КОМПАС 3D (рис. 2, б) та загальний вигляд робочої поверхні виготовленої півмуфти (рис. 2, в).

Робота запобіжного пристрою здійснюється наступним чином. В процесі передачі крутного моменту кульки 5 знаходяться в зачепленні з лунками 13 ведучої півмуфти 1, що забезпечує обертання всіх деталей пристрою і гвинтового органу. При виникненні перевантаження ведена півмуфта 11 зупиняється, а ведуча півмуфта 1, при цьому, продовжує обертатись, що призводить до виходу кульок 5 із зачеплення з лунками 13, оскільки кульки 5 рухаються по робочій канавці 12, яка має кут нахилу лунки на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1, то здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення заклиненого шнека.

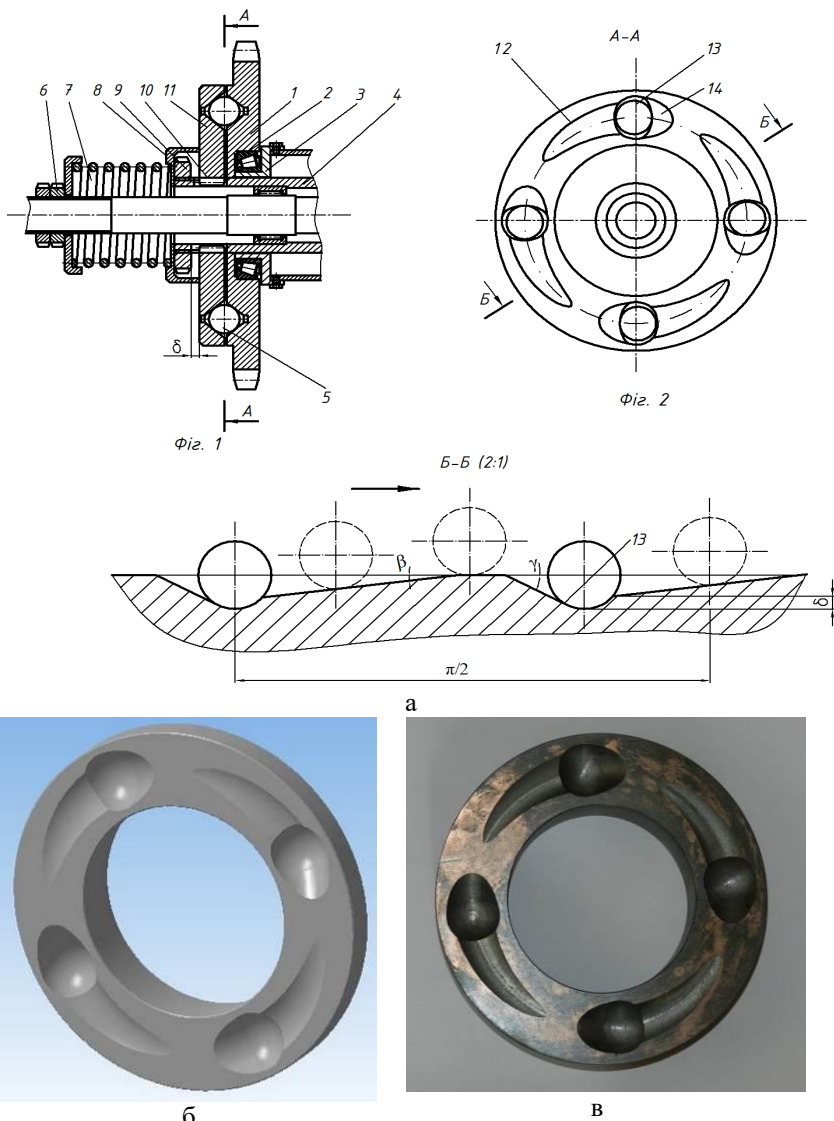


Рис. 2 – Конструктивна схема запобіжного пристрою (а) та загальний вигляд робочі поверхні ведучої півмуфти: б – модель, виконана в КОМПАС 3D; в – загальний вигляд виготовленої півмуфти

Внаслідок обертання ведучої півмуфти 1 кульки 5 заходять у попереднє положення, здійснюючи рух при цьому по зворотній канавці 14, яка має кут нахилу лунки на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1, тобто відбувається плавне «м'яке» відновлення початкового стану.

Для проведення експериментальних досліджень розроблено стенд для дослідження параметрів та режимів роботи при перевантаженому робочому органі шнекового транспортера із запобіжним пристроєм, який зображено на рис. 3. Він складається із рами 10, на якій розміщений шнековий транспортер, що містить направляючу трубу 7, в якій розташований шнековий робочий орган 6. Зі сторони завантаження матеріалу встановлений бункер 5, а в зоні його вивантаження вікно з регульованою заслінкою 9 та гальма валу шнека 8. Привід робочого органу здійснюється від електродвигуна 3 через запобіжний пристрій 4.

Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти 2 (Altivar 71) з програмним забезпеченням Power Suite v.2.5.0. Система Altivar 71 приєднана до мережі та до комп'ютера 1.

При задаванні необхідної частоти обертання за допомогою комп'ютера через систему Altivar 71 відбувається передача команди на електродвигун і він через запобіжний пристрій починає обертати вал шнека зі встановленими параметрами.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному. Кусковий матеріал завантажується у бункер із шнековим робочим органом і транспортується у зону вивантаження. Навантаження може задаватись як гальмівним елементом, так і перекриттям шиберної заслінки.

Результати експериментальних досліджень при спрацюванні запобіжного пристрою у вигляді кривих зміни частоти обертання привідного валу, крутного моменту та потужності фіксуються на дисплеї комп'ютера.

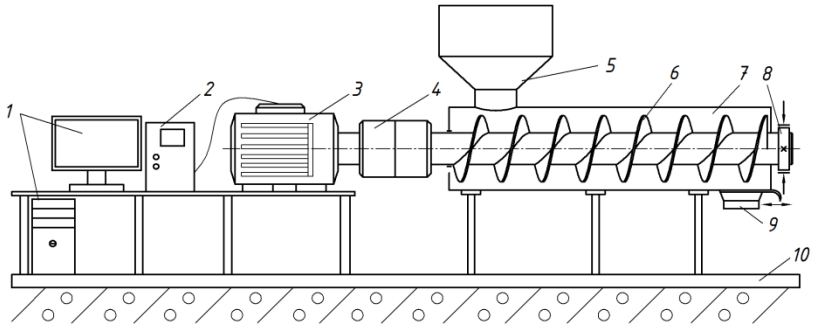


Рис. 3 – Схема експериментального стенду для дослідження шнекового транспортера із запобіжним пристроєм

Загальний вигляд стенду для дослідження шнекового транспортера із запобіжним пристроєм зображено на рис. 4.



Рис. 4 – Загальний вигляд стенду для дослідження шнекового транспортера із запобіжним пристроєм

При проведенні експериментальних досліджень змінними були наступні параметри та фактори: кут нахилу шнека до горизонту; частота обертання робочого органу; жорсткість пружини та сила її попереднього стиснення; величина зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби; фракційність

транспортного матеріалу та його реологічні властивості; зусилля створення навантаження на виході шнека.

Змінюючи ті чи інші параметри встановлювали вплив на силові характеристики процесу спрацювання запобіжного пристрою на всіх етапах осьового переміщення шнека при його перевантаженні.

**Висновки.** На основі проведеного патентного огляду, та аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем захисних пристроїв гвинтових конвеєрів запропоновано нову конструкцію запобіжного пристрою, яка дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження на привід, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики шнекових транспортерів. Запропоновано конструкцію стелу та методику проведення експериментальних досліджень.

#### Література

1. А.с. 1437597, МКИ F16D 7/04. Предохранительное устройство/ В.К. Сулимов, Т.В. Сулимова, Р.Б. Гевко. – №4155124. Заявл. 02.12.86. Опубл. 15.11.88. Бюл. №42. – 3 с.

2. А.с. 1456342, МКИ B65G 33/24. Предохранительное устройство/ Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко. – №4102349. Заявл. 11.05.89. Опубл. 07.02.89. Бюл. №5. – 3 с.

3. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховський О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

4. Павлова І.О., Вітровий А.О. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу // Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 8. – Тернопіль: ТДТУ, 2003. – С. 44 – 49.

5. Пат. №62097 Україна, МПК B65G 53/00. Шнековий транспортер із запобіжним пристроєм / Шинкарик М.І., Клендій О.М., Вітровий А.О.: заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. – № u201101100, заявл. 01.02.2011, опубл. 10.08.2011, Бюл. №15, 2011 р.

6. Пат. №71785, МПК F16D 7/00. Запобіжний пристрій / Гевко Р.Б., Клендій О.М.: заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. – № u201200608; заявл. 19.01.2012; опубл. 25.07.2012, Бюл. № 14, 2012 р.

УДК 631.358.42

© Р.Б. Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний економічний університет

С.З. Залуцький

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## **НАПРЯМКИ ЗНИЖЕННЯ ПОШКОДЖЕННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ЇХ ТРАНСПОРТУВАННІ ГВИНТОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ**

*У статті наведено напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами*  
**СИПКИЙ МАТЕРІАЛ, ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, ТРУБА.**

**Постанова проблеми.** В сільському господарстві гвинтові конвеєри займають важливу роль і є незамінними при транспортуванні продуктів сільськогосподарського виробництва, велику частку яких становлять сипкі матеріали (зернові, насінневі, гранульовані мінеральні добрива та ін.), які при переміщенні зазнають значних пошкоджень.

Основною причиною травмування сипкого матеріалу при переміщенні є попадання його частинок в зазор між обертовим гвинтовим робочим органом і нерухомою внутрішньою поверхнею направляючої труби. Внаслідок цього відбувається повне або часткове пошкодження сипких матеріалів, а також можливе заклинювання робочого органу.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз відомих досліджень підтвердив актуальність поставленої задачі. Вирішенню даних питань присвоєні праці [1, 2, 3], які спрямовані на розробку робочих гвинтових органів та обґрунтування їх раціональних конструктивно-кінематичних параметрів. Американська компанія «Lundell Plastics Corp» пропонує використовувати полімерні накладки на спіралі (рис. 1).



Рис. 1 – Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею

Недоліком даної конструкції шнека та методу його виготовлення є зміщення еластичних накладок одна відносно одної, і як наслідок виникнення зазорів між ними, що приводить до нерівномірного спрацювання поверхні шнека.

Італійська компанія «WAM Group» пропонує виготовлення гвинтового робочого органу, металева основа якого покрита полімерним матеріалом (рис.2, а). Однак даний спосіб має ряд недоліків, до яких можна віднести підвищену трудомісткість і енерговитратність при виготовленні шнеків, також низька їх ремонтоздатність.

Також відома конструкція шнека австралійської компанії «Bulknet» (рис.2, б) з периферійною поверхнею виготовленою у вигляді еластичної щітки. До недоліку такої конструкції можна віднести те, що робоча поверхня шнека не є однорідною, а отже, при переході від суцільної спіралі до еластичної щітки можуть виникати зміни швидкості та напрямку руху сипкого матеріалу, що приводить до підвищеного пошкодження сипкого матеріалу.



Рис. 2 – Гвинтові робочі органи італійської компанії «WAM Group» (а) з полімерним покриттям та шнек австралійської компанії «Bulknet» (б) з периферійною поверхнею виготовленою у вигляді еластичної щітки

**Мета дослідження.** Метою дослідження є підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів шляхом зменшення пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні, а також розробка способу виготовлення шнекового робочого органу з еластичною зовнішньою поверхнею та схеми експериментального



стенду для проведення досліджень з визначення ступеня пошкодження сипких матеріалів в залежності від конструктивних і кінематичних параметрів гвинтового робочого органу.

**Результати дослідження, основний зміст.** Для реалізації даного напрямку розроблено спосіб виготовлення шнекового робочого органу з еластичною зовнішньою поверхнею, послідовність виконання технологічних операцій, при якому зображено на рис. 3.

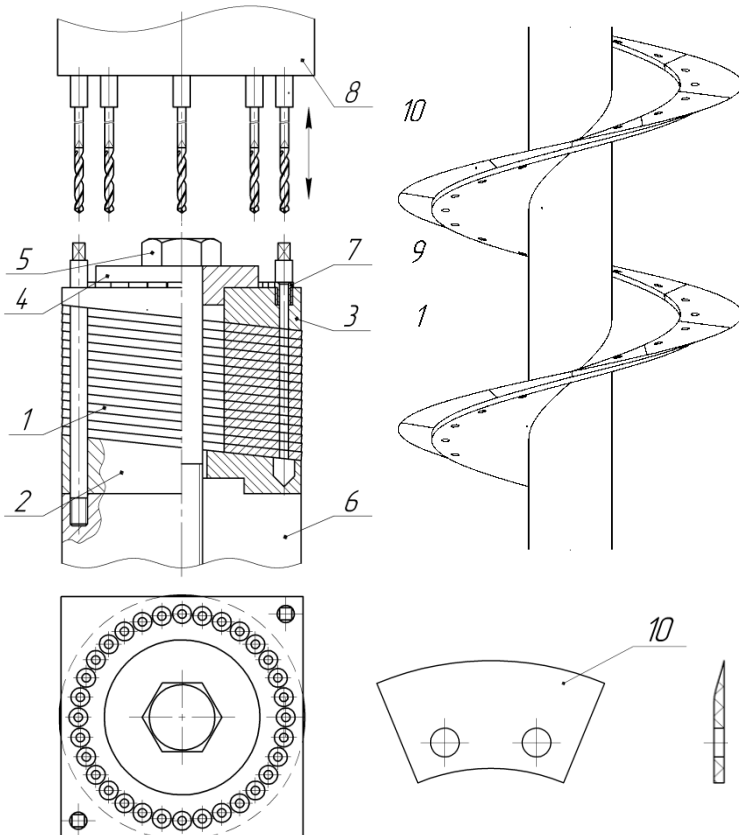


Рис. 3 – Послідовність технологічних операцій для виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею

Попередньо навита смугова спіраль 1, витки котрої контактують одні з одними, встановлюється на втулку 2, на якій виконано один виток з кроком рівним товщині спіралі. Аналогічна

втулка 3 розташовується у верхній частині спіралі. Далі витки спіралі за допомогою ступінчатої втулки 4 і центрального гвинта 5, який вкручується в основу оправки 6, максимально стискаються між собою. На зовнішній поверхні втулки 3 рівномірно в колесному напрямку по периферії витків спіралі виконано наскрізні отвори, в яких встановлені кондукторні втулки 7. Далі, за допомогою свердлильної головки 8 відбувається одночасне свердління декількох (або всіх) отворів по периферії витків спіралі.

Наступною технологічною операцією є калібрування смугової спіралі на заданий крок, яка в подальшому жорстко кріпиться на валу 9. До пари отворів на спіралі кріпляться (наприклад за допомогою болтових з'єднань із заокругленими головками) еластичні накладки 10, які можуть мати різну конструкцію периферійної поверхні (заокруглену, клиноподібну).

Основною вимогою, яка висувається до еластичних накладок є забезпечення мінімального коефіцієнта тертя робочої поверхні та гарантованого транспортування матеріалу. Однак якщо частинка матеріалу (наприклад зерна) попадає і заклинюється в зазорі між периферійною поверхнею еластичної накладки і направляючою трубою то еластична накладка, прогинаючись повинна вивільнити частину матеріалу із зазору без її пошкодження.

Також рекомендується нижню поверхню еластичних накладок також виконувати з профілем, який виключатиме різкий перехід матеріалу із суцільної металевої спіралі на еластичні накладки.

Важливу роль при транспортуванні сипких матеріалів відіграє швидкість обертання гвинтового робочого органу, при збільшенні якої збільшується не тільки продуктивність шнекового конвеєра, але і ймовірність пошкодження транспортованого матеріалу.

Швидкість взаємодії робочого органу та матеріалу який транспортується визначається за формулою:

$$V = \omega R, \quad (1)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання шнека;  $R$  – радіус поверхні обертання шнека.

З іншої сторони швидкість ударної взаємодії тіл при вільному падінні одного з них визначається за формулою:

$$V = \sqrt{2gh}, \quad (2)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;  $h$  – висота вільного падіння тіла.

Отже, застосовуючи вищенаведені формули можна визначити критичні швидкості взаємодії сипкого матеріалу і поверхні шнека в залежності від реологічних параметрів матеріалів тіл взаємодії та висоти вільного падіння одного з тіл.

Для цього розроблено експериментальний стенд, який представлено на рис. 4.

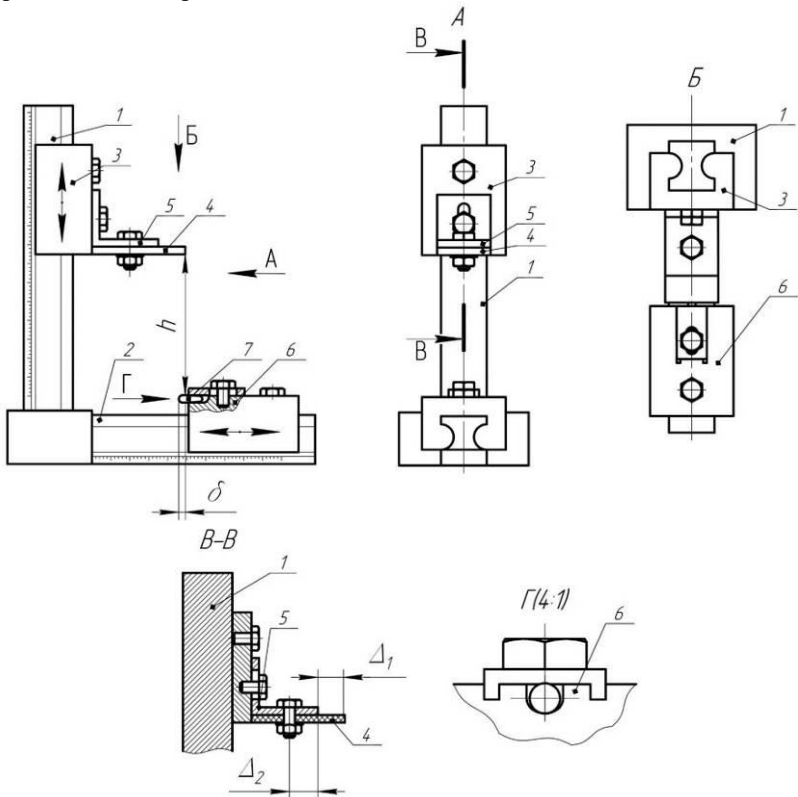


Рис. 4 – Стенд для дослідження ступеня пошкодження сипких матеріалів

Він містить основу, яка складається з вертикальної 1 та горизонтальної 2 частин. На вертикальній частині у вертикальній колодці 3 закріплений імітатор робочого органу 4, який може бути виконаний з різною жорсткістю та величиною їх консольного виступу  $\Delta_1$  та кріплення  $\Delta_2$  до кронштейна 5 вертикальної колодки. Вона має можливість вертикального зміщення, фіксації та розфіксації з вільним падінням по направляючих вертикальної частини основи стенду. На горизонтальній частині основи 2 у горизонтальній колодці 6 закріплений сільськогосподарський матеріал 7 (наприклад зернина),

причому його вільна сторона має можливість взаємодіяти з консольною поверхнею імітатора робочого органу 4.

Методика проведення експериментальних досліджень поляє в наступному. Спочатку сипкий матеріал (наприклад зернину) однією стороною закріплюють в горизонтальній колодці. Далі, до кронштейна вертикальної колодки закріплюють імітатор робочого органу, а саму колодку по направляючих вертикальної частини основи піднімають і фіксують на певній висоті  $h$  відносно матеріалу, який консольно закріплений в горизонтальній колодці з величиною виступу  $\delta$ . Після цього колодку розфіксують і вона по направляючих вертикальної частини основи стенду вільно падає, і таким чином відбувається взаємодія імітатора робочого органу з консольно закріпленим матеріалом. Через висоту вільного падіння  $h$  визначається швидкість ударної взаємодії робочої поверхні імітатора з матеріалом.

Величиною консольного виступу  $\Delta_1$  та кріплення  $\Delta_2$  імітатора робочого органу до кронштейна вертикальної колодки забезпечується зміна конструктивних та технологічних параметрів, що також впливає на пошкодження матеріалу.

Таким чином, змінюючи відповідні кінематичні (швидкість взаємодії через висоту вільного падіння  $h$ ), конструктивні (величини виступу  $\Delta_1$  та кріплення  $\Delta_2$  імітатора робочого органу до кронштейна) та технологічні (величина консольного виступу  $\delta$  матеріалу) параметри можна досягнути мінімального пошкодження матеріалу.

Визначені параметри повинні бути враховані при конструюванні робочих органів сільськогосподарських машин, таких як шнеки для транспортування зернового матеріалу, очисники картоплі, буряків, моркви і т.д.

**Висновки.** Проведено аналіз існуючих конструкцій робочих органів гвинтових транспортерів, виявлено їх переваги та недоліки стосовно зменшення ступеня пошкодження сипких сільськогосподарських матеріалів при їх транспонуванні. Запропоновано спосіб виготовлення шнекового робочого органу з еластичною зовнішньою поверхнею та послідовність відповідних технологічних операцій. Розроблено стенд для проведення експериментальних досліджень, а також методику її здійснення для визначення оптимальних параметрів взаємодії робочого органу та сільськогосподарського матеріалу.

#### Література

1. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Універсальний агрегат до самохідного шасі //Техніка АПК. – 1998. – N2. – С.22.

2. Вітровий А.О. Результати досліджень пошкодження зерна гнучким гвинтовим конвеєром //Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. – К.: В-во НАУ, – 1999. – Т.6. – С. 34–36.

3. Пік А.І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах. Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1999. – 149 с.

4. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. – Тернопіль: Астон, 2012. – 204 с.

5. Гевко Р.Б., Залуцький С.З., Вітровий А.О. Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів заявка на корисну модель № 4201302116 від 20.02.2013.

6. Гевко Р.Б., Пилипець М.І., Залуцький С.З. Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею заявка на корисну модель № 4201214308 від 14.12.2012.

УДК 631.35: 633.521

© О.П. Герасимчук, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ РОЗВИТКУ БРАЛЬНИХ АПАРАТІВ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН**

*У статті на основі аналізу «кривої розвитку» технічної системи «бральний апарат» обґрунтовано доцільність пошуку її нового принципу дії.*

### **ТЕХНІЧНА СИСТЕМА, БРАЛЬНИЙ АПАРАТ, ЛЬОНОБРАЛКА.**

**Постановка проблеми.** Для забезпечення рентабельності виробництва льоноволокна необхідно мінімізувати затрати на вирощування льону. Це можна досягнути шляхом застосування енергоефективних та високоякісних технічних систем (ТС).

Під час збирання льону досить енергозатратним є його брання, що реалізується льонобралкою або льонокомбайном. Безпосередньо процес брання здійснюється бральними апаратами, у функції яких входить витягування льону з ґрунту та його транспортування до наступного робочого органу машини або розстилання на полі.

Технологічний процес брання оцінюють такими якісними показниками як абсолютна розтягнутість стрічки, чистота брання, перекіс стебел у стрічці та надійність роботи ТС «бральний апарат».

У процесі еволюції конструкції бральних апаратів піддають цілеспрямованим змінам з метою підвищення якісних показників технологічного процесу брання та зменшення енергомісткості. Визначення доцільності вдосконалення наявних або створення принципово нових ТС для брання льону потребує аналізу «кривої розвитку» ТС «бральний апарат».

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** За столітню історію розвитку льнобралок та льонокомбайнів запатентовано сотні конструкцій бральних апаратів, розроблено десятки льонокомбайнів та льнобралок, експериментально та теоретично обґрунтовано їхні параметри та режими роботи. Роботи в цьому напрямку виконуються і в наш час, зокрема українськими вченими проф. Г.А. Хайлісом [1], проф. О.О. Налобіною [2], В.О. Шейченком, О.А. Ужоговою, С.Ф. Юхимчуком та ін.

Авторами успішно вирішуються задачі вибору нових технічних рішень, обґрунтування параметрів ТС «бральний апарат» та її елементів. Проте, принцип дії ТС залишається незмінним – стебла льону підводяться подільниками до бральних рівчаків, затискаються, витягуються з ґрунту та транспортуються під час відносного руху робочих органів брального апарата з механічним приводом.

Застосування ТС з новим принципом дії може значно підвищити їх техніко-економічні показники, особливо за умови, коли наявні ТС вичерпали можливості свого подальшого розвитку [3, 4].

**Мета роботи.** Аналіз «кривої розвитку» ТС «бральний апарат» та обґрунтування шляхів подальшої еволюції цієї ТС.

**Результати дослідження.** «Життєвий цикл» ТС можна зобразити графічно у вигляді ламаної кривої, що показує зміну з часом характеристик системи, які визначають її якісні показники та енергоефективність. Ця крива має характерні ділянки, властиві всім ТС [5]:

1. «Дитинство». ТС зароджується, впроваджуються винаходи високого рівня. Проте, якість винаходів та економічна ефективність використання ТС низькі.

2. «Розвиток». ТС інтенсивно вдосконалюється, впроваджується у масове використання. Рівень винаходів знижується, а їхня якість зростає. Зростає також економічна ефективність використання ТС.

3. «Зрілість». Темпи розвитку ТС зменшуються, проте

економічна ефективність її використання продовжує зростати. Зростає також кількість винаходів, що пов'язано з бажанням продовжити «життя» ТС.

4. «Старість». ТС морально старіє, економічна ефективність її використання зменшується. Розробляється альтернативна ТС, проте вона має ще багато недоліків і потребує вдосконалення. «Стара» і «нова» системи паралельно експлуатуються, причому «стара» система може ще тривалий час експлуатуватися з практично сталими техніко-економічними показниками.

Відобразимо еволюцію ТС «бральний апарат» у вигляді кривої розвитку (рис. 1). Так як ТС «бральний апарат» експлуатується як підсистема ТС вищого ієрархічного рівня «льонобралка» або «льонокомбайн», для наочності аналіз виконаємо на прикладі льонобралки.

**«Дитинство» ТС.** Створення льонобралок почалось ще у 1926 році. У 1931 році в СРСР була створена проста кінна однорівчачова льонобралка «Піонерка», а згодом «Комсомолка». В цей же час за кордоном розроблялись такі однорівчачові льонобралки, як «Suenen», «Vessot», «Oregon», «Berendsen» та інші. Під час випробувань всі ці машини показали невисоку продуктивність через незначну ширину захвату. Вони виявились неперспективними. У 1934 році в серійному виробництві з'явилась складна тракторна льонобралка ВНИИЛ-5. Вона виготовлялась до 1938 року, з деякими змінами в 1937 році. Бральний апарат у ВНИИЛ-5 містив шість криволінійних рівчаків. Загальна ширина захвату складала 2,25 м. Ширина захвату одного рівчака 375 мм.

**«Розвиток» ТС.** У 1938 році в серійному виробництві на зміну ВНИИЛ-5 приходить більш досконала льонобралка ЛТ-7 з прямолінійними рівчачами конструкції Маята А.С., Мойсєєва А.С., Шликова М.І. Вона мала сім рівчаків. Ширина захвату кожної секції – 380 мм. Загальна ширина захвату брального апарата складала 2,66 м. Льонобралки ЛТ-4, а також ЛТВ-4 з бральним апаратом шириною захвату 1,52 м, що містить чотири криволінійні стрічково-роликіві рівчачи, та в'язальним апаратом, стали випускатись з 1958 року.

З 1961 року широкого поширення отримали начіпні бральні машини ТЛН-1,5, призначені для брання льону з розстиланням в стрічку, а також для брання льону в проходах. Модифікації льонобралки ЛНБ-1,5 та ТЛН-1,5А, що агрегатуються з тракторами класу 0,6 тс, випускав ВАТ «Львівагромашпроект» та випускає ЗАО «Завод Бежецксельмаш».

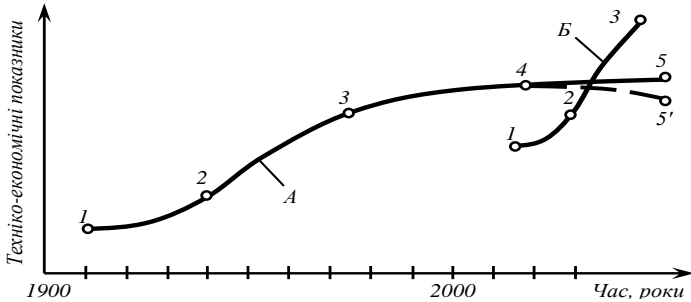


Рис. 1 – Крива розвитку ТС «бральний апарат»: 1-2 – «дитинство» ТС; 2-3 – «розвиток» ТС; 3-4 – «зрілість» ТС; 4-5 – «старість» ТС та її довготривала експлуатація зі сталими техніко-економічними показниками; 4-5' – «старість» ТС та її поступове виведення з експлуатації; А – повна крива наявної ТС «бральний апарат»; В – перспективна крива розвитку ТС «бральний апарат», що ґрунтується на новому принципі дії

«Зрілість» ТС. У виробництво в останні десятиліття впроваджені розроблені конструкторами Білорусі і Росії льонобралки ТЛ-1,9; ТЛ-1,5 (Росія); ТЛН-3,8 (Білорусь), представлені на рис. 2, 3.



Рис. 2 – Льонобралка ТЛ-1,5, оснащена бральним апаратом з чотирма бральними рівчачками





Рис. 3 – Льнобралка ТЛН-3,8 оснащена бральним апаратом з п'ятьма бральними рівчачками

На полях Франції, Бельгії, Нідерландів широко застосовують самохідні льнобралки з одинарними або здвосними стрічково-дисковими бральними апаратами. Це льнобралки TLZ-120, U/22, U/20, Dei, APA та ін. Зокрема, U/22 фірми «Union» здійснює брання льону з розстилом в дві стрічки. Апарат має два зубчастих паси, два столи розкладання з варіюванням перекоосу. Ширина захвату 2×1,14 м. Паси брання із гідростатичним приводом. Виробництво льнозбиральної техніки налагоджено в Бельгії (фірми Deportere, Klase, Union, Leterm, Kerec); у Франції – Riveere-Casalis, Deon; в Нідерландах – Bart.

Звичайно, часові проміжки етапів розвитку ТС «бральний апарат» як підсистеми ТС «льнобралка» є наближеними. Проте, безсумнівно залишається той факт, що ТС «бральний апарат» досягла етапу зрілості. За незмінного принципу дії показники якості та енергоефективності бральних апаратів (наприклад, розтягнутість стрічки стебел, продуктивність) наближаються до глобального екстремуму.

Згідно закону прогресивної еволюції техніки після вичерпання можливостей структурного та параметричного покращення ТС відбувається перехід до більш раціонального принципу дії [3].

Створення ТС «бральний апарат» немеханічного принципу дії (наприклад пневматичного, оптичного тощо) в стислі терміни потребує

застосування арсеналу засобів технічної творчості (наприклад, методів мозкової атаки, морфологічного аналізу і синтезу, функціонально-вартісного аналізу тощо).

**Висновки.** Аналіз «кривої розвитку» ТС «бральний апарат» свідчить про досягнення цієї ТС етапу зрілості, що характеризують стабілізацією її техніко-економічних показників, вичерпанням можливостей їхнього суттєвого покращення шляхом застосування нових технічних рішень та обґрунтування їхніх параметрів. Створення ТС «бральний апарат» на основі більш раціонального принципу дії дозволить усунути технічні протиріччя існуючих систем та стане поштовхом для розвитку льонарської галузі, зокрема льонозбиральних машин.

#### Література

1. Хайлис Г.А. Теория льнотеребилных аппаратов с поперечными ручьями / Г.А. Хайлис, М.М. Ковалев. – К.: УААН. – 1999. – 90 с.
2. Налобіна О.О. Льонозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації) / Олена Олександрівна Налобіна. – Луцьк, РВВ ЛДТУ, 2006. – 208 с.
3. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учебн пособие для студентов вузов / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. Хелемендик М.М. Теорія технічних систем: Навчальний посібник/ М.М. Хелемендик, Г.І. Люлька, І.М. Хелемендик. – Луцьк, РВВ ЛДТУ, 2003. – 196 с.
5. Хубка В. Теория технических систем/ Хубка В. – М.: Мир, 1987. – 210 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Налобіна О.О.*

УДК 631.365.22

© О.В. Голій, к.т.н.

Волинська державна сільськогосподарська дослідна станція інституту сільського господарства Західного Полісся національної академії аграрних наук України

А.А. Ящук, Р.В. Ференц, О.В. Ляшук

Луцький національний технічний університет

## **АНАЛІЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ ВОРОХУ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО**

*В статті проведено аналіз існуючих технологій сушіння вороху льону олійного, запропоновано конструкцію сушарки із перемішуванням шару матеріалу з метою активізації процесу сушіння.*

### **СУШІННЯ, ВОРОХ, НАСІННЯ, ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, АНАЛІЗ.**

**Постановка проблеми.** Льон олійний є сільськогосподарською культурою, яка має важливе господарське значення. В насінні льону олійного міститься до 50% олії. Олія льону олійного має унікальні властивості та використовується в багатьох галузях промисловості [1, 2, 3].

Розвитку галузі льону олійного в Україні приділяється все більше уваги. Важливим є те, що в Україні обсяги його вирощування за останні роки мають позитивну динаміку. У той же час, недосконалість існуючих технологій виробництва цієї продукції є стримуючим фактором.

Несприятливі погодні умови можуть стати причиною надмірної вологості врожаю, внаслідок чого виникає необхідність його сушіння, оскільки вологість насінневого матеріалу є визначальним фактором, що впливає на процес зберігання [4].

Неправильні режими сушіння є причиною нерівномірного сушіння матеріалу, його перегрівання і пересушування, і як результат – втрати якості. У зв'язку з високою енергоємністю процесу сушіння, дослідження, спрямовані на підвищення ефективності використання енергетичного потенціалу сушильного агента є актуальними.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Аналіз методів та технологій сушіння вороху льону олійного виконано кількома авторами [5, 6]. У цих дослідженнях проведено аналіз методів і засобів сушіння вороху льону, досліджено режимні параметри процесу сушіння, запропоновано ряд конструктивних рішень, що до розробки спеціалізованого та модернізації типового обладнання.

Однак, у цих роботах досить мало уваги приділялось питанням пошуку методів інтенсифікації процесу сушіння вороху льону олійного, враховуючи його фізико-механічні властивості.

Зважаючи на недоліки існуючих сушарок сільськогосподарських матеріалів, які застосовуються для сушіння вороху льону олійного, актуальним є питання розробки та обґрунтування параметрів спеціалізованої сушарки, яка б забезпечила ефективний процес зниження вологості з мінімальними затратами.

**Мета дослідження.** Метою роботи є аналіз існуючих технологій та дослідження процесу сушіння вороху льону олійного з метою пошуку шляхів його інтенсифікації.

**Результати дослідження.** Для збирання льону олійного не існує спеціального комплексу машин. Можна використовувати рядкові валкові жатки і зернозбиральні комбайни, тобто льон олійний можна збирати як прямим комбайнуванням, так і роздільним способом [1] (рис. 1).

Насіння льону, що отримується при збиранні врожаю, особливо сноповим способом, в дощові роки має вологість 20% і вище. При зберіганні воно втрачає схожість від самозигрівання. Щоб зберегти насіння, необхідно його підсушити до кондиційної вологості. При невисокій вологості вдаються до природного сушіння насіння на відкритому повітрі або на віялках-сортувалках. При неможливості застосування природного сушіння вдаються до штучного сушіння.

Кінцеве очищення насіння проводять на насінноочисних машинах ОС-4,5А, СМ-4, «Петкус-Гігант» К-531/1, «Петкус-Селектра» К-218, К-546А, К-548А та ін.), які оснащені набором відповідних решіт та трієрними циліндрами.

Для сушіння насіння льону олійного застосовуються шахтні або барабанні зерносушарки. [1,3,4]. Серед шахтних сушарок можна виділити ЗС-ВИСХОМ, СЗС-2, СЗМ-1,5 «Десна» та ін., серед барабанних – СЗСБ-2,0; СЗПБ-2,5; СЗПБ-4,0; СЗСБ-8,0.

У сушарок цього типу можна виділити такі основні недоліки: висока матеріалоемкість і енергетичні затрати, нерівномірність сушіння, складність контролю тривалості перебування матеріалу в зоні дії сушильного агенту, низький коефіцієнт заповнення сушильної камери матеріалом.



а)



б)

Рис. 1 – Дослідні ділянки поля Волинської державної дослідної станції інституту сільського господарства Західного Полісся національної академії аграрних наук України після збирання врожаю льону олійного: а) льон у валках при збиранні двофазним способом; б) після скошування льону зернозбиральним комбайном

Розглянемо конструкцію та принцип роботи сушарки для сипких матеріалів [7], схематичне зображення якої представлено на рис. 2.

Сушарка працює наступним чином. Матеріал подається в сушильну камеру через завантажувальний пристрій 4 у верхній частині сушарки. Вентилятором нагнітається атмосферне повітря і за допомогою теплогенератора 6 нагрівається до потрібної температури. Після цього, сформований сушильний агент подається у перфоровану колону 2, розміщену в центрі циліндричної сушильної камери, звідки потрапляє в сушильну камеру і проходить крізь матеріал, що перебуває в сушильній камері, за всією її висотою. Забирає надлишкову вологу і

відводиться з сушильної камери через перфоровану стінку 1. В сушильній камері встановлені робочі органи 3, виконані у формі профіля, закрученого за циліндричною гвинтовою лінією. В результаті обертання робочих органів 3 в напрямку, що забезпечує переміщення їх витків догори, матеріал, що перебуває в сушильній камері переміщується. Під дією гравітації і в результаті постійного перемішування матеріал поступово переміщується донизу, одночасно досягаючи кондиційної вологості. Після цього матеріал вивантажується за допомогою вивантажувального пристрою 5.

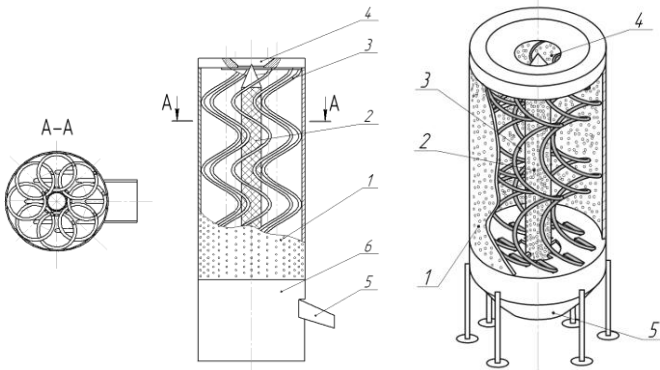


Рис. 2 – Сушарка для насіння льону олійного. 1 – перфорована стінка сушильної камери; 2 – перфорована колона сушильної камери; 3 – робочі органи для перемішування матеріалу (спіралеподібні активатори); 4 – завантажувальний пристрій; 5 – вивантажувальний пристрій; 6 – теплогенератор з вентилятором

Конструкція робочих органів для перемішування матеріалу забезпечує низький рівень пошкодження насіння, а їх розміщення в сушильній камері – рівномірне перемішування матеріалу. При цьому, інтенсифікується процес виділення вологи, забезпечується висока енергоефективність і продуктивність сушіння. Необхідна тривалість перебування матеріалу в сушильній камері контролюється вивантажувальним пристроєм.

З врахуванням особливостей насіння льону олійного, як об'єкта сушіння (малі розміри насіння, висока чутливість до перегрівання, низька пористість насіння і, як наслідок, ускладнене проходження сушильного агента крізь нерухомий шар матеріалу), а також зважаючи на недоліки існуючих типів сушарок, що застосовуються для сушіння цього матеріалу, робимо висновок, що

застосування сушарки з спіралеподібними активаторами для сушіння насіння льону олійного є доцільним.

Кінетика сушіння досліджувалась із використанням розробленої установки (рис. 3).

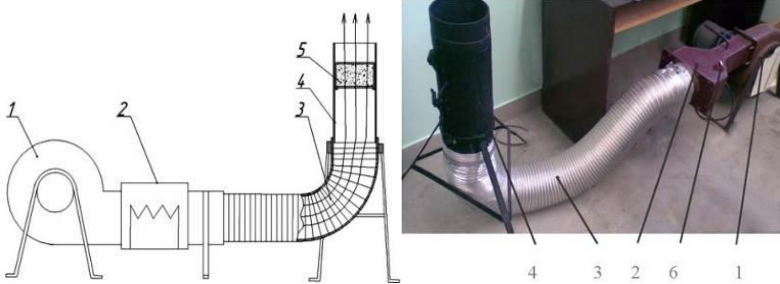


Рис. 3 – Експериментальна установка для дослідження процесу сушіння: 1 – вентилятор; 2 – калорифер; 3 – гнучке з’єднання; 4 – сушильна камера; 5 – набір касет; 6 – регулятор температури

За одержаними експериментальними даними побудовані графіки (рис. 4), які відображають зміну вологості насіння льону олійного з часом і розподіл вологи за висотою шару матеріалу при сушінні за різних температур сушильного агента.

Аналізуючи графіки можна зробити висновок, що швидкість сушіння шару насіння льону олійного малої товщини (0,003–0,005 м), крізь який безперешкодно проходить сушильний агент є максимальною на початку сушіння. Це можна пояснити тим, що в цей період відбувається видалення вільної вологи з поверхні матеріалу. Після чого настає період падаючої швидкості сушіння у якому зниження вологості відбувається зі значно меншою інтенсивністю. Період нагрівання матеріалу на початку сушіння – не виражений, у зв’язку з малими розмірами насіння і невеликою товщиною шару матеріалу. Встановлено, що температура сушильного агента, а також кількість домішок в матеріалі здійснює суттєвий вплив на швидкість і експозицію сушіння цього матеріалу.

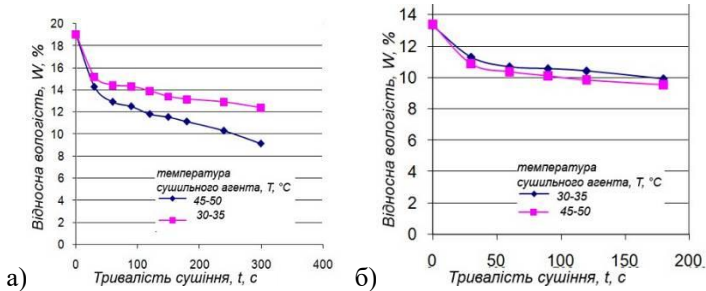


Рис. 4 – Графіки зниження вологості при різних температурах сушильного агента: а) – ворох насіння льону олійного; б) – насіння льону олійного

Дослідження процесу перемішування сипкого матеріалу спіралеподібними активаторами дозволить перевірити ефективність робочих органів даної конструкції, а також доцільність їх застосування для розпушування шару сипкого матеріалу, зокрема вороху насіння льону олійного.

Для дослідження була розроблена спеціальна установка, зображена на рис. 5.

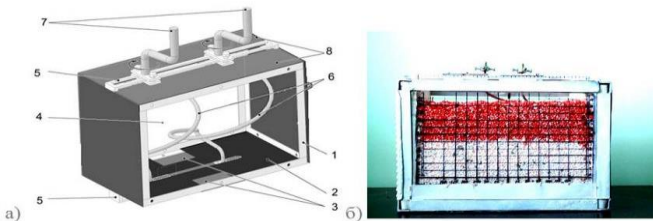


Рис. 5 – Схематичне зображення та фото установки для дослідження перемішування матеріалу: 1 – рама; 2 – днище; 3 – вивантажувальний пристрій; 4 – прозора стінка; 5 – направляючі; 6 – змінні спіралеподібні активатори; 7 – рукоятки; 8 – кришка

Конструкція установки для дослідження перемішування матеріалу передбачає можливість встановлення активаторів 6 з різним кроком і діаметром спіралі. Також передбачена можливість регулювання міжосьової відстані між активаторами. Необхідна частота обертання активних робочих органів забезпечується обертанням рукояток 7. Передбачена можливість подачі нагрітого повітря на матеріал через решітку 5 з фланцем для приєднання вентилятора з калорифером. Знімні кришки 8 дозволяють завантажувати матеріал у



верхній частині установки. Вивантажування здійснюється через вивантажувальний пристрій 3 у нижній частині установки.

Для дослідження встановлювались активатори з певним кроком спіралі (150, 200 і 250 мм), після чого шарами завантажувався сипкий матеріал. Шари матеріалу відрізнялись між собою забарвленням. Після цього приводились в дію активатори за допомогою рукояток і фіксувалось переміщення шарів частинок різного забарвлення один відносно одного і змішування цих шарів.

На рис. 6 представлено результати дослідження ступеня перемішування матеріалу залежно від кількості обертів, при кроці витка спіралі 0,25 м.

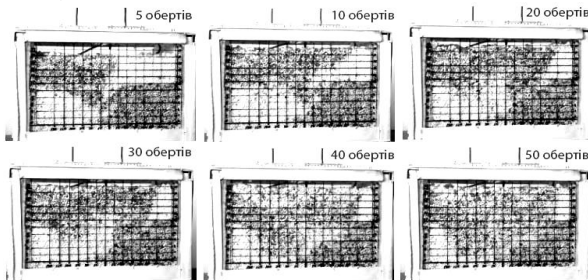


Рис. 6 – Результат дослідження перемішування сипкого шару матеріалу: діаметр витка спіралі  $D=200$  мм; міжосьова відстані між сусідніми витками спіралі  $a=150$  мм; крок витка спіралі  $k=250$  мм

У результаті дослідження встановлено, що активатори з найбільшим досліджуваним кроком витка спіралі (250 мм) при однаковому їх діаметрі 200 мм забезпечують ефективніше перемішування матеріалу.

**Висновки.** Проведені експериментальні дослідження кінетики сушіння вороху льону олійного дають можливість стверджувати, що для інтенсифікації процесу необхідно перемішувати матеріал протягом усього циклу сушіння. Фізичне моделювання процесу перемішування матеріалу вказало на доцільність застосування спіралеподібних робочих органів, що дозволяє збільшити пористість шару матеріалу і, як наслідок, інтенсифікувати процес сушіння загалом.

#### Література

1. Санин А. А. Технологія возделывання льна масличного в зоне среднего Поволжья. (рекомендации) / А.А. Санин., Л.А. Косых, В.В. Глуховцов. – Кинель, 2006.

2. Зінченко О.І. Рослинництво: за ред. О.І. Зінченка / О.І. Зінченко., В.Н. Салатенко, М.А. Білоножко. – К.: Аграрна освіта, 2001. – 591 с.

3. Рогаш А.Р. Льноводство [Текст] / А.Р. Рогаш. – М.: Колос, 1967 – 583 с.

4. Соколов, Л.Е. Агротехника и первичная переработка льна: лабораторный практикум : учебное пособие / Л.Е. Соколов, Е.А. Конопатов ; УО «ВГТУ». – Витебск, 2006. – 141 с.

5. Дударев І.М. Теоретичні основи розрахунку для універсальної технології збирання та післязбиральної обробки льону: Монографія/ І.М. Дударев. – Луцьк: Ред.-вид.відділ ЛНТУ, 2013.-164 с.

6. Сай В.А. Технологія вирощування, збирання та первинної переробки льону олійного. Монографія / Сай В.А. – Луцьк : ЛНТУ, 2012. – 168 с.

7. Пат. № 69227 Україна, МПК (2006) F26 B17/12, F26 B17/18. Сушарка для сипких матеріалів / Ящук А.А., Кірчук Р.В., Дідух В.Ф. заявник і власник патенту Луцький національний технічний університет.; заявл. 26.09.2011.; опубл. 25.04.2012, бюл. № 8

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.*

УДК 631.331

© О.В. Голій, к.т.н.

Волинський інститут агропромислового виробництва

## **ДОСЛІДЖЕННЯ УСАДКИ ОРГАНО-МІНЕРАЛЬНИХ СУМІШЕЙ НА ОСНОВІ САПРОПЕЛЮ**

*У статті наведена методика та результати дослідження об'ємної усадки органо-мінеральної суміші на основі сапропелю в процесі її висушування. Отримані емпіричні залежності, що описують даний процес.*

### **УСАДКА, САПРОПЕЛЬ, СУМІШЬ, МІНЕРАЛ, СУШІННЯ.**

**Постановка проблеми.** Одними із шляхів підвищення коефіцієнту використання діючої речовини мінеральних добрив є використання повільно діючих полімерних добрив, які віддають елементи живлення при повільному гідролізі. Низька розчинність їх у воді різко зменшує втрати елементів живлення через вимивання, що

знижує рівень засолення ґрунтових вод, забезпечуючи рослини поживними елементами протягом всієї вегетації .

Враховуючи високу вартість виробництва синтетичних повільно діючих добрив, в ряді країн проводиться науковий пошук шляхів сповільнення розчинності поживних речовин з мінеральних добрив способами покриття гранул полімерними, органічними і неорганічними матеріалами [1].

Бажаний результат можна досягти під час гранулювання органо-мінеральних сумішей на основі сапропелю. Особливе значення такий спосіб має для умов Волинської обл., де сконцентровані значні запаси сапропелів [2].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Гранульовані органо-мінеральні добрива (ОМД) мають значно кращі фізико-механічні властивості ніж окремі з мінеральних добрив, оскільки не злежуються при зберіганні, міцність гранул на стиск досягає 4 мПа і вище, добре розсіваються усіма типами висівальних апаратів, не пилять, забезпечуючи тим самим безпечні умови праці для обслуговуючого персоналу [2]. Зменшення поверхні контакту мінеральних компонентів у складі ОМД з металом машин, що застосовуються для їх внесення, знижує величину загальної корозії вуглецевих сталей у 2,4–2,5 рази, а на леговану хромонікелеву сталь ОМД на основі торфу практично не чинить корозійної дії [3].

У процесі здійснення технологічних операцій виготовлення гранульованих ОМД утворюється складна структура, у якій можна виділити 3 зони: 1 – органічна матриця; 2 – наповнювач (мінеральні добрива); 3 – міжфазний (адгезійний) шар. Характеристики такої структури залежить від режимів гранулювання та сушіння [3, 4].

Значний вплив на кінцеві характеристики гранул має їх об'ємна усадка в процесі висушування. Дослідження даного процесу для органо-мінеральних сумішей на основі сапропелів Волинської області раніше не проводились.

**Метою даного дослідження** є встановлення закономірності зміни об'єму органо-мінеральної суміші на основі сапропелю у процесі її висушування.

**Результати дослідження.** Для дослідження зміни об'єму органо-мінеральних сумішей на основі сапропелю у процесі їх сушіння використовувались суміші до складу яких входило 10, 20 та 30% мінеральних компонентів. У якості мінеральних компонентів використовувались подвійний суперфосфат, калімагнезія та карбамід.

Органо-мінеральної суміші вкладали у попередньо зважені бюкси шаром товщиною приблизно рівною 10 мм, ущільнюючи із

зусиллям у 10 кПа. Далі бюкс зважували разом із сумішшю, визначали товщину шару суміші у бюксі та поміщали його у сушильну шафу. Сушильну шафу нагрівали до  $80 \pm 5$  °С; підтримували цю температуру протягом усього періоду дослідження. Після 20 хв перебування матеріалу у сушильній шафі їх виймали та визначали масу суміші із бюксом. Також поводили вимірювання товщини шару матеріалу у бюксі та його діаметр. Товщину шару визначали за різницею глибини порожнього бюкса та віддалі від краю його бічних стінок до поверхні органо-мінеральної суміші. Для визначення діаметра зразка проводили трикратне вимірювання у трьох різних перерізах зразка зміщених один відносно іншого приблизно на  $120^\circ$ .

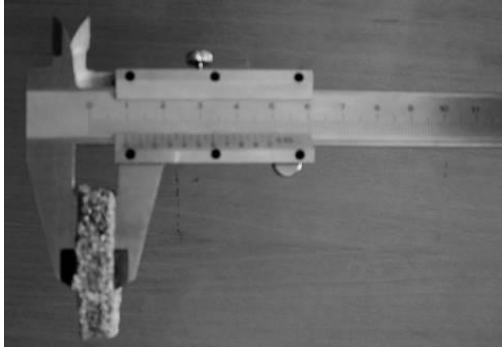


Рис. 1 – Визначення поточного значення об'єму зразка органо-мінеральної суміші

Далі знову поміщали бюкс у сушильну шафу та повторювали вимірювання через 20 хв. Дослід проводили протягом 120 хв., тобто проводили 7 вимірювань, включаючи і початкове.

Поточне значення об'єму зразка визначали за відомою формулою:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot h}{4}, \quad (1)$$

де  $d$  – середній діаметр зразка органо-мінеральних добрив, мм;  
 $h$  – висота зразка, мм.

Оскільки відносна вологість матеріалу визначається за формулою то масу зразка матеріалу після повного його висушування можна визначити як:

$$m_1 = m \cdot \left( 1 - \frac{W}{100} \right),$$

а поточну вологість досліджуваного зразка можна визначали за

формулою:

$$W_i = \frac{m_i - m \cdot \left(1 - \frac{W}{100}\right)}{m_i}, \quad (2)$$

де  $m_i$  – поточна маса матеріалу у бюксі, яка визначалась як різниця між зважуваннями через кожні 20 хв та масою порожнього бюкса, грами.

Трикратна повторюваність у експериментах забезпечувалась одночасним дослідженням трьох зразків однієї органо-мінеральної суміші розміщених у трьох бюксах.

За отриманими результатами дослідження зміни об'єму органо-мінеральних сумішей побудовано графіки (рис. 2-4). Під час побудови графіків було проведено відшукування коефіцієнтів лінійної емпіричної залежності, яка описує досліджуваний процес. Такі емпіричні залежності мають вигляд:

- для органо-мінеральної суміші із 10% суперфосфату

$$V = 269,2 \cdot W + 450,22; \quad (3)$$

- для органо-мінеральної суміші із 10% калімагnezії

$$V = 275,32 \cdot W + 4009,1; \quad (4)$$

- для органо-мінеральної суміші із 10% карбаміду

$$V = 266,16 \cdot W + 5768,2; \quad (5)$$

- для органо-мінеральної суміші із 20% суперфосфату

$$V = 319,87 \cdot W + 1008,8; \quad (6)$$

- для органо-мінеральної суміші із 20% калімагnezії

$$V = 300,41 \cdot W + 3809,7; \quad (7)$$

- для органо-мінеральної суміші із 20% карбаміду

$$V = 155,21 \cdot W + 8886,9; \quad (8)$$

- для органо-мінеральної суміші із 30% суперфосфату

$$V = 173,74 \cdot W + 10073; \quad (9)$$

- для органо-мінеральної суміші із 30% калімагnezії

$$V = 323,99 \cdot W + 6168,8; \quad (10)$$

- для органо-мінеральної суміші із 30% карбаміду

$$V = 110,28 \cdot W + 14487. \quad (11)$$

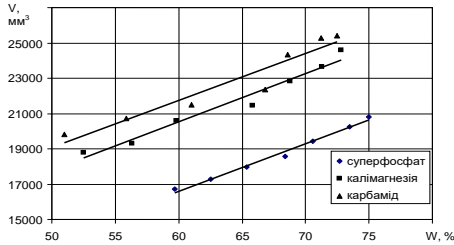


Рис. 2 – Графічні залежності об'єму зразка органо-мінеральної суміші  $V$ , яка складається із 90% сапропелю та 10 % мінерального добрива (суперфосфат, калімагnezія, карбамід) від її вологості  $W$

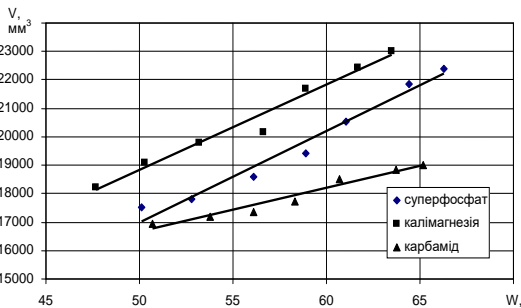


Рис. 3 – Графічні залежності об'єму зразка органо-мінеральної суміші  $V$ , яка складається із 80% сапропелю та 20 % мінерального добрива (суперфосфат, калімагnezія, карбамід) від її вологості  $W$

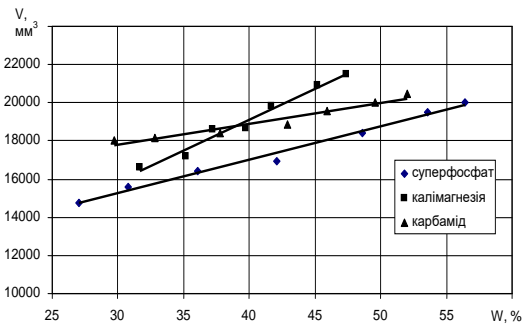


Рис. 4 – Графічні залежності об'єму зразка органо-мінеральної суміші  $V$ , яка складається із 70% сапропелю та 30% мінерального добрива (суперфосфат, калімагnezія, карбамід) від її вологості  $W$

**Висновок.** Отримані графічні залежності (рис. 2–4) підтверджують гіпотезу про прямолінійну залежність між вологістю органо-мінеральної суміші на основі сапропелю та її об'ємом у межах досліджуваного діапазону вмісту мінеральних компонентів (10...30%). Зростання вмісту мінеральної частини суміші веде до зменшення об'ємної усадки матеріалу. Для отримання більш достовірних даних доцільно провести дослідження на всьому діапазоні вологості суміші, тобто аж до стану абсолютно сухого матеріалу. Оскільки отримані значення вказують на наявність ділянки у зоні падаючої швидкості сушіння де усадка органо-мінеральних сумішей на основі сапропелю відсутня.

#### Література

1. Мееровский А. С., Баранникова Е. В., Тишкович А. В., Вирясов Г. П. Новые удобрения на основе торфа и их эффективность. М.: Белниинти, 1982. – 43 с.
2. Шевчук М. Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 383 с.
3. Вирясов Г. П. Физические и технологические основы производства торфоминеральных гранулированных удобрений. Дис. докт. техн. наук. 05.15.05 Минск, 1992. – 451 с.
4. Вирясов Г. П., Лиштван И. И., Мееровский А. С. Тишкович А. В. Новые способы приготовления эффективных удобрений на торфяной основе. – Мн.: Наука и техника, 1979. – 80 с.

*Рецензент д.т.н. проф. Г.А. Хайліс.*

УДК 631.357:633.1

© Д.А.Дерев'янюк, к.с-г.н.

Житомирський національний агроекологічний університет

В. І. Оробінський, д.с-г.н; А. І. Синявська

Вінницький національний аграрний університет

### **ФРАКЦІОНУВАННЯ ЗЕРНОВОГО ВОРОХУ, ТРАВМУВАННЯ ЗЕРНІВОК І ЯКІСТЬ НАСІННЯ**

*В статті розглядаються результати досліджень травмування зернівок і якість насіння за післязбиральної доробки*

та фракціонування. Аналізуються показники якості насіння в зв'язку із швидкістю руху повітря і шириною отворів решіт.

### **ФРАКЦІОНУВАННЯ ЗЕРНОВОГО ВОРОХУ, РЕШЕТА, ТРАВМУВАННЯ, ЯКІСТЬ.**

**Постановка проблеми.** На протязі багатьох сотень років із сивої давнини сільські хлібороби приділяли особливу і велику увагу підготовлянні та відбору насіннєвого матеріалу. Відомо, що багато років збіжжя збиралося у снопи, які обтрушувались вручну і отриманий зерновий ворох внаслідок кращого і швидшого відокремлення зернівок із середньої частини колоса, після провіювання на вітрових протягах, виповнене, дозріле, повноцінне зерно відбиралося для посівних цілей. Сільські господарі давним-давно спостерігали, що пшениця, жито та інші зернові культури формують зернівки різні за розміром, формою, масою, а їх якість залежить від місця розташування на колосі, від густоти і висоти стеблостою, кущення, ґрунтово-погодних умов, агро-фізичних властивостей ґрунту, забезпечення його елементами живлення, особливо органічними речовинами, попередника після якого вирощується культура та багатьох інших чинників внутрішнього і зовнішнього впливу.

Упродовж попереднього століття, а особливо другої його половини науковці-дослідники, селекціонери та практики довели й обґрунтували, що тільки високоякісне насіння за всіх інших однакових можливостей може забезпечувати формування більше половини майбутнього врожаю.

Протягом останніх багатьох десятиріч років внаслідок високоінтенсивного розвитку землеробства на основі хімізації та розширення посівів зернових відношення до підготовки насіння було значно послаблено.

Виконання державної програми збільшення виробництва зерна у недалекій перспективі в обсязі 80 млн тонн і більше шляхом підвищення урожайності озимих культур, кукурудзи, ячменю та інших зернових ускладнилося насамперед із-за технологічних, організаційно-фінансових причин та негативними впливами довкілля.

Головним і надзвичайно важливим є відставання з удосконаленням і запровадженням новітніх технологій збирання, післязбиральної доробки зернового вороху, підготовки насіння та сівби. Адже нинішні технічні засоби та технологічні лінії не в повній мірі забезпечують отримання високоякісного зерна та насіння в зв'язку з тим, що на всьому довгому шляху технологічних



процесів зернівки знаходяться під впливом механічних навантажень, травмувань, шкідливої дії мікроорганізмів та негативного впливу факторів навколишнього середовища.

При обробітку зернового вороху після обмолочування дуже важливо на самих ранніх стадіях відокремити величезну масу дрібних засмічувачів, а також подрібнене, біологічно неповноцінне, недозріле, щупле, забруднене сирим насінням бур'янів зерно основної культури, що є основним джерелом сприятливого середовища для швидкого і бурхливого розвитку великої кількості мікроорганізмів, які різко знижують якість насіння.

Таким чином велика маса шкідників, які знаходяться у зерновому воросі після обмолочування при оптимальних умовах температурного і вологісного режимів, дуже швидко та інтенсивно розмножуються і розвиваються. Внаслідок цього відбувається процес самозігрівання, а в результаті проникнення через травмовані місця зародку, ендосперму і оболонки роблять таке зерно не тільки не придатним для використання для сівби, але й для продовольчих і фуражних цілей.

Дослідження показують, що перспективною є застосовувана для отримання високоякісного насіння фракційна технологія післязбирального обробітку зернового вороху, яка забезпечує відокремлення із зернового вороху на початковій стадії після обмолочування засмічувачів, біологічно неповноцінних і недозрілих зернівок.

Фракціонування зернового вороху здійснюється на основі аеродинамічних властивостей пневмосепарувальними механізмами і за розмірами отворів на решетах.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Травмування зернівок є наслідком дії механічних навантажень таких елементів робочого процесу як жатки, молотильного барабану, решітного стану, шнеків зернозбиральних комбайнів, механізмів при післязбиральному оброблянні зернового вороху, при підготовлянні насіння, завантажувальними та транспортувальними засобами, при протруюванні та сівбі.

Результати досліджень І.П. Строни, О.П. Тарасенка та інших говорять про те, що при збиранні зернових культур травмування зернівок сягає більше 20 %, а після доробляння зернового вороху, та наступних технологічних операціях підготовляння насіння аж до сівби їх кількість збільшується ще у 2–3 рази.

Дослідження В.М. Дрінча свідчать, що травмування зернівок при обмолочуванні зернозбиральними комбайнами становить навіть більше 35%, при оброблянні і підготовленні насіння досягають 50%, а посівними агрегатами травмується біля 6 %. За його даними, при вологості 14...16%, гранична величина удару, при якому проявляються зовнішні ознаки травмування, знаходяться межах 0,11...0,16 Дж, що впливає на зниження польової схожості на 23 %.

Дослідження науково-дослідного інститут зернового господарства країни показують, що після навіть одноразового проходження зернової маси через трієри та насіннепроводи схожість знижується на 2...3 %, а сила початкового росту на 6...12 %.

Протягом останніх років велику роботу проведено Л.В.Фадєєвим по розробленнях та впровадженнях у виробництво принципів нових очисно-калібрувальних ліній.

У створенні фундаменту наукових основ теорії взаємовпливу робочих поверхонь механізмів та зернових матеріалів значний вклад зробили видатні вчені П.М. Василенко, Л.В. Погорілий, В.П. Горячкін, О.П. Тарасенко, В.М. Дрінча, Л.М. Тищенко, П.М. Заїка та ін.

Заслуговує на увагу з точки зору зниження травмування зернівок використання комбайнів з аксиально-роторним молотильно-сепарувальним пристосуванням, де барабанно-молотильний агрегат і клавішний соломотряс замінені одним обертальним у циліндрі робочим органом – ротором.

**Мета досліджень.** Виявлення впливу травмування зернівок під час післязбирального обробітку зернового вороху і підготовки насіння на якісні показники насіння.

Дослідження ефективності післязбиральної підготовки високоякісного насіння озимої пшениці та жита на різних стадіях технологічних процесів і в різних ґрунтово-кліматичних умовах та шляхи зниження травмування зернівок і пошкодження їх мікроорганізмами, як одного з головних резервів підвищення урожайності зернових культур.

**Результати досліджень.** Дослідження післязбирального обробітку зернового вороху та підготовки насіння проводилися з метою вивчення можливостей підготовки насінневої фракції на повітряно-решітних системах зерноочисних машин у різних господарствах ґрунтово-кліматичних зон Лісостепу і Полісся України.

Виявлено, що при розподіленні зернового вороху озимої пшениці Миронівська – 65 на решітному класифікаторі від збільшення ширини отворів решета із 1,6 до 3,2 мм маса 1000 зерен відокремленої фракції зростає із 10,2 до 54,3 г. Найнижчий рівень травмування мають зернівки, що отримано при очищенні на решетах з шириною отворів 2,8 і 3 мм, відповідно 46,7 та 44,3 % (табл. 1).

Таблиця 1 – Фракціонування, якість насіння і склад компонентів

Розмір отворів решета, мм	Відокремлено зерна, %	Маса 1000 зерен, г	Травмовано, %	Лабораторна схожість, %	Склад компонентів, %			
					Цілі зернівки, кг	Побиті зернівки, кг	Грубі домішки, кг	Дрібні домішки, кг
3,2	18,8	54,3	54,1	88,8	88,4	1,6	13,4	0
3,0	34,1	47,1	46,8	89,4	96,5	1,5	4,5	0
2,8	18,8	42,8	47,0	93,3	98,3	2,4	1,9	0
2,6	8,9	37,0	57,1	91,1	98,8	2,1	1,7	0
2,4	6,5	28,3	58,5	87,8	98,9	2,0	1,2	0
2,2	3,5	24,4	59,7	79,6	93,3	2,5	1,0	0
2,0	3,2	22,1	74,4	73,2	8,8	7,8	0,2	2,2
1,8	3,0	12,2	-	-	1,7	12,1	-	87,2
1,6	3,2	10,6	-	-	1,8	9,9	-	90,1

Дані таблиці показують, що із збільшенням отворів решіт лабораторна схожість з початку зростає, а потім знижується.

Найбільшу лабораторну схожість 93,3 % має насіння фракції 2,8 мм, а при зменшенні розмірів отворів решета вона знижується до 73,2 %. А із-за наступного значного подрібнення зернівок втрачається необхідність її визначення.

При зменшенні розмірів отворів із 3,2 мм до 1,6 мм кількість побитих зернівок зменшується із 13,4 до 0,2 %, тоді як кількість дрібних домішок, особливо при розмірі отворів 2,0...1,6 мм збільшується до 90,1%.

Результати впливу швидкості руху повітря і розміру ширини отворів решета на масу зернівок озимої пшениці показують дані таблиці 2.

Дані цієї таблиці свідчать про те, що маса 1000 насінин під час виділення із зернового вороху за аеродинамічними властивостями, збільшується із зростанням швидкості руху повітря. В цьому випадку при досліджуваних швидкостях відбувається сепарування дрібних і крупних зернівок.

Виходячи із аналізу даних в зв'язку із сепаруванням можна припустити, що особливо крупні за розмірами зернівки внаслідок відокремлення при швидкості руху повітря 5,0-8,0 м/с, маючи меншу щільність і більш рихлу борошністу структуру із меншою скловидністю більш схильні до пошкодження, а тому більше і сильніше травмуються під час підготовки насіння після обмолочування.

При зростанні швидкості руху повітря до 10,0 м/с та при найбільших розмірах ширини отворів сортувального решета маса 1000 насінин досягає найбільших значень.

Результати досліджень свідчать про те, що лабораторна схожість насіння при збільшенні швидкості руху повітря та ширини отворів решета також збільшується (таблиця 3).

Таблиця 2 – Вплив швидкості руху повітря і ширини отворів решіт на масу 1000 зернівок

Швидкість руху повітря, м/с	Маса 1000 зерен (г) відокремлених на решеті із шириною отворів, мм											
	3,6	3,4	3,2	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0	1,8	1,6	1,4
49,	-	-	17,2	15,10	15,0	14,6	14,0	13,2	14,1	9,5	9,0	6,5
6,3	-	-	23,0	21,4	20,2	20,0	19,6	19,0	15,2	10,0	9,2	7,0
6,9	-	-	30,0	29,0	27,0	25,0	21,0	18,0	17,0	11,0	10,0	7,7
7,5	-	-	37,3	30,0	30,0	27,2	24,0	21,0	18,0	-	-	-
8,0	-	-	43,2	36,5	33,0	28,0	25,0	21,6	18,5	-	-	-
8,5	-	-	44,8	39,0	38,0	31,0	26,0	13,6	22,8	-	-	-
8,9	-	42	41,5	40,5	39,4	31,5	26,6	24,0	22,1	-	-	-
9,4	-	44,5	47,0	41,4	40,0	32,1	31,1	30,0	27,8	-	-	-
9,8	55,5	47,0	47,4	46,0	39,2	32,9	31,8	30,9	30,2	-	-	-
10,5	-	52,0	54,3	51,2	46,7	42,5	-	-	-	-	-	-



Таблиця 3 – Вплив швидкості руху повітря та ширини отворів решета на лабораторну схожість

Швидкість руху повітря, м/с	Лабораторна схожість %, ширина отворів, мм									
	3,6	3,4	3,2	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0	1,8
4,9	88,8	86,0	82,1	80,0	75,2	71,4	67,2	63,4	60,0	56,0
6,3	90,0	86,4	82,8	81,2	78,7	76,2	74,1	67,2	64,4	58,7
6,9	90,6	86,8	83,1	82,0	81,1	80,0	78,7	71,4	68,2	61,1
7,5	91,0	87,0	84,0	83,8	88,0	81,1	80,8	78,6	70,1	65,4
8,0	92,7	87,7	85,1	85,0	84,0	82,2	81,6	80,10	76,0	70,0
8,5	94,1	90,0	87,2	86,0	84,4	84,0	83,0	91,6	78,7	76,4
8,9	95,6	91,2	89,1	86,1	85,0	84,4	83,2	82,0	80,0	82,1
9,4	96,8	92,7	90,0	88,7	88,0	87,7	84,0	83,1	82,2	89,2
9,8	98,0	96,0	92,2	95,0	94,1	94,0	95,0	91,0	90,4	90,0
10,5	98,9	98,4	96,8	96,2	96,0	96,0	95,5	95,0	94,0	92,0

Дані досліджень свідчать, що насіння яке очищається і відокремлюється, або просіюється із зростанням швидкості руху повітря до 8,5 м/с і розмірами отворів до 2 мм має низьку якість, а тому використання його можливе на фуражні цілі.

А насіння, що відокремлюється при швидкості більше 9 м/с на решетах із розміром отворів більше 2 мм мають високу

лабораторну схожість та відповідно можуть відповідати згідно стандартних вимог першому або другому класу посівних кондицій.

Необхідно також відмітити, що зернівки, які відокремилися у фуражну фракцію при допомозі руху повітря та фракціонування, мають меншу міцність, внаслідок чого сильніше травмуються та подрібнюються, рис.

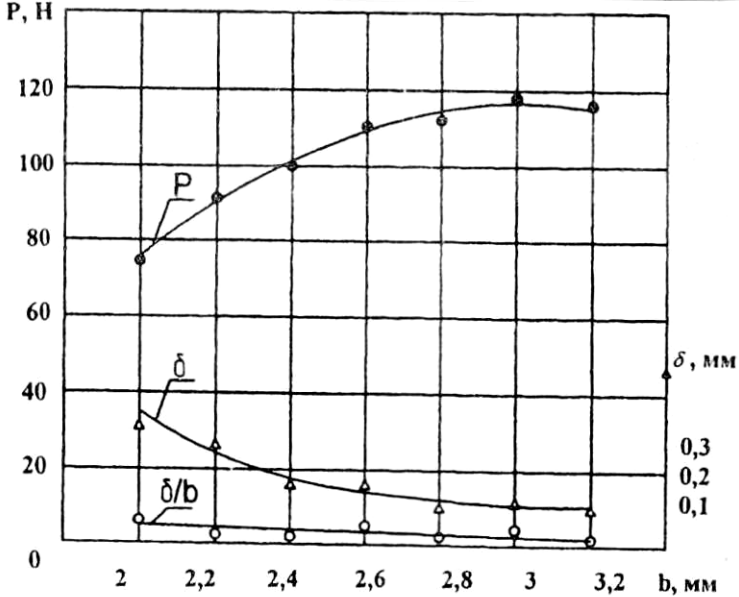


Рис. – Залежність сили  $P$  і деформації руйнування відокремленого насіння від ширини  $b$  отворів решета

Як видно із рисунка, що при збільшенні ширини отворів від 2 до 3,2 мм зусилля руйнування зернівок  $P$  зростає з 74,9 до 116,6 Н, а деформація руйнування  $\delta$  знижується із 0,345 до 0,106 мм. Зменшується також і відношення  $\delta/b$  деформації руйнування зернівок до їх ширини.

**Висновки.** Після збирання озимої пшениці, жита та інших зернових культур дуже важливо на самій ранній стадії із зернового вороху відокремити та відібрати різноманітні вологі дрібні засмічувачі, біологічно неповноцінні, недорозвинені, подрібнені, травмовані зернівки, інші компоненти, дуже сире насіння бур'янів, грудочки, пил, подрібнені стебла, полова та інші домішки, що є

сприятливим середовищем для розвитку мікроорганізмів, які дуже негативно діють на якість насіння.

У масі зернового вороху при потраплянні на тік знаходиться також частина дрібного, недорозвиненого, шуплого, травмованого, побитого, розчавленого, розмеленого зерна основної культури, яке після фракціонування, тобто виділення насінневої фракції може використовуватися на фуражні цілі.

Результати досліджень свідчать, що швидкість руху повітря і ширина отворів сортувальних решіт впливає на якість насіння.

Ефективне та раціональне використання фракційної технології зернового вороху дасть можливість отримання високоякісного насіння озимої пшениці, жита та інших зернових культур.

#### Література

1. Дринча В.М. Исследования сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки: / В.М. Дринча. – Воронеж, 2006. – 382 с.
2. Карпов Б.А. Технология послеуборочной обработки и хранения зерна: / Б.А.Карпов. – М., Агропроиздат, 1987 – 399 с.
3. Майсурия Н.А. Растениеводство / Н.А. Майсурия – М., Колос, 1964 – С. 6-155.
4. Строна И.Г. Травмирование семян и его предупреждение: / И.Г.Строна. – М.: Колос, 1972. –157 с.
5. Тарасенко А.П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке / А.П. Тарасенко. – Воронеж, 2003. – 331 с.
6. Тищенко Л.Н. Виброрешетная сепарация зерновых семян: / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. – Харьков, міськдрук, 2011, – 280 с.
7. Фадеев Л.В. Линия очищающе-калибрующих машин: Л.В. Фадеев. – К.: Насінництво, 2011. – С. 22–27.

*Рецензент д.т.н., проф. Л.В. Лось.*



УДК 631.333.7

© В.Ф. Дідух, д.т.н.

Львівський національний аграрний університет

С.В. Буснюк

Луцький національний технічний університет

## **ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ В АГРОПОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ**

*У статті представлений короткий аналіз сучасного стану виробничого процесу в АПК, викладено бачення виходу з кризового стану окремих галузей з використанням принципів побудови технологічних систем.*

### **ВИРОБНИЦТВО, ПРОЦЕС, ТЕХНОЛОГІЧНА СИСТЕМА, АПК.**

**Постановка проблеми.** Україна одна з найбагатших країн світу за земельним потенціалом, знаходиться у глибокій кризі з розвитку агропромислового комплексу. Підставою такого твердження, є зникнення за останні 20 років восьми (за статистикою з 33 до 25) відсотків чорноземів, які могли б стати основою виробництва екологічно чистої продукції, що можливо лише на даній території.

Зміна форм власності на засоби виробництва з кооперативно-колгоспної на приватну призвело до появи майже 80% дрібногосподарських селянських господарств, які теоретично лишилися засобів механізації та системного їх поновлення. В той же час виникнення потужних агрохолдингових компаній, здатних забезпечити себе сучасними закордонними технологіями та технікою спрямовано на експлуатацію ґрунтового потенціалу, який і так зменшився на окремих площах на 50 відсотків. Таким чином штучно утворена прірва збільшується між окремими учасниками виробництва сільськогосподарської продукції.

З іншої сторони, сьогоднішня ситуація не дозволяє науковим працівникам запропонувати дієві підходи до формування технологічних систем функціонування, як окремих ланок у сільськогосподарському виробництві, так і раціонального розвитку окремих галузей АПК.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Органічне землеробство, як альтернатива сучасним системам виробництва сільськогосподарської продукції розвивається давно. В Японії, США, країнах ЄС, Швейцарії, Канаді, Австралії та Новій Зеландії площі відведені під ведення органічного землеробства становлять тисячі

гектарів. На жаль, через ряд об'єктивних (недосконала і у більшій мірі відсутня законодавча база), суб'єктивних причин, в Україні лише починають вести дискусії про можливість стати передовою країною з виробництва екологічно-чистої продукції.

Зрозуміло, що основним критерієм і у цьому випадку буде собівартість продукції. Для сільськогосподарського виробництва сировинної продукції. Спроби запропонувати нові підходи при веденні виробничої діяльності в АПК відображенні у працях багатьох науковців [1, 2, 3, 4, 5, 8, 10].

**Мета дослідження.** На основі аналізу сучасного стану виробництва продукції рослинництва запропонувати нові підходи формування технологічних систем (ТхС) в аграрному секторі окремих агрокліматичних зон.

**Результати дослідження.** Рівень технології будь-якого виробництва має вирішальний вплив на його економічні показники. Тому вибір раціонального варіанту технологічного процесу пов'язаний з продуктивністю, собівартістю та якістю продукції, що виробляється. На сьогодні економіки передових країн світу функціонують на рівнях 4-6 технологічних укладів. Україна зупинилась на рівні другого. Особливо загрозлива ситуація склалась у АПК через відсутність чіткої стратегії його розвитку. Технологічний рівень являє собою оцінку якості технологій і тісно пов'язаний з технічним рівнем виробів та науково-технічним рівнем науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт.

Технологічний рівень виробничої системи складає:

1. Рівень технологічної інтенсивності процесів.
2. Рівень технологічної організації виробництва.
3. Рівень технологічної оснащеності.
4. Рівень керованості ТхС.

Згідно з визначенням ДСТУ, ТхС – це сукупність функціонально пов'язаних засобів технологічного оснащення, предметів виробництва та виконавців для виконання в регламентованих умовах виробництва заданих технологічних процесів і операцій. Для сільськогосподарського виробництва у ТхС, крім технічних систем, пов'язаних із виробництвом техніки, її експлуатації, важливу роль відіграють особливості агроєкозона та людський фактор, який включає підготовку кадрів різної кваліфікації.

Технологію, пов'язану з природним середовищем можна поділити на *глобальну та соціальну*. Основне завдання глобальної технології полягає в тому, щоб відшукати зв'язки природної рівноваги обміну між різними формами існування матерії та тенденції її змін у

майбутньому та вивчити закономірності її розвитку. Крім того, необхідно контролювати взаємозв'язок і взаємодію людини та природного середовища, порівнюючи з попереднім станом та з очікуваним у майбутньому. Тому втрату 0,1–0,2% щорічно родючих земель варто віднести в розряд глобальних. За останні три десятиріччя на Україні виведено з обороту 2,6 млн га с.-г. угідь, в т.ч. 1,6 млн га ріллі.

Соціальне технології в суспільстві, пов'язані не тільки з виробництвом продукції, але й з процесом її реалізації. Тільки за умов прямого зв'язку між виробництвом і споживанням можливе вирішення ряду соціальних проблем. Для зниження напруження в державі необхідно потенціал АПК зорієнтувати, в першу чергу, на внутрішній ринок. Першочерговими документами при цьому мають стати – система машин та регіональні стратегії розвитку галузей з глибокою переробкою сільськогосподарської сировини.

Таким чином серед великого кола завдань при розробці технологічних систем для їх використання у сільськогосподарському виробництві, в першу чергу, варто звернути увагу на наступне:

1. Створення технологій, що відповідають природним, кліматичним, національним та іншим регіональним особливостям.
2. Створення технологій, при яких витрати сільськогосподарської сировини будуть мінімальними (включаючи безвідходні технології).
3. Визначення в системах технологій найбільш важливих параметрів для контролю їх ефективності відповідно до конкретних умов їх застосування.

Максимальної ефективності ведення сільськогосподарського виробництва можна досягти за умови об'єднання суміжних галузей, які приймають участь у схемі «поле – споживач». У загальному вигляді виробничі процеси при створенні продукції життєзабезпечення людей можна представити у виді структурної схеми (рис. 1) на прикладі галузі льонарства. Аналіз запропонованої схеми вказує на необхідність розробок нових ТхС функціонування галузі, які передбачають спрямування прибутків від реалізації кінцевої продукції у вигляді готових виробів у технологічні ланцюжки з виробництва сировини. Адже, якщо одна тонна волокна у чистому вигляді дає прибуток 1000–1200 доларів США, то виготовлення тканин з даного волокна збільшує прибуток до 4000–4500 доларів США, а виробництво готових виробів з цієї кількості тканин дозволяє отримати в 15 разів більше грошових надходжень.



Рис. 1 – Структурно-виробнича діаграма галузі льонарства

Таким чином вибором структури ТхС ведення АПК має бути чітка стратегія, пов'язана із формами господарювання та раціональний підхід до використання орних земель при формуванні сільськогосподарських культур. Аналіз статистичних даних вказує на протилежне (рис. 2).

Здавалося б зменшення кількості майже на 2,5 тис. господарств має позитивну тенденцію з точки зору їх укрупнення, що дозволяє впроваджувати нові технології, використовувати енергонасичену техніку.

Таке явище повинно було б дати поштовх розвитку власного, вітчизняного машинобудуванню. Але провідні заводи з випуску нової техніки не в змозі конкурувати з зарубіжними аналогами. Причин може бути безліч, але основною, є відсутність системи машин, без якої не можливо проектувати галузеві ТхС.

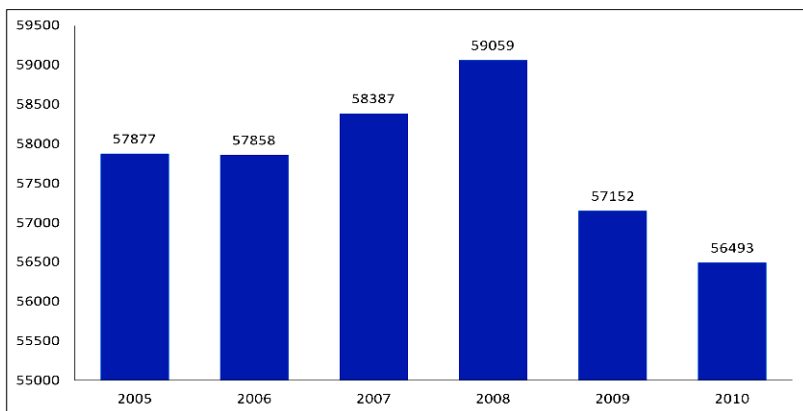


Рис. 2 – Кількість діючих господарюючих суб'єктів у сільському господарстві України, од. Побудовано згідно даних [10]

З іншої сторони аналіз даних, представлених в табл. 1 по Волинській області вказує, що основними виробниками сільськогосподарської продукції є аж ніяк на сільськогосподарські підприємства, а господарства населення: 71% всієї виробленої сільськогосподарської продукції у 2011 році. В умовах тотальної кризи, дрібногосподарські підприємства маю перевагу над іншими формами господарств, яка полягає у намаганні зібрати та реалізувати весь вирощений врожай без втрат на переробку і допоміжні операції.

Таблиця 1 – Продукція сільського господарства за категоріями господарств (у постійних цінах 2010 року; млн грн.)

Роки	2007	2008	2009	2010	2011
<b>Сільськогосподарські підприємства</b>					
Загальна	1184,7	1343,8	1350,5	1410,3	1657,6
Продукція рослинництва	573,2	662,2	582,7	638,2	847,4
Продукція тваринництва	611,5	681,6	767,8	772,1	810,2
<b>у тому числі фермерські господарства</b>					
Загальна	129,3	162,8	159,1	166,1	211,2
Продукція рослинництва	83	115,7	108,3	110,2	153,4
Продукція тваринництва	46,3	47,1	50,8	55,9	57,8
<b>Господарства населення</b>					
Загальна	3903,8	3801,9	3825,3	3863	4123,6
Продукція рослинництва	2043,4	1991,3	2082	2098	2374,5
Продукція тваринництва	1860,4	1810,6	1743,3	1765	1749,1

Побудовано згідно даних [9]

Таке пояснення можна знайти у динаміці зміни площ орних земель під конкретні культури (табл. 2) по Україні загалом. За останні шість років загальна посівна площа фактична залишається незмінною та становить у межах 26–26,7 тис. га. Незмінними біля 16 тис. га залишаються також площі, які виділяються під зернові культури. Але серед зернових, більше ніж 2 рази зросли площі під кукурудзу на зерно і досягли 3,8 тис. га

Таблиця 2 – Посівні площі основних с-г культур по Україні, тис. га.

	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011
<b>Уся посівна площа</b>	26044	25928	26060	27133	226990	26952	27670
<b>Зернові культури</b>	15005	14515	15115	15636	15837	15090	15724
пшениця	6665	5583	6288	7116	6852	6451	6781
жито	624	374	350	467	468	286	284
ячмінь	4500	5305	4976	4219	5122	4505	3787
овес	468	474	404	456	433	326	288
кукурудза на зерно	1711	1777	2087	2516	2149	2709	3620
просо	141	136	122	153	119	95	169
гречка	426	398	352	302	273	225	311
рис	21	22	21	20	25	29	30
зернобобові	422	406	438	263	371	429	374
<b>Технічні культури</b>	5260	6105	5920	6778	6545	7296	7441
цукрові буряки	652	815	610	380	322	501	532
соняшник	3743	3964	3604	4306	4232	4572	4739
ріпак	207	414	891	1412	1060	907	870
соя	438	751	671	558	644	1076	1134
льон-довгунець	25	14	13	7	2	1	2
<b>Картопля і овоче-баштанні культури</b>	2041	2031	1997	1967	1950	1967	2028
картопля	1514	1464	1453	1413	1409	1408	1439
овочі відкритого ґрунту	465	469	451	458	451	462	498
<b>Кормові культури</b>	3738	3277	3028	2752	2658	2599	2477
кормові коренеплоди	294	277	275	259	247	244	236
кукурудза на силос і зелений корм	774	675	629	518	485	473	445
однорічні трави	891	717	614	567	585	583	531
багаторічні трави	1702	1549	1459	1357	1289	1238	1272

Побудовано згідно даних: [10]

Серед технічних культур інтенсивно використовуються території з родючими ґрунтами для вирощування соняшнику(площі зросли майже у 4 рази), ріпаку у 3,5 рази, сої – майже у 20 раз. В той же час виробництво льноволокна зникло взагалі.

Орієнтація на вирощування сільськогосподарських культур суто зернової групи, особливо моно-культр, може прискорити деградацію ґрунтів. Для зниження техногенного навантаження, в умовах екологічного землеробства, необхідно дотримуватись рекомендованих науковцями чітких сівозмін, а також включати у них історично визначені культури для кожної конкретної агрокліматичної зони. Тому виникає запитання щодо падіння розмірів площ під льон – довгунець до чисто символічного значення 1–2 тис. га. Окрім цього, у даній таблиці відсутня така культура, як льон олійний. Хоча окремі джерела вказують про наявність площ під льон олійний у межах 60 тис. га. При цьому льон олійний за своїми показниками переважає ріпак і може дати поштовх для відродження галузі льонарства у найбільш чутливій до землеробства зоні Полісся.

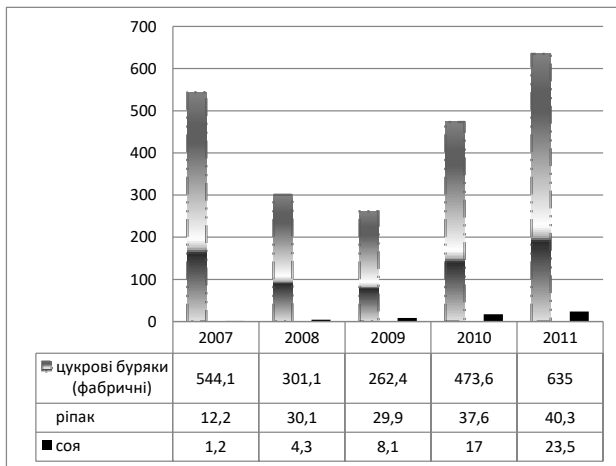


Рис. 3 – Виробництво технічних культур: цукрові буряки, ріпак, соя у 2007–2011 р.р. на Волині, тис.тонн. Побудовано згідно даних [9]

Але як видно з діаграм на рис. 3 та рис. 4 на даній території з’явилися далеко нетрадиційні для неї культури – ріпак, соняшник і

ся. Причому зростання площ під їх посів вражає: три з половиною, п'ять та 20 разів відповідно.

Як свідчить аналіз етапів історичного розвитку галузі льонарства, до1991 року вона відігравала ключову роль в економіці господарств зони Полісся. Частка льонарства в загальному розмірі прибутку від реалізації продукції рослинництва становила 30-70%. При цьому реалізація йшла в основному сировиною, тобто волокном, але й тоді рівень рентабельності галузі коливався у межах 60-160%.

Для відродження і подальшого ефективного розвитку льонувиробництва необхідно створювати нові виробничі структури, які здатні забезпечити максимальне використання природного потенціалу природнокліматичної зони, раціональний рівень спеціалізації, застосування сучасних форм організації та комплексний підхід у експлуатації техніки з вирощування льону та його переробки.

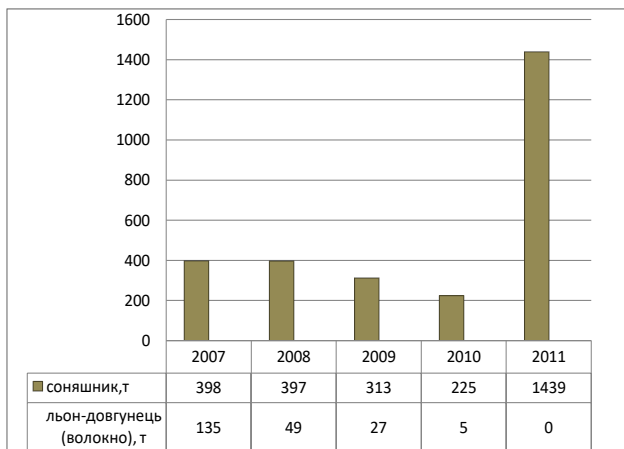


Рис. 4 – Виробництво технічних культур: соняшник, льон-довгунець у 2007-2011 р.р. на Волині, тонн. Побудовано згідно даних [9]

Ефективність виробництва значною мірою залежить від рівня реалізованості функціональних можливостей технологічних систем (ТхС), який оцінюється низкою показників, що відображають повноту та досконалість реалізації функцій, універсальність та здатність пристосовуватися до зміни зовнішнього середовища. Виявлення



необхідних функцій зручно здійснювати на підставі побудови функціональної моделі (ФМ) системи.

Побудову ФМ типу «технологічного ланцюжка» зручно здійснювати за допомогою методу аналізу функцій FAST (Functional Analysis System Technique) [1]. Перевагою даного методу є виявлення допоміжних функцій, що забезпечують виконання основних.

Характерними показниками новоствореного виробництва будуть:

коефіцієнт функціональної достатності	$k_d = N_{pz}/N_{nz}$ ;
коефіцієнт функціональних можливостей	$k_{\Phi} = N_{pz}/N_{nn}$ ;
коефіцієнт актуалізації функцій	$k_a = N_w/N_c$ ;
коефіцієнт функціонального втілення	$k_v = N_o/N_c$ ;
коефіцієнт сумісності функцій	$k_c = 1 - N_y/N_c$ ;
коефіцієнт пристосованості до умов	$k_n = r_a/r_y$ ;
коефіцієнт гнучкості системи	$k_e = k_{\Phi} k_n$ ;

- де  $N_{pz}$  і  $N_{nz}$  – число реалізованих у системі і необхідних користувачеві зовнішніх функцій;  $N_n$  і  $N_{nn}$  – число функцій, що необхідні для користувача і повного використання потенційних можливостей системи;  $N_c$  – число внутрішніх і зовнішніх функцій системи;  $N_o$ ,  $N_y$  – число основних і узгоджувальних функцій;  $r_a$  – число регулювань і технологічних режимів, що забезпечують пристосованість системи до умов і вимог;  $r_y$  – варіативність умов, тобто число станів умов і вимог.

Кожен із показників відображає певний аспект якості ТхС, а їх аналіз дає змогу встановити напрями удосконалення ТхС з метою забезпечення корисних функцій простими і ресурсоощадними засобами.

**Висновки.** Аналіз розподілу площ, задіяних при вирощуванні сільськогосподарських культур, вказує на хаотичне ведення виробничої діяльності у сфері АПК. Відсутність системи машин не дозволяє відновлювати та розвивати традиційні для держави галуззі, такі як льонарство. Перевагу у веденні господарської діяльності надано великим агрохолдинговим компаніям, виробнича діяльність яких спрямована на вирощування зернової групи сільськогосподарських культур. Інтенсивне збільшення площ під моно-культури може призвести до подальшої деградації орних земель.

Ефективність аграрного виробництва значною мірою залежить від рівня реалізованості функціональних можливостей технологічних систем. Найбільш прагматичним при формуванні виробничих структур є метод FAST, який дозволяє будувати функціональні моделі технологічної системи аграрного виробництва, що охоплює головну,

основні та допоміжні функції й дає змогу узгодити ці функції між собою.

Література

1. Нагірний Ю.П. Обґрунтування інженерних рішень / Ю. П. Нагірний – К.: Урожай, 1994. – 216 с.
2. Дідух В.Ф., Поліщук М.М. Тенденції розвитку технологій формування врожаю сільськогосподарських культур// Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця. Випуск 11. Т. 2 (66). 2012.
3. Сисолін П.В. З бажанням зберегти родючість української землі та допомогти селянину / Зб. статей, виступів та коментарів (1997-2008). – Кіровоград, 2009. – 160 с.
4. Пастухов В. І. Енергетична оцінка механізованих технологій рослинництва. – Харків, 2003. – 100 с.
5. Машиновикористання в землеробстві / В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос та ін.; За ред. В.Ю. Ільченка, Ю.П. Нагірного. – К.: Урожай, 1966. – 384 с.
6. Шолудько П.В., Тригуба А.М. Функціональна модель технологічної системи аграрного виробництва // Вісн. Львів. нац. техн. ун-ту «Агроінженерні дослідження». – Львів, 2012. – С. 21
7. Гончар М.Т. Экологические проблемы сельскохозяйственного производства. – Львов, 1986.
8. Затхей Б.І., Нагірний Ю.П., Шолудько П.В. Основні принципи проектування технологічних систем рільництва. Вісник аграрної науки. 2001. Спецвипуск, вересень, 1-116, С. 86 – 89.
9. Статистичний щорічник. « Волинь 2011». – Луцьк, 2012. – 560 с.
10. Статистичний щорічник України за 2011. – К.: Август Трейд, 2011. – 560 с.

УДК 631.358:633.521

© І.М. Дударев, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВАЛЬЦЬОВОГО ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТА**

*У статті запропоновано конструкцію вальцьового льонобрального апарата. Представлені результати теоретичних досліджень з обґрунтування параметрів вальцьового льонобрального апарата.*

### **ВАЛЬЦЬОВИЙ ЛЬОНОБРАЛЬНИЙ АПАРАТ, ГВИНТОВИЙ ПАЗ, КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ, ЛЬОН.**

**Постановка проблеми.** Брання льону – одна з найважливіших технологічних операцій у технології збирання цієї культури, від якої залежить ефективність наступних технологічних операцій та якісні і кількісні параметри урожаю. У даний час найбільш поширені пасові бральні апарати, які мають низку недоліків, зокрема, великі габаритні розміри, що спричиняє значну металомісткість конструкції та збільшує ширину захвату однієї бральної секції, а це призводить до розтягнутості стебел у стрічці. Тому, актуальним є розробка конструкції та обґрунтування параметрів брального апарата, що усуває недоліки відомих бральних апаратів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розробкою та удосконаленням пасових та пасових льонобральних апаратів займаються науковці з багатьох країн. Серед них необхідно відзначити наукові роботи вітчизняних науковців Г.А. Хайліса, О.О. Налобіної, С.Ф. Юхимчука, Л.М. Дацюка та інших [1 – 4]. Поряд з тим, у зв'язку з розробкою вальцьового льонобрального апарата необхідне проведення додаткових теоретичних та експериментальних досліджень для обґрунтування його параметрів.

**Мета дослідження** – обґрунтувати параметри вальцьового льонобрального апарата.

**Результати дослідження.** Чистота брання льону вальцьовим льонобральним апаратом, що представлений на рис. 1 [4, 5], залежить від низки факторів: швидкості руху льонозбирального агрегата полем; частоти обертання вальців, їх діаметра та довжини; кількості гвинтових пазів вальця; кроку, профілю та площі поперечного січення гвинтового пазу вальця; кута встановлення вальців у вертикальній площині; ширини захвату бральної секції льонобрального апарата.

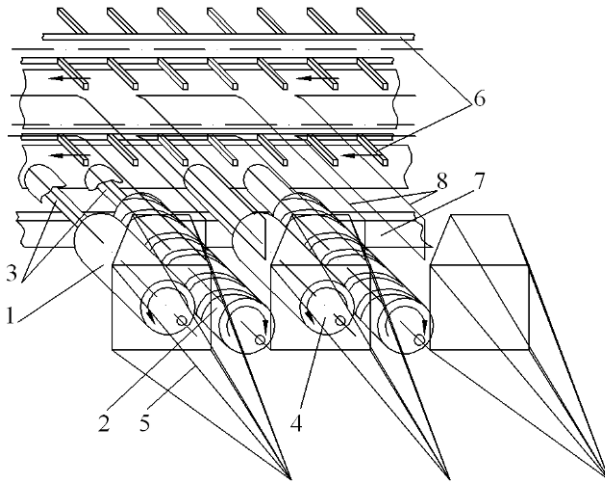


Рис. 1 – Бральні секції вальцьового льонобрального апарата: 1 – гладкий валець з прогумованою поверхнею; 2 – валець з гвинтовим пазом; 3 – приводні вали; 4 – конусоподібний наконечник; 5 – подільник стеблостою; 6 – поперечний транспортер; 7 – напрямна доріжка; 8 – спрямовуючі прутки

Для забезпечення високої продуктивності вальцьового льонобрального апарата необхідно збільшувати швидкість його руху полем, при цьому необхідно збільшувати або частоту обертання вальців, або крок гвинтового пазу вальця для забезпечення необхідної швидкості переміщення стебел вздовж вальців під час брання, щоб не утворювалися затори на вході у робочу зону вальців та не пошкоджувалися стебла. Збільшення частоти обертання вальців обмежене, оскільки це може призвести до пошкодження стебел льону та створення несприятливих умов для їх брання. Збільшення величини кроку гвинтового пазу вальця спричиняє зростання значення кута підйому гвинтової лінії пазу, а це створює несприятливі умови для потрапляння стебел у гвинтовий паз вальця, внаслідок цього утворюється затор зі стебел. Зменшити значення кута підйому гвинтової лінії при сталому кроці гвинтового пазу можна за рахунок збільшення діаметра вальця, але це спричинить збільшення габаритних розмірів бральної секції та ширини її захвату, що зумовить значну розтягнутість стебел у стрічці.

Зміна положення пари вальців бральної секції у вертикальній площині в залежності від стану стеблостою льону (полеглості) дозволяє збільшити крок гвинтового пазу вальця, що забезпечить необхідну швидкість переміщення стебел вздовж вальців та швидкість руху агрегата полем, а також створить сприятливі умови для брання стебел. Зміна положення гладкого вальця та вальця з гвинтовим пазом бральної секції забезпечується шляхом зміни кута встановлення вальців  $\gamma$ , який являє собою кут між віссю обертання вальців та горизонталлю, що співпадає з віссю обертання вальця при його встановленні у горизонтальному положенні. Кут встановлення вальців може змінюватися від нуля  $\gamma = 0$  (рис. 2, а), коли осі обертання вальців горизонтальні, до максимального значення, що рівне куту підйому гвинтової лінії пазу вальця  $\psi$ , тобто  $\gamma = \psi$  (рис. 2, б). Необхідний кут встановлення вальців визначається станом стеблостою: якщо льон прямостоячий, тоді приймається максимальне значення кута, тобто  $\gamma = \psi$  (рис. 2, б); якщо льон полеглий, тоді значення кута вибирається з врахування кута відхилення стебел від вертикального положення, щоб забезпечити сприятливі умови для потрапляння стебел у гвинтовий паз та їх брання. Таким чином, у випадку, коли кут відхилення стебел від вертикального положення  $\alpha_{cm}$ , що характеризує ступінь полеглості стебел, рівний куту підйому гвинтової лінії пазу вальця  $\psi$ , тоді кут встановлення вальців бральної секції  $\gamma = 0$ , тобто осі обертання вальців горизонтальні (рис. 2, а). У випадку, коли  $\alpha_{cm} < \psi$  (рис. 2, в), тоді кут встановлення вальців доцільно приймати рівним  $\gamma = \psi - \alpha_{cm}$  та відкладати його таким чином, щоб конусоподібні наконечники були спрямовані вгору. У випадку, коли  $\alpha_{cm} > \psi$  (рис. 2, г), тоді кут встановлення вальців доцільно приймати рівним  $\gamma = \alpha_{cm} - \psi$  та відкладати його таким чином, щоб конусоподібні наконечники були спрямовані вниз.

Серед основних конструктивних параметрів, які визначають ефективність роботи вальцьового льонобрального апарата запропонованої конструкції є площа поперечного січення гвинтового пазу вальця. Встановимо залежності для визначення площі поперечного січення гвинтового пазу вальця. При повороті вальців брального апарата на один оберт льонозбиральний агрегат пройде полем шлях, що рівний:

$$S_a = V_a t_0 = \frac{2\pi V_a}{\omega}, \quad (1)$$

де  $V_a$  – швидкість руху льонозбирального агрегата полем, м/с;  $t_0$  – час, за який вальці брального апарата здійснюють один оберт, с;  $\omega$  – кутова швидкість обертання вальців, рад/с.

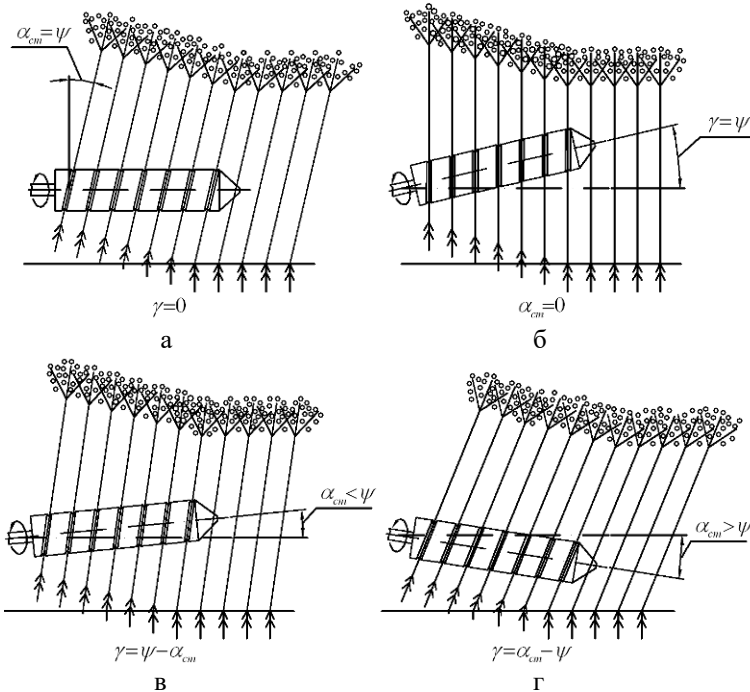


Рис. 2 – Схеми до визначення кута встановлення вальців  $\gamma$  бральної секції в залежності від стану стеблостою: а –  $\gamma = 0$ ; б –  $\gamma = \psi$ ; в –  $\gamma = \psi - \alpha_{cn}$ ; г –  $\gamma = \alpha_{cn} - \psi$

Особливістю процесу брання льону бральним апаратом запропонованої конструкції є те, що стебла надходять в робочу зону вальців порціями у вигляді пучків. Визначимо кількість стебел у пучку, що одночасно потрапить у гвинтовий паз вальця та заповнить його поперечне сідчення:

$$i_c = S_a i_{cn} = \frac{2\pi V_a i_{cn}}{\omega}, \quad (2)$$

де  $i_{cn}$  – кількість стебел льону, що припадає на 1 погонний метр рядка поля, шириною, яка рівна ширині захвату однієї секції вальцьового льонобрального апарата, шт./пог. м.

Заповнення площі поперечного січення гвинтового паза вальця групою стебел (пучком) можна характеризувати коефіцієнтом заповнення перерізу групи стебел [6]:

$$\lambda_c = \frac{\pi d_c^2 i_c}{4F_{cn}}, \quad (3)$$

де  $d_c$  – середній діаметр стебел льону у місці стиску пучка в гвинтовому пазу вальця, м;  $F_{cn}$  – площа січення гвинтового паза вальця, м<sup>2</sup>.

Після підстановки виразу (2) у (3) та перетворень, отримаємо:

$$F_{cn} = \frac{\pi^2 d_c^2 V_a i_{cn}}{2\lambda_c \omega}. \quad (4)$$

Прийmemo, що гвинтовий паз вальця має напівкруглий профіль, тоді площа поперечного січення гвинтового паза:

$$F_{cn} = \pi r_{cn}^2 / 2, \quad (5)$$

де  $r_{cn}$  – радіус напівкруглого поперечного січення гвинтового паза вальця, м.

Прирівнюючи вирази (4) і (5) та провівши перетворення, отримаємо залежність для визначення радіуса напівкруглого поперечного січення гвинтового паза вальця:

$$r_{cn} = \sqrt{\frac{\pi d_c^2 V_a i_{cn}}{\lambda_c \omega}}. \quad (6)$$

Якщо врахувати, що  $i_{cn} = n_{cm} b_c$  (де  $n_{cm}$  – кількість стебел льону, що припадає на 1 м<sup>2</sup> поля, шт./м<sup>2</sup>;  $b_c$  – ширина захвату бральної секції, м), тоді з виразу (6), отримаємо:

$$r_{cn} = \sqrt{\frac{\pi d_c^2 V_a n_{cm} b_c}{\lambda_c \omega}}. \quad (7)$$

На рис. 3 представлені графічні залежності радіуса  $r_{cn}$  напівкруглого поперечного січення гвинтового паза вальця від кількості стебел льону  $n_{cm}$ , що припадає на 1 м<sup>2</sup> поля, за різних значень коефіцієнта заповнення перерізу групи стебел  $\lambda_c$ .

Залежність (7) призначена для розрахунку радіуса напівкруглого поперечного січення однозахідного гвинтового паза

вальця. Для багатозахідного гвинтового паза вальця залежність (7) матиме вигляд:

$$r_{cn} = \sqrt{\frac{\pi d_c^2 V_a n_{cm} b_c}{\lambda_c \omega z_n}}, \quad (8)$$

де  $z_n$  – кількість заходів гвинтового паза вальця, шт.

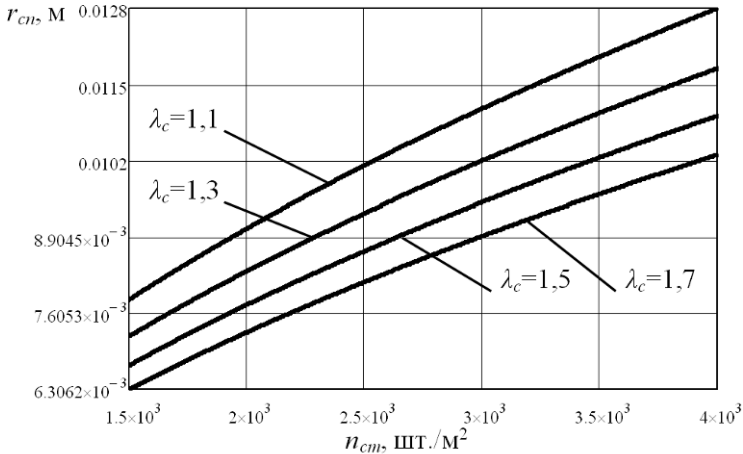


Рис. 3 – Графічні залежності радіуса  $r_{cn}$  напівкруглого поперечного січення гвинтового паза вальця від кількості стебел льону  $n_{cm}$  (при  $d_c=0,0015$  м;  $V_a=1,39$  м/с;  $b_c=0,25$  м;  $\omega = 54,5$  рад/с;  $z_n=1$ ; крок гвинтового паза  $p=0,16$  м; радіус вальця  $r=5$  см)

**Висновки.** Отримані залежності дозволяють обґрунтувати параметри гвинтового паза вальця та значення кута встановлення вальців бральної секції за яких буде забезпечено створення сприятливих умов для брання стебел льону бральним апаратом запропонованої конструкції.

#### Література

1. Хайліс Г.А. Розрахунок робочих органів збиральних машин: Навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – Київ: НМК ВО, 1991. – 200 с.
2. Юхимчук С.Ф. Беспасові льонобральні апарати / С.Ф. Юхимчук, С.В. Синій // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 4. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – С. 197–200.



3. Пат. № 85126 С2 Україна, МПК А01D45/00, А01D11/00. Вальцовий льонобральний апарат / І.М. Дударев, Р.В. Кірчук. Заяв. 28.04.2007; опубл. 25.12.2008; Бюл. № 24.

4. Дударев І.М. Теоретичні основи розрахунку машин для універсальної технології збирання та післязбиральної обробки льону: Монографія / І.М. Дударев. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – 164 с.

5. Дідух В. Обґрунтування конструкції та параметрів вальцового брального апарата льонокомбайна / В. Дідух, І. Дударев // MOTROL. Commission of Motorization and energetics in agriculture – 2012. Vol. 14. № 4. – Lublin. – 2012. – С. 84-90.

6. Хайліс Г.А. Механіка рослинних матеріалів: Навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Ю.В. Федорусь. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – 302 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.*

УДК 631.563.2

© Л.Ю. Забродоцька, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОРОХУ НАСІННЯ ТРАВ**

*У статті представлені результати експериментальних досліджень з визначення фізико-механічних характеристик вороху насіння трав.*

### **ВОРОХ НАСІННЯ ТРАВ, ВОЛОГІСТЬ, ФОРМА.**

**Постановка проблеми.** Основний шлях підвищення ефективності використання сушильної техніки полягає у створенні універсальних машин. Встановлення закономірностей протікання процесу сушіння вороху насіння трав будь-якої початкової вологості, вибір раціональних режимів та методів сушіння дає змогу зробити правильний вибір у створенні універсальних сушарок, які при незначному переналадженні чи заміні окремих вузлів змогли б якісно забезпечити процес сушіння матеріалу з різними фізико-механічними властивостями.

Під час проектування сушарок, їх вузлів та механізмів необхідно знати фізико-механічні властивості оброблюваних матеріалів, у нашому випадку вороху насіння трав.

**Аналіз останніх досліджень.** Насіння різних культур трав значно відрізняються за фізико-механічними властивостями, що суттєво впливає на вибір раціональних способів їх післязбирального обробітку і ефективності використання однотипних машин і механізмів. По даному питанню відомі роботи Котова Б.І., Дідуха В.Ф., Попова М.Я., Лупенко С.А. [1–3].

**Мета дослідження** – визначити експериментальним шляхом фізико-механічні характеристики вороху насіння трав.

**Результати дослідження.** Із насінням основної культури до обладнання потрапляють частинки стебла та листків, насіння бур'янів та інші домішки. Середня вологість такого вороху може сягати 35...40 %, іноді – до 60 %, а засміченість – 30 % і вище [4]. Висока вологість і наявність грубих домішок також знижують “текучість” вороху та підвищують здатність до склепоутворень при вивантаженні насіння із бункерів. Для усунення такого недоліку, ворох на токах піддають первинній обробці, очищаючи насіння від грубих домішок, підсушуючи його.

Важливою фізико-механічною характеристикою матеріалу є його форма, оскільки вона впливає на обґрунтування раціональних режимів сушіння насінневого матеріалу. Експериментальні дослідження лінійних параметрів складових вороху насіння трав проводили ситовим методом. Для цього використовували набір сит з розмірами отворів (ширина/довжина): 3/30 мм; 2,6/25 мм; 1,7/20 мм; 0,9/10 мм.

Результати досліджень вказують на те, що форма складових насінневого матеріалу (вороху насіння райграсу пасовищного вологістю  $W = 14,5\%$ ) є продовгувато-пластинчатою (рис.). Довжина частинок значно перевищує їх ширину, а ширина – товщину. Таким чином, складові вороху насіння трав можна віднести до двомірних.

Оскільки лінійні параметри недостатньо характеризують ворох, тому потрібно розрахувати статистичні коефіцієнти нерівномірності:

- масово-поверхневий:

$$K_{ms} = \frac{m}{s}; \quad (1)$$

- поверхнево-масовий:

$$K_{sm} = \frac{s}{m}; \quad (2)$$

– масово-лінійний:

$$K_{ml} = \frac{m}{l}; \quad (3)$$

– поверхнево-лінійний:

$$K_{sl} = \frac{s}{l}; \quad (4)$$

де  $m$  – середня маса частинки вороху насіння трав, г;  $l$  – середня довжина частинки вороху насіння трав, мм;  $s$  – середня площа поверхні частинки вороху насіння трав, мм<sup>2</sup>.



Рис. – Форма складових вороху насіння райграсу пасовищного за ситовим аналізом

Розрахунок статистичних коефіцієнтів нерівномірності показує, що із зростанням довжини частинок вороху насіння трав (табл.):

- зменшується масово-поверхневий коефіцієнт, тобто маса, що припадає на одиницю площі поверхні частинки, зменшується;
- зростає поверхнево-масовий коефіцієнт, тобто площа поверхні частинки, що припадає на одиницю її маси, збільшується;
- зменшується масово-лінійний коефіцієнт, тобто маса частинки, що припадає на одиницю її довжини, зменшується;
- зростає поверхнево-лінійний коефіцієнт, тобто площа поверхні частинки, що припадає на одиницю її довжини, зростає.

Таблиця 1 – Залежності статистичних коефіцієнтів нерівномірності від довжини частинок вороху насіння райграсу пасовищного

Середня довжина складової вороху $l$ , мм	Статистичні коефіцієнти нерівномірності			
	$K_{ms}$ , г/мм <sup>2</sup>	$K_{sm}$ , мм <sup>2</sup> /г	$K_{ml}$ , г/мм	$K_{sl}$ , мм
27	$0,31 \times 10^{-4}$	$2,91 \times 10^4$	$0,40 \times 10^{-4}$	1,29
25	$0,39 \times 10^{-4}$	$2,52 \times 10^4$	$0,45 \times 10^{-4}$	1,11
20	$0,47 \times 10^{-4}$	$2,01 \times 10^4$	$0,51 \times 10^{-4}$	1,05
13	$0,53 \times 10^{-4}$	$1,69 \times 10^4$	$0,53 \times 10^{-4}$	0,95
5	$1,03 \times 10^{-4}$	$0,92 \times 10^4$	$0,79 \times 10^{-4}$	0,78

**Висновки.** Дослідним шляхом встановлено, що складові вороху насіння трав (райграсу пасовищного) мають продовгувато-пластинчасту форму. Розраховано статистичні коефіцієнти нерівномірності, що дозволяють встановити зміну фізико-механічних характеристик вороху насіння трав в залежності від їх розмірів. Визначення параметрів робочих органів та режимів роботи сушарок з врахуванням фізико-механічних характеристик вороху дозволить забезпечити оптимальні умови сушіння насіння.

#### Література

1. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів: монографія / В.Ф. Дідух. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
2. Котов Б.И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: дис. ... доктора техн. наук: 05.20.01 / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.
3. Попов Н.Я., Лупенко С.А. Физико-механические свойства семян многолетних трав. – Труды ВНИИЛ, 1977. – Вып. 87.
4. Кршемінський В.С. Сушка семян трав / В.С. Кршемінський, Н.Я. Попов. – М.: Колос, 1984. – 103 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Дідух В.Ф.*

УДК 631.316

© В.І. Залужний, к.т.н.  
Львівський національний аграрний університет  
Г.А. Хайліс, д.т.н.  
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

## **ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ КОМБІНОВАНИХ МАШИН**

*В статті розкрито умови забезпечення пропускну́ї спроможності комбінованих машин із різним порядком виконання технологічних операцій.*

### **КОМБІНОВАНІ МАШИНИ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ МАТЕРІАЛ, ПРОДУКЦІЯ.**

**Постановка проблеми.** Машини із різним порядком розміщення робочих органів і, відповідно, із різною послідовністю виконання технологічних операцій, все частіше застосовуються в виробництві, особливо для підготовки ґрунту та збирання продукції. Технологічна надійність виконання робочих процесів безпосередньо пов'язана із пропускну́ю спроможністю технічних засобів. У комбінованих машинах порядок виконання технологічних процесів над різними матеріалами може виступати у найрізноманітніших варіантах, що зумовлює необхідність дослідження умов узгодженості пропускну́х спроможностей різних робочих органів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розглядаючи сільськогосподарські машини як технічні системи, М.М. Хелемендик [1] вважав за доцільне взаємодію між робочими органами враховувати під час моделювання складних машин як сукупності елементів та сукупності зв'язків між структурними елементами. Аналіз функціонально – потокової структури технічних систем О.О. Налобіна [2] розглядає як основу вдосконалення льонозбиральної техніки. О.В. Сидорчуком [3] розкрито чинники, які сукупно дією зумовлюють ризики формування неоднорідного технологічного матеріалу.

Багатьма дослідниками вивчено умови стабільності функціонування окремих робочих органів, однак проблеми сукупної надійності виконання технологічного процесу комбінованими машинами, як складними технічними системами, висвітлено не повністю.

**Мета дослідження** – розкриття умов забезпечення пропускну́ї спроможності комбінованих машин.

**Результати дослідження.** Умова забезпечення надійності виконання технологічного процесу будь-якою машиною полягає в тому, щоб пропускна спроможність робочого органу, який виконує яку-небудь  $i$ -ту операцію в машині, була меншою або дорівнювала пропускній спроможності робочого органу, що виконує наступну операцію  $i+1$ :

$$Q = Q_1 \leq Q_2 \leq Q_i \leq Q_{i+1} \leq Q_{i+2} \leq \dots \leq Q_n, \quad (1)$$

де  $Q$  – пропускна спроможність машини;  $Q_i$  – пропускна спроможність  $i$  – го робочого органу; індекси 1 і 2 – номери першої і другої операцій;  $i$  – номер  $i$ -ої операції (номер робочого органу);  $n$  – число операцій (робочих органів) в машині.

Схема послідовного виконання технологічного процесу комбінованою машиною (перетворення технологічного матеріалу ТМ в продукцію Пр) із відповідною пропускною спроможністю робочих органів показана на рис. 1.

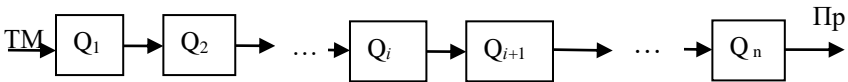


Рис. 1 – Схема роботи комбінованої машини із послідовним проведенням операцій

Зважаючи на необхідність встановлення величини зростання пропускної спроможності наступного робочого органу у порівнянні з попереднім, введемо відповідний коефіцієнт  $\xi$  та індексом вкажемо, якого робочого органу він стосується. Наприклад,  $\xi_{1-2}$  буде коефіцієнтом, що стосується другого робочого органу, до якого переходить технологічний матеріал від першого. Тоді, за аналогією, для інших робочих органів пропускну спроможність визначаємо за формулами:

$$\left. \begin{aligned} Q_3 &= Q_2 \xi_{2-3}, \\ \dots &\dots\dots\dots \\ Q_i &= Q_{i-1} \xi_{i-1}, \\ Q_{i+1} &= Q_i \xi_{i-(i+1)}, \\ \dots &\dots\dots\dots \\ Q_n &= Q_{n-1} \xi_{(n-1)-n}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Коефіцієнт  $\xi_{1-2}$  може бути прийнятий рівним 1,1 – 1,2.

Якщо коефіцієнти зростання пропускної спроможності прийняти рівними, то на підставі формул (1) і (2) можемо встановити співвідношення між пропускною спроможністю першого робочого органу і пропускними спроможностями подальших робочих органів в комбінованій машині з послідовним розташуванням робочих органів, що дозволяє забезпечити роботу машини без забивок технологічним матеріалом.

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= Q_1 \xi, \\ Q_3 &= Q_1 \xi^2, \\ &\dots\dots\dots \\ Q_i &= Q_1 \xi^{i-1}, \\ &\dots\dots\dots \\ Q_n &= Q_1 \xi^{n-1}, \\ Q_{i+1} &= Q_1 \xi^i. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Проте, можливі випадки іншої послідовності виконання технологічних операцій у комбінованій машині. На рис. 2, 3 і 4 представлені схеми машин із паралельним і варіантами змішаного проведення операцій.

За паралельного розміщення робочих органів (рис. 2, а), їх пропускні спроможності практично не залежать одна від іншої, а залежать від конструктивного виконання цих робочих органів.

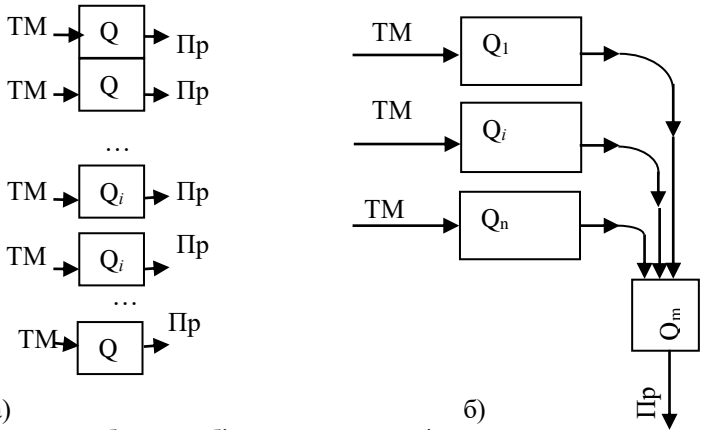


Рис. 2 – Схема роботи комбінованої машини із паралельним (а) та паралельно-сумарним (б) проведенням операцій

У такому випадку пропускна спроможність машини буде визначатись сумою пропускних спроможностей всіх робочих органів:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i . \quad (4)$$

У комбінованій машині можлива наявність декількох паралельно розміщених робочих органів, які проводять паралельні операції, і одного робочого органу, що виконує операцію з'єднання потоків матеріалу та їх транспортування до виходу з машини (рис. 2, б). За такою схемою працює льонобральна машина з поздовжніми бральними апаратами і поперечним транспортером. У даному випадку пропускні спроможності  $Q_1, Q_2, \dots, Q_i, Q_{i+1}, \dots, Q_n$  не впливають одна на іншу, а пропускна спроможність  $Q_m$  робочого органу, що виконує кінцеву операцію  $m$ , повинна бути більшою від суми пропускних спроможностей паралельних робочих органів, що виконують попередні операції. З урахуванням викладеного маємо:

$$\sum_{i=1}^n Q_i \leq Q_m . \quad (5)$$

Якщо також, як у попередньому випадку, прийняти, що  $Q_m$  повинна бути рівна сумі пропускних спроможностей паралельних робочих органів, помноженій на коефіцієнт  $\xi$  зростання пропускної спроможності робочого органу, що виконує операцію  $m$ , то отримаємо:

$$Q_m = \xi \sum_{i=1}^n Q_i . \quad (6)$$

Найскладнішим випадком є комбінована машина із змішаним розміщенням робочих органів і змішаним проведенням операцій (рис. 3). На схемі зображено, що під час операції 2 потік матеріалу розділяється на дві частини. Одна частина йде на операцію 3а, а інша частина йде на операцію 3б. Аналогічно розділяються потоки матеріалу під час операції 3а і 4б. Із схеми видно, що, якби не було операцій 3а, 4а і 4в, то на схемі був би ряд послідовних операцій. Аналогічно, якби були тільки операції 4а і 4б, то це були б паралельні операції.

З певним наближенням можна вважати, що за схемою, представленою на рис. 3, працює зернозбиральний комбайн. Так, робочим органом 1 для нього будуть ріжучий апарат і мотило, робочим органом 2 буде молотильний апарат, робочим органом 3а



буде соломотряс, органом 3б буде транспортна дошка, орган 4а є соломонабивач, органом 4б будуть решета очищення, а органом 4в є шнек і транспортер зерна.

Показані на схемі символи  $Q_1, Q_2, Q_{3,a}, Q_{3,b}, Q_{4,a}, Q_{4,b}, Q_{4,v}$  є масою або об'ємом матеріалу, що проходить в одиницю часу через щілини робочих органів, а  $\Delta Q_3$  та  $\Delta Q_4$  – маса (об'єм) відповідно сепарованого матеріалу. У випадку роботи комбайна: продукція а – це соломка, продукція б – це легкі і дрібні домішки (полова), а продукція в – це зерно.

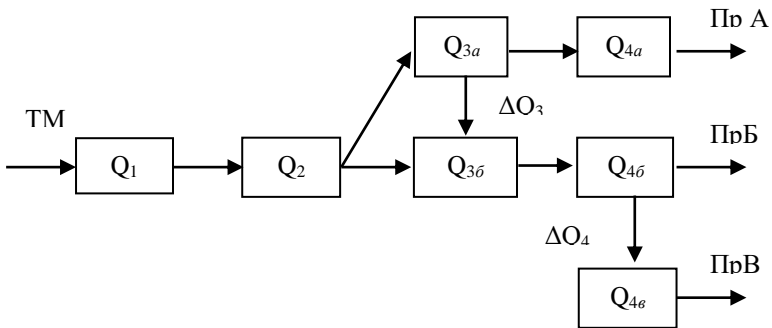


Рис. 3 – Зображення змішаних операцій, які виконуються в комбінованій машині з метою одержання трьох видів продукції

Розрахунки пропускних спроможностей робочих органів за наявності змішаних операцій складніші, ніж приведені вище. Проте, очевидно, що в даній схемі (рис. 4),  $Q_2$  повинно визначатися аналогічно, як в формулі (2). Для пропускних спроможностей робочих органів 3, а і 3, б буде справедливим наступне співвідношення:

$$Q_{3,a} + Q_{3,b} = Q_2 \xi_{2-3}, \quad (7)$$

де  $\xi_{2-3}$  – коефіцієнт зростання пропускних спроможностей робочих органів 3, а і 3, б порівняно з пропускною спроможністю робочого органу 2.

Для визначення  $Q_{3,a}$  і  $Q_{3,b}$  необхідно знати співвідношення між фракціями розподілу матеріалу або потоку  $Q_2$  матеріалу. Це

співвідношення знаходиться на підставі аналізу матеріалу на процентний вміст в ньому тієї або іншої фракції. Хай, за наслідками такого аналізу, встановлено, що

$$Q_{3,a} = K_1 \xi_{2-3} Q_2, \quad (8)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт, який визначений експериментально і показує, яка частка потоку  $Q_2$  припадає на потік  $Q_{3,a}$ . З іншої сторони

$$Q_{3,b} = (1 - K_1) \xi_{2-3} Q_2 + \Delta Q_3. \quad (9)$$

Розподіл матеріалу на робочому органі  $Q_{3,a}$  також визначаємо експериментально:

$$\Delta Q_3 = K_2 Q_{3,a}, \quad (10)$$

де  $K_2$  – експериментальний коефіцієнт, що показує частку потоку  $Q_{3,a}$ , яка припадає на потік  $\Delta Q_3$ .

Розв'язуючи спільно рівняння (7) – (10), знаходимо  $Q_{3,b}$ .

$$Q_{3,b} = (1 - K_1 + K_1 K_2) \xi_{2-3} Q_2. \quad (11)$$

Такі шляхи визначення потоків  $\Delta Q_3$ ,  $Q_{3,a}$  і  $Q_{3,b}$ .

Потік  $Q_{4,a}$  або продукція А, відповідно до неодноразово викладених вище даних, повинна бути більшою від відповідної частини потоку  $Q_{3,a}$  на  $\xi_{3,a-4,a}$ .

$$Q_{4,a} = (1 - K_2) \xi_{3,a-4,a} Q_{3,a}. \quad (12)$$

Матеріал, що виходить з робочого органу 3,  $\bar{b}$ , поступає до органу 4,  $\bar{b}$ . Частина потоку  $Q_{4,\bar{b}}$  виходить з машини (продукція Б), а фракція  $\Delta Q_4$  входить до органу 4,  $\bar{e}$  і виходить з нього у вигляді продукції В. Тому

$$Q_{4,\bar{a}} = \xi_{3,\bar{b}-4,\bar{b}} Q_{3,\bar{b}}, \quad (13)$$

де  $\xi_{3,\bar{b}-4,\bar{b}}$  – коефіцієнт зростання пропускної спроможності робочого органу 4,  $\bar{b}$  порівняно з пропускною спроможністю органу 3,  $\bar{b}$ . І, відповідно,

$$Q_{4,\bar{e}} = K_3 \xi_{4,\bar{b}-4,\bar{e}} Q_{4,\bar{b}}, \quad (14)$$

де  $K_3$  – дослідний коефіцієнт, що показує, яка частка потоку  $Q_{4,\bar{b}}$  припадає на потік  $\Delta Q_4$ .

Розглянемо ще схему комбінованої машини із змінними операціями, представлену на рис. 4. На цій схемі операції 1, 2 і 3 розміщені послідовно, в робочому органі 3 потік матеріалу розділяється на дві частини, які поступають до робочих органів 4а і 4б, з яких виходять продукції А і В.

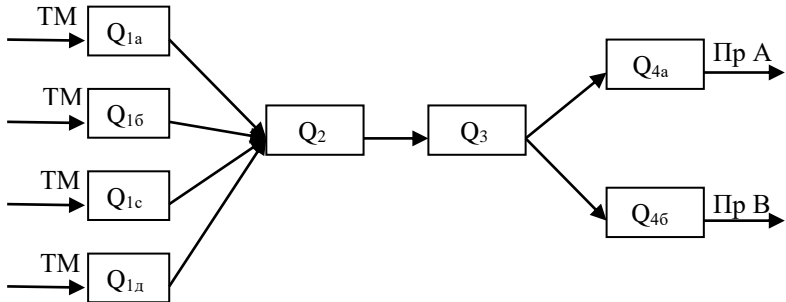


Рис. 4 – Зображення змішаних операцій, які виконуються в комбінованій машині з метою одержання двох видів продукції

За такою схемою працюють льонозбиральні комбайни ЛК-4Т і ЛК-4А. У цих машинах робочий орган 1 – це бральний апарат, орган 2 – поперечний транспортер, орган 3 – затискний транспортер і обчислюючий барабан, орган 4,а – розстиляльний пристрій, а робочий орган 4,б – є транспортером льоновороху. Продукція А – це стеблова стрічка, а продукція В – льоноворох, який поступає в причіп.

Для розрахунку пропускних спроможностей робочих органів такої машини застосовуються наведені вище залежності, тому  $Q_2$  і  $Q_3$  визначаються відповідно за розрахунковими формулами (6) і (2). Так як у зоні четвертого робочого органу потік матеріалу ділиться на дві частини, то величину розподілу цих частин можна врахувати експериментальним коефіцієнтом  $K_4$ . Тоді, за аналогією

$$Q_{4,a} = K_4 \xi_{3-4,a} Q_3 = Q_1 K_4 \xi_{1-2} \xi_{2-3} \xi_{3-4,a} = Q_1 K_4 \xi^3$$

$$Q_{4,b} = (1 - K_4) \xi_{3,b-4,b} Q_{3,b} = Q_1 (1 - K_4) \xi_{1-2} \xi_{2-3} \xi_{3,b-4,b} =$$

$$= Q_1 (1 - K_4) \xi^3.$$

**Висновок.** Наведена методика визначення пропускних спроможностей робочих органів комбінованих сільськогосподарських машин за різних умов їх компонування, надає можливість забезпечити

технологічну надійність різних технічних систем на стадіях їх проектування та експлуатації.

#### Література

1. Хелемендик М.М., Люлька Г.І., Хелемендик І.М. Теорія технічних систем АПК: Навчальний посібник. – Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2003. – 196 с.
2. О.О. Налобіна. Удосконалення технічних систем – основа модернізації льонозбиральних машин / Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 96. 2012. Стор 639 – 644.
3. Сидорчук О.В. Інженерія машинних систем: Монографія. – К. ННЦ "ІМЕСГ" УААН, 2007. – 263 с.

УДК 629.436

© О.В. Захарчук

Луцький національний технічний університет

### **ВИЗНАЧЕННЯ ДОЦІЛЬНИХ ШВИДКОСТЕЙ УСТАЛЕНОГО РУХУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ГАЗОВИМ ДВИГУНОМ**

*Наведено результати теоретичних досліджень показників колісного трактора з газовим двигуном в одному з характерних режимів транспортного процесу – руху з усталеною швидкістю.*

#### **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, КОЛІСНИЙ ТРАКТОР, ГАЗОВИЙ ДВИГУН, ЇЗДОВИЙ ЦИКЛ, ПАРАМЕТРИ КЕРУВАННЯ**

**Постановка проблеми.** Інтенсивне зростання ціни на дизельне паливо за останні роки і пов'язане з цим збільшення частки витрат на традиційне паливо в собівартості сільськогосподарської продукції зумовили актуальність розробок по використанню альтернативних видів палива. Крім того, сьогодні стоїть проблема зниження викидів шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ) транспортних дизелів. Одним з ефективних шляхів зниження токсичності дизелів є застосування стиснутого природного газу (СПГ).

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Як показали попередні наукові дослідження [1, 2], одним із ефективних способів поліпшення екологічних показників колісних тракторів з дизелями є їх переобладнання для роботи на СПГ, в тому числі з можливістю роботи

на біометані, який є продуктом самого сільськогосподарського виробництва.

Визначено режими роботи двигунів колісних тракторів в умовах експлуатації і встановлено, що близько половини обсягу всіх виконуваних колісними тракторами робіт складають транспортні роботи [3]. При виконанні цих робіт двигуни працюють переважно на неусталених режимах, в яких суттєвий вплив на паливну економічність та екологічні показники машин мають параметри керування трансмісією та двигуном.

Аналіз результатів досліджень транспортних засобів з двигунами переобладнаними з дизелів для роботи на СПГ показав, що не виконувались дослідження впливу параметрів керування трансмісією та газовим двигуном на експлуатаційні показники таких машин в транспортному процесі.

Тому дослідження впливу параметрів керування трансмісією колісного трактора та переобладнаним з дизеля газовим двигуном на показники трактора під час руху в експлуатаційних режимах є актуальною науково-технічною задачею.

**Метою роботи** є дослідження закономірності зміни витрати палива та шкідливих викидів колісного трактора з газовим двигуном, під час руху з усталеними швидкостями, в залежності від параметрів керування трансмісією та двигуном в характерних режимах транспортного процесу.

**Результати досліджень.** Вибір доцільних швидкостей усталеного руху, здійснювався шляхом моделювання руху на математичній моделі колісного трактора з причепом в прийнятому їздовому циклі [4], який відповідає експлуатаційним умовам роботи трактора в транспортному процесі та в достатньо повній мірі описує режими руху колісного трактора. Прийнятий їздовий цикл показаний на рис. 1.

Уточнена математична модель руху колісного трактора з газовим двигуном в їздовому циклі, що імітує транспортний процес, дозволяє досліджувати параметри керування трансмісії та газового двигуна та вибрати доцільну швидкість усталеного руху.

У процесі руху колісного трактора з газовим двигуном з усталеною швидкістю оператор визначає передачу, яка використовується під час руху з даною швидкістю, та кут відкриття дросельних заслінок. Рух в різних дорожніх умовах з усталеною швидкістю впливає на витрату палива та викиди ШР з ВГ. Тому визначення доцільної швидкості усталеного руху представляє значний інтерес.

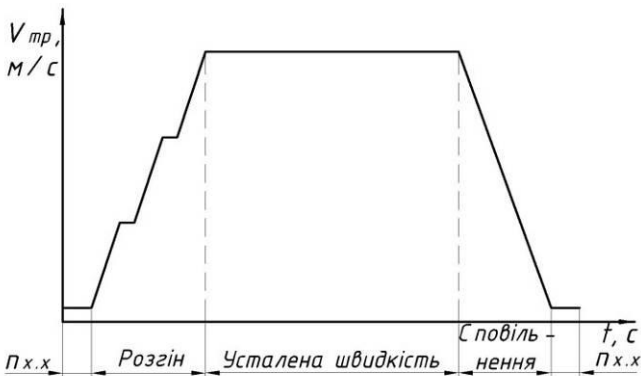


Рис. 1 – Прийнятий їздовий цикл колісного трактора

На витрату палива та викиди ШР з ВГ двигуна при прямолінійному русі транспортного засобу в значній мірі впливає коефіцієнт опору кочення коліс  $f_0$  [5].

Порівняння показників колісного трактора при різних швидкостях усталеного руху та коефіцієнтах опору кочення  $f_0$  здійснювалось за наступною методикою. Спочатку за допомогою математичної моделі визначали показники розгону. При розрахунках розгін здійснювався до кінцевої швидкості, а потім рух відбувався із усталеною швидкістю до кінця циклу. З врахуванням розгону і руху із усталеною швидкістю визначались загальні показники витрати палива та викиди шкідливих речовин при однаковій довжині циклу.

Визначено доцільний порядок переключення передач під час розгону колісного трактора.

Рух трактора імітувався при коефіцієнті опору кочення коліс  $f_0 = 0,016$ , який характерний для сухої асфальтобетонної або цементобетонної дороги в хорошому стані та при  $f_0 = 0,03$ , який характерний для сухої ґрунтової дороги.

Мінімальна питома витрата палива спостерігається при переключенні передач порядком 6-8-9 при  $f_0 = 0,016$ . А при  $f_0 = 0,03$  порядком 6-7-8.

Отримано доцільні значення параметрів керування газовим двигуном під час розгону трактора: кінцеву частоту обертання колінчастого вала двигуна  $n_{ок}$  на кожній передачі при розгоні колісного трактора та кут  $\varphi_{др}$  і швидкість  $V_{др}$  відкриття дросельних заслінок

газоповітряного змішувача за критерієм мінімальних сумарних питомих викидів ШР, зведених до оксиду вуглецю  $g_{\Sigma CO}$ .

Встановлено, що для досягнення мінімальних питомих викидів ШР рекомендується забезпечувати максимальну частоту обертання двигуна, за якої відбувається переключення передач, в діапазоні 1400...1500 хв<sup>-1</sup>, величину відкриття дросельних заслінок в діапазоні 50...60 % при швидкості відкриття дросельних заслінок, яка не перевищує 75 %/с.

На рис. 2 та 3 показано отримані шляхом розрахунку на математичній моделі залежності: питому витрату газу  $g_{газ}$ , питомі викиди оксиду вуглецю  $g_{CO}$ , вуглеводнів  $g_{CH}$ , оксидів азоту  $g_{NOx}$  та сумарні питомі викиди ШР  $g_{\Sigma CO}$  від різних швидкостей усталеного руху  $V_{уст}$ . Маса вантажу складала 4000 кг.

З приведеного порівняння показників за цикл (рис. 2) видно, що рух колісного трактора на прямій передачі при коефіцієнті опору кочення коліс  $f_0=0,016$  найбільш доцільний зі швидкістю 20...23 км/год. При такій швидкості руху спостерігаються найкращі економічні та екологічні показники. При швидкостях руху нижче 20 км/год спостерігаються найменші сумарні викиди ШР з ВГ. Але рух з такою швидкістю в хороших дорожніх умовах значно знижує продуктивність колісного трактора.

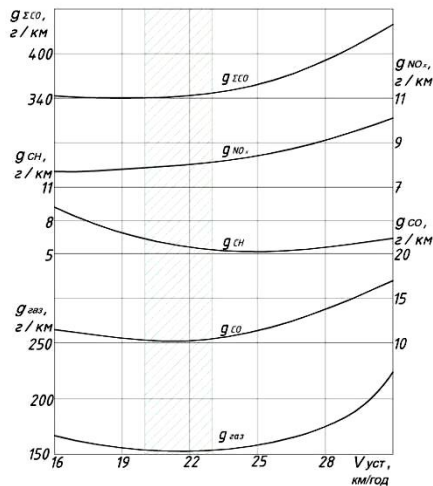


Рис. 2 – Залежності витрати газу та викидів ШР від швидкості усталеного руху колісного трактора при коефіцієнті опору кочення  $f_0 = 0,016$

З рис. 3 видно, що рух колісного трактора із швидкістю 11...13 км/год на кінцевій восьмій передачі при коефіцієнті опору кочення  $f_0=0,03$  є найбільш доцільний. При такій швидкості руху спостерігаються найкращі економічні та екологічні показники. При швидкості руху нижче 11 км/год спостерігаються мінімальні сумарні викиди ШР з ВГ. Але рух з такою швидкістю в хороших дорожніх умовах, як і в попередньому випадку, значно знижує продуктивність колісного трактора.

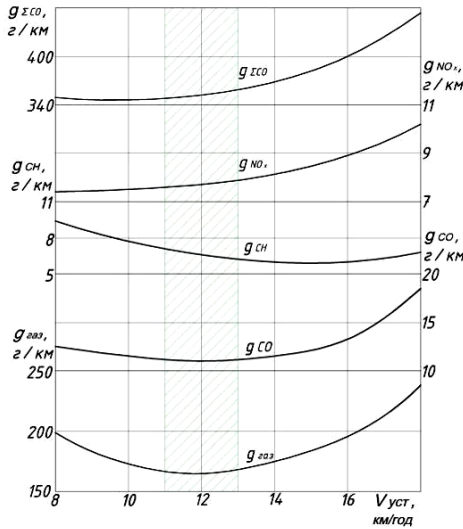


Рис. 3 – Залежності витрати газу та викидів ШР від швидкості усталеного руху колісного трактора при коефіцієнті опору кочення  $f_0 = 0,03$

Отже, встановлено доцільні швидкості усталеного руху колісного трактора з газовим двигуном в їздовому циклі в залежності від коефіцієнта дорожнього опору. Зокрема, показано, що досягнути мінімальної питомої витрати палива та мінімальних сумарних викидів ШР на дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям можливо, реалізуючи їздовий цикл з постійною швидкістю 20...24 км/год, а на сухій ґрунтовій дорозі – з постійною швидкістю 10...13 км/год.

**Висновок.** За допомогою уточненої математичної моделі визначено доцільні швидкості усталеного руху колісного трактора МТЗ-80, чим забезпечується мінімальні витрати палива та шкідливі викиди.



Література

1. Матейчик В.П. Особливості використання природного газу як моторного палива для транспортних засобів / В.П. Матейчик, В.І. Захарчук, І.С. Козачук, О.В. Захарчук // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2008. – С. 127–130.
2. Захарчук В.І. Екологічні показники дизеля при роботі на альтернативних паливах / В.І. Захарчук, В.В. Ткачук, О.В. Захарчук // Екологія плюс. – №1. – 2011. – С. 16–19.
3. Білоконь Я.Ю. Трактори і автомобілі / Я.Ю. Білоконь, А.І. Окоча. – К.: Урожай, 2002. – 324 с.
4. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / Ю.Ф. Гутаревич. – К: Вища школа, 1991. – 179 с.
5. Бортницький П.И. Тягово-скоростные качества автомобилей / П.И. Бортницький, В.И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.*

УДК 631.3.004

© В.Ю. Ільченко, к.т.н.; Н.О. Пономаренко  
Дніпропетровський державний аграрний університет

**ЕНЕРГЕТИЧНІ АСПЕКТИ ВИКОРИСТАННЯ ДИСКОВИХ  
БОРІН З РІЗНОЮ ПРИСТОСОВАНІСТЮ ДО ТО І ЗБЕРІГАННЯ  
НА ОПЕРАЦІЯХ ДИСКУВАННЯ СТЕРНІ**

*Викладено методуку і результати дослідження енергоємності технічних операцій дискування стерні та пристосованості конструкції дискових борін до ТО і зберігання. Обґрунтовано раціональний склад агрегату. Наведено дані про зниження енергоємності операцій залежно від складу агрегату.*

**БОРОНА, ДИСКУВАННЯ, СТЕРНЯ**

**Постановка проблеми.** Одним з основних способів підвищення родючості ґрунту, а отже й врожайності сільськогосподарських культур є механічний обробіток ґрунту, тобто вплив на нього робочими органами знарядь і машин з метою створення оптимальних умов для вирощування культурних рослин.

Неправильно проведений обробіток ґрунту завдає значної шкоди знижуючи його потенційну й ефективну родючість.

Рішення, завдяки якому можна позбавитись від рослинних решток, перетворюючи їх на добрива, а також підготувати ґрунт перед посівом – дискова борона.

Дискують стерню з метою збереження вологи в ґрунті, знищення бур'янів, шкідників та збудників хвороб сільськогосподарських культур. Залежно від ступеня забрудненості полів, стану ґрунту, попередника дискування здійснюють тракторами класу 1,2, 3–5т в агрегаті з дисковими боронами.

**Результати досліджень.** Борони БДТ-3200, БДН-2400, БДМП-4\*4, БД-10, БДТ-2,5, БДН-3 та інші призначені для обробітку ґрунту під зернові, технічні і кормові культури, знищення бур'янів та подрібнення рослинних залишків після збирання посівних культур, а також для подрібнення, вирівнювання та ущільнення ґрунту перед сівбою. Використовуються в ґрунтово-кліматичних зонах [1] з вологістю ґрунту до 27%, твердістю ґрунту до 3,5 МПа і на полях зі значною кількістю поживних залишків. Агрегатується з тракторами класу 30 кН, а саме ХТЗ-150К-09, ХТЗ-1050-05-09, Беларусь-82,1 та ін.

На зниження продуктивності за годину змінного часу агрегату ХТЗ-150К-09 до 2,12 га/год переважно вплинули втрати часу на шозмінне обслуговування та підготовку і закінчення роботи.

Результати досліджень енергоємності використання борін різної модифікації наведено в табл. 1.

Для землеробства небайдужим є також енергетична ефективність заходів обробітку ґрунту. На виконання системи обробітку ґрунту в землеробстві України істотно відрізняється за енерговитратами, тому під час їх вибору слід врахувати окупність витрат на виконання тієї чи іншої операції.

**Мета досліджень** – визначення енергетичних аспектів використання дискових борін різної модифікації на операції дискування стерні.

Методика проведення досліджень. Були використані дискові борони виробництва ВАТ «Червона зірка» – причіпка БДП-3200, навісна БДН-2400 і модульна причіпка БДМП-4\*4.

Енергетичні показники визначені згідно з загальноприйнятими методиками, які використовуються в дослідженнях такого типу [2].

Енергоємність машинних агрегатів:

$$E_{ма} = E_{e3} + E_{счм} + E_3 = T_{200} (L_{e3} + L_{счм} + L_3) = \\ = (Q/W_{200}) * (L_{e3} + L_{счм} + L_3),$$

де  $E_{ez}$ ,  $E_{счм}$ ,  $E_z$  – енергоємність енергетичних засобів, сільськогосподарських машин та зчіпок відповідно, МДж;  $T_{год}$  – тривалість роботи агрегату, год;  $L_{ez} + L_{счм} + L_z$  – енергетичний еквівалент енергетичного засобу, сільськогосподарської машини та зчіпки відповідно, МДж/год;  $Q$  – обсяг роботи, га;  $W_{год}$  – продуктивність агрегату за годину роботи, га;

Таблиця – Енергоємність дискування дисковими боронами

Склад агрегату	Продуктивність га/зм	Витрати		Енергоємність, МДж/га			
		Палива кг/га	Праці людини, год/га	Агрегату	Палива	Праці людини	Разом
К-701+БД-10	38,5	7,0	0,182	109,2	566	7,9	683
К701+БДТ-7	30,7	9,3	0,228	133,1	739	9,9	882
ХТЗ-150К-09+БД-10	34,9	3,6	0,201	96,3	286	8,7	391
ХТЗ-150К-09+БДТ-7	25,2	6,1	0,278	128,7	485	12,1	626
ХТЗ-150-05-09+БД-10	36,6	3,4	0,191	88,9	270	8,3	367
ХТЗ-150-05-09+БДТ-7	27,0	6,0	0,259	116,4	477	11,2	605
ДТ-75М+БДТ-2,5	10,5	9,6	0,667	163,8	763	29,0	956
ХТЗ-150К-09+БДП-3200	15,33	6,76	0,457	108	537	19,83	665
Беларус-82.1+БДН-3	13,7	4,2	0,510	67,6	334	22,1	424
Беларус-82.1+БДН-2400	10,57	5,33	0,66	98,5	424	28,64	551
ЮМЗ-8240+БДН-3	12	5,7	0,585	77,4	453	25,4	556
ЛТЗ-55+БДН-3	9,4	5,1	0,746	89,8	405	32,4	527
ХТЗ-150К-09+БДМП-4.4	14,28	9,21	0,49	154,1	732	21,27	907

Якщо енергетичних еквівалентів окремих тракторів та сільськогосподарських машин за годну роботи немає то їх підраховують так:

$$L_{ez} = M_{ez} \cdot L_{MI},$$

де  $M_{ez}$  – маса енергетичного засобу чи сільськогосподарській машині, кг;  $L_{MI}$  – енергетичний еквівалент 1кг маси, МДж/кг·год.

#### **Результати досліджень**

Використання трактора ХТЗ-150-05-09 як енергозасобу для борони БДТ-7 обходиться в 882/605 рази дешевше ніж енергозасобу К-701, а в порівнянні з трактором ХТЗ-150К-0,9 в 882/626 рази менше.

Використання борони БД-10 з цими тракторами знижує затрати енергії в 683/391 і 683/367 разів.

Використання трактора Білорусь-82.1 з бороною БДН-2400 обходиться по затратам енергії в 551/424 рази менше при використанні агрегату Беларусь-81.1 і дискової борони БДН-3.

Використання трактора ХТЗ-150К-0,9 як енергозасобу дає затрати енергії з дисковою бороною БДМП-4 × 4 – 907 МДж; при використанні борони БДП-3200 затрати енергії складають 665 МДж; при використанні борони БДТ-7 – 626 МДж/га і при агрегуванні з бороною БД-10 вони складають 391.

Найменші затрати енергії 367 МДж/га складають у трактора ХТЗ-150-0,9 і дискової порони БД-10.

#### **Література**

1. Економічні аспекти використання дискових борін різної модифікації на операції дискування стерні / Техніка і технологія АПК. №1. 2010.

2. Медведовський О.К., Іваненко П.І. Енергетичний аналіз інтенсивних технологій в сільському господарстві. – К.: Урожай, 1988. – 208 с. (серія: Економія і бережливість).

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А.Хайліс*

УДК 631.3 (075.8)

© О.М. Калнагуз; Г.С. Головченко; М.В. Горовий

Сумський національний аграрний університет

В.О. Кудря

Інститут механізації та електрифікації сільського господарства

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ШНЕКА ТУКОВИСІВНОГО АПАРАТА НА НОРМУ ВНЕСЕННЯ ДОБРИВ**

*Об'єктом дослідження є туковисівний апарат. У статті наведені дослідження по визначенню коефіцієнтів винесення добрив у лійку туковисівного апарату та відставання швидкості винесення добрив від осьової швидкості витків шнека.*

### **МІНЕРАЛЬНІ ДОБРИВА, ОБЕРТАННЯ, ОБСМНА МАСА, РОБОЧИЙ ОРГАН.**

**Постановка проблеми.** Останніми роками на просапних сівалках, культиваторах-рослинопідживлювачах застосовують шнекові туковисівні апарати, де як шнек використовують навитий у вигляді пружини дріт. Важливим показником роботи шнекових туковисівних апаратів є забезпечення заданої норми внесення мінеральних добрив. Тому вивчення впливу факторів, що забезпечують задану норму внесення добрив є важливою задачею.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз конструкції пристроїв для транспортування сипких матеріалів показує, що найбільш перспективним для багатьох випадків виробництва є пружинно-транспортуючі робочі органи [3, 5].

Перший патент на предмет можливості переміщення сипкого матеріалу обертовою пружиною одержано у Німеччині у 1927 році. Вперше пружину як робочий орган використали для переміщення цементу також у 1927 році.

Дослідженням пружинних транспортерів присвячені роботи Преображенського П.А., Каптура З.Ф., Резніка Є.І., Кудзієва Е.П., Артюх Н.Ф. та інших вчених [1].

Більш широкі дослідження з застосування пружинних транспортерів розпочаті з 1960 років. Пружини застосовують як робочий орган в багатьох конструкціях сільськогосподарських машин для рослинництва і тваринництва.

Основні сфери застосування пружинно-транспортуючих робочих органів сільськогосподарських машин: переміщення, дозування, розподіл і таке інше.

Пружинно-транспортуючий робочий орган володіє: гнучкістю, безпильністю робочого процесу при переміщенні сипких матеріалів, відсутністю складних передавальних механізмів до робочого органа (пружини), малою металоємністю, можливістю привода робочого органа від будь-яких джерел енергії, можливістю встановлення робочого органа на агрегати як стаціонарного, так і мобільного варіантів і т.д.

Компоновка технічних засобів з пружинно-транспортуючими робочими органами не потребує точних і складних технологій виготовлення і монтажу, що дозволяє широко використовувати існуючу матеріально-технічну базу АПК.

**Мета дослідження.** Дослідити вплив частоти обертання шнека туковисівного апарата пружинного типу на норму внесення різних за структурою мінеральних добрив (гранульованих, порошкоподібних та пиловидних).

**Результати дослідження.** Туковисівний робочий орган пружинного типу працює за принципом вигібання сипкого матеріалу (добрив) у висівне вікно витками дроту, які зсовують шар добрив, що знаходиться на дні бункера, до його краю і далі у лійку. У загальному вигляді передбачається, що часточки матеріалу здійснюють обертовий рух і переміщуються в осьовому напрямку за рахунок внутрішнього тертя між шарами, підкоряючись закономірностям динаміки сипкого матеріалу [2, 4].

Маса добрив ( $m$ ), що виноситься шнеком в одну лійку, становить

$$m = F \cdot v_d \cdot \gamma_d \cdot 10^{-6}, \quad (1)$$

де  $F$  – площа перерізу добрив, які виносяться шнеком, мм<sup>2</sup>;  
 $v_d$  – швидкість руху добрив, мм/с;  $\gamma_d$  – об’ємна маса добрив, г/дм<sup>3</sup>.

Площа (рис. 1)

$$F = \frac{\pi \cdot (d_o^2 - d^2)}{4}, \quad (2)$$

де  $d_o$  – діаметр дозуючого отвору, мм;  $d$  – діаметр вала шнека, мм.

Швидкість  $v_d$  можна виразити через залежність

$$v_d = v \cdot k_B, \quad (3)$$

де  $v$  – осьова швидкість витків шнека, мм/с;  $k_B$  – коефіцієнт винесення добрив у лійку, долі одиниці.

За час  $t_o$  одного оберту шнека залежність (3) набуває вигляду

$$v_d \cdot t_o = v \cdot t_o \cdot k_B = S \cdot k_B, \quad (4)$$

де  $S$  – крок витків шнека, мм.

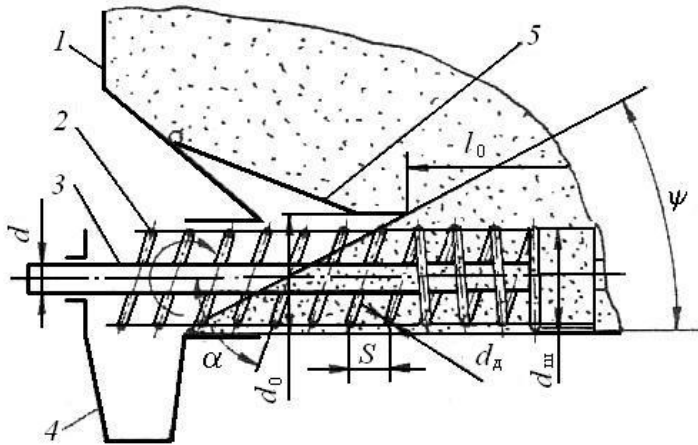


Рис. 1 – Схема визначення основних параметрів шнекового апарата: 1 – бункер; 2 – витки дроту; 3 – вал; 4 – лійка; 5 – відкидний козирок;  $d$  – діаметр вала шнека;  $d_0$  – діаметр дозуючого отвору;  $d_{III}$  – діаметр витків шнека;  $S$  – крок витків шнека;  $d_D$  – діаметр дроту;  $\alpha$  – кут нахилу витка дроту до напрямку осевого руху;  $\psi$  – кут перекриття

За один оберт шнека в одну лійку виноситься маса добрив:

$$m_o = \frac{\pi \cdot (d_o^2 - d^2)}{4} \cdot S \cdot k_B \cdot \gamma_D \cdot 10^{-6}. \quad (5)$$

За число обертів шнека  $n_{III}$  в одну лійку буде винесена маса добрив:

$$m = m_o \cdot n_{III} = \frac{\pi \cdot (d_o^2 - d^2)}{4} \cdot S \cdot n_{III} \cdot k_B \cdot \gamma_D \cdot 10^{-6}. \quad (6)$$

Між коефіцієнтами винесення добрив у лійку і відставання від осевої швидкості витків шнека існує залежність:

$$k_B = (1 - \mu_v). \quad (7)$$

Тому формула (6) набуває вигляду:

$$m = \frac{\pi \cdot (d_o^2 - d^2)}{4} \cdot S \cdot n_{III} \cdot (1 - \mu_v) \cdot \gamma_D \cdot 10^{-6}. \quad (8)$$

Коефіцієнт винесення добрив у лійку можна визначити за формулою

$$k_B = \frac{m}{m_T}, \quad (9)$$

де  $m_T$  – маса добрив, яка повинна висіятись у лійку туковисівного апарата за освої швидкості витків шнека  $v$ .

Масу добрив  $m$  визначали на лабораторній установці, представлений на рис (рис. 2).

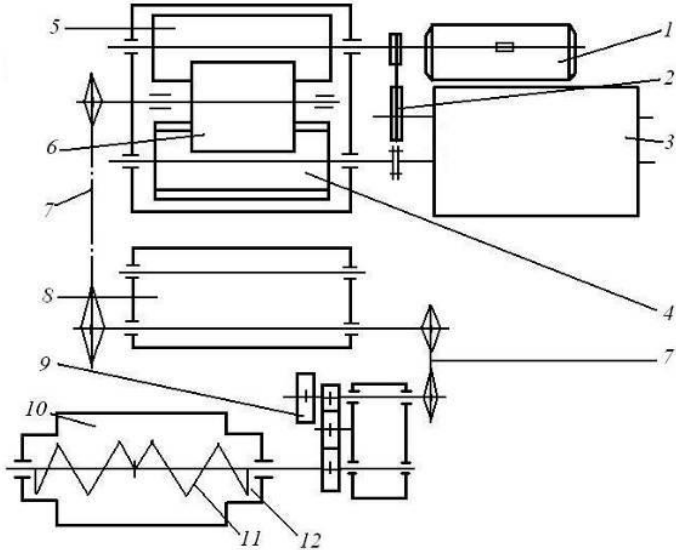


Рис. 2 – Кінематична схема лабораторної установки: 1, 2, 3, 4, 5 – приводна станція; 6 – опорно-привідне колесо; 7 – ланцюгові передачі; 8 – редуктор сівалки; 9 – шестеренна передача; 10 – туковий апарат; 11 – шнек; 12 – лійка

Лабораторна установка складається із приводної станції (1–5), ланцюгових 7 та шестеренної 9 передач, редуктора 8 сівалки, туковисівного апарата АТП – 2 10. Опорно-привідне колесо 6 установки спирається на прогумований 4 та металевий 5 ролики, приводиться в рух від двигуна 1 клинопасовою передачею 2 через редуктор 3 і прогумований ролик 4. Зміна частоти обертання шнека 11 апарата відбувалось за допомогою шестеренної передачі 9.

В табл. 1 наведені основні параметри туковисівного апарата.



Таблиця 1 – Параметри туковисівного апарата

Показники	Величина показника
1. Діаметр дозуючого отвору $d_0$ , мм	60
2. Діаметр вала шнека $d$ , мм	20
3. Крок витків шнека $S$ , мм	21
4. Діаметр дроту $d_d$ , мм	5

Об'ємна маса добрив  $\gamma_d$  визначалась за формулою

$$\gamma_d = \frac{m_d}{V}, \quad (10)$$

де  $m_d$  – маса добрив, г;  $V$  – об'єм ємкості (1 дм<sup>3</sup>).

Об'ємна маса гранульованого добрива (азофоска)  $\gamma_{дг}$  складала 1080 г/дм<sup>3</sup>, порошкоподібного добрива (монофосфат калію)  $\gamma_{дпор}$  – 1245 г/дм<sup>3</sup>, пиловидного добрива (сульфат калію)  $\gamma_{дпил}$  – 1270 г/дм<sup>3</sup>.

На кожній з передач приводної станції визначали час 20 обертів опорно-привідного колеса.

Кількість обертів вала туковисівного апарата  $n_{ш}$  визначали за формулою:

$$n_{ш} = n_k \cdot i, \quad (11)$$

де  $n_k$  – кількість обертів опорно-привідного колеса;  $i$  – передаточне відношення від опорно-привідного колеса до вала туковисівного апарата.

Передаточне відношення  $i$  дорівнює:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3, \quad (12)$$

де  $i_1$  – передаточне відношення від опорно-привідного колеса до вала редуктора 8;  $i_2$  – передаточне відношення від вала редуктора 8 до вала ведучої шестерні шестеренної передачі;  $i_3$  – передаточне відношення шестеренної передачі 9.

Масу добрив, висіяних через одну лійку за  $n_{ш}$  обертів шнека, можна визначити а формулою:

$$m = \frac{m_1 + m_2}{2},$$

де  $m_1$  і  $m_2$  – маса добрив, висіяних через першу і другу лійки, г.

Коефіцієнт винесення добрив у лійку визначали за формулою:

$$k_B = \frac{m}{10^{-6} \cdot \pi \cdot \frac{(d_0^2 - d^2)}{4} \cdot S \cdot n_{ш} \cdot \gamma_d}. \quad (13)$$

Частоту обертів вала шнека ( $xв^{-1}$ ) туковисівного апарата визначали за формулою

$$n = \frac{n_{ш}}{t} \cdot 60, \quad (14)$$

де  $n_{ш}$  – кількість обертів шнека;  $t$  – час обертання приводного колеса, с.  
Досліди проводили в трикратній повторності.

В табл. 2 наведені результати дослідних і розрахункових показників.

Таблиця 2 – Результати дослідних і розрахункових показників

Варіант досліджу	Час досліджу $t$ , с	Маса добрив, висіяних за $n_{ш}$ обертів шнека, г	Коефіцієнт		Частота обертання шнека $n$ , $xв^{-1}$	Фактична норма внесення мінеральних добрив $Q_{ф}$ , кг/га
			$k_{в}$	$\mu_{\nu}$		
1	23,5	346	0,80	0,20	19,5	233
2	23,3	856	0,74	0,26	52,5	576
3	23,4	1005	0,72	0,28	63,1	696
4	23,5	1160	0,70	0,30	74,3	780

Фактичну норму внесення мінеральних добрив визначали за формулою:

$$Q_{ф} = \frac{10^4 \cdot (m_1 + m_2) \cdot (1 - k_{ковз})}{2 \cdot b \cdot l}, \quad (15)$$

де  $m_1 + m_2$  – маса добрив, зібраних від двох лійок одного туковисівного апарата, г;  $k_{ковз}$  – коефіцієнт ковзання (для лабораторних умов  $k_{ковз} = 0,05 - 0,1$ );  $b$  – ширина міжрядь (для цукрового буряка  $b = 0,45$  м);  $l$  – довжина шляху, яку проходить сівалка за 20 обертів опорно-привідного колеса, м.

Довжину  $l$  визначали за формулою:

$$l = \pi \cdot D \cdot N, \quad (16)$$

де  $D$  – діаметр опорно-привідного колеса,  $D = 0,5$  м;  $N$  – число обертів опорно-привідного колеса,  $N = 20$  обертів.

За даними дослідних і розрахункових показників побудовані залежності  $k_{в}$ ,  $\mu_{\nu}$ ,  $Q_{ф}$  від частоти обертання шнека  $n$  для гранульованого мінерального добрива (рис. 3).

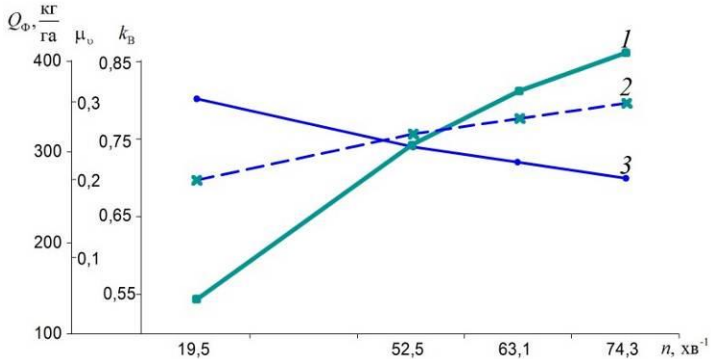


Рис. 3. – Залежності фактичної норми внесення мінеральних добрив  $Q_f$  (крива 1), коефіцієнта відставання швидкості добрив від осьової швидкості витків шнека  $\mu_v$  (крива 2), коефіцієнта винесення добрив  $k_v$  (крива 3) від частоти обертання шнека тукочисівного апарата  $n$  (для гранульованого мінерального добрива)

Аналіз побудованих залежностей показує, що із збільшенням частоти обертання шнека тукочисівного апарата коефіцієнт винесення добрив у лійку зменшується, коефіцієнт відставання швидкості добрив від осьової швидкості витків шнека зростає, норма внесення мінеральних добрив збільшується.

**Висновки.** Для гранульованих добрив із збільшенням частоти обертання шнека з 19,5 до 74,3 (тобто в 3,8 раза) коефіцієнт винесення добрив у лійку  $k_v$  – зменшується в 1,14 раз; коефіцієнт відставання швидкості винесення добрив у лійку від осьової швидкості витків шнека  $\mu_v$  – збільшується в 1,5 рази; фактична норма внесення  $Q_f$  – збільшується в 3,4 рази.

#### Література

1. Артемьев В.Г. Пружинно-транспортирующие рабочие органы сельскохозяйственных машин: Учебное пособие / В.Г. Артемьев. – Ульяновск, СХИ, 1995. – 200 с.
2. Бендера І.М. Проектування сільськогосподарських машин: Навч. посібник / І.М. Бендера, А.В. Рудь, Я.В. Козій та ін. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2010. – 640 с.
3. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.

4. Войтюк Д.Г. Теорія сільськогосподарських машин: Практикум: Навч. посібник / Д.Г. Войтюк, С.С. Яцун, М.Я. Довжик. За ред. С.С. Яцуна. – Суми ВТД «Університетська книга», 2008. –201 с.

5. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 1: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний. За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Б. Тарельник*

УДК 631.365:633.34

© Р.В. Кірчук, к.т.н.; К.С. Цизь  
Луцький національний технічний університет

## **ОБГРУНТУВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ НАСІННЯ СОЇ В ОБРУШУВАЛЬНОМУ ПРИСТРОЇ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ**

*В статті наведено теоретичні та експериментальні дослідження процесу обрушування насіння сої, як способу інтенсифікації процесу сушіння, обґрунтовано швидкість насіння, що необхідна для руйнування поверхні насінини при ударі в пристрої підготовки до сушіння.*

### **НАСІННЯ СОЇ, ОБГРУНТУВАННЯ, СУШІННЯ, ШВИДКІСТЬ**

**Постановка проблеми.** Соя – унікальна продовольча, кормова і лікарська рослина, яка багато років належить до найважливіших стратегічних культур світового землеробства. Серед білкових культур – соя найбільш цінна, в її насінні міститься 35-45% протеїну, 18-25% олії, вуглеводи, мікроелементи та цілий набір біологічно активних фітопоживних речовин. Соя є головним джерелом протеїну в комбікормах для тварин [1, 2].

Зібраний врожай сої слід негайно очистити від небмолочених бобів, і, в разі потреби, висушити до вологості 12-14%. Для сушки зерна і насіння сої з підвищеною вологістю до кондиції використовуються універсальні зерносушарки шахтного та інших типів

(СУШ-8, СУШ-16, ДС-10, ЖСП-30, СЗПБ-2,4, СЗСБ-8, «Sukup»США) [1, 2, 3].

Процес сушіння сої є надто енергозатратним у технології виробництва продукції із сої. Тому пошук шляхів інтенсифікації процесу та дослідження енергозберігаючих методів і засобів сушіння товарної сої є актуальним завданням.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Пошук шляхів зниження затрат та розробка енергозберігаючих методів і засобів сушіння представлено у багатьох роботах [4, 5, 6]. У цих дослідженнях виконано математичне моделювання процесів сушіння сільськогосподарських матеріалів та експериментально встановлено режимні параметри.

Особливої уваги заслуговують дослідження, де інтенсифікувати процес пропонується шляхом попередньої підготовки матеріалу до сушіння. Ця підготовка полягає у розділенні матеріалу на фракції [7], підведенні різних об'ємів сушильного агенту до матеріалу залежно від вологості компонентів [8], поділу на дрібніші частини [9].

Однак, при дослідженнях процесів сушіння сільськогосподарських матеріалів досить мало уваги приділялось питанням сушіння товарної сої.

**Мета дослідження.** Метою роботи є дослідження процесу деформування поверхні насінини (обрушування) сої, обґрунтування мінімальної швидкості руху в зоні ударної взаємодії насіння та металевих ножів обрушувача для попередньої підготовки матеріалу до сушіння.

**Результати дослідження.** В сучасних обрушувачах широко застосовується динамічна дія на насіння, що є надзвичайно ефективним процесом [10]. Динамічна дія може бути реалізована внаслідок удару поверхні насінини об металеві елементи пристрою для обрушення. Розглядаючи такий механізм, як складову частину завантажуючого пристрою сушарки, можна стверджувати, що незначне деформування поверхні насінини, внаслідок удару об поверхню деки, інтенсифікує процес сушіння насіння сої загалом [11].

Таким чином, при викиданні насіння сої із відцентрового диска обрушую чого пристрою та контакті насінини із металевою поверхнею деки відбувається удар, що характеризується значним ударним імпульсом. Так як ударний імпульс має скінченне значення і діє протягом короткого проміжку часу, то ударна сила буде досить великою і значно перевищуватиме значення усіх інших сил, що діють на систему.

Схематично, ударна взаємодія насінини сої, яка апроксимується тілом сферичної форми, та загостреної металевої поверхні деки обрушувача відбувається у точці  $O$ , що показано на рис. 1.

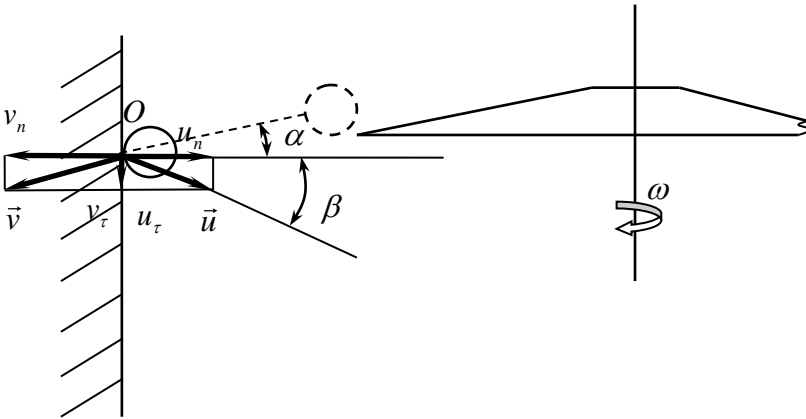


Рис. 1 – Схема ударної взаємодії насінини сої із декою обрушувача

В даному випадку швидкість центр ваги насінини не співпадає із лінією удару, тому такий удар називають «косим». Окрім того, робота, яка виконується ударними силами, вся йде на деформацію насінини. Такий удар називають «мертвим» [12]. Вектори швидкостей насінини до  $\vec{v}$  та після  $\vec{u}$  удару слід розкласти на нормальну та тангенціальну складові. В подальшому, при аналізі процесу, враховуються лише нормальні складові швидкостей.

Як видно з рис. 1, кути падіння  $\alpha$  і відбиття  $\beta$  пов'язані співвідношенням:

$$\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta = k = \frac{u_n}{v_n}, \quad (1)$$

де  $k$  – коефіцієнт відновлення.

Для встановлення значення коефіцієнта відновлення  $k$  застосовувалась відома методика [13], що полягає у фотофіксації з високою частотою кадрів процесу падіння на металеву поверхню із фіксованої висоти та відбиття насінини сої. Аналіз отриманих фотозображень дає змогу експериментально встановити значення

коефіцієнта  $k = f(w)$  залежно від вологості насіння сої на основі залежності:

$$k = \sqrt{\frac{h}{H}},$$

де  $H$  та  $h$  – відповідно висоти падіння та відбиття насінини сої, м.

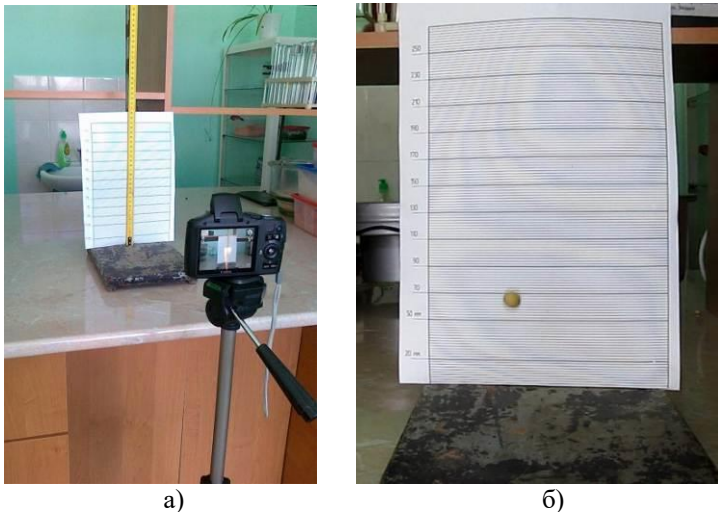


Рис. 2 – Установка для визначення коефіцієнта відновлення: а – загальний вигляд; б – фотофіксація процесу

У випадку вологості сої в межах  $W = 10\% \dots 12\%$  отримано значення коефіцієнта відновлення: при  $H = 0,5\text{м}$  –  $k = 0,52$ ; при  $H = 0,7\text{м}$  –  $k = 0,54$ ; при  $H = 1,0\text{м}$  –  $k = 0,54$ . В подальших розрахунках приймаємо, що середнє значення коефіцієнта відновлення становить  $k = 0,53$ .

Динамічні зусилля та деформації, які ними викликані, в системі, що розглядається, підпадають під закон Гука так, як і при статичному навантаженні системи [14]. Співставити динамічні та статичні деформації та зусилля можна через динамічний коефіцієнт:

$$k_{\delta} = \frac{R_{\delta}}{R_c} = \frac{\delta_{\delta}}{\delta_c}, \quad (2)$$

де  $R_{\delta}$ ,  $R_c$  – відповідно динамічне та статичне зусилля, Н;

$\delta_{\delta}$ ,  $\delta_c$  – динамічна та статична деформація, м.

Робота ударних сил рівна зміні кінетичної енергії системи після удару. Ця робота накопичується в системі «насінина-дека» у вигляді потенціальної енергії деформації поверхні насінини [14,15].

Можна припустити, що потенціальна енергія  $U$ , яка накопичилась в системі на момент виникнення найбільших деформацій  $\delta_o$ , рівна різниці кінетичних енергій насінини  $\Delta T$  масою  $m$  до і після удару:

$$\Delta T = U = \frac{R_o \cdot \delta_o}{2}. \quad (3)$$

З врахуванням (2) можна записати:

$$U = k_o^2 \frac{R_c \cdot \delta_c}{2}. \quad (4)$$

Після сходження з диска подальший рух насінини відбувається під дією маси  $Q = mg$  і сили опору середовища [16], яку в даному випадку можна виключити з розрахунку, так як віддаль між краєм диска і декою обрушубочого пристрою є незначною.

Тому:

$$U = k_o^2 \frac{m \cdot g \cdot \delta_c}{2}. \quad (5)$$

На основі теореми Остроградського–Карно [13] можна зазначити, що кінетична енергія, яку втрачає система під час пружного удару, дорівнює  $\frac{1-k}{1+k}$ -й частці кінетичної енергії системи, що відповідає втраченим швидкостям:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \frac{1-k}{1+k} \left( \frac{m(u-v)^2}{2} \right), \quad (6)$$

де  $T_1$  та  $T_2$  – кінетична енергія насінини відповідно до та після удару об деку обрушубочого пристрою.

Або ж у випадку «косого» удару:

$$\Delta T = \frac{1-k}{1+k} \left( \frac{m(u_n - v_n)^2}{2} \right). \quad (7)$$

Таким чином, прирівнюючи вирази (5) та (7) отримаємо:

$$k_o^2 \frac{m \cdot g \cdot \delta_c}{2} = \frac{1-k}{1+k} \left( \frac{m(u_n - v_n)^2}{2} \right). \quad (8)$$



Нормальну складову швидкості відбиття насінини можна виразити через експериментально визначений коефіцієнт відновлення  $k$ :

$$u_n = kv_n.$$

Тоді вираз для визначення динамічного коефіцієнта мати вигляд:

$$k_d = v_n \sqrt{\frac{\frac{1-k}{1+k} \cdot (k-1)^2}{g \cdot \delta_c}}. \quad (9)$$

Величину деформації та зусилля, що призводить до її появи експериментально досліджували за допомогою установки, зображеної на рис. 3 та рис. 4.

Збільшувати величину зусилля тиску ножа на поверхню насінини припиняли при появі перших ознак руйнування оболонки. Максимальне значення зусилля фіксувалось динамометром.



а)



б)

Рис. 3 – Установка для визначення величини зусилля руйнування поверхні насінини сої: а – загальний вигляд; б – зона контакту насінини і ножа деки

Величину деформації насінин вивчали під мікроскопом, попередньо роблячи поперечні до напрямку руйнування дослідні зрізи.



Рис. 4 – Визначення величини деформації поверхні насіння сої: а – загальний вигляд; б – деформоване насіння сої.

Ознаки початку руйнування поверхні насінини сої спостерігались при входженні ножа пристрою визначення зусилля (рис. 3, б) на відстань  $\delta = 1,5 \dots 2,0$  мм.

Середнє значення сили, що спричиняла деформацію поверхні насінини становить: при вологості  $W = 31\%$  –  $F = 1,1$  Н; при  $W = 12\%$  –  $F = 6,5$  Н; при  $W = 9\%$  –  $F = 12,2$  Н. Визначальним фактором величини зусилля руйнування є показник вологості насіння і функція  $F = f(W)$  носить нелінійний характер.

Співвідносячи динамічні та статичні зусилля руйнування поверхні насінини сої (2) та враховуючі отримані експериментальні дані та теоретичні залежності (9) можна встановити вираз для обґрунтування величини швидкості удару  $v$  насінини об поверхню деки:

$$v_n = \frac{F}{m \cdot g \cdot \sqrt{\frac{1-k}{1+k} \cdot (k-1)^2}}, \quad (10)$$

$$g \cdot \delta$$

де зусилля руйнування поверхні насінини сої  $F$ , маса насінини  $m$ , величини деформації  $\delta$  встановлені експериментально.

Або ж враховуючи нахил диска:

$$v = \frac{F \cos(\alpha)}{m \cdot g \cdot \sqrt{\frac{1-k}{1+k} \cdot (k-1)^2}} \cdot g \cdot \delta \quad (11)$$

Підставляючи у рівняння (11) відповідні значення, встановлені для матеріалу, що потребує подальшого сушіння, визначено величину швидкості руху насінини до удару, яка наближено рівна  $v=100\dots150$  м/с.

**Висновки:** Незначне деформування поверхні насінини сої призводить до інтенсифікації процесу її сушіння, у випадку подальшого обробітку для отримання олії. Це деформування доцільно проводити шляхом обрушування насіння із застосуванням пристрою на основі дискового розкидача.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження дають можливість встановити величину необхідної швидкості удару насінини сої об металеву деку обрушуючого пристрою і, як наслідок, визначити кінематичні та геометричні параметри робочих органів механізму.

#### Література

1. Про затвердження галузевої програми "Соя України 2008-2015" [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://www.uazakon.com/documents/date\\_e3/pg\\_gtcrox/index.htm](http://www.uazakon.com/documents/date_e3/pg_gtcrox/index.htm)
2. Технологічний регламент і комплекс машин для виробництва сої з використанням нових технічних засобів: Посібник українського хлібороба 2009.[Електронний ресурс] / О.П. Головашич, М.П.Білоткач, А.С.Півень та ін. – Режим доступу: [http://archive.nbuv.gov.ua/portal/Chem\\_Biol/Pukh/2009/251.pdf](http://archive.nbuv.gov.ua/portal/Chem_Biol/Pukh/2009/251.pdf)
3. Цизь К.Є. Аналіз засобів і методів післязбирального обробітку сої / Цизь К.Є. // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 23. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – С.155–160.
4. Котов Б.И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: дис. ... доктора техн. наук: 05.20.01 / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.
5. Дідух В.Ф. Науково-технологічні основи механізованого сушіння неоднорідних матеріалі: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.11 / Володимир Федорович Дідух. – Тернопіль, 2003. – 274 с.
6. Забродоцька Л.Ю. Обґрунтування технологічного процесу та параметрів сушарки вороху насіння трав: автореф. дис. ... канд. техн.

наук: 05.05.11 / Л.Ю. Забродоцька; Кіровогр. нац. техн. ун-т. — Кіровоград, 2012.

7. Подоляк В.М. Вдосконалення процесу сушіння вороху льону в нерухомому товстому шарі: дисертація ... канд. техн. наук: (05.20.01) / В.М. Подоляк; ЛДТУ. — Луцьк: РВВ ЛДТУ, 1999. — 204 с.

8. Дударев І.М. Обґрунтування технологічного процесу та параметрів сушарки льоносировини в рулонах: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Ігор Миколайович Дударев. — Глеваха, 2007. — 208 с.

9. Панасюк С.Г. Обґрунтування параметрів технологічного процесу сушіння качанів кукурудзи : Дис. канд. наук: 05.05.11/ Світлана Григорівна Панасюк. Вінниця. — 2008. — 177 с.

10. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел / Масликов В.А. — М. — «Пищевая промышленность», 1974. —439 с.

11. Цизь К.С. Дослідження процесу та пошук шляхів інтенсифікації сушіння насіння сої / Цизь К.С., Кірчук Р.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 42. Частина II. — Кіровоград: КНТУ, 2012. — С. 75-78.

12. Жуковський Н.Е. Теоретическая механика. Издание второе / Жуковский Н.Е. — М. — Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1952. — 812 с.

13. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник / Павловський М.А. — К.: — «Техніка», 2002. — 512 с.

14. Агамиров Л.В. «Сопrotивление материалов» [Електронний ресурс]. — Режим доступу: [http://mysopromat.ru/uchebnye\\_kursy/sopromat/](http://mysopromat.ru/uchebnye_kursy/sopromat/).

15. Методика решения задач механики: Метод. пособие/ [Белянкин А.Г., Матвеев А.Н., Сараева И.М., Устинова А.В., Шушурин С.Ф.]; под.ред. Матвеев А.Н. — М.: Изд-во МГУ, 1980. — 160 с.

16. Ловейкін В.С. Визначення швидкості руху частинки твердих мінеральних добрив після сходження з лопатки диска при врахуванні дії вітру/ В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. І. Дитюк // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. — 2009. — №2 : Сучасні проблеми землеробської механіки. — С. 180–188.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.*

УДК 631.333

А.С. Кобець, д.т.н.; М.М. Науменко, к.т.н.; Н.О. Пономаренко  
Дніпропетровський державний аграрний університет

## **РОБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ РОЗКИДАННЯ СИПУЧИХ МАТЕРІАЛІВ**

*Наведено обґрунтування конструкції робочого органу для розкидання сипучого матеріалу.*

**МІНЕРАЛЬНІ ДОБРИВА, РОЗКИДАЧ ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ, ВІДНОСНИЙ РУХ, ДИСК ІЗ ЛОПАТКАМИ, ДОТИЧНІ ДО РАДІУСУ ДИСКА, ШВИДКІСТЬ ВІЛЬОТУ.**

**Постановка проблеми.** Мінеральні добрива є одним з основних джерел підвищення родючості ґрунту і в більшості випадків вносяться суцільним способом. Ця операція виконується за допомогою різноманітних машинно-тракторних агрегатів, робота яких оцінюється за рядом показників якості [1]. Серед показників якості розкидачів добрив найголовніші – це повнота і норма внесення та рівномірність розподілу по площі. Останній показник особливо актуальний, коли вноситься повна доза, тому, що нерівномірне внесення може призвести до нерівномірного росту рослин, до накопичення в рослинній продукції шкідливих речовин особливо нітратів [2]. Все це призводить до зниження ефективності добрив, до зменшення врожайності і до зниження якості продукції рослинництва.

**Аналіз досліджень і публікацій.** В Україні домінують напрямки землеробства з використанням хімічних препаратів. Пов'язано це з багатьма факторами, але визначальним є те, що за розрахунками, через нестачу певних хімічних елементів у ґрунті, через хвороби рослин, наявність бур'янів і шкідників втрачається більше третини можливого урожаю. Для забезпечення належного рівня поживних речовин у ґрунті необхідно вносити мінеральні добрива. Витрати агрохімікатів у перерахунку діючої речовини на один гектар у світі зростають. Тобто існує проблема не тільки інтенсифікації процесів захисту рослин і внесення мінеральних добрив, але і пошуку нових механіко-технологічних шляхів економії ТМ та збереження навколишнього середовища [3].

Мінеральні добрива вносять за прямою або перевальною технологіями в залежності від наявної техніки та відстані від поля до складу. Остання застосовується рідко, оскільки супроводжується великими втратами добрив при транспортуванні. Вносять їх в оптимальні агротехнічні терміни, виконуючи

установлені дози та рівномірно розташовуючи їх по поверхні поля. Діаметр гранул добрив не повинен перевищувати 5 мм. Руйнування гранул до 1 мм – не більше 5%. [4-7] Нерівномірність розташування при поверхневому внесенні добрив по всій площі поля не повинна перевищувати 25% для кузовних машин та 15% – для тукових сівалок. Якість роботи машин залежить від точності регулювання відцентрового робочого органу та правильної установки ширини захвату агрегату. Нерівномірність внесення добрив відцентровими робочими органами машин часто перевищує паспортні значення в декілька разів та досягає 50–70%, що нерідко призводить до недобору на  $\frac{1}{4}$  врожаю сільськогосподарських культур. Досліди, які були проведені в господарствах [7] показали, що цей недолік можна виправити, якщо робочий захват агрегату не буде перевищувати оптимальних розмірів, які вказуються в технічній характеристиці розкидача.

Підвищення дальності розсіювання сипучого матеріалу можна досягти за рахунок зміни форми осі лопатки, яка приймається криволінійною, в формі дуги кола, випуклої в напрямку протилежному напрямку обертання і дотичної до радіуса диска в центрі [8].

**Мета досліджень.** Дослідити та покращити вплив конструкцій роторних робочих органів на якісні показники роботи розкидачів мінеральних добрив.

**Матеріал досліджень.** Одним із способів збільшення ширини захвату відцентрового розкидача і підвищення рівномірності розташування по ній мінеральних добрив є надання окремим порціям частинок початкових швидкостей, вільного руху, які відрізняються величиною та напрямком [9].

Відцентрові розкидачі подають більшу кількість добрив на середню частину полоси розсіву і меншу – по краях, в зв'язку з чим для покращення рівномірності потрібно працювати з перекриттям суміжних проходів. Але цей спосіб одночасно зменшує робочу ширину захвату, що в деякій мірі понижує переваги відцентрового розкидача. Щоб покращити рівномірність, необхідно змінити характер розташування добрив по ширині захвату. Найбільш просто це здійснити шляхом зміни прямолінійної осі лопатки, на криволінійну, в формі дуги, кола випуклої в напрямку, протилежному напрямку обертання і дотичної до радіуса диска в центрі.

З цією метою в ДДАУ було досліджено конструкцію відцентрового розкидача мінеральних добрив.

Схема конструкції робочого органу (вид зверху та розріз А-А) наведена на рис. 1.

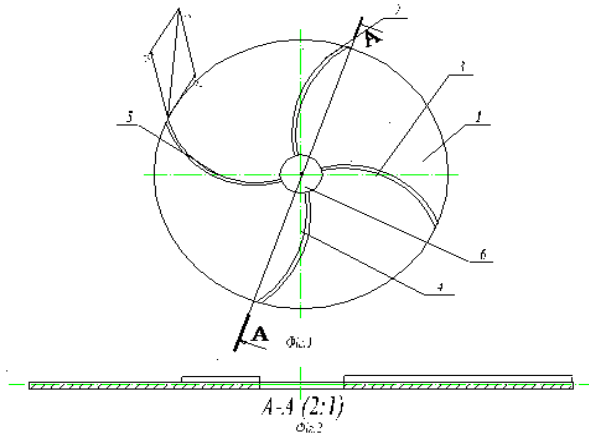


Рис. 1 – Робочий орган для розкидання сипучих матеріалів

Схема конструкції робочого органу (вид зверху та розріз А–А) наведена на рис. 1.

Робочий орган складається з диска 1, що обертається, із закріпленими на ньому лопатками 2, 3, 4, 5, криволінійні осі яких є дотичними до радіуса диска в його центрі. Диск 1 обертається на вертикальному валі 6.

Пристрій працює наступним чином. Сипучий матеріал, що подається на диск 1, захоплюється лопатками 4 і під дією відцентрових сил переміщується вздовж лопаток 4 і сходять з поверхні диску 1 та розсівається по поверхні поля.

Швидкість вильоту добрив буде визначатися як [1]:

$$\vec{V} = \vec{V}_r + \vec{V}_e, \quad (1)$$

де  $\vec{V}_r, \vec{V}_e$  – відповідно відносна та переносна швидкість вильоту сипучої суміші, м/с.

Причому,

$$V_e = \omega \cdot R, \quad (2)$$

де  $R$  – радіус диска;  $r_0$  – відстань від центра диска до внутрішнього торця лопатки.

При криволінійній формі осі лопатки, що пропонується, дальність польоту частинок сипучого матеріалу значно змінюється в бік зростання.

Відносну швидкість можна визначити з основного рівняння динаміки відносного руху окремої туки, яка для випадку, що розглядається має вигляд:

$$m\overline{Wr} = \overline{P} + \overline{F_{T1}} + \overline{F_{T2}} + \overline{N_1} + \overline{N_2} + \overline{F_e} + \overline{F_K}, \quad (3)$$

де  $m$  – маса туки;  $W_r$  – відносне прискорення;  $P = mg$  – вага туки;  $N_1$  – горизонтальна нормальна реакція лопатки;  $F_{T1}$  – сила тертя, що виникає при ковзанні туки по лопатці;  $N_2$  – вертикальна нормальна реакція диска;  $F_{T2}$  – сила тертя, що виникає при ковзанні туки по диску;  $F_e$  – переносна сила інерції;  $F_K$  – Коріолісова сила інерції.

Вектори сил, що діють на туку окрім вертикальних сил  $P$  і  $N_2$  наведенні на рис. 2.

Проектуючи вектори рівняння (3) на дотичну до траєкторії можна отримати:

$$mWr = -F_{T1} - F_{T2} + F_e \cos \frac{\gamma}{2} \quad (4)$$

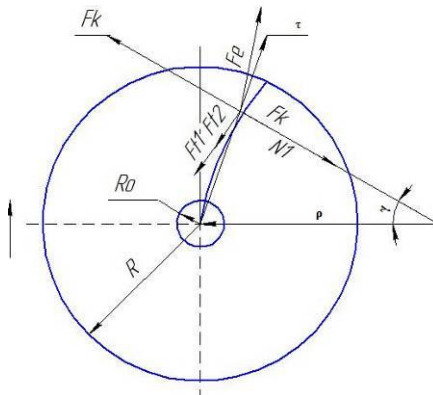


Рис. 2 – Схема сил, що діють на туку в горизонтальній площині, та геометричні характеристики розкидача

Сили тертя  $F_{T1}$  і  $F_{T2}$  визначаються як

$$F_{T1} = f_1 N_1 \text{ і } F_{T2} = f_2 N_2,$$

де  $f_1$  і  $f_2$  – коефіцієнт тертя ковзання.

Скалярне рівняння для визначення нормальної реакції  $N_1$  має вигляд:

$$N_1 - F_K - F_e \sin \frac{\gamma}{2} \quad (5)$$

Коріолісова сила інерції визначається як:

$$F_K = m2\omega V_r,$$

де  $\omega$  – кутова швидкість диска;



$V_r$  – відносна швидкість туки.

Для переносної сили інерції можна отримати:

$$F_e = m\omega^2 2\rho \sin \frac{\gamma}{2},$$

де  $\rho$  – радіус кривизни осі лопатки.

Враховуючи викладене, і маючи на увазі, що  $N_2 = mg$ , приводимо рівняння (4) до вигляду:

$$mW_r = -f_1 2m \omega V_r - f_1 m \omega^2 2 \rho \sin \frac{\gamma}{2} - f_2 mg + m \omega^2 2 \rho \sin \frac{\gamma}{2} \cos \frac{\gamma}{2},$$

або

$$\frac{dV_r}{dt} = -2f_1 \omega V_r - 2f_1 \omega^2 \rho \sin \frac{\gamma}{2} - f_2 g + \omega^2 \rho \sin \gamma.$$

Виражаючи відносну швидкість  $V_r$  і поточне значення кута  $\gamma$  через дугову координату  $s$  можна прийти до остаточного вигляду рівняння:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = -2f_1 \omega \frac{ds}{dt} - 2f_1 \omega^2 \rho \sin \frac{s}{2\rho} - f_2 g + \omega^2 \rho \sin \frac{s}{\rho}. \quad (6)$$

Чисельний розв'язок диференціального рівняння (6) дає можливість встановлювати кінематичні характеристики відносно руху, що дозволяє визначити при якому радіус кривизни  $\rho$  абсолютна швидкість вильоту туки буде максимальною.

Як окремий випадок з рівняння (6) витікає диференціальне рівняння руху вздовж прямолінійної радіальної лопатки, яке для  $\rho \rightarrow \infty$  має вигляд:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = -2f_1 \omega \frac{ds}{dt} - f_1 \omega^2 s - f_2 g + \omega^2 s. \quad (7)$$

При незначній силі тертя, для  $f_1 = f_2 = 0$ , диференціальне рівняння (7) дає розв'язок:

$$V_r = \omega \sqrt{R^2 - R_0^2}, \quad (8)$$

де  $R_0$  – радіус вала розкидача.

Тоді абсолютна швидкість вильоту складатиме:

$$V = \omega \sqrt{2R^2 - 2RR_0 + R_0^2}$$

Для випадку коли  $R_0 \ll 0$ , відносна швидкість може бути визначеною як:

$$V = \omega R.$$

Теоретичне значення абсолютної швидкості вильоту матиме мінімальне значення:

$$V_{min} = \omega R \sqrt{2}.$$

Для лопатки з радіусом кривизни  $\rho = \frac{R}{2}$  абсолютна швидкість за тих же умов складатиме:

$$V_{max} = 2\omega R.$$

З викладеного витікає очевидна перспективність застосування лопатки криволінійною віссю обертання, так як швидкість вильоту гранул добрива може бути суттєво збільшеною, при забезпеченні мінімального тертя гранул з робочими поверхнями диска.

**Висновки.** Установка плоского диска з криволінійною формою повздожньої осі лопатки дозволить збільшити ширину захвату розсіювання сипучих матеріалів та приведе до підвищення рівномірності їх розподілу по поверхні ґрунту за рахунок накладання секторів і без втрат продуктивності.

Ефективність запропонованого робочого органу підтверджується проведеними дослідями.

#### Література

1. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоритической механики. Том1.
2. Ковтун Ю.В., Нетецький Л.Г. Статистичні аспекти показників якості при механізованому внесенні добрив // Наукові праці Полтавської державної аграрної академії. – Том 6 (25).Механізація та електрифікація сільського господарства. – Полтава: РВВ ПДАА, 2007. С. 65 – 68.
3. Сівак І.М. Обґрунтування параметрів регулювання розподільника мінеральних добрив в системі точного землеробства: Дис. канд. наук: 05.05.11 – 2008.
4. А.Б. Лурье, А.А. Громбчевский / Расчет и конструирование сельско-хозяйственных машин. – М.: Машиностроение. 1977. – 528 с.
5. М.Г. Догановский, Е.В. Козловский. Машины для внесения удобрений. – М.Машиностроение», 1972. – 272 с.
6. Индустриальная технология применения минеральных удобрений / Сост. М.Н.Марченко. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 239 с.: ил.
7. Контроль качества полевых работ: Справочник. – М.: Росагропромиздат, 1991. – 191 с.

8. Заявка на патент на корисну модель «Робочий орган для розкидання сипучих матеріалів.

9. С.Д. Полонецкий, Б.А. Кушилкин, В.Д. Переверзев. Об улучшении качественных показателей центробежных разбрасывателей. – В сб. Записки Воронежского СХИ им.К.Д. Глинки. Т.35. 1968.

УДК 631.4

© Л.В. Коломієць, к.с.-г.н.; В.П. Резніченко, к.с.-г.н.; О.В. Прищепова  
Кіровоградський національний технічний університет

### **СИДЕРАЦІЯ ЯК АЛЬТЕРНАТИВА ТРАДИЦІЙНОМУ УДОБРЕННЮ**

*Проаналізовано значення сидеральних культур для відновлення родючості ґрунту, покращення фітосанітарного стану посівів, забезпечення необхідного рівня врожайності сільськогосподарських культур при одночасному зниженні кількості мінеральних добрив. Наведено особливості мікробіологічних процесів у ґрунті, котрі поліпшують його властивості.*

**СИДЕРАЛЬНІ КУЛЬТУРИ, ҐРУНТ, ДОВКІЛЛЯ, ДОБРИВА, ХІМІЗАЦІЯ, РОДІЮЧІСТЬ, АЗОТ, ФОСФОР, КАЛІЙ, ЕКОЛОГІЧНЕ ЗЕМЛЕРОБСТВО.**

**Постановка проблеми.** На деякому етапі розвитку сільського господарства з усіх існуючих засобів боротьби за врожай перевага була надана тотальній хімізації землеробства. Відбувається неухильне зниження вмісту гумусу в ґрунтах, що викликало в Україні зростання за останні 17 років внесення мінеральних добрив на гектар орної землі (в перерахунку на 100%-ний вміст поживних речовин) з 65,1 до 157,4 кг. Внесення надвисоких доз мінеральних добрив та пестицидів призводить до забруднення водойм, питної води і продуктів харчування. Постає необхідність впровадження якісно нових технологій вирощування сільськогосподарських культур.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Україна взяла на себе зобов'язання дотримуватися міжнародних принципів сталого розвитку (Йоханесбург, 2002). Основним практичним напрямом сталого розвитку у галузі сільського господарства є “органічне агропробудництво”. Попри існуючі труднощі, галузь органічного

агровиробництва набирає обертів в Україні, на сьогодні поєднуючи біологічне і традиційне господарювання на Землі.

З метою стимулювання сільгоспвиробників до застосування зокрема сидеральних культур Постановою Кабінету Міністрів від 25 червня 2008 р. №579 “Про затвердження Порядку використання коштів, передбачених у державному бюджеті для фінансування заходів із захисту, відтворення та підвищення родючості ґрунтів” передбачалась підтримка в сумі 400 грн/га, але через ряд обставин дана постанова реалізована не була [1, 2].

В Германії, Нідерландах, Франції та ін. країнах сьогодні сидерація стала звичним прийомом обробітку ґрунту. В Україні досі недостатньо розроблено рекомендацій щодо застосування сидерального удобрення. Необхідно провести ряд додаткових досліджень особливостей росту і розвитку сидеральних культур при незвичних строках посіву, обумовлених видом сидерації (проміжний, основний і т.д.), особливості агротехніки, вимоги до маси, котра заробляється в ґрунт. Для обґрунтування застосування сидератів слід закласти досліди на порівняння врожайності культур, провести якісний аналіз отриманої продукції, визначити черговість мінерального та органічного удобрення, післядію сидератів та ряд інших питань.

Сидератам належить особлива роль у забезпеченні екологічної рівноваги агрофітоценозів. Вирастаючи між основними культурами в сівозмінних полях, сидерати затінюють ґрунт, пригнічують бур'яни, виступають як фітосанітари, перешкоджають водній та вітровій ерозії, підвищують біологічну активність ґрунту, поліпшують її агрохімічні, водно-фізичні властивості й структуру. Вони позитивно впливають на якість вирощуваної продукції. Основним резервом у збільшенні приходу біологічного азоту повинні стати бобові сидерати, що використовуються як проміжні культури, які не займають самостійного поля. Поживні сидерати значно знижують засміченість полів, що дозволяє до мінімуму скоротити застосування засобів хімічного захисту рослин від шкідників, хвороб і бур'янів.

Сільгоспідприємства з низьким економічним потенціалом, які не можуть забезпечити виробництво достатньою кількістю добрив, орієнтуються на вимушену біологізацію землеробства з якомога ширшим використанням місцевих ресурсів – залишенням на полях подрібненої соломи, стебел, гички цукрових і кормових буряків тощо. Тому і такий дешевий та ефективний спосіб удобрення ґрунту, як використання сидеральних культур, знаходить все більше поширення.

Найбільш ефективне внесення сидеральних добрив, за результатами досліджень українських вчених, спостерігається при

виросуванні картоплі, кормових і цукрових буряків, кукурудзи, озимих зернових, овочевих і плодово-ягідних культур.

Завдяки сильно розвинутій кореневій системі сидерати підвищують родючість не тільки верхнього орного шару, а й більш глибоких підорних горизонтів ґрунту і підґрунту: покращується азотний режим, збільшується вміст доступних для рослин фосфору і калію, відбуваються позитивні зміни фізико-хімічного стану ґрунту, в той час як удобрювальна дія гною обмежується верхнім орним шаром ґрунту.

Виходячи з багаторічних спостережень, вважається, що сидерати краще загортати в ґрунт пізно восени, коли мікробіологічні процеси в ньому майже припиняються. Як правило, до кінця жовтня запаси ґрунтової вологи повністю відновлюються в межах 180 мм і сидеральна маса потрапляє у вологе середовище з пониженою температурою, яка продовжує знижуватися. За таких умов сидеральна маса розкладається дуже повільно, отже поживні речовини не вимиваються у нижні шари ґрунту, їх втрати від вимивання, як і втрати газоподібного азоту, є мінімальними. Навесні за підвищення температури ґрунту починається розклад рослин-сидератів, виділення значної кількості вуглекислого газу, що сприяє ґрунтовому і повітряному живленню рослин.

Спостережено, що краще пріорювати масу сидератів, які зазнали впливу осінніх заморозків. При накопиченні значної маси врожаю заробка в ґрунт може супроводжуватись деякими труднощами, тому виникає необхідність попереднього дискування площі. Пріорювання надалі виконують по ходу руху дискових борін.

Зелена маса, а також коренева система рослин проміжних культур характеризуються вузьким співвідношенням вуглецю до азоту, що не перевищує 10:1 для надземної маси і 17-20:1 – для коренів. При використанні в якості добрива, післяжнивні культури сприяють зниженню співвідношення вуглецю до азоту в усій масі рослинних решток, які потрапили у ґрунт. Тому доцільним може бути заорювання соломи разом із післяжнивною культурою [3, 4].

**Мета досліджень.** Вивчення доцільності та можливостей використання сидерального удобрення в системі землеробства, на основі аналізу літературних даних та практичних досліджень.

**Результати досліджень.** Найскладніші умови для сидератів складаються за їх вирощування в післяжнивний період (липень-серпень), який характеризується дефіцитом вологи. Її запаси в шарі 0–10 см на чорноземах становлять 3–8 мм і менше. Аби не допустити повного випаровування води з призначеного під сидерати ґрунту, треба

разом зі збиранням озимини, і, як виняток, – через один день після збирання, застосувати поверхневий обробіток ґрунту, що складається з його дискування на 5–6 см, боронування та прикотковування поверхні кільчастими котками. Такий обробіток, особливо проведений уночі, руйнує капіляри між верхнім обробленим і нижніми необробленими більш зволженими шарами (з яких вода піднімається по капілярах вгору), що припиняє її випаровування та сприяє поступовому зволоженню верхнього шару.

Навіть найменші дощі (3–5 мм), які в агрономії вважаються неефективними, для післяжнивних сидератів дуже корисні. Подальші, більш рясні, дощі (до 10 мм і більше) зволожують ґрунт спочатку на глибину до 15 см, а згодом — на всю глибину кореневмісного шару. Такі умови в поєднанні з теплою погодою в липні-вересні сприяють інтенсивному росту сидератів, перешкоджають розмноженню бур'янів та шкідників [5].

В умовах перехідної зони південного Лісостепу – північного Степу попередніми дослідженнями встановлено, що після збору ярого ячменю, оптимально використавши періоди, коли складаються сприятливі погодні умови, можна вирощувати сидеральні культури з коротким вегетаційним періодом. Підвищення родючості ґрунтів є одним із основних напрямків збільшення виробництва сільськогосподарської продукції, економії енергоресурсів та збереження екологічної стійкості середовища. Досягається воно головним чином за рахунок мінеральних добрив та меліорантів в поєднанні з агротехнічними заходами. Застосовуючи засоби хімізації, потрібно враховувати їх негативну дію на навколишнє середовище та токсиколого-гігієнічні показники рослинної продукції. В нинішніх умовах значно підвищується роль місцевих органічних добрив, які стабілізують вміст гумусу в ґрунті при систематичному застосуванні.

Для адаптації сидеральних культур в систему землеробства проводились дослідження процесів росту сидератів та впливу їх на урожайність цукрового буряка. Норми внесення мінеральних добрив під культуру визначалися в залежності від забезпеченості ґрунту поживними речовинами та запланованого врожаю (табл. 1).

Таблиця 1 – Норми добрив (кг/га д.р.) під цукровий буряк в залежності від висоти запланованого врожаю та забезпеченості ґрунту поживними речовинами

Зап-лан. врожай, ц/га	Вміст поживних речовин у шарі ґрунту, мг на 100 г											
	азоту				фосфору				калію			
	0-10	10-15	15-20	20-25	2-5	5-10	10-15	15-20	2-4	4-8	8-12	12-18
250	75	50	40	25	70	55	30	10	65	55	40	25
350	105	75	55	30	100	75	45	15	95	75	55	30
450	135	95	70	40	125	95	55	20	120	95	70	40

За даними табл. 1 для одержання врожаю цукрових буряків на рівні 350 ц/га після бобового попередника (гороху) при фактичному забезпеченні поля азотом в 9,1, фосфором – 5,2 і калієм – 14 мг на 100 г ґрунту норми добрив становитимуть:

- по азоту –  $105 - 12 = 93$  кг/га, де 12 – поправочний коефіцієнт;
- по фосфору – 75 кг/га;
- по калію – 55 кг/га.

Якщо уточнити розрахунки за формулами, отримаємо:

доза азоту =  $(0,36 - 0,012 \cdot N) \cdot Y - N_{nonp} = (0,36 - 0,012 \cdot 9,1) \cdot 350 - 12 = 75,78$  кг/га;

доза фосфору =  $(0,34 - 0,017 \cdot P) \cdot Y = (0,34 - 0,017 \cdot 5,2) \cdot 350 = 88,06$  кг/га;

доза калію =  $(0,32 - 0,013 \cdot K) \cdot Y = (0,32 - 0,013 \cdot 14) \cdot 350 = 48,3$  кг/га;

де N – вміст азоту, що гідролізується в ґрунті, мг на 100 г;

P – вміст фосфору в ґрунті, мг на 100 г;

K – вміст калію в ґрунті, мг на 100 г;

Y – висота врожаю, ц/га;

$N_{nonp}$  – поправка на попередник.

Названі розрахунки можна знизити за рахунок локального внесення, але для полів з низьким вмістом поживних речовин цього робити не варто, оскільки родючість ґрунтів буде знижуватись.

Урожай зеленої маси сидеральних культур становив у межах 243-332 ц/га (табл. 2). За цінністю це можна прирівняти до внесення 30т гною/га. Порівняння врожайності цукрових буряків, вирощених по чорному пару, сидерату і варіанту із внесенням розрахованої дози мінерального добрива свідчить про доцільність сидерації, оскільки збір коренеплодів при мінеральному та органічному удобренні склав 361 та 365 ц/га відповідно, контроль (чорний пар) без удобрення забезпечив нижчий рівень врожаю – 282 ц/га (табл. 3).

Таблиця 2 – Урожайність зеленої маси сидеральних культур, 2011–2012 рр.

Сидеральна культура	Урожайність, ц/га		
	2010 р.	2011 р.	Середнє за 2010-2011 рр.
Люпин білий однорічний	284	298	290
Гречка	277	293	285
Гірчиця біла	237	249	243
Редька олійна	329	335	332

Цукрові буряки – вологолюбна культура, але разом з тим завдяки потужній кореневій системі, здатній добувати вологу з глибоких горизонтів, – порівняно стійка до посухи. Наявність в орному шарі ґрунту води близько 30–40 мм забезпечує дружні сходи буряків.

Таблиця 3 – Врожайність цукрових буряків, 2011–2012 рр., в залежності від виду удобрення

Варіанти	Збір коренеплодів, ц/га			Приріст, ц/га	
	2011 р.	2012 р.	середнє за 2011-2012 рр.	до контролю	до мінерального удобрення
Контроль – без удобрення (чорний пар)	279	285	282	-	-
Внесення мінерального удобрення (N <sub>76</sub> P <sub>88</sub> K <sub>48</sub> )	352	370	361	79	-
Посів на сидерат люпину білого однорічного	369	380	375	93	14
Посів на сидерат гречки	364	378	371	89	10
Посів на сидерат гірчиці білої	356	375	366	84	5
Посів на сидерат редьки олійної	358	370	364	82	3



Найбільшу кількість води вони споживають у липні-серпні. Для одержання максимального врожаю за цей період потрібно 300–320 мм вологи, а за весь період вегетації – приблизно 450–500 мм. Загалом цукрові буряки в районах північного Степу і південного Лісостепу забезпечені достатньою кількістю вологи протягом усього вегетаційного періоду. Зайнятий пар має вищий запас вологи, оскільки надземна маса рослин перешкоджає її випаровуванню, чим і пояснюється прибавка врожаю коренеплодів за удобрення сидератами.

**Висновки.** За налагодженої організації виробництва в зоні нестійкого та достатнього зволоження України зелені добрива можуть стати надійним плановим заходом повернення поживних речовин у ґрунт, покращення фітосанітарного стану полів, зменшення забруднення навколишнього середовища та скорочення виробничих витрат у рослинництві. Впровадження сидеральних культур, як невід’ємного компонента в системі органічного, або екологічного землеробства, – забезпечить стійке відновлення родючості ґрунту та бажану якість отриманої продукції.

#### Література

1. Носенко Ю. Сидерати / Ю.Носенко // Агробізнес сьогодні, 2011. – №12. – С.24–27.
2. Сидеральні культури: Практичні рекомендації / Антоненць С.С., Антоненць А.С., Писаренко В.М. [та ін.]. – Полтава: “Сімон”, – 2011. – 51 с.
3. Лихочвор В. В. Добривна альтернатива/В.В.Лихочвор //Зерно. – 2008. – № 3. – С.62-72.
4. Довбан К.И. Зеленое удобрение. – М.: Агропромиздат, 1990. – 208 с.
5. В. Артеменко. Сидерати / В.Артеменко // Пропозиція. – 2003. – №6. – С.36–38.

*Рецензент д.т.н., проф. В.М. Сало.*

УДК 66.084.6

© Ф.М. Крисак, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **ВПЛИВ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ ДІЇ ВОДИ НА ПРОЦЕС МИТТЯ КОРЕНЕПЛОДІВ**

*У статті розглянуто останні дослідження впливу гідродинамічної дії води на процес миття коренеплодів з метою удосконалення процесів і конструктивних рішень нових мийних машин.*  
**МИТТЯ, ГІДРОДИНАМІКА, ВІБРАЦІЯ, СПРИНЦЮВАННЯ.**

**Постановка проблеми.** Сучасні вимоги до якості продукції вимагають удосконалення процесів і пошук нових конструктивних рішень з метою підвищення ступеня відмивки коренеплодів із меншими витратами енергії, миючої рідини, матеріалів.

**Аналіз останніх досліджень.** Гідродинамічну дію води в процесі миття досліджували вчені А.К. Гладушняк, П.П.Лобода, М.Д. Хоменко та інші, проте необхідно в подальшому проводити дослідження з метою вдосконалення процесів миття і розробки високоефективних мийних машин.

**Мета дослідження** вивчити сучасні обґрунтування гідродинамічної дії води на процес миття коренеплодів.

**Результати дослідження.** В агропромисловому комплексі для миття коренеплодів, з метою подальшого їх закладення на зберігання, переробки, реалізації в закладах торгівлі, ведуться постійні пошуки на створення достатньо простих компактних мийних машин, використання яких забезпечить відносно невеликі питомі витрати енергії, води, матеріалів та дозволить досягти необхідного ступеня відмивки. Найчастіше у якості мийної рідини для коренеплодів використовують воду, склад і властивості якої повинні відповідати вимогам ГОСТ 2874 – 82 "Вода питна". Відповідно до нього її якість визначається трьома групами показників: бактеріологічними, наявності токсичних хімічних речовин та органолептичними.

У процесі миття коренеплодів найбільше значення набувають такі властивості води як змочуваність, поверхневий натяг і миюча здатність. Вплив води на відмивання коренеплодів може бути багатофакторним.

При відмочуванні грудки ґрунту, які знаходяться у воді, поглинають вологу, при цьому відбувається набухання колоїдів і створення між частинками ґрунту, а також між поверхнею коренеплоду

і частинками ґрунту плівкової і капілярної води. Чим довше коренеплоди знаходяться у воді, тим більше частинок ґрунту відпадає і переходить у воду і тим більше слабшають зв'язки між частинами і силами налипання.

Під дією потоку води ґрунт стає вологим, міняє свою структуру і розсипається на елементарні частинки, які виносяться потоком води. Відрив твердих частинок від загальної маси ґрунту проходить внаслідок турбулентності рідини, що рухається. В місцях дотику рідини з ґрунтом виникає додаткова сила, яка спричинена вихорами і яка сприяє відриву частинок ґрунту. За кожним горбочком поверхні, що обробляється, виникають місця відриву, а на лобовій стороні створюється підвищений тиск. Несиметричне обтікання потоком частинок забруднень призводить до появи сил зміщення, які порушують рівновагу частинок.

Швидкість  $v_n$  проникнення води у ґрунт пропонується визначати за формулою:

$$v_n = \frac{K \cdot S_\phi (h_\phi + l_\phi)}{l_\phi}, \quad (1)$$

де  $K$  – коефіцієнт фільтрації;  $S_\phi$  – площа перерізу фільтра;  $h_\phi$  – товщина фільтра;  $l_\phi$  – висота водяного стовпа на фільтрі.

Коефіцієнт фільтрації знаходиться в межах 1 – 8 мм/хв. Для проникнення води в шар ґрунту завтовшки 0,5 см необхідно близько хвилини.

Процес змиву ґрунту з коренеплодів внаслідок гідродинамічної дії води аналогічний до процесу розчинення або масообміну в системі “тверде тіло – рідина”. Тому дослідження з інтенсифікації процесу масопередачі в полі механічних коливань становить певний інтерес.

П.П. Лобода [1] досліджував процес розчинення циліндричних тіл діаметром понад 5 мм в апараті з вібруючою круглою пластиною. В процесі досліджень встановлено, що причиною інтенсифікації масовіддачі є високотурбулентні пульсуючі потоки, які виникають при коливаннях робочого органу. Швидкість масовіддачі збільшується зі збільшенням амплітуди і частоти та зменшується із віддаленням від вібруючої пластини. Середня швидкість пульсуючих потоків залежить від амплітуди, частоти коливань і відносної площі робочого органу, а також від відстані до вібруючої пластини, яка генерує ці потоки.

Вищеназваний автор запропонував критеріальне рівняння масовіддачі тіл до рідини в апаратах з вібруючими пристроями:

$$Nu_g = 1,48 \cdot 10^{-2} Re_b^{1,0} Pr_g^{0,5},$$

у якому критерій Нуссельта  $Nu_g$  характеризує зміну коефіцієнта масовіддачі під дією пульсуючих потоків, а критерій Рейнольдса  $Re_b$  – інтенсивність цих потоків. Рівняння справедливе при  $Re_b < 4000$  та при критерії Прандтля  $Pr_g = 970 - 63000$ .

Значно інтенсифікується процес масопередачі в системі “тверде тіло – рідина” при застосуванні низькочастотних коливань [2]. Досліджуючи масопередачу коливного у рідині циліндра, встановлено, що виникають вихрові потоки. При частоті коливання  $n$  та амплітуді  $A$ , яка менша за діаметр частин  $d_m$ , виникає приграничний шар завтовшки

$$\delta_m = \sqrt{\frac{\gamma_p}{n}}. \text{ Коли } A/d_m > 1, \text{ то спостерігається відрив приграничного}$$

шару. Процес розчинення твердих частин для  $A/d_m < 1$ , коли тверді частинки не захоплюються рідиною, можна описати рівнянням:

$$\frac{k_p d_m}{2D_m} = 2 + 0,416 \left[ \frac{C^2 d_m}{2D_m \sqrt{n\gamma_p}} \right]^{1/3}, \quad (2)$$

де  $C = 4\pi A$ ;  $k_p$  – коефіцієнт масопередачі у рідкій фазі, м/с;  $\gamma_p$  – коефіцієнт кінетичної в’язкості рідини, м<sup>2</sup>/с;  $D_m$  – коефіцієнт молекулярної дифузії, м<sup>2</sup>/с.

Для  $A/d_m > 1$ , залежність набуває вигляду:

$$\frac{k_p d_m}{D_m} = 2 + 0,26 \left[ \frac{A \cdot d_m}{\sqrt{2\gamma_p}} \right]^{0,6} S_c^{1/3}, \quad (3)$$

де  $S_c$  – критерій Струхаля.

В процесі миття після перетирання коренеплоди піддають спринцюванню водяними струменями, які виходять із насадок. Незатоплений рідинний струмінь складається з трьох структурних ділянок: компактного, роздрібненого та розпиленого. Найбільший вплив чинить струмінь в межах компактної ділянки. Форма перерізу струменя залежить від форми отвору, через який він витікає. На деякій відстані від насадки поперечний переріз струменя набуває форми циліндра, а після розчленування частинки набувають кулеподібної форми. Довжина компактної ділянки приблизно рівна 150 діаметрів струменя.

Кінетична енергія струмені в насадці (в Дж):

$$E = \frac{mv^2}{2} = \frac{Q\rho v^2}{2} = \frac{\pi\mu\phi^2 d^2}{8} \rho \left( \frac{2p}{\rho} \right)^{2/3}, \quad III \quad (4)$$

де  $d$  – діаметр отвору, м;  $P$  – тиск рідини в насадці, Па;  $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $Q$  – росхід води через насадку при постійному тиску, м<sup>3</sup>/с;

$v$  – швидкість витоку із насадки, м/с;  $\mu$  – коефіцієнт розходу води;  $\varphi$  – швидкісний коефіцієнт.

Із виразу видно, що енергія струменю залежить від маси рідини і швидкості витоку. Кращими з енергетичної точки зору являються діаметри отворів витоку струменів із насадок 1,5 – 2,5 мм. При подачі повітря в центр струменю, який витікає із циліндричної насадки інтенсивність миття збільшується на 18 %.

Для відмиву забруднень застосовують мийки з тиском мийної рідини 10 МПа і більше [3]. Вода під тиском надходить до насадки з форсункою, в якій вона розганяється до високої швидкості. Саме від форсунки залежить величина швидкості, тому існує велика різноманітність форсунок для виконання різних операцій. Як правило, всі апарати комплектуються регульованою форсункою, з її допомогою можна змінити форму струменя від вузько-спрямованого до широкого.

М.Д. Хоменко [4] запропонував спосіб інтенсивної мийки з використанням кінетичної енергії висонапірних струменів води, потенціальної енергії процесу кавітації, гідравлічних ударів рідинно-повітряної суміші. Миття проходить наступним чином. За рахунок дозування повітря водоповітряна суміш (рідина-газ) надходить в насос і під високим тиском ( $P=11,0-11,5$  МПа) подається на соплоапарати. Вихідна швидкість струменю суміші має велику кінетичну енергію, а різкий спад тиску велику потенціальну енергію повітря в процесі кавітації. Разом струмінь суміші і вплив кавітації діють на поверхню кожного коренеплода під тангенціальним і прямим кутом, інтенсивно видаляють зв'язані забруднення з поверхні коренеплодів, в тому числі і із занурених.

**Висновки.** При митті коренеплодів використовують воду для замочування, ополіскування, спринцювання. З метою інтенсифікації процесу миття коренеплодів при розробці мийних машин нової конструкції необхідно застосовувати: спринцювання з використанням насадок із отворами 1,5 – 2,5 мм та з ежекцією повітря; високонапірні струмені води, потенціальну енергію процесу кавітації, гідравлічні удари рідинно – повітряної суміші.

#### Література

1. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй / Генрих Наумович Абрамович. — М.: ЭКОЛИТ, 2011. — 720 с.
2. Выбор мойки высокого давления [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://crampera.com/a\\_19.html](http://crampera.com/a_19.html)

3. Лобода П.П. Исследование массотдачи от твердых тел к жидкости в аппарате с вибрирующим устройством: дис. ... канд.техн.наук: 05.18.12 / Лобода Павел Петрович. – К.,1966. – 182 с.

4. Хоменко М.Д. Принципова схема підключення ежектора при водоповітряному пульсаційному відмиванню цукрових буряків / М.Д. Хоменко, С.О., Нарожний, А.І., Сорокін // Харчова промисловість. – 2011. – № 10. – С. 155 – 157.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух.*

УДК 631.363.2

© В.Ф. Кузьменко, к.т.н.

ННУ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”

Л.П. Серета, к.т.н.; О.В. Холодюк

Вінницький національний аграрний університет

## **ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ РУХУ МАСИ ЛЮЦЕРНИ ПО МЕТАЛЕВІЙ ПОВЕРХНІ**

*Розглянутий метод визначення коефіцієнта тертя руху стеблової маси по диску. Описана будова лабораторної установки і принцип її дії. Визначена залежність коефіцієнта тертя руху стеблової маси люцерни різної вологості від тиску та швидкості взаємодії з диском.*

### **ДИСК, КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ РУХУ, СТЕБЛОВА МАСА, ПОДРІБНЮВАЛЬНИЙ АПАРАТ.**

**Постановка проблеми.** Коефіцієнт тертя руху є однією із основних фізико-механічних властивостей стеблової маси, що суттєво впливає на зусилля і енерговитрати в процесах різання та транспортування матеріалу по робочим органам кормозбиральних машин. Основними чинниками, що впливають на величину коефіцієнта тертя руху є швидкість ковзання, питоме навантаження (тиск), вологість матеріалу, стан поверхні тертя, температура, час притирання і т.і.

Перелічені чинники характерно присутні в бітерно-ножовому різальному апараті з дисковими ножами, під час роботи якого маса різної вологості взаємодіє із дисками, що обертаються (швидкість ковзання), притискається до бічної поверхні диска (тиск) [1, 2].

Розглядаючи роботу бітерно-ножового подрібнювального апарата, можна стверджувати, що коефіцієнт тертя руху залежить від швидкості обертання дискового ножа, тиску стеблової маси, вологості і стану поверхні ножа.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженням фізико-механічних властивостей стеблових матеріалів займалися визначні вчені, такі як: В.А. Желіговський, Н.В. Сабліков, Н.Є. Резнік, С.В. Мельников, О.М. Царенко, Л.В. Крагельський, Г.А. Хайліс, С.І. Рустамов, В.І. Особов та ін. У своїх роботах автори наводять результати експериментальних досліджень зміни коефіцієнта тертя руху за певних умов, наприклад: досліджувана культура, її вологість, тиск маси на поверхню, швидкість руху робочого органу та матеріал його поверхні. При дослідженні коефіцієнта тертя руху використовували, як найпростіший пристрій – похилу площину з можливістю змінювати матеріал поверхонь тертя, так і пристрій В.А. Желіговського, Л.В. Крагельського (трибометр) та ряд модернізованих конструкцій пристроїв [3]. Для отримання достовірних результатів у роботах [4, 5, 6] наведені схеми пристроїв для дослідження коефіцієнта тертя руху, що дозволяють максимально наблизити умови досліджень в лабораторії до реального процесу роботи у польових умовах.

Результати, які наводять дослідники у своїх роботах різняться, оскільки виконувались за різних умов, не містять емпіричних залежностей, які дозволили б описати зміну коефіцієнта тертя руху від досліджуваних факторів.

**Мета дослідження** – встановлення математичної моделі зміни коефіцієнта тертя руху стеблової маси люцерни по диску.

**Результати досліджень.** Для визначення величини коефіцієнта тертя руху ( $f$ ) та його залежності від навантаження ( $P$ ), швидкості ковзання маси ( $V$ ) по диску за різної вологості було виготовлено експериментальну установку, представлену на рис. 1.

Установка складається з рами 1 до якої жорстко закріплені стакани 2 у яких зворотно-поступально можуть переміщуватись поршні 3. На рамі 1 шарнірним з'єднанням закріплені упорні 4 та поворотні 5 важелі, через які передається навантаження на поршні 3, що притискають зразки до диска 6. Система притискання зразків до поверхні диска 6 включає послідовно з'єднані гвинтову стяжку 7 пружину 8. Диск 6 діаметром 440 мм, який закріплений на валу 9, розташований у проміжку між стаканами 2.

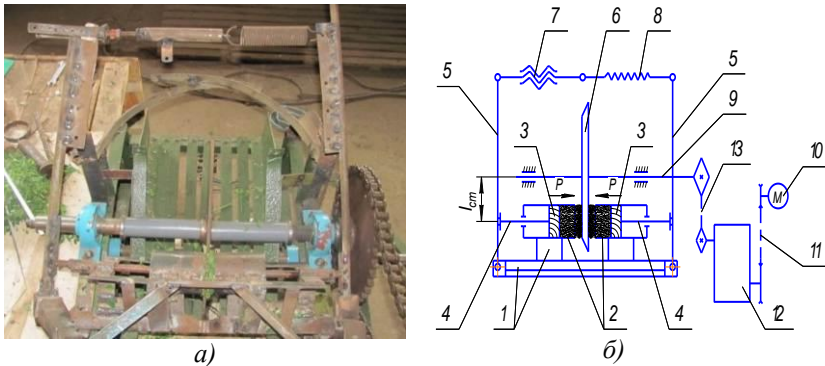


Рис. 1 – Загальний вигляд установки для визначення коефіцієнта тертя руху (а) та схема установки (б): 1 – рама; 2 – стакан; 3 – поршень; 4 – важіль упорний; 5 – важіль поворотний; 6 – диск; 7 – стяжка гвинтова; 8 – пружина; 9 – вал з тензOMETричним датчиком крутного моменту; 10 – електродвигун; 11 – передача клинопасова; 12 – варіатор; 13 – передача ланцюгова

Привод диска 6 здійснюється від електродвигуна 10 через клинопасову передачу 11 варіатор 12 та ланцюгову передачу 13. Швидкість обертання дискового ножа 6 змінюється з використанням варіатора 12. Вал 9 із диском 6 встановлено на окремій рамі, що зменшує передачу вібрацій від приводу. Для усунення биття і вібрації диска 6 він виготовлений із достатньою точністю і збалансований.

Під час проведення дослідів наважки різаної стеблової маси розміщували всередині стаканів 2 (внутрішній діаметр стакана 84 мм, довжина 150 мм) між рухомим поршнем 3 та поверхнею диска 9. Під дією сили пружини 8 через поворотний 5 і упорний 4 важелі та поршень 3 на зразок стеблової маси створювався тиск  $P$ , величину якого можливо змінювати в широких межах завдяки гвинтовій стяжці 7.

Знаючи відстань від осі вала до центра стакану ( $l_c$ ) і величину крутного моменту ( $M$ ) визначали сили тертя  $T_m$ , що діють по обох сторонах поверхні диска в його площині:

$$M = T_m \cdot l_c, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (1)$$

Оскільки диск стискається стебловою масою з обох сторін, то сила тертя ( $T_m$ ) з однієї сторони вдвічі менша.



$$T_m = \frac{M}{2l_c}, \text{ Н.} \quad (2)$$

Використовуючи відому формулу Амонтона–Кулона, коефіцієнт тертя руху  $f_a$  визначатиметься :

$$T_m = f_o \cdot P, \quad f_o \cdot P = \frac{M}{2l_c}, \quad f_o = \frac{M}{2l_c \cdot P}, \quad (3)$$

де  $P$  – зусилля, що діють на упорні важелі 4 та поршні 3 (рис. 1, б), Н.

Співвідношення між зусиллям  $P$  та тиском  $p_x$ , що діють в стакані 2 заданого діаметра, знаходяться по відомій залежності. Враховуючи те, що зусилля  $P$ , що діє на шар матеріалу вздовж осі камери знижується внаслідок дії сили тертя  $F$  по бічній поверхні стакану 2, величина тиску  $p_x$ , що діє в осьовому напрямку на довільній відстані  $x$  від поршня (рис. 2), визначається по залежності [7]:

$$p_x = (P + \frac{q_o}{\mu_1}) \exp(-f \mu_1 \frac{l}{U} x) - \frac{q_o}{\mu_1}, \quad (4)$$

де  $P$  – навантаження на шар матеріалу вздовж осі камери (осьове навантаження), кПа;  $q_o$  – тиск на бічну поверхню, кПа;  $\mu_1$  – коефіцієнт бічного тиску;  $f$  – коефіцієнт тертя матеріалу по стінкам камери;  $l$  – периметр поперечного перерізу камери, м;  $U$  – площа перерізу, м<sup>2</sup>;  $x$  – відстань від поршня до перерізу маси, м.

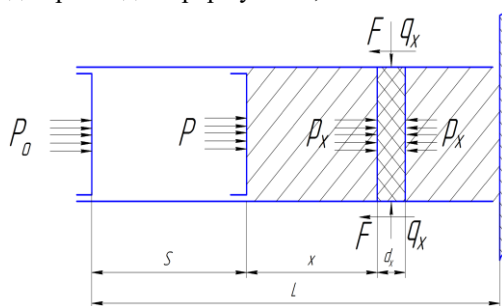


Рис. 2 – Схема сил, що діють при стисканні стеблової маси в стакані

При малій щільності матеріалу до 100 кг/м<sup>3</sup> значення  $q_o$  настільки мале, що в практичних розрахунках його можна не враховувати [7], а при щільності до 200 кг/м<sup>3</sup> його слід приймати рівним 1 кПа. Автор [7] зазначає, що коефіцієнт бічного тиску  $\mu_1$  при щільності пресування до 200 кг/м<sup>3</sup> слід приймати рівним 0,3-0,4.

Підставляючи значення розміру стиснутого матеріалу по осі стакана 2 у залежність (4), отримували величину тиску на поверхні диска.

Коефіцієнт тертя руху визначали для люцерни сорту "Вінничанка" при її переміщенні по металевому диску. Відносна вологість люцерни змінювалась в межах від 20 до 76 %

Поверхнею тертя були обидві сторони диска, оброблені на токарному верстаті, що відповідає чистоті поверхні дискових ножів різального механізму після їх "притирання".

Встановлення залежності коефіцієнта тертя руху від режимів роботи та властивостей матеріалу проводились із використанням методу математичної теорії планування експерименту. Основним завданням планування експерименту було отримання статистичної математичної моделі (рівняння регресії) залежності коефіцієнта тертя руху від швидкості руху, зусилля притискання та вологості матеріалу у вигляді полінома.

Аналіз процесу роботи бітерно-ножового різального апарату з дисковим ножом дозволили визначити основні фактори, що впливають на зміну коефіцієнта тертя руху, а саме: вологість люцерни  $X_1$  ( $W$ , %), швидкість обертання диска  $X_2$  ( $V_0$ , м/с) і тиск стеблової маси на бічну поверхню диска  $X_3$  ( $p_x$ , кПа). Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів ( $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ ) наведено у таблиці 1. Необхідна кількість повторень при надійності досліду 0,95 і помилці  $\pm 3\sigma$  дорівнювала трьом [8].

Таблиця 1 – Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів при випробуванні різального механізму

№ п/п	Найменування фактора та його позначення	Рівні факторів			Інтервал варіювання
		-1	0	+1	
1	Вологість ( $X_1$ ), %	20	48	76	28
2	Швидкість обертання дискового ножа ( $X_2$ ), м/с	1,0	2,0	3,0	1,0
3	Питоме навантаження маси ( $X_3$ ), кПа	60	100	140	40

Реалізувавши трьохфакторний експеримент згідно плану Бокса–Бенкіна ( $B_3$ ) отримано результати, частина яких наведена в таблиці 2.

Таблиця 2 – Матриця плану проведення та результати лабораторних експериментальних досліджень

Рівні та інтервал варіювання факторів	Фактори			Коефіцієнт тертя руху, $f_{\bar{a}}$			
	Вологість маси, $W$ , %	Колова швидкість диска, $V_d$ , м/с	Тиск маси, $p_x$ , кПа				
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$Y$			
Верхній рівень (+1)	76	3,0	140	-			
Основний	48	2,0	100	-			
Нижній рівень (-1)	20	1,0	60	-			
Інтервал	28	1,0	40	Повторності			
План				1	2	3	середнє
1	+1	-1	-1	0,213	0,191	0,214	0,206
2	+1	-1	0	0,275	0,253	0,225	0,251
3	+1	-1	+1	0,354	0,377	0,292	0,341
4	+1	0	-1	0,209	0,251	0,239	0,233
	...	...	...	...	...	...	...
24	-1	0	+1	0,373	0,303	0,305	0,327
25	-1	+1	-1	0,166	0,215	0,159	0,180
26	-1	+1	0	0,197	0,250	0,168	0,205
27	-1	+1	+1	0,298	0,245	0,267	0,270

Перевірка підтвердила нормальний розподіл отриманих результатів (значення коефіцієнта тертя руху знаходиться в межах інтервалу  $\pm 3\sigma$ ) і, відповідно, відсутність грубих помилок при проведенні досліджень.

Однорідність дисперсії ( $G^2$ ) дослідів перевіряли за критерієм Кохрена для 95 % рівня довірчої ймовірності. Згідно табличних значень критерій Кохрена [9] при рівні значимості 0,05, числі ступенів вільності  $f_1 = 2$  і кількості дослідів  $f_2 = 27$ , використовуючи інтерполяцію, становив  $G_{0,05} = 0,217$ . Оскільки  $G_{\bar{\sigma}} = 0,124 < G_{0,05} = 0,217$  однорідність дисперсії результатів експериментів підтвердилась.

Обробка експериментальних даних проводилася з використанням регресійного аналізу та стандартних програм для ПК.

У результаті проведеного регресійного аналізу було отримано наступну апроксимуючу квадратичну залежність, що дозволяє визначити вплив на коефіцієнт тертя руху стеблової маси по дисковому ножі факторів  $X_1, X_2, X_3$  (величина достовірної апроксимації  $R^2 = 0,98$ ):

$$Y = 0,353 + 0,003X_1 - 0,022X_2 + 0,055X_3 - 0,153X_1^2 - 0,006X_2^2 + 0,032X_3^2 - 0,024X_1X_2 - 0,041X_1X_3 - 0,053X_2X_3. \quad (5)$$

Статистичну значимість коефіцієнтів  $b_i$  отриманого рівняння регресії визначали за критерієм Стьюдента. Адекватність апроксимуючої квадратичної залежності експериментальним даним визначали за критерієм Фішера:  $F_{poz}=0,038$ . Встановивши кількість ступенів вільності дисперсії адекватності  $f_{ad}=18$  та дисперсії відтворення  $f_y=54$  за відповідною таблицею [9] визначили табличне значення критерія Фішера, використовуючи інтерполяцію  $F_{таб}=1,83$  для рівня значимості 0,05. Враховуючи те, що  $F_{poz} = 0,038 < F_{таб} = 1,83$  отримана квадратична залежність адекватна експериментальним даним.

Дійсні значення незалежних факторів пов'язані з кодovаними значеннями наступними залежностями:

$$X_1 = \frac{W - 48}{28}; \quad X_2 = \frac{V - 2,0}{1,0}; \quad X_3 = \frac{p - 100}{40}. \quad (6)$$

Регресійна залежність коефіцієнта тертя руху від дійсних значень факторів має вигляд:

$$f = -0,542 + 0,0241W + 0,176V + 0,00179p - 0,0002W^2 - 0,006V^2 + 0,00002p^2 - 0,00086W \cdot V - 0,000037W \cdot p - 0,00133V \cdot p. \quad (7)$$

На рисунку 3 представлено залежність коефіцієнта тертя руху  $f_a$  від вологості ( $W, \%$ ) і тиску маси ( $p, \text{кПа}$ ).

Аналізуючи поверхню відгуку та інші залежності (у статті не наведені) бачимо, що при вологості 20 % збільшення тиску з 60 до 150 кПа (більш ніж в два рази) приводить до збільшення коефіцієнта тертя з 0,07 до 0,37 (при швидкості 1,0 м/с), з 0,13 до 0,32 (при швидкості 2,0 м/с) і з 0,18 до 0,26 (при швидкості 3,0 м/с), тобто, із збільшенням швидкості взаємодії зміна коефіцієнта тертя, при збільшенні тиску, відбувається менш інтенсивно. Із збільшенням відносної вологості до 50-60% при збільшенні тиску, збільшення коефіцієнта тертя відбувається менш інтенсивно (збільшення в 1,5 рази). Для маси вологістю 80 % аналогічне збільшення тиску також приводить до зростання коефіцієнта тертя. Таким чином, збільшення тиску призводить до збільшення коефіцієнта тертя, тоді як збільшення вологості маси до 45-50 % приводить до збільшення коефіцієнта тертя,

а подальше збільшення понад 50 % сприяє зменшенню коефіцієнта тертя. Це пояснюється виділенням рідини із матеріалу і змочуванням поверхні диска, що зменшує силу ковзання. Під час взаємодії робочих органів машин з масою вологістю 45–55% будуть розвиватися максимальні зусилля, а відповідно будуть максимальні витрати енергії.

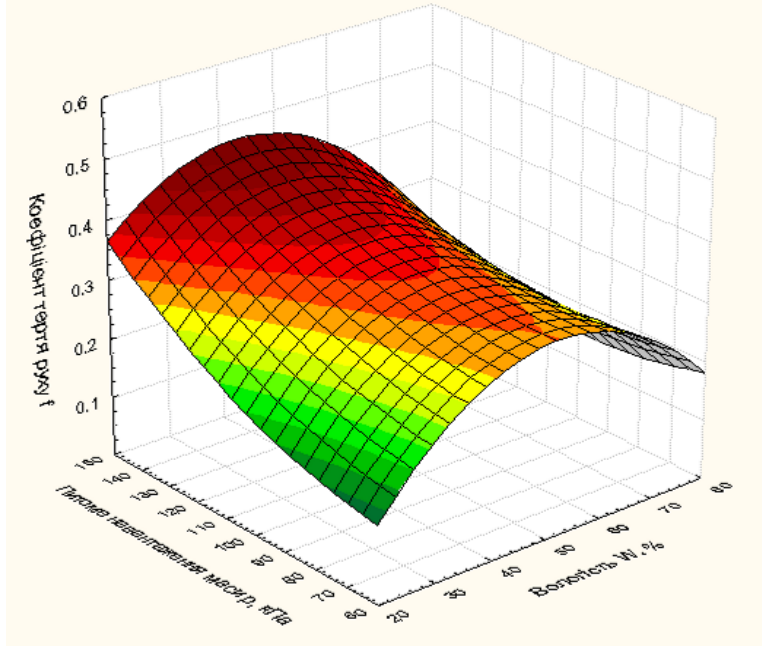


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта тертя руху  $f_a$  від вологості ( $W$ , %) і тиску маси ( $p$ , кПа)

**Висновки.** В результаті експериментальних досліджень отримана модель у вигляді регресійної залежності (залежність 7), що адекватно описує зміну коефіцієнту тертя руху від відносної вологості маси в межах 20–80 %, тиску (60–150 мПа) та швидкості (1–3 м/с) під час взаємодії маси з металевою поверхнею. Збільшення тиску та швидкості взаємодії маси люцерна приводить до збільшення величини коефіцієнта тертя руху. Із збільшенням вологості коефіцієнт тертя руху також зростає, досягаючи свого максимуму біля 45–55 %, а надалі із збільшенням вологості зменшується, оскільки поверхня починає змочуватись виділеною із стеблової маси вологою.

Література

1. Гарькавий А.Д., Кузьменко В.Ф., Холоднок О.В. Обґрунтування конструктивних та технологічних параметрів різального апарата стеблових кормів з дисковими ножами // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. Спеціальний випуск № 2. 2009. – С. 105-108

2. Патент № 89655, Україна, МПК (2009) А01Д 34/00, А01F 29/00 «Різальний апарат стеблових матеріалів» / Кузьменко В.Ф., Холоднок О.В., Єсипчук М.І. (Україна), № а200707211, заявл. 26.06.2007, опубл. 25.02.2010 р., бюл. № 4, 4 с.

3. Ялпачик Ф.Ю. Коefіцієнт тертя еспарцетової соломи // Вісник сільськогосподарської науки. – 1986. – № 12 – С. 64-67.

4. Арнаутов В.І. Визначення коefіцієнтів тертя різних поверхонь при контактi з стебловими соковитими кормами // Вісник сільськогосподарської науки. – 1969. – № 6 – С. 34-37.

5. Мухин В.А. Определения коefфициента трения движения стебельных кормов // Сборник научных работ Саратовского института механизации сельского хозяйства им. М.И. Калинина. – Серия. Механизация животноводческих ферм. – 1977. – Вып. 103. С. 12-15.

6. Радченко Г.Е. Исследование коefфициентов внешнего трения измельченной зеленой массы // Сборник научных трудов Белорусская с.х. академия. Серия. Совершенствование технологии и средств механизации в животноводстве. – 1982. – Вып. 87. – С. 25–31.

7. Особов В.И. Механическая технология кормов. – М.: Колос, 2009. – 344 с.

8. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментальных исследований и обработка экспериментальных данных. – М.: Колос, 1973. – 199 с.

9. Бондарь А.Г., Стасюха Г.А., Потяженко И.А. Планирование эксперимента при оптимизации процессов химической технологии: Учеб. пособие. – Киев: Вища школа. Головное изда-во, 1980. – 264 с.

*Рецензент д.т.н., проф. А.І. Фененко.*

УДК 620.95

© С.М. Кухарець к.т.н.; Г.А. Голуб д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **РЕГУЛЮВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ОРГАНІЧНИХ РЕСУРСІВ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА БІОПАЛИВА**

*В статті представлено алгоритм регулювання використання органічних ресурсів для виробництва біопалива. Виконання такого алгоритму дозволяє визначити доступний потенціал органічної сировини та встановити напрямки конверсії органічної сировини*

### **ОРГАНІЧНІ РЕСУРСИ, БІОМАСА, БІОПАЛИВО**

**Постановка проблеми.** Використання в енергетичному балансі країни палива отриманого на основі органічної сировини аграрного походження, по-перше, скорочує загальні витрати енергії в сільськогосподарському виробництві, по-друге, збільшує обсяг відновлювальних джерел енергії, по-третє, сприяє більш раціональному використанню залишків соломи та стебел основних культур, щорічні накопичення яких складають 15–20 млн т [1]. Раціональне використання біомаси в енергетичних цілях дозволяє зменшити викиди вуглекислого газу, сірки, оксидів азоту в атмосферу та відновити родючий шар ґрунту [1, 2].

Проте використання біопалива потребує ретельного балансування з огляду на продовольчі та енергетичні потреби. Тому, поширення використання біологічних енергоресурсів неможливе без ретельного обґрунтування параметрів його технічного та технологічного забезпечення. При цьому, в процесі перетворення органічної сировини в біопаливо необхідно узгоджувати технічні, технологічні, економічні, екологічні та соціальні показники.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Кожен захід, який пропонується для реалізації в агрокосистемах повинен бути спрямований на підтримання родючості ґрунту, а за можливістю сприяти розширеному відтворенню родючості ґрунтів. Це має безпосереднє відношення і до виробництва та використання біопалив. У зв'язку з цим, серйозною науковою проблемою є визначення обсягів рослинної біомаси, яка може бути задіяна на теплові потреби без шкоди для відтворення родючості ґрунтів. Крім того, важливий вплив на збереження родючості ґрунтів мають технології їх обробітку, вирощування та збирання відповідних сільськогосподарських культур та параметри техніки, що при цьому застосовується.

Баланс гумусу в сівозміні визначається як різниця між кількістю мінералізованого гумусу та його надходженням за рахунок гуміфікації корених решток, пожнивних залишок, біомаси бур'янів та сидератів, а також внесеного підстилкового гною та інших органічних речовин. Вихідними параметрами (даними) для розрахунку балансу гумусу сівозміні є комплекс статистичних, агрономічних та агрозоотехнічних показників. Серед них мінералізація гумусу культурами сівозміни, вихід сухої маси корених решток та сухої біомаси польових культур є такими, що залежать від урожайності польових культур і які згідно з літературними джерелами змінюються у широких межах [3, 4].

Вихід же соломи та стебел для теплових потреб визначається як різниця між кількістю біомаси зернових і зернобобових культур та стебел ріпаку і сої (за виключенням стебел кукурудзи на зерно та соняшнику, рослинна біомаса яких у більшості випадків залишається на полі у повному обсязі) та втрат при збиранні і стерні, а також витрат соломи на годівлю тварин та на підстилку [5, 6]. Частину соломи використовують для компостування та виробництва твердого біопалива. Визначення обсягів соломи та стебел польових культур для теплових потреб також потребує наявності обґрунтованих значень виходу сухої біомаси польових культур. У разі наявності обґрунтованого значення цього показника існувала б можливість об'єктивного визначення річного обсягу соломи та стебел польових культур для теплових потреб. Тому серйозною проблемою є визначення обсягів рослинної біомаси, яка може бути задіяна на теплові потреби без шкоди для відтворення родючості ґрунтів. Рівень оцінки обсягів рослинної біомаси для теплових потреб згідно існуючих методик може коливатися від 30 до 100 % від загальної кількості.

Після встановлення обсягів доступної біомаси необхідно розробити напрямки раціонального її використання для енергопотреб, та визначити конструктивно-технологічні параметри обладнання для конверсії сировини рослинного походження.

**Мета дослідження.** Встановити залежності для визначення обсягів рослинної біомаси, що може бути використана для енергоконверсії. Визначити шляхи удосконалення техніко-технологічного забезпечення з отриманням максимального рівня автономності агроєкосистеми.

**Результати досліджень.** Розглянемо склад типової агроєкосистеми (рис. 1). Така система передбачає вирощування культур у відповідній сівозміні [3]; виробництво основної продукції рослинництва та тваринництва; виробництво кормів для тваринництва



та птахівництва; виробництво тепла та енергії із біогазу отриманого в результаті зброджування продуктів життєдіяльності тварин та птиці; підготовка та використання деякої частки незернової частини урожаю на теплові потреби у вигляді пеллет, брикетів, рулонів або січки; виробництво компосту, з використанням відходів конверсії органічної сировини; виробництво рідких біопалив – дизельного та етанолу.

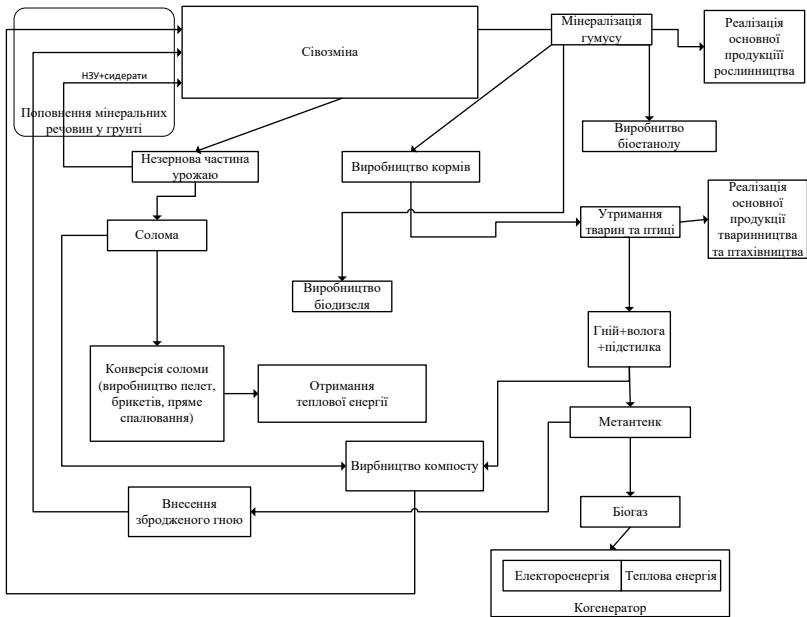


Рис. 1 – Структурна схема моделі агроєкосистеми

Для визначення потенціалу доступної для енерговикористання органічної сировини слід дотримуватись певних умов, які повинні враховувати дотримання позитивного балансу гумусу, обмеження розміру виділеної посівної площі під відповідні культури, обмеження наявних грошових ресурсів, що можуть бути використанні в рослинництві, забезпечення тваринництва побічною продукцією рослинництва. Тому математична модель, для встановлення потенціалу має вигляд (1–7):

$$\begin{aligned}
 BG = & \sum_{i=1}^n s_i u_i \left( k_{sp}^{i\alpha} k_{sp}^{i\beta} + k_{mn}^{i\alpha} k_{mn}^{i\beta} \right) + \\
 & + k_{\alpha} k_{\beta} \sum_{j=1}^m N_j T_j \left( m_e^j + m_g^j + m_n^j \right) + \\
 & + k_{\alpha} \left( \sum_{i=1}^n s_i u_i k_{\kappa}^i + k_{\alpha} \sum_{j=1}^m N_j T_j \left( m_e^j + m_g^j + m_n^j \right) \right) +
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$+ s_c u_c k_{\alpha} - \sum_{i=1}^n k_{\alpha}^i s_i u_i \geq 0;$$

$$CE = \sum_{i=1}^n s_i u_i \left( k_{mn}^i - \left( k_{mn}^{i\alpha} + k_{\kappa}^i \right) - \sum_{j=1}^m N_j T_j m_n^j \right) \rightarrow max; \tag{2}$$

$$Z = \sum_{i=1}^n \left( \left( p_{om}^i + p_{mn}^i \left( k_{mn}^i - k_{mn}^{i\alpha} \right) \right) s_i u_i - s_i c_i \right) \rightarrow max; \tag{3}$$

$$k_{mn}^i - \left( k_{mn}^{i\alpha} + k_{\kappa}^i \right) \geq 0; \tag{4}$$

$$s_i \leq \sum_{i=1}^n s_i; \tag{5}$$

$$s_i \geq s_{mn}^i; \tag{6}$$

$$N_j \geq N_{min}^j; \tag{7}$$

де  $BG$  – баланс гумусу сівозміни, кг;  $n$  – кількість культур в сівозміні;  $s_i$  – площа виділена під вирощування  $i$ -ї культури, га;  $u_i$  – урожайність  $i$ -ї культури, ц/га  $k_{sp}^{i\alpha}$ ;  $k_{mn}^{i\alpha}$  – коефіцієнти гуміфікації кореневих решток та побічної продукції  $i$ -ї культури;  $k_{sp}^{i\beta}$ ;  $k_{mn}^{i\beta}$  – коефіцієнти що враховують обсяг кореневої системи та побічної продукції, що залишається на полі після збирання  $i$ -ї культури;  $k_{\alpha}$  – коефіцієнт гуміфікації зброженого гною;  $k_{\beta}$  – коефіцієнт використання гною в біогазових установках (коефіцієнт зброження гною);  $m$  – кількість груп тварин, що отримують корми із сівозміни;  $N_j$  – поголів'я тварин та птиці  $j$ -го виду;  $T_j$  – стійловий період поголів'я тварин та птиці  $j$ -го виду, діб;  $m_e^j$  – маса екскрементів  $j$ -го виду тварин та птиці, кг/голову за добу;  $m_g^j$  – маса вологи, що надходить в екскременти  $j$ -го виду тварин та птиці, кг/голову за добу;  $m_n^j$  – маса підстилки для  $j$ -го виду тварин та птиці, кг/голову за добу;  $k_{\alpha}$  – коефіцієнт гуміфікації компостів;  $k_{\kappa}^i$  – коефіцієнт надходження побічної продукції на компостування;

$k_{sc}$  – коефіцієнт надходження гною на компостування;  $s_c$  – площа виділена під сидерати, га;  $u_c$  – урожайність сидератів, ц/га;  $k_{sc}$  – коефіцієнт гуміфікації сидератів;  $k_m^i$  – коефіцієнт мінералізації гумусу і-ю культурою;  $CE$  – вихід із сівозміни побічної продукції рослинництва (соломи) придатної для енергетичних потреб, кг  $k_m^i$  – коефіцієнт виходу побічної продукції і-ї культури;  $Z$  – прибуток сівозміни, грн;  $p_m^i$  – вартість основної продукції і-ї культур, грн/ц;  $p_m^i$  – вартість побічної продукції і-ї культур, грн/ц;  $c_i$  – затрати на вирощування та збирання і-го виду продукції, грн/га;  $s_{min}^j$  – мінімальна площа і-ї культури в сівозміні, га;  $N_{min}^j$  – мінімальна кількість j-го виду тварин та птиці.

За показниками, що характеризують сільськогосподарське виробництво упродовж останніх років, було розраховано граничні обсяги рослинної біомаси (соломи), яку можна використати на теплові потреби. Ця залежність, визначена у відсотках до загальної кількості соломи, має такий вигляд:

$$CE\% = -0,6D + 40 \quad (8)$$

де  $D$  – річний дефіцит гумусу, кг/га.

Слід зазначити, що за загального дефіциту гумусу в більше 67 кг/га, використання соломи на теплові потреби неможливе через недотримання умови позитивного балансу гумусу. Граничний обсяг соломи, яку можна використовувати на теплові потреби, за нульового балансу гумусу, становить близько 40 %.

Розрахунок коефіцієнта виходу соломи для енергетичних потреб в Житомирській області згідно моделі (1–7) в Коростенському, Лугинському, Олевському має від’ємне значення, тобто в цих районах залишок соломи для енергетичних потреб відсутній (табл. 1). В Андрушівському, Бердичівському, Брусилівському, Любарському, Народицькому, Новоград-Волинському, Попільнянському, Романівському, Ружинському, Червоноармійському, Чуднівському районах (райони Лісостепової та декілька районів Перехідної зони) коефіцієнт залишку соломи вищий за загальноприйнятий в Україні.

Таблиця 1 – Розрахунок залишку соломи по районах Житомирської області для енергетичних потреб (в середньому за 2005–2011 рр.)

Райони	Доступна кількість соломи, тис. т	Поголів'я тварин, тис. гол	Потреба в соломі для тварин, тис.т	Бал ґрунту	Посівна площа, тис. га	Розрахунковий залишок, тис. т	Розрахунковий коефіцієнт, %
Андрушівський	64,7	5	3,5	50,0	37,7	23,9	36,9
Баранівський	16,1	3	2,0	35,0	14,4	0,1	0,5
Бердичівський	49,1	5	3,5	47,0	28,4	17,4	35,5
Брусилівський	27,1	3	2,0	39,0	14,1	11,2	41,2
Вол.-Волинський	6,5	3	2,2	29,0	8,6	-4,3	0,0
Ємільчинський	28,0	6	4,5	29,0	22,1	1,6	5,6
Житомирський	23,0	3	2,2	40,0	21,2	0,2	1,0
Коростенський	12,4	4	2,5	31,0	16,6	-6,6	0,0
Коростишівський	10,9	2	1,4	38,0	11,7	-2,1	0,0
Лугинський	6,7	2	1,6	28,0	7,1	-2,0	0,0
Любарський	73,9	7	5,2	50,0	35,6	33,4	45,2
Малинський	12,6	2	1,7	26,0	11,1	0,5	4,0
Народицький	5,7	2	1,5	26,0	4,5	-0,1	0,0
Нов.-Волинський	60,8	12	8,4	41,0	34,9	20,0	31,7
Овруцький	28,8	8	5,6	33,0	18,5	4,9	17,0
Олевський	10,1	5	3,2	25,0	9,0	-2,2	0,0
Попільнянський	119,1	15	10,5	49,0	50,6	58,5	49,1
Радомишльський	21,7	4	2,9	29,0	14,1	4,8	22,3
Романівський	24,9	5	3,5	37,0	14,4	7,2	28,8
Ружинський	84,2	15	10,5	58,0	48,5	25,7	30,5
Червоноармійський	17,0	5	3,7	29,0	12,9	0,5	3,1
Черняхівський	15,5	4	2,5	34,0	12,2	0,9	5,5
Чуднівський	60,1	6	3,9	48,0	32,3	24,2	40,2
Разом	778,7	125	87,0	x	480,2	234,8	30,0

Тобто сільськогосподарські підприємства у районах зазначених природно-кліматичних зон мають можливість використовувати соломю для енергетичних потреб в більшій кількості, ніж в середньому по Україні. У районах, віднесених до зони Полісся,

розрахунковий коефіцієнт нижчий за фіксований, тому в сільськогосподарських підприємствах при прийнятті управлінських рішень щодо використання сільськогосподарської органічної сировини доречним буде корегування процесу конверсії органічної сировини відповідно до поставлених цілей господарювання. Загалом доступний залишок соломи та стебел зернових культур для конверсії в енергоресурс є досить значним і становить у Житомирській області в середньому 234,8 тис. т.

Проте для раціонального використання побічної продукції рослинництва для енергетичних проблем необхідно вирішити ряд технічних проблем.

Для підвищення рівня енергетичної автономності сільськогосподарського виробництва за рахунок біологічного палива у найближчі роки необхідно вирішити такі завдання: визначити ресурсний потенціал біологічних видів палива в сільськогосподарському виробництві; розробити основні принципи проведення енергетичного аудиту сільськогосподарського виробництва та оптимізувати структуру енергетичного обладнання для отримання теплової енергії із біологічних видів палива.

Також необхідно обґрунтувати інфраструктуру для заготівлі, транспортування та зберігання рослинної сировини, що використовується як біологічне паливо; удосконалити обладнання для газифікації рослинної сировини з подальшим отриманням електроенергії; розробити та освоїти виробництво обладнання для отримання теплової енергії шляхом спалювання рослинної сировини у вихрових камерах; удосконалити обладнання для підготовки паливної рослинної сировини шляхом виробництва брикетів та пеллет, в тому числі із добавкою більш калорійних відходів переробки сільськогосподарської сировини.

**Висновок.** Підтримання балансу гумусу в ґрунтах є визначальним фактором при використанні побічної продукції рослинництва на енергетичні потреби. Водночас, кількість побічної продукції, яку можна використати на теплові потреби, обернено пропорційна дефіциту гумусу в ґрунтах сівозміни. Так, збільшення дефіциту гумусу на 10 кг/га зумовлює необхідність зменшення використання побічної продукції на енергетичні потреби на величину до 5 %. Отже, необхідне чітке визначення прийнятих значень показників для розрахунку або методики визначення балансу гумусу для отримання адекватних висновків про можливість використання соломи на теплові потреби.

Література

1. Новітні технології біоконверсії: Монографія / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетука, І.П. Григорюк, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарний, Г.М. Калетник та ін. – К.: Аграр Медіа Груп, 2010. – 326 с.
2. Калетник Г.М. Розвиток ринку біопалив в Україні: монографія / Г.М. Калетник. – К.: Аграр. наука, 2008. – 464 с.
3. Сівозміни у землеробстві України / за редакцією В.Ф. Сайка, П.І. Бойка. – К.: Аграрна наука, 2002. – 147 с.
4. Голуб Г.А. Проблеми використання соломи в якості палива / Г.А.Голуб // Вісник аграрної науки. – 2010. – № 8. – С. 49–52.
5. Голуб Г.А. Науково-технічні та економічні Проблеми виробництва і використання біопалив у агроєкосистемах / Г.А.Голуб // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія “Механізація та автоматизація виробничих процесів.” – Випуск 1 (21). – Суми: СНАУ, 2010. – 172 с. – С. 72–80.
6. Кухарець С.М. Енергоавтономність агроєкосистем на основі біологічних видів палива / Кухарець С.М. // Зб. наук. пр. Спеціальний випуск до VII науково–практичної конференції «Сучасні проблеми збалансованого прирористування». – Кам’янець-Подільський: ПДАТУ, 2012. – С.149–154.

УДК 633.521:631.172

© А.С. Лімонт, к.т.н.

Житомирський національний агроєкологічний університет

## **ВІДНОСНА І АБСОЛЮТНА ВОЛОГІСТЬ ЛЬОНОСОЛОМИ ПРИ ГОТУВАННІ РОШЕНЦЕВОЇ ТРЕСТИ**

*Досліджені розподіли відносної і абсолютної вологості льоносоломи при готуванні трести росіяним мочінням. Виявлений кількісний зв’язок між цими вологостями соломи. Проаналізовані моделі і лінії регресії абсолютної вологості соломи по відносній.*

**ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, СОЛОМА, ВИЛЕЖУВАННЯ В ТРЕСТУ, ВОЛОГІСТЬ, ВІДНОСНА, АБСОЛЮТНА, РОЗПОДІЛ, РЕГРЕСІЯ.**

**Постановка проблеми.** В умовах погіршення екологічної ситуації, дефіциту і дорожчання енергоносіїв готування льонотрести

росяним мочінням порівняно з іншими способами оброблення лляної соломи вважають екологічно безпечнішим, менш енергомістким і економічно доцільнішим. Готування трести росяним мочінням відбувається за діяльності в розстелених стрічках соломи мікроорганізмів, розвиток яких інтенсифікується за певних вологості і температури середовища та дії сонячних променів. У цьому повідомленні передбачено висвітлити деякі з питань оцінювання вологості соломи в розстелених стрічках, що окреслюють проблему готування рошенцевої льонотрести.

**Аналіз останніх досліджень і повідомлень.** Про оцінюванні зволоження соломи в стрічках розстелених стебел льону-довгунця при готуванні рошенцевої трести визначають абсолютну чи відносну вологість льоносировини. Після дощу абсолютна вологість соломи в розстелених стрічках за спостереженнями М.М. Боярченкової [1] коливається в межах 100...190%, а за даними М.Н. Бикова [2] може доходити до 222,4%. За даними А.А. Ярошевича [3] при випаданні дощу в кількості 9,3...17 мм солома в стрічці може мати відносну вологість в межах 40,5...50,0%. Що стосується нижньої межі вологості соломи в стрічках, то за інформацією М.Є. Єгорова [4] в посушливі роки вона доходить до 5...6%, але не вказано яка це вологість: абсолютна чи відносна. За спостереженнями В.М. Любарського [5] відносна вологість соломи в стрічці впродовж доби за «нормальної погоди» підвищується не більш ніж до 35%. Для проектування організації збирання льону-довгунця і використання льонозбиральних машинних агрегатів і тих, що застосовують в технологічному процесі готування трести росяним мочінням, важливо знати співвідношення і взаємозв'язок між абсолютною і відсною вологістю соломи. Таке пов'язано з тим, що переважне число рекомендацій щодо використання техніки опрацьовані з урахуванням стану льоносоломи, який оцінюють за її відсною вологістю. Вплив погодних умов на зволоження соломи з'ясовують при його оцінюванні відсною і абсолютною вологістю льоносировини. Пізнання зв'язків між абсолютною і відсною вологістю вимагає відповідних досліджень.

**Мета дослідження** – зпрогнозувати залежність абсолютної вологості соломи від її відсної вологості в умовах готування трести росяним мочінням розстелених в стрічку стебел. Завдання дослідження: 1) дослідити емпіричні розподіли відсної і абсолютної вологості льоносоломи; 2) визначити основні статистичні параметри досліджуваних розподілів; 3) проаналізувати статистичний парний зв'язок між досліджуваними вологостями соломи і з'ясувати кількісну зміну абсолютної вологості соломи залежно від її відсної вологості.

**Об'єкт і методика дослідження.** Об'єктом дослідження був технологічний процес готування трести росяним мочінням розстеленої в стрічку соломи з визначенням її відносної і абсолютної вологості. Вологості соломи визначали в стрічках зі щільністю розстилання стебел від 500 до 4000 і 5000 шт./м, що були сформовані зі стрічок, утворених льонозбиральним комбайном. Проби для визначення вологості соломи відбирали після зволоження стрічок сорбційним шляхом, росою та атмосферними опадами у вигляді дощу. Вологість соломи визначали і після просушування розстелених стрічок. Календарний період взяття проб припадав на серпень–вересень. Обробка експериментальних даних здійснена з використанням методів математичної статистики і в тому числі кореляційно-регресійного аналізу [6, 7] та стандартних комп'ютерних програм.

**Результати досліджень.** Розмір статистичної вибірки для визначення відповідних кількісних зв'язків між досліджуваними вологостями соломи становив 755 пар досліджуваних ознак. Факторіальною ознакою було визначено відносну вологість соломи, а результативною – абсолютну. Розмах варіювання відносної вологості становив 4,2...68,6%, а абсолютної – 5,8...220,2%. Варіаційні ряди відносної і абсолютної вологостей були розчленовані кожний на 15 статистичних груп. Середнє арифметичне значення, середнє квадратичне відхилення і коефіцієнт варіації емпіричного розподілу відносної вологості соломи становили відповідно 21,9 і 16,24% та 74,1%. Що стосується розподілу абсолютної вологості соломи, то середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення цього розподілу становили відповідно 37,6 і 40,45% за коефіцієнта варіації 107,6%.

Розподіл відносної вологості соломи мав додатні асиметрію і ексцес з показниками відповідно 1,07 та 1,16. Відношення зазначених показників до своїх помилок становили для асиметрії 12,09 і ексцесу 6,55. Отже, досліджуваний розподіл був сильноасиметричним і сильноексцесивним. За значенням коефіцієнта варіації розподіл відносної вологості соломи може описуватися логарифмічним законом, для якого коефіцієнт варіації коливається від 35 до 80% або ж це може бути експоненціальний розподіл, що забезпечує зміну коефіцієнта варіації в межах 60...130% [6].

Розподіл абсолютної вологості соломи мав також додатні асиметрії і ексцес з показниками відповідно 1,92 і 3,39. Відношення цих показників до своїх помилок становили 21,69 і 19,15. Отже, і цей емпіричний розподіл був сильноасиметричним і сильноексцесивним, а за значенням коефіцієнта варіації може описуватися експоненціальним



законом [6].

Додатна асиметрія обох розподілів свідчить, що довгі вітки розподілів розташовані праворуч моди і математичного очікування, тобто розміщені в зоні збільшених вологостей соломи. За додатного ексцесу емпіричні криві мають більш високі і гострі вершини у порівнянні з нормальною кривою.

За показниками ексцесу і їх відношеннями до своїх помилок (середніх квадратичних відхилень) розподіл абсолютної вологості соломи у порівнянні з розподілом відносної вологості був більш гостровершинним. Частота модального значення відносної вологості, що дорівнювало 10,6%, становила 0,31, а частота модального значення абсолютної вологості 12,9% становила 0,57. Середнє арифметичне значення емпіричного розподілу відносної вологості перевищувало модальне у 2,07 раза, а середнє арифметичне значення розподілу абсолютної вологості перевищувало його модальне значення у 2,91 раза. У графічній інтерпретації емпіричні розподіли вологостей наведені на рис. 1.

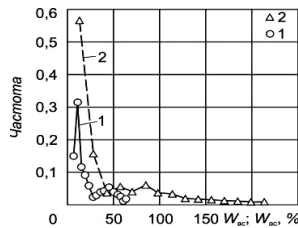


Рис. 1 – Полігони досліджуваних розподілів: 1 – відносної вологості соломи; 2 – абсолютної вологості соломи

За розрахованими параметрами емпіричних розподілів та їх графічного подання висловлено припущення, що вони можуть бути описані експоненціальним розподілом з лівою віткою [8].

Полігони розподілів досліджуваних ознак, що наведені на рис. 1, побудовані на підставі відповідно опрацьованого двомірного варіаційного ряду. З використанням цього ряду було розроблено кореляційну таблицю, яка містила 755 пар досліджуваних ознак. Проте переважна більшість пар цих ознак (532) попадала у п'ять класових інтервалів (статистичних груп) ознаки «відносна вологість соломи» та у два інтервали ознаки «абсолютна вологість соломи». Ці інтервали були розташовані у верхньому правому куті кореляційної таблиці. За такого групування не просліджувався характер зміни абсолютної вологості залежно від зміни відносної в діапазоні зменшених вологостей. Зроблена спроба побудови інших двох кореляційних

таблиць, з яких в одній кожну з ознак розчленували на дев'ять класових інтервалів при зміні відносної вологості в межах 4,0...24,6% з класовим інтервалом 2,3% і абсолютної – в межах 4,1...33,7% з класовим інтервалом 3,3%. Друга кореляційна таблиця містила по дев'ять класових інтервалів обох досліджуваних ознак з класовими інтервалами відповідно 4,3 і 14,3%. В другій таблиці відносна вологість соломи  $W_{вс}$  змінювалася в межах 25,7...68,6%, а абсолютна  $W_{ас}$  – від 34,4% до 220,2%. За першою таблицею коефіцієнт кореляції між  $W_{ас}$  і  $W_{вс}$  становив 0,973 за розміру статистичної вибірки  $n = 532$  пари досліджуваних ознак, а за другою – 0,959 при  $n = 223$ . Оцінювання значущості відмінностей між вказаними коефіцієнтами кореляції здійснили за допомогою перетворення «z» [8], за яким критерій істотності відмінності визначається  $t$ -критерієм. Виявилось, що розрахунковий  $t$ -критерій  $t_p = 1,82$ . Табличний  $t$ -критерій для числа ступенів вільності «нескінченність» з ймовірністю 0,95 становить  $t_T = 1,96$ . Оскільки  $t_p = 1,82 < t_T = 1,96$ , то на рівні значущості 0,05 коефіцієнти кореляції незначучо відмінні один від іншого.

На підставі опрацьованих кореляційних таблиць визначили середньогрупові значення факторіальної ознаки і відповідні їм значення результативної. За графічного подання одержаних даних (рис. 2) висловлено припущення, що зміну  $W_{ас}$  залежно від  $W_{вс}$  у всьому діапазоні їх варіювання можна описати рівняннями прямолинійної з додатним кутовим коефіцієнтом, експоненціальної або ж степеневі функцій.

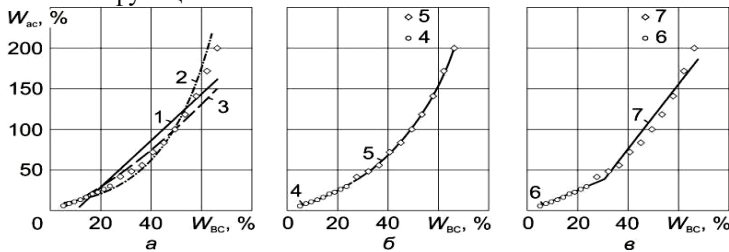


Рис. 2 – Статистичний зв'язок між абсолютною  $W_{ас}$  і відною  $W_{вс}$  вологістю соломи в розстелених стрічках: а) графічний опис зміни у всьому діапазоні варіювання  $W_{вс}$ ; б) кусково-криволінійна апроксимація при зміні  $W_{вс}$  в межах 4...24,6% і 23,5...68,6%; в) кусково-прямолинійна апроксимація при зміні  $W_{вс}$  в тих же межах: 1, 2, 3 – зміна відповідно за прямолинійною, експоненціальною і степеневою залежностями; 4 і 5 – зміна відповідно за степеневою і експоненціальною залежностями; 6 і 7 – зміна за прямолинійними залежностями

Ступінь наближення апроксимуючих функцій до експериментальних даних оцінювали за  $R^2$ -коефіцієнтом. Рівняння прогнозованої зміни мають вигляд:

прямолинійної залежності –

$$W_{ac} = 2,866 W_{bc} - 28,073 \quad \text{при } R^2 = 0,931; \quad (1)$$

експоненціальної –

$$W_{ac} = 7,319 \exp(0,05297 W_{bc}) \quad \text{при } R^2 = 0,967; \quad (2)$$

степеневій –

$$W_{ac} = 0,4569 W_{bc}^{1,3815} \quad \text{при } R^2 = 0,981, \quad (3)$$

де  $W_{ac}$  – абсолютна вологість соломи в стрічках розстелених стебел при готуванні трести росяним мочінням, %;  $W_{bc}$  – відносна вологість соломи при готуванні рошенцевої трести, %;  $R^2$  – коефіцієнт оцінювання вірогідності апроксимації зміни результативної ознаки залежно від факторіальної відповідними рівняннями.

З наведених рівнянь видно, що найменше наближення апроксимуючої залежності до експериментальних даних забезпечувало їх вирівнювання прямолинійною функцією. Проте за значенням кутового коефіцієнта рівняння (1) можна опосередковано констатувати, що в середньому у всьому діапазоні зміни вологості соломи із збільшенням відносної вологості на 1% її абсолютна вологість зростає близько на 3%. З досліджуваних криволінійних залежностей краще наближення до експериментальних даних забезпечувало їх вирівнювання степеневою функцією. Проте графічне подання апроксимуючих криволінійних функцій (рис. 2, а) свідчить, що із збільшенням відносної вологості понад 50% вітки апроксимуючих кривих дещо відхиляються від експериментальних даних.

Був продовжений пошук апроксимації одержаних рядів експериментальних даних, який вказав на доцільність оцінювання досліджуваної зміни двома відрізками. Перший відрізок характеризував зміну  $W_{ac}$  залежно від зміни  $W_{bc}$  в межах 4...24,6%, а другий – оцінював зміну результативної ознаки при зміні факторіальної від 23,5 до 68,6%.

Зміну абсолютної вологості залежно від зміни відносної в межах 4...24,6% точніше описує степенева функція, а у разі зміни відносної вологості від 23,5 до 68,6% – експоненціальна залежність:

$$W_{ac} = 0,948 W_{bc}^{1,086} \quad \text{при } R^2 = 0,997, \quad \text{якщо } W_{bc} = 4...24,6\% \quad (4)$$

$$W_{ac} = 13,0456 \exp(0,0412 W_{bc}) \quad \text{при } R^2 = 0,998, \quad \text{якщо } W_{bc} = 23,5...68,6\%. \quad (5)$$

Модельні лінії регресії, що побудовані за рівняннями (4) і (5), наведені на рис. 2, б.

Якщо ж зміну абсолютної вологості соломи залежно від відносної прогнозувати за прямолінійними залежностями, то останні набувають вигляду:

за  $W_{\text{вс}} = 4...24,6\%$  –

$$W_{\text{ас}} = 1,321 W_{\text{вс}} - 1,657 \quad \text{при} \quad R^2 = 0,996 \quad (6)$$

і за  $W_{\text{вс}} = 23,5...68,6\%$  –

$$W_{\text{ас}} = 4,025 W_{\text{вс}} - 86,66 \quad \text{при} \quad R^2 = 0,956. \quad (7)$$

Лінії регресії, що побудовані за рівняннями (6) і (7) наведені на рис. 2, в. З наведених графіків і рівняння (6) видно, що за відносної вологості в межах 4...24,6% кожен відсоток її збільшення викликає підвищення абсолютної вологості на 1,7%. Якщо ж відносна вологість змінюється в межах 23,5...68,6%, то її збільшення на 1% супроводжується підвищенням абсолютної вологості на 4,0%.

**Висновки.** При готуванні льонотрести росіянам мочінням соломи в розстелених стрічках визначають відносну і абсолютну вологість льоносировини. Розподіли відносної і абсолютної вологості соломи додатно сильноасиметричні і додатно сильноекспесивні. За значеннями коефіцієнтів варіації емпіричних розподілів і їх виглядом у графічному поданні вони можуть бути описані експоненціальним розподілом з лівою віткою. Зміну абсолютної вологості соломи залежно від відносної доречно подати кусково-лінійною залежністю, за якою в діапазоні зміни відносної вологості від 4 до 24,6% кожен відсоток її збільшення викликає підвищення абсолютної вологості на 1,7%. При зміні відносної вологості в межах від 23,5 до 68,6% кожен відсоток її збільшення викликає підвищення абсолютної вологості на 4,0%.

**Напрямок подальших розвідок,** на нашу думку, слід зосередити на розчленуванні вологості соломи за впливаючими факторами, що зумовлюють зволоження льоносировини шляхом сорбції, під дією роси та атмосферними опадами у вигляді дощу.

#### Література

1. Боярченкова М.М. О комбайновой уборке льна / М.М. Боярченкова // Лен и конопля. – 1975. – № 9. – С. 25 – 26.
2. Быков Н.Н. Интенсификация сушки льна в лентах / Н.Н. Быков // Механизация и электрификация соц. с. х. – 1978. – № 11. – С. 29 – 30.
3. Ярошевич А.А. Пути совершенствования технологий и систем машин для комплексной механизации работ в льноводстве /

А.А. Ярошевич // Состояние и перспективы механизации с.-х. производства Белоруссии: ЦНИИМЭСХ Нечерноземной зоны СССР; под ред. М.М. Севернева. – Минск: Урожай, 1967. – С. 168 – 187.

4. Егоров М.Е. Комбайновая уборка и первичная обработка льна-долгунца / Егоров М.Е. – М.: Россельхозиздат, 1976. – 122 с.

5. Любарский В.М. Оптимальный срок проявлявания льносоломы в ленте / В.М. Любарский, З.А. Ионушас, А.П. Андришюнас // Лен и конопля. – 1975. – № 8. – С. 30 – 31.

6. Герасимович А.И. Математическая статистика: учеб. пособ. [для инж.-техн. и эконом. спец. вузов] / А.И. Герасимович и Я.И. Матвеева. – Минск: Вышэйш. шк., 1978. – 200 с.

7. Дмитриев Е.А. Математическая статистика в почвоведении: учеб. пособ. / Дмитриев Е.А. – М.: Изд-во Москов. ун-та, 1972. – 292 с.

8. Герцбах И.Б. Модели отказов / И.Б. Герцбах, Х.Б. Кордонский; под ред. Б.В. Гнеденко. – М.: Советское радио, 1966. – 168 с.

*Рецензент д.т.н., проф. І.Г. Грабар*

УДК 631.354.2.076

© М.К. Лінник, д.с.-г.н.

Національний науковий центр «ІМЕСГ»

В.Ф. Сіренко, к.т.н.; А.І. Жабко

Сумський національний аграрний університет

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВТРАТ НАСІННЯ РІПАКУ ПРИ ЗБИРАННІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМИ КОМБАЙНАМИ ПРЯМИМ КОМБАЙНУВАННЯМ ПОСІВІВ**

*В статті наведено результати експериментальних досліджень втрат насіння ріпаку за жаткою зернозбиральних комбайнів при прямому комбайнуванні посівів.*

**НАСІННЯ РІПАКУ, РОСЛИННА МАСА,  
ЗЕРНОЗБИРАЛЬНІ КОМБАЙНИ, ПОДІЛЬНИК, ЖАТКА,  
ВТРАТИ.**

**Постановка проблеми.** В сучасному сільському господарстві актуальним є завдання виробництва високоякісного насіння ріпаку з

мінімальними втратами. При технології виробництва насіння ріпаку важливе значення для отримання стабільно високих врожаїв має проведення якісних збиральних робіт в оптимальні строки. Всі технологічні операції на цьому етапі повинні бути направлені на повний збір врожаю, збереження високих посівних та товарних якостей насіння. Для цього необхідно враховувати основні біологічні особливості формування врожаю та дозрівання насіння, вимоги до організації та експлуатації зернозбиральних комбайнів [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На основі наукових досліджень і практики сільськогосподарського виробництва розроблено багато заходів, що дозволяють вирощувати, збирати і зберігати високі врожаї насіння ріпаку. Проте ще існує ряд причин, які призводять до втрат врожаю на всіх етапах його одержання (вирощування культури, передзбиральний період, збирання, транспортування, післязбиральна обробка та зберігання). Найскладніше запобігти втратам насіння ріпаку у період збирання, який характеризується швидкою зміною фенологічного стану культури та дуже складними умовами роботи у зв'язку з агрокліматичними, технічними, організаційно-економічними та іншими факторами, що значно впливають на процес збирання врожаю [2, 3, 4, 5].

Проведеними дослідженнями і господарськими спостереженнями встановлено, що питома вага втрат насіння ріпаку становить за жаткою зернозбирального комбайна, при цьому основна маса насіння втрачається на боковому подільнику та різальному апараті жатки [3, 5].

Основний спосіб збирання ріпаку – пряме комбайнування посівів. У відповідності до агротехнічних вимог втрати насіння ріпаку за жаткою при прямому комбайнуванні не повинні перевищувати 1,5 %. Сумарні втрати повинні становити не більше 5 %. Вміст сміттєвих домішок в бункерній масі допускається не більше 10 %, травмування насіння – не більше 3 %. Дробленість насіння допускається не більше 1 % [1, 6, 7, 8].

**Мета дослідження** – експериментально встановити рівень втрат насіння ріпаку за жаткою зернозбирального комбайна при прямому комбайнуванні посівів.

**Результати дослідження.** Дослідження проводилися на базі дослідного господарства „Оленівка” Васильківського району Київської області Національного наукового центру „Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” Національної академії аграрних наук України та на базі Підліснівської філії ЗАТ НВП „Райз-Агро” Сумської області.

При проведення експериментальних досліджень було задіяно різномарочний склад зернозбиральних комбайнів як вітчизняного, так і іноземного виробництва, обладнаних як звичайними зерновими жатками, так пристроєм для збирання насіння ріпаку ПРБЖ-Д-6 виробництва ВАТ „Бердянські жатки”.

Об’єктом дослідження були гібриди озимого ріпаку сорту „Артус” та НПЗ 9800 Німецької фірми „Лембке”.

При визначенні втрат насіння ріпаку нами було досліджено характеристику умов збирання та збиральних комплексів.

Визначаючи характеристику умов збирання насіння ріпаку прямим комбайнуванням посівів нами враховувались наступні показники: біологічна врожайність насіння ріпаку, висота рослин, густина рослин на 1 м<sup>2</sup>, вологість насіння, кількість рослин у рядку на 1 м погонному, полеглисть рослин, висота стерні, ширина міжрядь та маса 1000 насінин.

Для опису характеристики збирального комплексу нами враховувалося марка зернозбирального комбайна, рік випуску, комплектація комбайна, регульовальні параметри, конструктивна та робоча ширина захвата жатки.

Визначення біологічної врожайності насіння ріпаку проводилося у фазі технологічної стиглості культури перед збиранням. Для цього рамку, розміром 1×1 м<sup>2</sup>, накладали на рослини ріпаку по діагоналі поля. Потім підраховували кількість рослин на 1 м<sup>2</sup>, середню кількість стручків на одній рослині, середню кількість насінин в стручках та масу 1000 насінин. Досліди проводили в десятикратній повторності.

Розрахунок біологічної врожайності насіння ріпаку проводили за формулою [9]:

$$V_6 = \frac{C \cdot H \cdot M \cdot G}{1000}, \quad (1)$$

де  $C$  – середня кількість стручків на одній рослині, шт;  $H$  – середня кількість насінин в стручках, шт;  $M$  – маса 1000 насінин в період збирання, г;  $G$  – густина рослин на 1 м<sup>2</sup>, шт.

Полеглисть рослин ріпаку визначали за формулою:

$$П = \frac{l - l_2}{l} \cdot 100, \quad (2)$$

де  $l$  – середня висота рослин, см;  $l_2$  – середня відстань від поверхні ґрунту до вершини похилої рослини, см;

$$l_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n l_{2_i}, \quad (3)$$

де  $l_{2_i}$  – відстань від поверхні ґрунту до вершини окремих похилих рослин, см.

Всі отримані дані заносили до робочої відомості (таблиця).

Таблиця – Показники біологічної врожайності насіння ріпаку

Показники	Артус	НПЗ 9800
Середня біологічна врожайність насіння, ц/га	48,99	46,64
Фактична врожайність, ц/га	23	26,5
Середня висота рослин, см	136,3	140
Середня густина рослин, шт. на 1 м <sup>2</sup>	57,6	61,7
Середня кількість рослин на 1 м погонному, шт	15,4	15
Полеглість рослин, %	14,77	6,11
Середня ширина міжрядь, см	27,1	28,4
Середня висота стерні, см	33,3	30,7
Вологість стебел, %	76,2	73,5
Маса 1000 насінин, г	3,95	3,28

Для оцінки втрат насіння ріпаку за жаткою зернозбирального комбайна ми використовували рамки, розміром 100×500 мм, які з нижньої частини були обгорнуті полотном. Рамки вкладалися по всій ширині захвату жатки. Першу пробу отримували, накладаючи рамки через 50 метрів після того, як комбайн набирив ту швидкість, на якій він фактично працює. Друга проба бралася через 10 метрів від першої, а третя – відповідно через 10 метрів від другої. Дослід проводили в трикратній повторності. Потім підраховували кількість вільних насінин та кількість насінин в стручках, які потрапили в рамку, сумували їх та



зважували на електронних вагах. Знаючи площу рамки та масу насіння в ній, визначали втрати насіння ріпаку в ц/га.

Якість роботи жатки оцінювали по висоті зрізу рослин ріпаку. Висоту зрізу визначали, вимірюючи висоту стерні за допомогою лінійки по ширині та напрямку руху агрегату. По ширині захвату жатки вимірювання проводили в двох місцях, розташованих приблизно

на  $\frac{1}{4}$  ширини захвату від подільників. В напрямку руху агрегату висоту стерні вимірювали через кожні 5 кроків. Повторність досліду десятикратна. За допомогою отриманих даних підраховували середню висоту стерні, а по різниці між найбільшою та найменшою оцінювали її вирівняність.

Втрати насіння ріпаку за боковим подільником визначали аналогічно втратам за жаткою зернозбирального комбайна. Рамки, обгорнуті з нижньої частини полотном, розміром 100×500 мм, встановлювалися по обидва боки від місця проходження подільника жатки. За допомогою першої рамки визначали втрати насіння ріпаку за боковим подільником жатки з боку основного масиву поля, а другої – з боку стола жатки.

Приклад накладення контрольних рамок для визначення втрат насіння ріпаку при прямому комбайнуванні посівів наведено на рис. 1.



Рис. 1 – Приклад встановлення контрольних рамок

Чистоту бункерного насіння ріпаку оцінювали візуально. Для оцінки чистоти зібраного насіння ріпаку за сприятливих погодних умов, керуються наступними агротехнічними умовами: задовільно – немає небомолочених стручків, засміченість домішками складає до

10 %; незадовільно – присутні необмолочені стручки ріпаку, засміченість домішками складає більше 10 %.

Збирання насіння ріпаку проводили у фазі технологічної стиглості насіння. При збиранні ріпаку сорту Артус було задіяно зернозбиральний комбайн John Deer 9500, жатка якого обладнана пасивним подільником торпедного типу. Збирання ріпаку сорту НПЗ 9500 проводили за допомогою зернозбирального комбайна Дон 1500, який був обладнаний пристроєм для збирання ріпаку марки ПРБЖ-Д-6, що має активний вертикальний подільник, виконаний у вигляді коси сегментного типу.

При збиранні ріпаку сорту Артус зернозбиральним комбайном John Deer 9500, жатка якого обладнана пасивним подільником торпедного типу втрати насіння ріпаку за боковим подільником коливалися в межах 7,56 – 15,42 ц/га, а при збиранні сорту НПЗ 9800 комбайном Дон 1500 з використанням пристрою для збирання ріпаку – 4,28 – 11,44 ц/га. Середнє ж значення втрат насіння ріпаку сорту Артус становило 11,81 ц/га, а НПЗ 9800 – 7,96 ц/га.

Слід також зазначити, що при використанні пасивного подільника жатки більші значення втрат можуть бути як і з боку основного масиву поля, так і з боку стола жатки, тоді як за активним подільником більші значення втрат маємо лише з боку стола жатки. Пояснюється це тим, що пасивні подільники при входженні в рослинну масу мають вплив як і на основний масив поля, так і на зрізувану масу, а активні – відділяючи зрізувану масу від основного масиву поля, в даному випадку, за допомогою сегментної коси, зменшують деформацію стеблостою і тому вищий рівень втрат прослідковується лише з боку стола жатки. Таким чином, аналізуючи наведені дані можна зробити висновок, що при використанні активних подільників жатки у вигляді вертикальної коси сегментного типу втрати насіння ріпаку зменшуються в 1,48 рази або на 32,6 % у порівнянні з пасивними подільниками торпедного типу. Також при використанні активних подільників маємо значне зменшення втрат насіння ріпаку зрізаними стручками.

Щоб прослідкувати повну динаміку зміни рівня втрат насіння ріпаку по всій ширині жатки, ми умовно поділяли жатну частину комбайна на три частини: біля подільника жатки, по центру жатки та з краю жатки і встановлювали контрольні рамки.

Результати експериментальних досліджень по визначенню втрат насіння ріпаку за жаткою зернозбирального комбайна John Deer 9500 та Дон 1500 з пристроєм ПРБЖ-Д-6 наведено на (рис.2, 3)

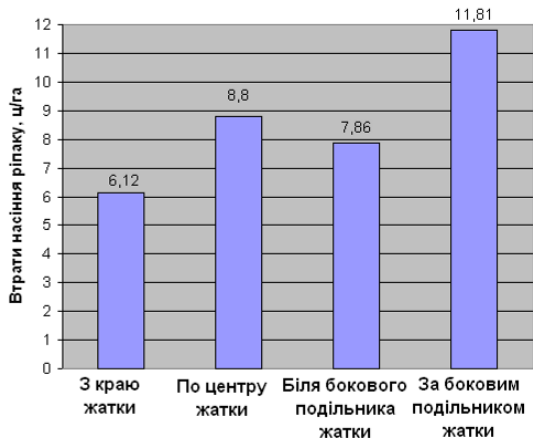


Рис. 2 – Середній розподіл рівня втрат насіння ріпаку при збиранні зернозбиральним комбайном John Deere 9500

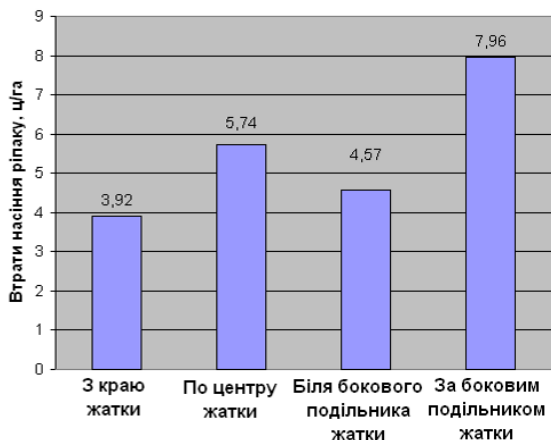


Рис. 3 – Середній розподіл рівня втрат насіння ріпаку при збиранні зернозбиральним комбайном Дон 1500, обладнаним пристроєм для збирання ріпаку ПРБЖ-Д-6

Аналізуючи наведені результати можна зробити висновок, що рівень втрат насіння ріпаку за жаткою біля бокового подільника у зернозбирального комбайна John Deere 9500 коливається в межах 5,78 – 9,72 ц/га, а у Дон 1500 з пристроєм ПРБЖ-Д-6 відповідно – 2,68 – 6,74 ц/га. Тоді як середнє значення рівня втрат при комбайнуванні комбайном John Deere 9500 складає 7,86 ц/га, а у Дон 1500 з пристроєм

ПРБЖ-Д-6 – 4,57 ц/га. Таким чином, при використанні пристрою для збирання ріпаку ПРБЖ-Д-6 втрати за жаткою біля бокового подільника зменшуються в 1,71 рази або на 41,86 %.

З наведених даних видно, що рівень втрат насіння ріпаку по центру жатки зернозбирального комбайна John Deer 9500 становить 5,66 – 13,08 ц/га при середньому рівні втрат 8,8 ц/га, а у Дон 1500 з пристроєм ПРБЖ-Д-6 відповідно – 3,54 – 7,16 ц/га з середнім значенням 5,74 ц/га. Таким чином, при використанні пристрою для збирання ріпаку ПРБЖ-Д-6 втрати по центру жатки зменшуються в 1,53 рази, тобто на 34, 78 %.

Результати експериментальних досліджень свідчать, що рівень втрат насіння ріпаку з краю жатки зернозбирального комбайна John Deer 9500 становить 3,06 – 9,44 ц/га при середньому рівні втрат 6,12 ц/га, а у Дон 1500 з пристроєм ПРБЖ-Д-6 відповідно – 2,28 – 7,02 ц/га з середнім значенням 3,92 ц/га. Таким чином, при використанні пристрою для збирання ріпаку ПРБЖ-Д-6 втрати з краю жатки зменшуються в 1,56 рази або на 35,95 %.

З наведених даних видно, що в обох випадках втрати по ширині жатки мають аналогічний характер. Найбільший рівень втрат насіння ріпаку маємо на боковому подільнику жатки, потім по центру жатки та біля бокового подільника і найменший з краю жатної частини комбайна. Тому найактуальнішим і першочерговим завданням є зменшення втрат насіння ріпаку саме за боковим подільником жатки зернозбиральних комбайнів.

В цілому, отримані експериментальні дані підтвердили раніше висунуту нами гіпотезу про найвищий рівень втрат насіння ріпаку за боковим подільником жатки та про необхідність розробки нових та модернізацію існуючих конструкцій даних пристроїв для вдосконалення технологічного процесу збирання насіння ріпаку з мінімальними втратами.

**Висновки.** В ході проведення експериментальних досліджень визначено рівень втрат насіння ріпаку за жатною частиною зернозбиральних комбайнів як при збиранні традиційними зерновими жатками, так і з пристроями для збирання насіння ріпаку. Встановлено, що пристрої для збирання насіння ріпаку зменшують втрати насіння за боковим подільником жатки в 1,48 рази, або на 32,6 %, за жаткою біля бокового подільника в 1,71 рази, або на 41,86 %, по центру жатки в 1,53 рази, тобто на 34, 78 % та з краю жатки в 1,56 рази, або на 35,95 % в порівнянні з традиційними зерновими жатками. Встановлено, що найбільший рівень втрат насіння ріпаку спостерігається на боковому подільнику жатки, і в традиційних зернових жатках, обладнаних

пасивними боковими подільниками торпедного типу, вони складають 45,5 % від загальних втрат, а при використанні пристроїв для збирання ріпаку з активними боковими подільниками у вигляді коси сегментного типу – відповідно 39,52 %.

#### Література

1. Интенсивная технология производства рапса / Сост. В.В. Стефанский, Г.С. Майстренко. – М.: Росагропромиздат, 1990. – Научно-технический прогресс в АПК. – 188 с.: ил.
2. Жабко А.І., Лінник М.К. Зниження втрат насіння ріпаку при збиранні // Вісник Сумського НАУ. Серія „Механізація та автоматизація виробничих процесів.” – № 2 (18), 2008. – С. 50 – 55.
3. Олійник В.В. та ін. Пристрої для запобігання втратам врожаю / В.В. Олійник, Ю.П. Єгоров, І.Г. Полулях. – 4-е вид., перероб і доп. – К.: Урожай, 1988. – 168 с.
4. Руководство по предупреждению производственных потерь зерна за комбайнами / Сост. Я.У. Яроцкий, А.В. Адашь, А.К. Дубовский. – Горки: Курсы по повышению квалификации и переподготовке кадров Могилевского облсельхозпрода, 2000. – 100 с.
5. Жабко А.І. Зниження втрат насіння ріпаку при збиранні // Механізація та електрифікація сільського господарства – Випуск 92. – Глеваха, 2008. – С. 113 – 117.
6. Ключков А.В., Ключкова О.С., Адашь А.В., Жолик Г.А. Рекомендации по уборке и послеуборочной доработке рапса. Белорусская сельскохозяйственная академия, 1998. – 19 с
7. Рекомендации по организации и проведению уборки урожая 2006 года / Минсельхозпрод РБ и Национальная академия наук Беларуси, 2006. – 16 с
8. Жабко А.І., Барабаш Г.І. та ін. Наукові та практичні рекомендації по збиранню зернових культур в умовах 2007 року. – Сад, 2007. – 24 с.
9. Будущее рапсового поля: Сб. ст. / Под общ. ред. О.С. Ключковой. – Горки: Курсы по повышению квалификации и переподготовке кадров Могилевского облсельхозпрода, 2000. – 32 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Б. Тарельник.*

УДК 631.301

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; Ю.В. Човнюк, к.т.н.; Л.А. Дяченко  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ЧАСТИНОК ОБРОБЛЮВАЛЬНОГО ҐРУНТУ ВПОДОВЖ ФРИКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ВІБРОПЛУГІВ**

*Запропонована методика складання диференціальних рівнянь руху частинок оброблюваного ґрунту вповдовж фрикційних робочих поверхонь вібропługів. Задля визначення оптимальних геометричних параметрів й кінематичних режимів роботи шортських (фрикційних) поверхонь, які слугують у якості робочих органів вібропługів, використаний підхід П.М. Василенка.*

### **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, РУХ, ЧАСТИНКИ ҐРУНТУ, ФРИКЦІЙНІ РОБОЧІ ПОВЕРХНІ, ВІБРОПЛУГ.**

**Постановка проблеми.** При визначенні оптимальних геометричних параметрів та кінематичних режимів роботи шортських (фрикційних) поверхонь, які застосовуються у якості робочих органів сільськогосподарських машин, зокрема, вібропługів, виникає необхідність у складанні та розв'язку системи диференціальних рівнянь, що описують рух частинок оброблюваного ґрунту, у проекціях на обрані вісі координат.

Зазвичай [4] частинку матеріалу (оброблюваного) вібропługом ґрунту приймають за матеріальну точку. При цьому спостерігаються два випадки: 1) поверхні, по яким рухаються частинки, нерухомі (стаціонарні); 2) рухомі (нестационарні).

У першому випадку рух частинок описується диференціальними рівняннями абсолютного руху, тобто руху, віднесеного до осей координат, котрі мають свій початок у нерухомій точці. Зокрема, якщо у якості осей координат прийняти Декартові вісі, то це означає, що вказані рівняння складаються у проекціях на нерухомі вісі  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ .

У другому випадку для опису руху частинки ґрунту по поверхні віброплуга слід використати наступні методи [4]:

1) метод складання диференціальних рівнянь відносного руху частинки ґрунту, тобто складання рівнянь у проекціях на рухомі (відносні) вісі координат, тобто на вісі координат незмінно пов'язані з рухомою поверхнею, наприклад, на декартові вісі ( $\xi$ ,  $\eta$ ,  $\zeta$ );

2) метод складання диференціальних рівнянь абсолютного руху частинки оброблюваного ґрунту, тобто складання диференціальних рівнянь у проекціях на осі координат, які мають свій початок у нерухомій точці. Якщо у якості таких осей прийняти декартові осі, то це значить, що диференціальні рівняння у цьому випадку складаються у проекціях на нерухомі вісі  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ .

Слід зазначити, що другий метод має деякі особливості у порівнянні з методом складання диференціальних рівнянь абсолютного руху частинки вповодж нерухої поверхні. Пов'язано це з тим, що необхідно виконувати більш складні операції, щоб визначити проекції прикладених сил на нерухомі вісі координат. Саме тому у даній роботі застосовується перший метод.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Методика складання диференціальних рівнянь руху частинок матеріалу вповодж фрикційних робочих поверхонь сільськогосподарських машин викладена у роботі [4] на основі досліджень авторів [1–3]. Проте аналогічні рівняння для руху частинок оброблюваного віброплугом ґрунту не встановлені.

**Мета роботи** полягає у складанні диференціальних рівнянь руху частинок оброблюваного ґрунту вповодж фрикційних робочих поверхонь віброплугів. На основі створення адекватної математичної моделі вказаного руху можлива у подальшому оптимізація геометричних параметрів й кінематичних режимів роботи шорстких (фрикційних) поверхонь віброплугів.

**Результати дослідження.** Диференціальні рівняння руху частинки оброблюваного віброплугом ґрунту вповодж рухої та віброуючої поверхні.

Якщо сама поверхня, по котрій рухається частинка оброблюваного ґрунту, також є рухою, тоді рух вказаної частинки по відношенню до неї буде відносним, а по відношенню до нерухомого середовища – абсолютним. У цьому випадку рухому вповодж поверхні частинку оброблюваного віброплугом ґрунту можна віднести до нерухомих осей координат ( $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ) й до рухомих, незмінно пов'язаних з поверхнею, осей ( $\xi$ ,  $\eta$ ,  $\zeta$ ).

Як зазначено у [4], для опису руху частинки ґрунту вповодж рухої поверхні можна складати диференціальні рівняння як у проекціях на нерухомі, так і у проекціях на рухомі вісі координат. У останньому випадку диференціальні рівняння набувають статусу рівнянь відносного руху.

У відповідності з основними рівняннями відносного руху матеріальної точки маємо [1 – 3]:

$$m \cdot \ddot{\vec{r}} = \vec{F} + N \cdot \vec{n} - k \cdot \left| N \right| \cdot \vec{r} - m \cdot \vec{W}_e - m \cdot \vec{W}_c, \quad (1)$$

де  $m$  – маса частинки оброблюваного ґрунту;  $\ddot{\vec{r}}$  – прискорення руху матеріальної точки (модель частинки оброблюваного віброплугом ґрунту);  $N$  – нормальна реакція;  $\vec{n}$  – орт нормалі до поверхні;  $k$  – коефіцієнт тертя матеріальної точки з поверхнею;  $\vec{r}$  – орт дотичної до траєкторії руху точки по поверхні;  $\vec{W}_e$  – прискорення повертальне;  $\vec{W}_c$  – прискорення Кориоліса.

У проєкціях на рухомі декартові вісі координат запишеться, зрозуміло, таким чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \cdot \ddot{\xi} = F_{\xi} + N \cdot \cos(\hat{\xi}, n) - k \cdot \left| N \right| \cdot \cos(\hat{\xi}, V_r) - m \cdot W_{e\xi} - m \cdot W_{c\xi}; \\ m \cdot \ddot{\eta} = F_{\eta} + N \cdot \cos(\hat{\eta}, n) - k \cdot \left| N \right| \cdot \cos(\hat{\eta}, V_r) - m \cdot W_{e\eta} - m \cdot W_{c\eta}; \\ m \cdot \ddot{\zeta} = F_{\zeta} + N \cdot \cos(\hat{\zeta}, n) - k \cdot \left| N \right| \cdot \cos(\hat{\zeta}, V_r) - m \cdot W_{e\zeta} - m \cdot W_{c\zeta}; \end{array} \right. \quad (2)$$

де  $W_{e\xi}$ ,  $W_{e\eta}$ ,  $W_{e\zeta}$ ,  $W_{c\xi}$ ,  $W_{c\eta}$ ,  $W_{c\zeta}$  – проєкції повертального прискорення й прискорення Кориоліса на рухомі вісі координат. Оскільки

$$\left\{ \begin{array}{l} \cos(\hat{\xi}, n) = \frac{1}{Af} \cdot \frac{\partial f}{\partial \xi}; \quad \cos(\hat{\eta}, n) = \frac{1}{Af} \cdot \frac{\partial f}{\partial \eta}; \\ \cos(\hat{\zeta}, n) = \frac{1}{Af} \cdot \frac{\partial f}{\partial \zeta}; \end{array} \right. \quad (3)$$

де  $f = f(\xi, \eta, \zeta) = 0$  – рівняння поверхні (рівняння в'язі);

$$Af = \sqrt{\left( \frac{\partial f}{\partial \xi} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \eta} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \zeta} \right)^2} - \text{модуль градієнта;}$$



$$\left\{ \begin{array}{l} \cos(\dot{\xi}, \hat{V}_r) = \frac{\dot{\xi}}{V_r} = \frac{\dot{\xi}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2 + \dot{\zeta}^2}}; \\ \cos(\dot{\eta}, \hat{V}_r) = \frac{\dot{\eta}}{V_r} = \frac{\dot{\eta}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2 + \dot{\zeta}^2}}; \\ \cos(\dot{\zeta}, \hat{V}_r) = \frac{\dot{\zeta}}{V_r} = \frac{\dot{\zeta}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2 + \dot{\zeta}^2}}; \end{array} \right. \quad (4)$$

де  $V_r = \sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2 + \dot{\zeta}^2}$  – швидкість відносного руху, тоді рівняння (2) можна записати наступним чином [4]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \cdot \ddot{\xi} = F_{\xi} + N \cdot \frac{1}{Af} \cdot \frac{\partial f}{\partial \xi} - k \cdot |N| \cdot \frac{\dot{\xi}}{V_r} - m \cdot W_{e\xi} - m \cdot W_{c\xi}; \\ m \cdot \ddot{\eta} = F_{\eta} + N \cdot \frac{1}{Af} \cdot \frac{\partial f}{\partial \eta} - k \cdot |N| \cdot \frac{\dot{\eta}}{V_r} - m \cdot W_{e\eta} - m \cdot W_{c\eta}; \\ m \cdot \ddot{\zeta} = F_{\zeta} + N \cdot \frac{1}{Af} \cdot \frac{\partial f}{\partial \zeta} - k \cdot |N| \cdot \frac{\dot{\zeta}}{V_r} - m \cdot W_{e\zeta} - m \cdot W_{c\zeta}; \end{array} \right. \quad (5)$$

Для того, щоб написати ці рівняння у розгорнутому вигляді, необхідно у них ввести вирази проекції повертального прискорення й прискорення Коріоліса.

У найбільш загальному випадку такі вирази мають вид [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{e\xi} = W_{B\xi} + \dot{\omega}_{e\eta} \cdot \zeta - \dot{\omega}_{e\zeta} \cdot \eta + \omega_{e\xi} \cdot (\omega_{e\xi} \cdot \xi + \omega_{e\eta} \cdot \eta + \omega_{e\zeta} \cdot \zeta) - \xi \cdot \omega_e^2; \\ W_{e\eta} = W_{B\eta} + \dot{\omega}_{e\xi} \cdot \zeta - \dot{\omega}_{e\zeta} \cdot \xi + \omega_{e\eta} \cdot (\omega_{e\xi} \cdot \xi + \omega_{e\eta} \cdot \eta + \omega_{e\zeta} \cdot \zeta) - \eta \cdot \omega_e^2; \\ W_{e\zeta} = W_{B\zeta} + \dot{\omega}_{e\xi} \cdot \eta - \dot{\omega}_{e\eta} \cdot \xi + \omega_{e\zeta} \cdot (\omega_{e\xi} \cdot \xi + \omega_{e\eta} \cdot \eta + \omega_{e\zeta} \cdot \zeta) - \zeta \cdot \omega_e^2; \\ W_{c\xi} = 2 \cdot (\omega_{e\eta} \cdot \dot{\zeta} - \omega_{e\zeta} \cdot \dot{\eta}); \\ W_{c\eta} = 2 \cdot (\omega_{e\xi} \cdot \dot{\zeta} - \omega_{e\zeta} \cdot \dot{\xi}); \\ W_{c\zeta} = 2 \cdot (\omega_{e\xi} \cdot \dot{\eta} - \omega_{e\eta} \cdot \dot{\xi}); \end{array} \right. \quad (6)$$

$$\begin{cases} W_{B\xi} = \alpha_1 \cdot \ddot{x}_B + \alpha_2 \cdot \ddot{y}_B - \alpha_3 \cdot \ddot{z}_B; \\ W_{B\eta} = \beta_1 \cdot \ddot{x}_B + \beta_2 \cdot \ddot{y}_B - \beta_3 \cdot \ddot{z}_B; \\ W_{B\zeta} = \gamma_1 \cdot \ddot{x}_B + \gamma_2 \cdot \ddot{y}_B - \gamma_3 \cdot \ddot{z}_B; \end{cases} \quad (7)$$

де  $\omega_e$  – переносна кутова швидкість поверхні;  $\omega_{e\xi}$ ,  $\omega_{e\eta}$ ,  $\omega_{e\zeta}$  – проєкції цієї кутової швидкості на рухомі вісі координат;  $W_{B\xi}$ ,  $W_{B\eta}$ ,  $W_{B\zeta}$  – проєкції прискорення початку рухомих (точки В) координат на рухомі вісі;  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$ ,  $\gamma_i$  ( $i=1,2,3$ ) – направляючі косинуси кутів, утворених осями рухомих ( $\xi$ ,  $\eta$ ,  $\zeta$ ) й нерухомих (X, Y, Z) осей координат.

Зазначимо, що ці косинуси входять у формули переходу від нерухомих систем координат до рухомих, і навпаки. Ці формули, як відомо, мають вид:

$$\begin{cases} x = x_B + \alpha_1 \cdot \xi + \beta_1 \cdot \eta - \gamma_1 \cdot \zeta; \\ y = y_B + \alpha_2 \cdot \xi + \beta_2 \cdot \eta - \gamma_2 \cdot \zeta; \\ z = z_B + \alpha_3 \cdot \xi + \beta_3 \cdot \eta - \gamma_3 \cdot \zeta; \end{cases} \quad (8)$$

або

$$\begin{cases} \xi = \alpha_1 \cdot (x - x_B) + \alpha_2 \cdot (y - y_B) + \alpha_3 \cdot (z - z_B); \\ \eta = \beta_1 \cdot (x - x_B) + \beta_2 \cdot (y - y_B) + \beta_3 \cdot (z - z_B); \\ \zeta = \gamma_1 \cdot (x - x_B) + \gamma_2 \cdot (y - y_B) + \gamma_3 \cdot (z - z_B); \end{cases} \quad (9)$$

де  $x_B$ ,  $y_B$ ,  $z_B$  – координати точки початку рухомих координат.

Причому направляючі косинуси виражаються, зазвичай, через кути Ейлера, а останні задаються у функції від часу.

$$\begin{cases} \alpha_1 = \cos \phi \cdot \cos \psi - \sin \phi \cdot \sin \psi \cdot \cos \theta; \\ \alpha_2 = \sin \phi \cdot \cos \psi + \cos \phi \cdot \sin \psi \cdot \cos \theta; \\ \alpha_3 = \sin \psi \cdot \sin \theta; \quad \beta_1 = -\cos \phi \cdot \sin \psi - \sin \phi \cdot \cos \psi \cdot \cos \theta; \\ \beta_2 = -\sin \phi \cdot \sin \psi + \cos \phi \cdot \cos \psi \cdot \cos \theta; \quad \beta_3 = \cos \psi \cdot \sin \theta; \\ \gamma_1 = \sin \phi \cdot \cos \theta; \quad \gamma_2 = -\cos \phi \cdot \sin \theta; \quad \gamma_3 = \cos \theta; \end{cases} \quad (10)$$

де  $\phi, \psi, \theta$  – кути Ейлера.

Розглянемо далі рух частинки оброблюваного ґрунту вповодж фрикційної поверхні віброплуга, яка має вигляд параболоїда (рис. 1).

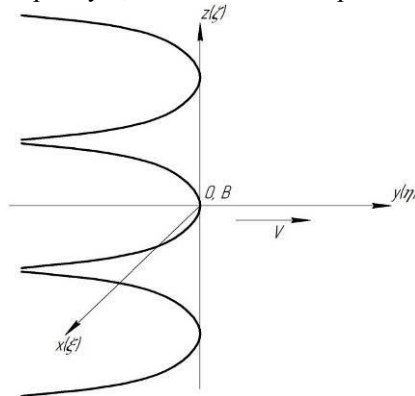


Рис. 1 – Геометрія задачі

На рис. 1 зображений профіль поверхні віброплуга, який описується рівнянням.

$$y = -A \cdot x^m, \quad A > 0, \quad m \gg 1, \quad (11)$$

$V$  – лінійна швидкість рівномірного руху цієї поверхні,  $A$ ,  $m$  – сталі, які описують профіль віброплуга.

У найбільш загальному випадку вібраційне збудження прикладене вповодж трьох осей  $OX$ ,  $OY$ ,  $OZ$ :

$$\begin{aligned} x_B &= A_x \cdot \sin(\omega_x \cdot t); & y_B &= A_y \cdot \sin(\omega_y \cdot t) + V \cdot t; \\ z_B &= A_z \cdot \sin(\omega_z \cdot t); \end{aligned} \quad (12)$$

де  $A_x$ ,  $A_y$ ,  $A_z$  – амплітуди,  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$  – кругові частоти вібрацій вповодж відповідних осей,  $t$  – час. Вважаємо, що амплітуди вібрацій та їх частоти на залежать від часу  $t$ .

Рівняння рухомої поверхні віброплуга у координатній системі  $(\xi, \eta, \zeta)$  має вид:

$$\eta = -A \cdot \xi^m. \quad (12)$$

У подальшому вважаємо, що  $\omega_e \equiv 0$ , тому

$$\omega_{e\xi} = \omega_{e\eta} = \omega_{e\zeta} = 0, \quad \text{а також} \quad W_{c\xi} = W_{c\eta} = W_{c\zeta} = 0.$$

Для повертального прискорення (його компонент) маємо:

$$\left\{ \begin{aligned} W_{e\xi} &= W_{B\xi} = \alpha_1 \cdot \ddot{x}_B + \alpha_2 \cdot \ddot{y}_B + \alpha_3 \cdot \ddot{z}_B = \\ &= -\alpha_1 \cdot \omega_x^2 \cdot A_x \cdot \sin(\omega_x \cdot t) - \alpha_2 \cdot \omega_y^2 \cdot A_y \cdot \sin(\omega_y \cdot t) - \alpha_3 \cdot \omega_z^2 \cdot A_z \cdot \sin(\omega_z \cdot t); \\ W_{e\eta} &= W_{B\eta} = \beta_1 \cdot \ddot{x}_B + \beta_2 \cdot \ddot{y}_B - \beta_3 \cdot \ddot{z}_B = \\ &= -\beta_1 \cdot \omega_x^2 \cdot A_x \cdot \sin(\omega_x \cdot t) - \beta_2 \cdot \omega_y^2 \cdot A_y \cdot \sin(\omega_y \cdot t) - \beta_3 \cdot \omega_z^2 \cdot A_z \cdot \sin(\omega_z \cdot t); \\ W_{e\zeta} &= W_{B\zeta} = \gamma_1 \cdot \ddot{x}_B + \gamma_2 \cdot \ddot{y}_B - \gamma_3 \cdot \ddot{z}_B = \\ &= -\gamma_1 \cdot \omega_x^2 \cdot A_x \cdot \sin(\omega_x \cdot t) - \gamma_2 \cdot \omega_y^2 \cdot A_y \cdot \sin(\omega_y \cdot t) - \gamma_3 \cdot \omega_z^2 \cdot A_z \cdot \sin(\omega_z \cdot t). \end{aligned} \right. \quad (13)$$

Рівняння рухомої поверхні має вид:

$$\eta + A \cdot \xi^m = 0. \quad (14)$$

Тоді матимемо

$$f(\xi, \eta, \zeta) \equiv \eta + A \cdot \xi^m = 0. \quad (15)$$

Звідси

$$\frac{\partial f}{\partial \xi} = m \cdot A \cdot \xi^{m-1}; \quad \frac{\partial f}{\partial \eta} = 1; \quad \frac{\partial f}{\partial \zeta} = 0. \quad (16)$$

Отже, використовуючи (13) – (16) з (5) отримаємо:

$$\left\{ \begin{aligned} m \cdot \ddot{\xi} &= F_{\xi} + N \cdot \frac{1}{\Delta f} \cdot m \cdot A \cdot \xi^{m-1} - k \cdot \left| N \right| \cdot \frac{\dot{\xi}}{V_r} - m \cdot W_{B\xi}; \\ m \cdot \ddot{\eta} &= F_{\eta} + N \cdot \frac{1}{\Delta f} \cdot 1 - k \cdot \left| N \right| \cdot \frac{\dot{\eta}}{V_r} - m \cdot W_{B\eta}; \\ m \cdot \ddot{\zeta} &= F_{\zeta} + N \cdot \frac{1}{\Delta f} \cdot 0 - k \cdot \left| N \right| \cdot \frac{\dot{\zeta}}{V_r} - m \cdot W_{B\zeta}; \end{aligned} \right. \quad (17)$$

де

$$\Delta f = \sqrt{\left( \frac{\partial f}{\partial \xi} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \eta} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \zeta} \right)^2} = \sqrt{\left( m \cdot A \cdot \xi^{m-1} \right)^2 + 1}.$$

Отже, у результаті отримали наступну систему чотирьох рівнянь для чотирьох невідомих X, Y, Z, N :

$$\left\{ \begin{array}{l} m \cdot \ddot{\xi} = F_{\xi} + N \cdot \frac{m \cdot A \cdot \xi^{m-1}}{\sqrt{(m \cdot A \cdot \xi^{m-1})^2 + 1}} - k \cdot |N| \cdot \frac{\dot{\xi}}{V_r} - m \cdot W_{B\xi}; \\ m \cdot \ddot{\eta} = F_{\eta} + N \cdot \frac{1}{\sqrt{(m \cdot A \cdot \xi^{m-1})^2 + 1}} - k \cdot |N| \cdot \frac{\dot{\eta}}{V_r} - m \cdot W_{B\eta}; \\ m \cdot \ddot{\zeta} = F_{\zeta} - k \cdot |N| \cdot \frac{\dot{\zeta}}{V_r} - m \cdot W_{B\zeta}; \quad \eta + A \cdot \xi^m = 0. \end{array} \right. \quad (18)$$

У якості складових  $F_{\xi}$ ,  $F_{\eta}$  сили зовнішнього впливу на частинку оброблюваного віброплугом ґрунту виступають відповідні сили тяги віброплуга (вподовж рухомих осей  $\xi$  та  $\eta$ , відповідно), а складова  $F_{\zeta} \equiv -m \cdot g$  (де  $g = 9,81 \frac{M}{c} / 2$  – прискорення вільного падіння), тобто є силою ваги частинки ґрунту.

Слід зазначити, що наявність останніх членів у правих частинах рівнянь системи (18) дозволяє дещо зменшувати сили тертя, викликані передостанніми членами правих частин рівнянь системи (18).

Використовуючи співвідношення (9) за відомих значень  $x_B$ ,  $y_B$ ,  $z_B$  (12) та  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$ ,  $\gamma_i$ ,  $i = (\overline{1,3})$ , як функцій часу  $t$ , можна легко знайти  $\dot{\xi}$ ,  $\ddot{\xi}$ ,  $\dot{\eta}$ ,  $\ddot{\eta}$ ,  $\dot{\zeta}$ ,  $\ddot{\zeta}$  й переписати систему рівнянь (18) у нерухомій системі координат (X, Y, Z). Отримані таким чином рівняння є сумісними, а тому їх можна розв'язати.

### Висновки:

1. Для опису руху частинки оброблюваного віброплугом ґрунту вподовж його (плуга) рухомої поверхні отримані диференціальні рівняння у проєкціях на рухомі вісі ( $\xi$ ,  $\eta$ ,  $\zeta$ ) та нерухомі – декартові вісі (X, Y, Z). Слід зазначити, що у останньому випадку рівняння є більш громіздкими. Отримані рівняння можна розв'язати на ПЕОМ за заданих початкових умов.

2. Результати даного дослідження можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку геометричних та кінематичних параметрів віброплугів як на стадіях їх проектування (конструювання), так і у

режимах реальної експлуатації. Змінюючи значення параметрів  $A$  та  $m$  можна отримати оптимальні геометричні параметри конструкції віброплуга, за яких сила його опору стає суттєво меншою у порівнянні зі звичайними плугами.

3. Змінюючи параметри вібраційного поля  $A_x, A_y, A_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z$  можна також суттєво зменшити силу тертя часточок оброблюваного ґрунту з фрикційною поверхнею віброплуга.

#### Література

1. Розе Н.В. Теоретическая механика / Н.В. Розе. – Л. – М.: Гостех теоретиздат, 1932.
2. Сулов Г.К. Теоретическая механика / Г.К. Сулов. – М. – Л.: Гостехиздат, 1946.
3. Лойцянский Л.Г. Теоретическая механика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – Л. – М.: ОНТИ, 1934.
4. Василенко П.М. К методике составления дифференциальных уравнений движения частицы материала по фрикционным рабочим поверхностям сельскохозяйственных машин. / П.М. Василенко // Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. – Кировоград: КИСМ, 1973. – №3. – С.3 – 18.

УДК 621.87

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; Ю.О. Ромасевич, к.т.н.; П.В. Лимар  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

### **ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РУХУ ГРЕЙФЕРНОГО ЗАХВАТУ**

*У роботі розв'язано задачу оптимізації режиму руху грейферного захвату за допомогою прямого варіаційного методу. Отримано оптимальний динамічний режим руху гідроциліндра, що керує щелепами захвату, який забезпечує мінімум динамічних навантажень.*

#### **ГРЕЙФЕР, ЗАХВАТ, ГІДРОЦИЛІНДР, РЕЖИМ РУХУ.**

**Постановка проблеми.** Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних, транспортних, складських

і інших робіт є однієї з актуальних проблем. Оснащення вантажопідйомного устаткування спеціальними вантажозахватними пристроями, а саме грейферними механізмами, сприяє вирішенню цієї проблеми. Високопродуктивні грейферні механізми знаходять також застосування для технологічних цілей. Їх використовують для підготовки і подачі шихти на шихтових і скрапних дворах для робіт на рудних дворах, подачі і збирання формувальних матеріалів у ливарних цехах, тощо. Грейферні механізми використовують на підприємствах лісової, целюлозно-паперової промисловості, лісових складах вугільних шахтах і лісоперевалочних базах. Ці механізми знаходять також застосування в сільському господарстві і для спеціальних цілей — проходки вертикальних стовбурів шахт, підйому висадженої породи із шурфів, підйому затонулих суден. Варто помітити, що грейферні механізми є основою виконавчих органів механічних роботів і маніпуляторів. Визначення оптимальних режимів руху грейферних механізмів за динамічними навантаженнями є актуальною задачею.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Застосування гідравлічних приводів захвату є найбільш розповсюдженими. Вони розрізняються за положеннями гідроциліндра: з похилим, вертикальним і горизонтальним циліндрами [1]. Теоретичні аспекти, які розглядаються в процесі проєктування грейферів, – це структурні властивості, параметри і кінематика руху грейферного механізму [2]. Розробка концепції захоплення грейферами деревини вперше була описана Таубером [3], а визначення геометричних параметрів грейферних механізмів висвітлюються у роботах О.П. Асяткіна [4], С.І. Грицюка [5] та інших авторів. Дослідженню оптимізації режимів руху різних механічних систем присвячено роботи [6, 7, 8], в яких розглядається оптимальне керування рухом вантажопідйомних, будівельних та підйомно-транспортних машин. Проте дослідження оптимізації режимів руху грейферних механізмів практично не проводились.

**Мета роботи.** Мета даного дослідження полягає в оптимізації режимів руху грейферних механізмів за динамічним критерієм.

**Результати досліджень.** Грейферний пристрій представляємо у вигляді плоского механізму (рис. 1). Він складається з п'яти рухомих ланок: 1 – штока гідроциліндра; 2 – циліндра; 3 – правої щелепи; 4 – лівої щелепи; 5 – важеля, який забезпечує симетричний рух щелеп 3 і 4, та нерухомої ланки рамної конструкції грейфера. Даний механізм має одну ступінь рухомості, тобто одну ведучу ланку. Такою ланкою є шток гідроциліндра.

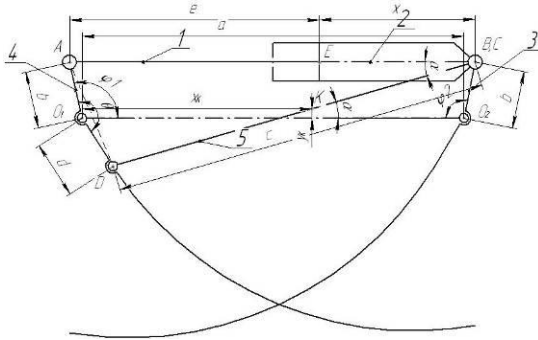


Рис. 1 – Схема грейферного захвату

Вихідними даними що визначають геометричні параметри грейфера є:  $b=d=0,12\text{м}$ ,  $e=0,6\text{м}$ ,  $c=0,79\text{м}$ ,  $\theta=160^\circ$ ,  $a=0,8\text{ м}$ .

Переміщення штока гідроциліндра характеризується координатою  $x$ , а переміщення щелеп визначаються координатами  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , які визначаються залежностями:

$$\varphi_1 = \arccos \left( -B + \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right), \quad (2)$$

$$\varphi_2 = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[ a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\}, \quad (3)$$

в яких для спрощення виразу використаємо наступні рівняння:

$$A = b^2 - 2bd \cos \theta + d^2;$$

$$B = \frac{1}{2} (b - d \cos \theta) \left( e - x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right);$$

$$C = \frac{1}{4} \left( e + x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right)^2 - d^2 \sin^2 \theta,$$

де  $a$  – відстань між осями повороту грейфера;  $b, d$  – відстані від осей повороту щелеп до осей їх з'єднання з іншими ланками грейфера;  $c$  – довжина важеля 5;  $e$  – довжина штоку гідроциліндра;  $\theta$  – кут розвороту лівої щелепи між кінематичними парами А і D.

Кут  $\alpha$ , що показує нахил важеля 5 до горизонту, визначається за таким виразом:



$$\alpha = \arccos \left( \frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2c(e+x)} \right). \quad (4)$$

Важіль 5 здійснює плоско-паралельний рух – поступальне переміщення центра мас (точка  $K$ ) і поворот навколо цього центра з кутовою координатою  $\alpha$ . Координати точки  $K$  визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_K = d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2} c \cos \alpha; \\ y_K = -d \sin(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2} c \sin \alpha. \end{cases} \quad (5)$$

Знайдемо також узагальнені швидкості точки  $K$ :

$$\begin{cases} \dot{x}_K = \dot{\varphi}_1 d \sin(\theta - \varphi_1) - \frac{\dot{\alpha}}{2} c \sin \alpha; \\ \dot{y}_K = \dot{\varphi}_1 d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{\dot{\alpha}}{2} c \cos \alpha. \end{cases} \quad (6)$$

Щелепи 4 і 3 здійснюють обертальний рух відносно точок  $O_1$  і  $O_2$  і характеризуються кутовими координатами  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ . Шток 1 гідроциліндра здійснює поступальний рух і його координати центра мас визначаються координатою точки  $A$ .

Гільза 2 гідроциліндра здійснює поступальний рух і її координати центра мас визначаються координатою точки  $B$ . Нехтуємо можливим поворотом штока та гільзи гідроциліндра, оскільки вони практично відсутні.

Для оптимізації динамічного режиму руху грейферного захвата використовуємо інтегральний критерій, який представляє собою середнє за час руху значення динамічної складової потужності приводного механізму [7].

$$I_V = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} V dt, \quad (7)$$

де  $t$  – час;  $t_1=5$  с – тривалість руху штока гідроциліндра з одного крайнього положення в інше;  $V$  – енергія прискорень механічної системи.

Визначимо енергію прискорень механічної системи грейфера:

$$V = \frac{1}{2} m_1 W_A^2 + \frac{1}{2} m_2 W_B^2 + \frac{1}{2} J_{O_2} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_{O_1} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{x}_K^2 + \dot{y}_K^2) + \frac{1}{2} J_K \dot{\alpha}^2, \quad (8)$$

де  $m_1=15\text{кг}$ ,  $m_2=20\text{кг}$ ,  $m_5=10\text{кг}$  – відповідно маси штока, гільзи гідроциліндра та важеля;  $J_{O1}=J_{O2}=6,54\text{кг}\cdot\text{м}^2$  – моменти інерції щелеп відносно осей обертання;  $J_K=0,52\text{кг}\cdot\text{м}^2$  – момент інерції важеля відносно центра мас;  $W_A$ ,  $W_B$  лінійні швидкості точок  $A$  і  $B$  щелеп грейфера (рис. 1);  $\ddot{x}_K$ ,  $\ddot{y}_K$  – горизонтальна та вертикальна складові прискорень центра мас важеля;  $\ddot{\varphi}_1$ ,  $\ddot{\varphi}_2$ ,  $\ddot{\alpha}$  – кутові прискорення відповідно лівої, правої щелеп та важеля.

Прискорення точок  $A$  і  $B$  щелеп грейфера визначаються залежностями:

$$\begin{cases} W_A = \ddot{\varphi}_1 b \\ W_B = \ddot{\varphi}_2 b' \end{cases} \quad (9)$$

де  $b$  – довжина плеча прикладання зусиль гідроциліндра.

Після підстановки залежностей (6) і (9) у вираз (8), отримаємо

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1})\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O2})\dot{\varphi}_2^2 + \\ & + \frac{1}{2}\left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K\right)\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_5 c d \dot{\varphi}_1 \dot{\alpha} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \end{aligned} \quad (10)$$

Якщо прийняти

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \\ \dot{\varphi}_2 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \\ \dot{\alpha} = \dot{x} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \end{cases}, \quad (11)$$

то енергія прискорень механічної системи має такий вигляд:

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1})\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O2})\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial x}\right)^2 + \\ & + \frac{1}{2}\left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K\right)\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}m_5 c d \dot{x}^2 \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \end{aligned} \quad (12)$$

Для знаходження оптимального динамічного режиму руху грейферного механізму застосуємо класичне варіаційне числення. Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (7) – рівняння Ейлера–Пуассона [7]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial V}{\partial x} = 0. \quad (13)$$

Після підстановки виразу (12) у рівняння (13) отримаємо:

$$\begin{aligned} \ddot{x} & \left( (m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{01}) \left( \frac{d\varphi_1}{dx} \right)^2 + (m_2 b^2 + J_{02}) \left( \frac{d\varphi_2}{dx} \right)^2 + \left( \frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \left( \frac{d\alpha}{dx} \right)^2 + \right. \\ & + m_5 c d \frac{d\alpha}{dx} \frac{d\varphi_1}{dx} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) \left. \right) + \dot{x}^2 \left( (m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{01}) \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2\varphi_1}{dx^2} + \right. \\ & + (m_2 b^2 + J_{02}) \frac{d\varphi_2}{dx} \frac{d^2\varphi_2}{dx^2} + \left. \left( \frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2\alpha}{dx^2} + \frac{1}{2} m_5 c d \times \right. \\ & \times \left( \left( \frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2\varphi_1}{dx^2} + \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2\alpha}{dx^2} \right) \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) - \left( \left( \frac{d\alpha}{dx} \right)^2 \frac{d\varphi_1}{dx} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \left( \frac{d\varphi_1}{dx} \right)^2 \frac{d^2\alpha}{dx} \right) \sin(\theta + \alpha + \varphi_1) \right) \left. \right) = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням другого порядку. Розв'язання вказаного рівняння є досить складною задачею, яка не може бути розв'язана в аналітичному вигляді. Тому використаємо прямий варіаційний метод, який запропоновано в роботі [10]. Задамо необхідні крайові умови:

$$\begin{cases} x(0) = x_0; \dot{x}(0) = 0; \ddot{x}(0) = 0; \\ x(t_1/3) = q_1; \\ x(2t_1/3) = q_2 \\ x(t_1) = x_0 + s; \dot{x}(t_1) = 0; \ddot{x}(t_1) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Згідно методу, знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком крайової задачі:

$$\begin{aligned} x(t) = & \frac{1}{8t_1^7} (729q_1t^3 (3t - 2t_1)(t - t_1)^3 (3t - t_1)(-729q_2t^3 (t - t_1)^3 + (3t - 2t_1) \times \\ & \times (st^3 (141t^2 - 312tt_1 + 175t_1^2) + t_1 (81t^4 - 162t^3t_1 + 63t^2t_1^2 + 18tt_1^3 + 4t_1^4) x_0) \Big) \end{aligned}$$

де  $q_1, q_2$  – положення штока гідроциліндра;  $s=0,25$ м – хід штока гідроциліндра;  $x_0=0,05$ м – початкове положення гідроциліндра. Підставимо закон руху у підінтегральний вираз (12) функціоналу (7) та знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється у складну функцію

параметрів  $q_1, q_2$ . Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно розв'язати систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial I}{\partial q_1} = 0; \\ \frac{\partial I}{\partial q_2} = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Ці рівняння мають лінійний алгебраїчний вигляд, тому будемо шукати мінімум критерію безпосередньо підстановкою значень  $q_1$  і  $q_2$  у вирази функціоналу та порівнювати величини критерію між собою. Для цього був розроблений алгоритм, приведений нижче (рис. 2).

Сутність алгоритму полягає в тому, що на кожному кроці циклу до кожного значення  $q_1$  і  $q_2$  додається крок  $\Delta = s \cdot 0.02$  і визначається величина критерію. Після проходження всіх циклів, значення порівнюються між собою і знаходиться найменше значення критерію (рис. 3).

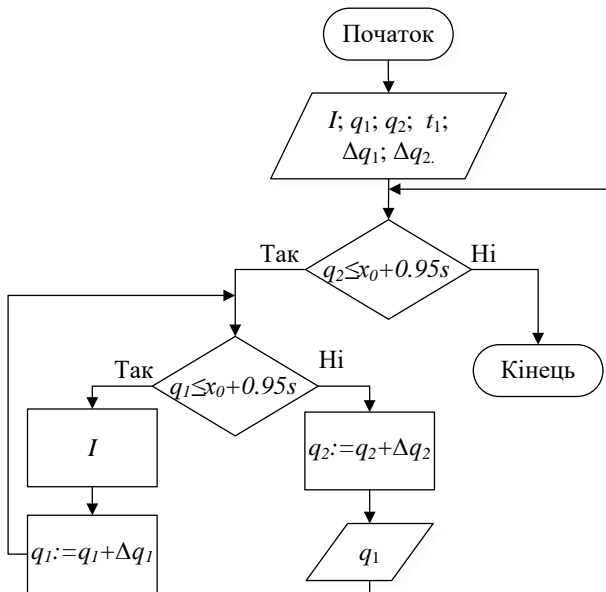


Рис. 2 – Алгоритм знаходження мінімуму критерію (7)

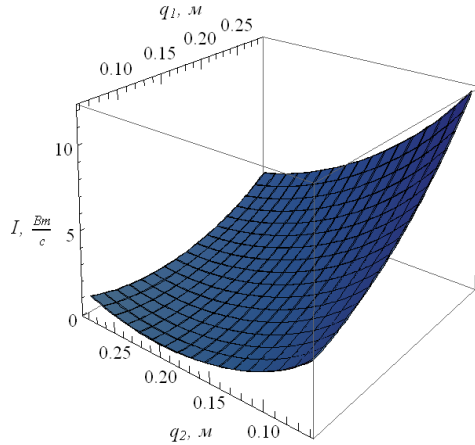


Рис. 3 – Графік залежності величин критерію (7) від параметрів  $q_1$  і  $q_2$

Також побудовано графіки швидкості та прискорення зміни положення штока гідроциліндра (рис. 4).

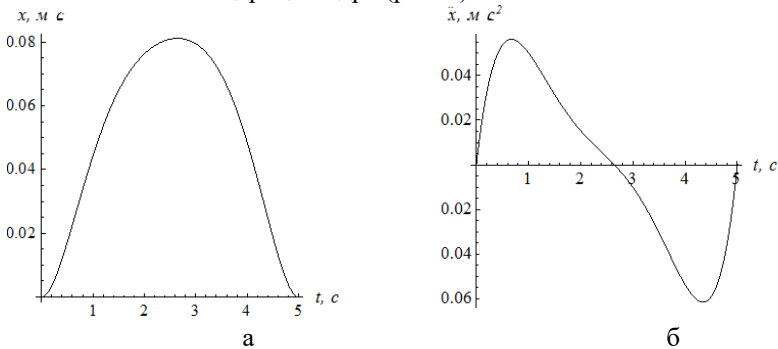


Рис. 4 – Графіки швидкості(а) та прискорення (б) штоку гідроциліндра

На основі проведених розрахунків визначили, що найменше значення критерію досягається при  $q_1=0,1075$ ,  $q_2=0,2375$  (рис. 3). Для цього значення наведемо кінематичні функції руху щелеп (рис. 5 – 7).

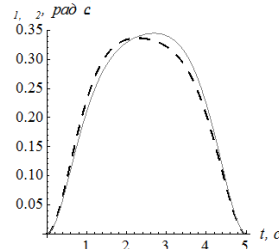
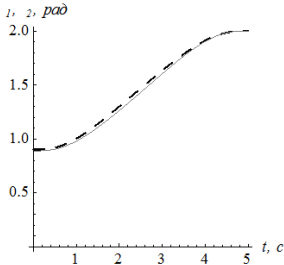


Рис. 5 – Графіки зміни кутових координат кутів:  $\varphi_1(t)$  – — — ;  $\varphi_2(t)$  —

Рис. 6 – Графіки кутових швидкостей:  $\varphi_1(t)$  – — — ;  $\varphi_2(t)$  —

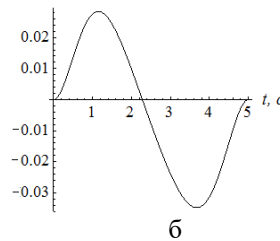
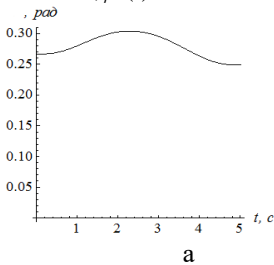


Рис. 7 – Графіки зміни кутової координати (а) і швидкості (б) важеля

З даних графіків видно, що отриманий оптимальний режим руху гідроциліндра при закриванні щелеп грейфера забезпечує незначну зміну кутових координат та плавну зміну кутової швидкості щелеп.

**Висновки.** Синтезовано наближений до оптимального динамічного режиму, режим руху гідроциліндра грейферного механізму, що керує щелепами, який доставляє мінімум обраному критерію середнього значення динамічної складової потужності приводного механізму за час руху.

Закон руху (16) представляє собою оптимальний режим руху, що забезпечує мінімум енергетичних витрат і дає можливість підвищити ефективність роботи грейферного механізму. Отриманий режим руху приводного механізму грейфера може бути реалізований засобами мехатроніки.

#### Література

1. Wang, J. and G. Li. 1993. A review of log grapple used in China. J. of Forest Engineering. 4(2): 33–36.

2. Wang, J. 1990. Study on the theories of log grapples. Ph.D. Dissertation. Northeast Forestry University, Harbin, China. 311 pp.
3. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Теория, расчет и конструкции. – М.: Машиностроение, 1967. – 424 с.
4. Асяткин О.П. Исследование основных конструктивных и эксплуатационных параметров напорных грейферов для погрузки силоса на животноводческих фермах. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 1966. – 25 с.
5. Грицок С.И. Методика проекторочного расчета гидравлического грейфера для стеблевых грузов. – Тракторы и с.х. машины, 1975. – №12. – С. 22-24.
6. Григоров О.В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідійомних машин [Текст] / О.В. Григоров, В. Ловейкін. – К., 1997. – 262 с.
7. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В. С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
8. Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин [Текст] / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко. – Київ, Миколаїв, 2004. – 285 с.
9. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом [Текст] / В.С. Ловейкін, А.В. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник ТДТУ. – 2010. – Том 15. – №1.
10. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич . – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с

УДК 621.87

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; В.В. Мельніченко  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

### **ОПТИМІЗАЦІЯ РИВКОВОГО РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА**

*В статті розглянуто спосіб усунення коливань вантажу під час роботи механізму повороту стрілових кранів. Оптимізація*

*режиму пуску механізму повороту крана проводиться за допомогою методів варіаційного числення. В роботі використано критерій підінтегральною функцією якого слугує енергія риків, котра підлягає мінімізації. За керуючий параметр обрано зусилля, яке діє на механізм повороту зі сторони приводного механізму.*

### **МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ, СТІЛКОВИЙ КРАН, РЕЖИМ РУХУ.**

**Обґрунтування проблеми.** Відомо [5], що при роботі стрілових кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух ланок механізмів та створюють додаткові динамічні навантаження, що знижує їхню надійність і приводить до незручностей при їх експлуатації, а також збільшують ризик виникнення аварійних ситуацій.

Вирішення проблеми зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі забезпечить більш ефективну експлуатацію кранового обладнання.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблемі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі вже декілька десятків років. Останні дослідження, присвячені даній проблемі, ґрунтуються на використанні математичних теорій оптимальних процесів (принцип максимуму, варіаційне числення). Зауважимо, що сучасні способи усунення коливань вантажу пропонується реалізовувати з допомогою певної керуючої дії на механізм повороту під час перехідних режимів руху (розгін, гальмування).

У роботах [1, 2, 8] за керуючий параметр обрано силову дію на привідний механізм: для усунення коливань вантажу необхідно керувати моментом на валу електродвигуна механізму повороту. Керуюча дія має релейний характер, що призводить до додаткових динамічних навантажень на кран. Цей підхід є неприйнятним з точки зору виникнення значних динамічних навантажень.

За допомогою використання теорії варіаційного числення, як це зроблено в роботі [6], можна забезпечити плавну зміну кінематичних характеристик механізму повороту і усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі.

**Мета та задачі дослідження.** Метою дослідження є оптимізація режиму руху механізму повороту стрілового крана з вантажем під час перехідних процесів. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі: 1) обрати динамічну модель механізму повороту стрілового крана і на її основі побудувати математичну модель; 2) обрати критерій оптимізації режиму повороту крана та встановити умови його мінімуму; 3) визначити оптимальний



режим розгону механізму повороту і провести аналіз отриманих результатів.

**Результати дослідження.** Для проведення досліджень прийемо двомасову модель механізму повороту крана (рис. 1), побудова якої передбачає наступні припущення [3]:

- 1) підвішений вантаж подібний до вільно висячого маятника;
- 2) вагою тягового елемента нехтуємо;
- 3) припускаємо відцентрові коливання вантажу в порівнянні з радіальними незначними і їх дію не враховуємо.

Перераховані припущення при дослідженнях дають досить малу похибку, що підтверджується практичними дослідженнями [4].

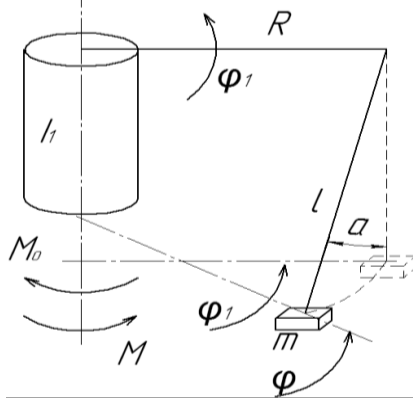


Рис. 1 – Розрахункова модель системи «колонна–вантаж»

Приведена розрахункова схема (рис. 1) описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{mR^2}{l} g (\varphi_1 - \varphi) = M - M_0; \\ \ddot{\varphi} - \frac{g}{l} (\varphi_1 - \varphi) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де  $I_1$  – момент інерції приводного механізму поворотної колони і стріли, зведений до вісі повороту крана;  $\varphi$  і  $\varphi_1$  – узагальнені кутові координати зведених мас відповідно вантажу та колони;  $m$  – маса вантажу;  $R$  – виліт стріли;  $l$  – довжина гнучкого підвісу вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $M_0$  – статичний момент сил опору, зведений до осі повороту колони;  $M$  – рушійний момент на валу електродвигуна, зведений до осі повороту колони;  $\alpha$  – кут відхилення вантажного каната від вертикалі.

З другого рівняння системи (1) знаходимо:

$$\varphi_1 = \varphi + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}; \quad \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi} + \frac{l}{g} \varphi^{IV}; \quad \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi} + \frac{l}{g} \varphi^{IV}. \quad (2)$$

За критерій оптимізації процесу пуску приймемо критерій підінтегральною функцією якого слугує енергія ривків [6]:

$$\dot{I}_M = \int_0^{t_1} W dt \rightarrow \min, \quad (3)$$

де  $t$  – час;  $t_1$  – тривалість пуску механізму повороту крана.

З першого рівняння системи (1) шляхом диференціювання за часом і з урахуванням залежностей (2) отримуємо:

$$W = \frac{1}{2} I_1 \left( \ddot{\varphi} + \varphi \frac{l}{g} \right)^2 + \frac{1}{2} m r^2 \ddot{\varphi}^2. \quad (4)$$

Умова мінімуму критерію (3) визначається із рівняння Ейлера-Пуассона[9]:

$$\frac{\partial W}{\partial \varphi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial W}{\partial \ddot{\varphi}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial W}{\partial \ddot{\varphi}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial W}{\partial \varphi^{IV}} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial W}{\partial \varphi^V} = 0. \quad (5)$$

яке в даному випадку з урахуванням виразу (4) запишеться таким чином:

$$\varphi + 2 \frac{g}{l} \varphi^{VIII} + \left( 1 + \frac{mR^2}{I_1} \right) \frac{g^2}{l^2} \varphi^VI = 0. \quad (6)$$

Введемо наступну заміну для частоти власних коливань прийнятої моделі механізму повороту крана:

$$k = \sqrt{\frac{g}{l}}. \quad (7)$$

У результаті чого отримаємо диференціальне рівняння, яке відповідає мінімуму критерію (3) з урахуванням виразу (4):

$$\varphi + 2k^2 \varphi^{VIII} + \left( 1 + \frac{mR^2}{I_1} \right) k^4 \varphi^VI = 0. \quad (8)$$

Для процесу пуску крайові умови мають вигляд:

$$\begin{cases} t = 0 : \varphi_1 = \varphi = 0, \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} = 0, \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}; \\ t = t_1 : \varphi_1 = \varphi, \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} = \omega, \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}, \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}. \end{cases} \quad (9)$$

Враховуючи залежності (2), виразимо крайові умови координати  $\varphi_1$  та її похідних через координату  $\varphi$  та її похідні. В результаті чого, будемо мати:

$$\begin{cases} t = 0 : \varphi = 0, \dot{\varphi} = 0, \ddot{\varphi} = 0, \overset{IV}{\ddot{\varphi}} = 0, \overset{IV}{\varphi} = 0; \\ t = t_1 : \dot{\varphi} = \omega_y, \ddot{\varphi} = 0, \overset{IV}{\ddot{\varphi}} = 0, \overset{V}{\varphi} = 0, \overset{V}{\varphi} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Для розв'язування отриманого диференціального рівняння (8) з урахуванням крайових умов (10) зручно використати програму Wolfram Mathematica v.8, яка дозволяє шукати символльні розв'язки диференціальних рівнянь [3].

У результаті розв'язку диференціального рівняння (8) для крайових умов пуску механізму повороту (10) і його конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів:  $J_I=7200 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $m=600\text{кг}$ ;  $R=2,5\text{м}$ ;  $l=4\text{м}$ ;  $g=9,8\text{м}/\text{с}^2$ ;  $M_o=570\text{Нм}$ ;  $\omega_{\text{ном}}=0,3\text{рад}/\text{с}$ ;  $t_I=3,15\text{с}$  – час розгону, який дорівнює періоду власних коливань вантажу на гнучкому підвісі, побудовані графіки кінематичних характеристик пуску колони і вантажу (рис.2). Суцільними лініями зображені кінематичні характеристики руху вантажу. Штриховими лініями зображені кінематичні характеристики руху колони крана.

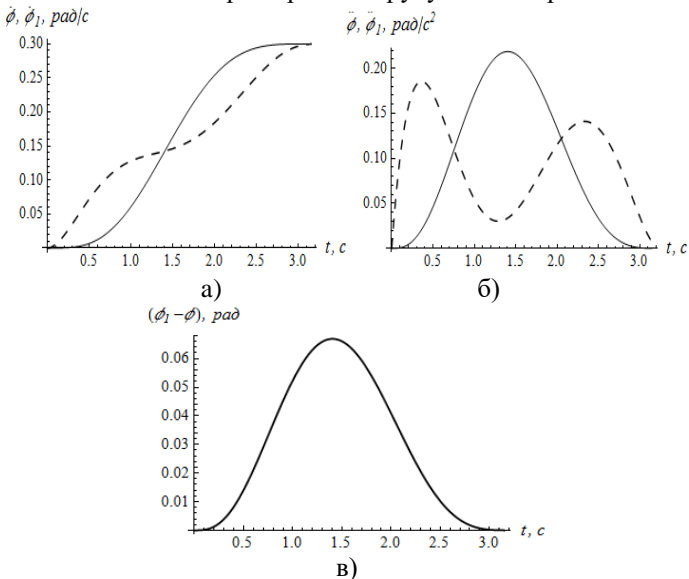


Рис. 2 – Графіки функцій кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) колони і вантажу та кута відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі (в)

Крім того, на рис. 3 зображено графіки зміни рушійного моменту.

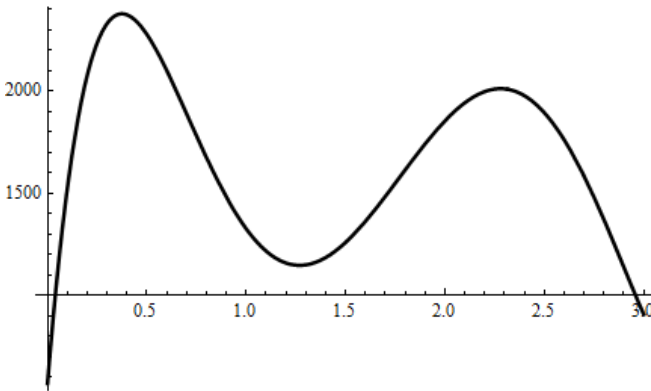


Рис. 3 – Графік зміни рушійного моменту

Проаналізуємо отримані графіки кінематичних характеристик (рис.2, а та 2, б). З графіків переміщень колони і вантажу видно, що зміна кутової швидкості колони досить плавна і не перевищує  $0,3 \text{ рад/с}$ , так як і зміна кутового прискорення, що не перебільшує  $0,19 \text{ рад/с}^2$ . Максимальне відхилення координат  $\varphi_1 - \varphi$  становить  $0,06 \text{ рад}$ . Максимальне значення рушійного моменту становить  $M_{\max} = 2400 \text{ Нм}$  (рис. 3), з графіка рушійного моменту очевидно, що рушійний момент змінюється плавно, і є неперервним, що в свою чергу полегшує можливе мехатронне керування таким приводом.

Таким чином, використання критерію підінтегральною функцією якого слугує енергія ривків, дає можливість значно зменшити дію динамічних навантажень і енергетичних витрат.

На рис. 4 показано фазовий портрет для оптимального режиму пуску.

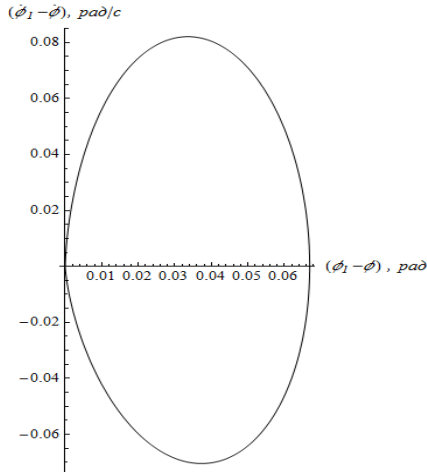


Рис. 4 – Фазовий динамічний портрет системи «колона-вантаж»

З отриманого фазового портрета видно, що до початку усталеного руху коливання вантажу усуваються.

### Висновки

Результати проведених досліджень дають змогу зробити наступні висновки:

- вирішення задачі усунення коливань на гнучкому підвісі шляхом використання варіаційного числення є виправданим, оскільки знайдена керуюча дія на механізм повороту задовольняє умовам поставленої задачі;

- використання обраного критерію оптимальності руху механізму повороту дає змогу отримати закони керування, які забезпечують усунення коливань вантажу та покращують перехідні режими його руху;

- для здійснення керування системою «колона-вантаж» обрано привідне зусилля, на яке накладаються певні обмеження;

- отримані оптимальні закони реалізуються шляхом використання автоматизованої системи керування механізмом повороту.

### Література

1. Герасимьяк Р.П. Электроприводы крановых механизмов / Герасимьяк Р.П., Парайл В.А. – М.: Энергия, 1970. – 136 с.

2. Григоров О.В. Вантажопідійомні машини: навч. посібник / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Х.: НТУ „ХПІ”, 2006. – 304 с.
3. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / Дьяконов В. П. – М.: СОЛОН – Пресс, 2004. – 696 с.
4. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / Комаров М.С. – М.: Машиностроение, 1953. – 187 с.
5. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Лобов Н.А. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
6. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В. С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
7. Ловейкін В. С. Оптимізація перехідних режимів руху механізм пересування візка вантажопідійомних машин / Ловейкін В. С., Ярошенко В.Ф., Ромасевич Ю. О. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2007. – №59. Том 2. – С. 452–460.
8. Смахов А. А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / Смахов А. А., Ерофеев Н. И. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
9. Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльсгольц Л. Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

УДК 534.1

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; Ю.В. Човнюк; к.т.н.; О.Ю. Костина  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ УСТАЛЕНИХ АВТОКОЛИВАНЬ В КВАЗІЛІНІЙНИХ СИСТЕМАХ З ТЕРТЯМ**

*Проведений аналіз процесу усталених автоколивань у квазілінійних системах з тертям. Сила тертя є причиною розгойдування автоколивань. Встановлені основні кінематичні параметри вказаних автоколивань.*

### **АВТОКОЛИВАННЯ, СИЛА, ТЕРТЯ, СИСТЕМА.**

**Постановка проблеми.** У механічних системах з непружними опорами стаціонарні коливні процеси виявляються можливими лише завдяки тому, що існують зовнішні впливи (збурення) періодичного

характеру. Однак у деяких системах стаціонарні коливання можливі й без періодичних впливів чи збурень ззовні. Зазвичай такі системи називають автоколивними чи самозбуджуваними. Оскільки у будь-якому реальному коливному процесі неминуче відбувається розсіювання енергії, тоді всяка автоколивна система має джерело енергії, яке поповнює всі енергетичні втрати, але за своєю природою це джерело енергії не має коливних властивостей.

Самозбереження коливань часто пов'язане з тим, що стан рівноваги системи нестійкий. Тому після будь-якого порушення (збурення) цього стану коливання не мають затухаючого характеру, а, навпаки, розгойдуються все більше й більше, при цьому сили, які створюються джерелом енергії і сприяють розгойдуванню системи, самі залежать від її руху (у стані рівноваги вони дорівнюють нулю).

Особливої уваги і подальшого всебічного дослідження заслуговують механічні автоколивання, які виникають у системах з тертям. Сила тертя, як правило, є причиною затухання коливань, але у квазілінійних системах з силою тертя, яка еволюціонує (розвивається у просторі, часі, змінюється із швидкістю руху системи тощо), остання може стати причиною розгойдування коливань. Саме така механічна система досліджується у даній роботі.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У роботах [1, 2] проведені дослідження автоколивань та вимушених коливань нелінійних систем. Перелік методів та підходів до аналізу автоколивань квазілінійних систем з тертям наведений у роботах [3, 4]. Результати цих досліджень будуть використані у даній роботі.

**Мета дослідження** полягає у встановленні основних закономірностей руху квазілінійних систем з тертям для випадку, коли саме сила тертя є причиною існування стаціонарних автоколивань.

**Результати дослідження.** Для з'ясування причини виникнення автоколивань у механічній квазілінійній системі за наявної сили тертя, яка до того ж розвивається при ковзанні вантажу масою  $m$  вдовж нескінченної стрічки (модель стрічкового конвеєра). Рух вантажу обмежений пружиною жорсткістю  $c$ . Розглянемо простий приклад [3], розрахункова схема якого наведена на рис. 1.

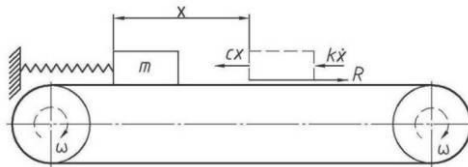


Рис. 1 – Розрахункова схема задачі

Система складається з двох барабанів, які обертаються, й приводять до руху нескінчену стрічку; на стрічці лежить вантаж масою  $m$ , рух якого обмежений пружиною жорсткістю  $c$ . Сила тертя, яка розвивається у процесі ковзання вантажу вповдовж стрічки, зміщує вантаж вправо і викликає деяке подовження пружини. Нехай у положенні рівноваги вантажу сила тертя дорівнює  $R_0$ , тоді статичне переміщення вантажу складе

$$x_0 = \frac{R_0}{c}. \quad (1)$$

Для подальших міркувань необхідно врахувати, що сила тертя  $R$  залежить від відносної швидкості руху  $v$  (за заданого нормального тиску вантажу, який будемо вважати постійним). Нехай характеристика тертя має вид, зображений на рис. 2. Значення  $v_0$  та  $R_0$  відповідають стану рівноваги вантажу.

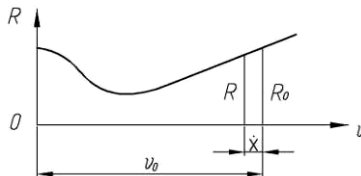


Рис. 2 – Характеристика сили тертя (залежність  $R(v)$ )

Припустимо, що внаслідок якогось збурення у момент часу  $t = 0$  вантаж виведений зі стану спокою. З’ясуємо характер руху, який виникає після такого збурення, вважаючи, що швидкість руху стрічки у процесі коливань вантажу не змінюється. Нехай у поточний момент часу  $t$  переміщення вантажу дорівнює  $x$ , його швидкість дорівнює  $\dot{x}$ , а швидкість ковзання  $v = v_0 - \dot{x}$ .

У цей момент на вантаж діють три сили: реакція пружини –  $cx$ , сила тертя  $R$  і зовнішній опір, який будемо вважати пропорціональним швидкості й приймемо у вигляді –  $k\dot{x}$ . Сила  $R$  відрізняється від сили  $R_0$ , оскільки швидкість відносно руху  $v$  відрізняється від швидкості  $v_0$ .

1. Малі коливання відносної швидкості руху  $v$ .

За малих коливань відносної швидкості можна прийняти

$$R = R_0 - R'_0 \cdot \dot{x}, \quad (2)$$



де  $R'_0 = \left( \frac{dR}{dv} \right)_{v=v_0}$  – тангенс кута нахилу характеристики тертя  $R(v)$  у

точці з координатами  $(v_0, R_0)$ .

Рівняння руху вантажу приймає вид:

$$-cx - k\dot{x} + R = m\ddot{x}. \quad (3)$$

Підставивши в (3) вираз (2), матимемо:

$$m\ddot{x} + cx - R_0 + (R'_0 + k) \cdot \dot{x} = 0. \quad (4)$$

Перенесемо початок відліку переміщень у точку  $x = x_0$ , тобто введемо нову змінну  $x_1 = x - x_0$ .

Тоді рівняння (4) буде мати вид:

$$m\ddot{x}_1 + (R'_0 + k) \cdot \dot{x}_1 + cx_1 + cx_0 - R_0 = 0. \quad (5)$$

Згідно з виразом (1) сума двох останніх складових дорівнює нулю, тому маємо рівняння:

$$m\ddot{x}_1 + (R'_0 + k) \cdot \dot{x}_1 + cx_1 = 0. \quad (6)$$

Розгляд структури цього рівняння показує, що зі зростанням часу коливання повинні зникати, якщо сума  $(R'_0 + k)$  додатна. Ця обставина має місце на зростаючій ділянці характеристики тертя  $R(v)$ , де  $R'_0 > 0$ .

Однак за невеликих значень  $v_0$  (спадна ділянка характеристики тертя  $R(v)$ ) величина  $R'_0$  стає від'ємною (рис. 2). Якщо при цьому  $k > |R'_0|$ , тоді сума  $(R'_0 + k)$  залишається додатною, і коливання будуть затухаючими. Якщо сума  $(R'_0 + k)$  стає рівною нулю (тобто  $k = |R'_0|$ ,  $R'_0 < 0$ ), тоді у рівнянні (6) зникає член, який відповідає затуханню, і стають можливими коливання з постійною амплітудою. Якщо ж сума  $(R'_0 + k)$  від'ємна, тоді система має так зване «від'ємне затухання», і коливання з плином часу будуть зростати за рахунок енергії, що передається рухомою стрічною.

Фізичний механізм (природу) «від'ємного затухання» при спадній характеристиці  $R(v)$  можна з'ясувати з таких міркувань. Коли вантаж рухається вправо, тобто у бік руху стрічки, тоді відносна швидкість ковзання зменшується. Разом з тим сила тертя збільшується і її приріст спрямований вправо, тобто у бік руху. У іншому інтервалі руху, коли вантаж рухається вліво, приріст сили тертя спрямований також вліво, тобто знову у бік руху. Такий характер зміни сили тертя і є причиною зростання коливань.

Отже, для зростання у часі коливань необхідно виконати умову  $R'_0 + k < 0$ , що можливо тільки при достатній крутизні падіння характеристики  $R(\nu)$ . Зазвичай вказана умова виконується лише за малих значень швидкості  $\nu_0$ .

Як встановлено вище, нестійкість стану рівноваги може бути виявлена за припущення щодо малості коливань, тобто за допомогою лінійного наближення. Однак, якщо відмовитись від цього припущення й прослідкувати за подальшим перебігом процесу, то можна виявити таке. Зростання амплітуд сповільнюється поступово і насамкінець амплітуда повністю стабілізується. Цей процес усталених (стаціонарних) автоколивань подано на рис. 3 і зветься граничним циклом. Важливою особливістю граничного циклу є його повна незалежність від початкових умов; після будь-якого збурення стану рівноваги система наближається до одного й того ж граничного циклу. Для вияву параметрів (частоти, амплітуди) усталених автоколивань необхідний аналіз відповідної нелінійної задачі.

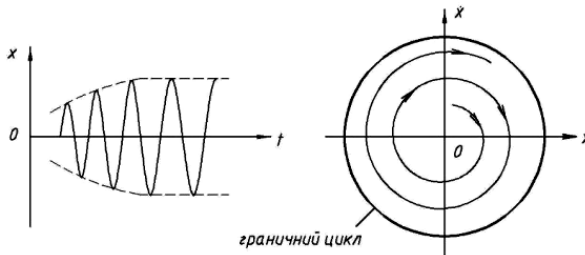


Рис. 3 – Процес усталених (стаціонарних) автоколивань (граничний цикл)

Якщо стаціонарні автоколивання мають майже гармонічний характер і здійснюються з частотою вільних коливань системи, тоді відповідні (механічні) системи називаються квазілінійними [3,4].

## 2. Автоколивання квазілінійних механічних систем.

### 2.1. Основне рівняння автоколивань.

Для сили тертя, яка розвивається при коливаннях, вище приймалось лінійне наближення. Цього було достатньо для дослідження стійкості стану рівноваги, але для аналізу процесу усталених автоколивань необхідно врахувати нелінійні члени.

Розкладемо функцію  $R(\nu)$  у ряд Тейлора (Маклорена):

$$R = R_0 + \left( \frac{dR}{d\nu} \right) \Big|_{R_0, \nu_0} \cdot \Delta\nu + \frac{1}{2!} \left( \frac{d^2 R}{d\nu^2} \right) \Big|_{R_0, \nu_0} \cdot (\Delta\nu)^2 + \frac{1}{3!} \left( \frac{d^3 R}{d\nu^3} \right) \Big|_{R_0, \nu_0} \cdot (\Delta\nu)^3 + \dots, \quad (7)$$

де  $\Delta\nu = \nu - \nu_0 = -\dot{x}_1$ .

Подано розгорнутий розклад у ряд Маклорена функції  $R(\nu)$  із врахуванням (7):

$$R = R_0 - R'_0 \cdot \dot{x}_1 + \frac{1}{2!} R''_0 \cdot \dot{x}_1^2 - \frac{1}{3!} R'''_0 \cdot \dot{x}_1^3 \quad (8)$$

й обмежимося виписаними складовими. Тоді рівняння коливань замість (6) прийме такий вигляд:

$$m\ddot{x}_1 + cx_1 + (R'_0 + k) \cdot \dot{x}_1 - \frac{R''_0}{2} \cdot \dot{x}_1^2 + \frac{R'''_0}{6} \cdot \dot{x}_1^3 = 0. \quad (9)$$

При цьому вважаємо, що швидкість  $\nu_0$  відповідає спадаючій ділянці характеристики сили тертя  $R(\nu)$ .

2.2. Стаціонарні автоколивання квазілінійної механічної системи з тертям.

Для розв'язку рівняння (9) використаємо метод енергетичного балансу [3, 4]. Вважаємо, що стаціонарні автоколивання розглядуваної системи можуть бути наближено описані гармонічним законом

$$x_1 = a \cdot \sin pt; \quad (10)$$

з частотою  $p$  вільних коливань системи. Вираз (10) стає абсолютно точним, якщо змінна частина сили тертя  $R$ , яка виражається трьома останніми членами рівняння (8):

$$\tilde{R} = (R'_0 + k) \cdot \dot{x}_1 - \frac{R''_0}{2} \cdot \dot{x}_1^2 + \frac{R'''_0}{6} \cdot \dot{x}_1^3, \quad (11)$$

тотожно дорівнює нулю. Зрозуміло, що обчислюючи суму цих членів за допомогою виразу (10), слід впевнитись у тому, що ця тотожність не виконується; однак можна для отримання наближеного розв'язку обмежитись пом'якшеною вимогою, щоб робота сил тертя виявилась рівною нулю за один цикл коливання. Хоча такий розв'язок не забезпечить постійного значення енергії системи для будь-якого моменту часу, але відповідає постійному значенню енергії у середньому за період.

Робота сили тертя  $\tilde{R}$  за час  $dt$  складає:

$$\tilde{R} \cdot dx_1 = \tilde{R} \cdot \frac{dx_1}{dt} \cdot dt = \tilde{R} \cdot \dot{x}_1 \cdot dt, \quad (12)$$

а робота сили тертя за період  $T$  має вигляд:

$$\int_0^T \tilde{R} \cdot \dot{x}_1 dt = 0, \quad (13)$$

де  $T$  – період автоколивань, який вважаємо рівним власному періоду.

Підставляючи в (13) силу тертя  $\tilde{R}$  з виразу (11), матимемо

$$\int_0^T \left[ (R'_0 + k) \cdot \dot{x}_1^2 - \frac{R''_0}{2} \cdot \dot{x}_1^3 + \frac{R'''_0}{6} \cdot \dot{x}_1^4 \right] dt = 0. \quad (14)$$

Згідно з виразом (10)  $\dot{x}_1 = ap \cos pt$ , тоді:

$$\int_0^T \left[ (R'_0 + k) \cdot \cos^2 pt - \frac{R''_0}{2} \cdot ap \cos^3 pt + \frac{R'''_0}{6} \cdot a^2 p^2 \cos^4 pt \right] dt = 0. \quad (15)$$

Після інтегрування знайдемо амплітуду автоколивань

$$a = \frac{2}{p} \sqrt{-\frac{2 \cdot (R'_0 + k)}{R'''_0}}. \quad (16)$$

Оскільки сума  $(R'_0 + k)$  від'ємна, тоді підкореневий вираз додатний лише при додатній третій похідній  $R'''_0$  ( $R'''_0 > 0$ ). Якщо можна знехтувати всіма непружними опорами, крім сили тертя  $R$ , тобто  $k = 0$ , можна отримати більш просту формулу для амплітуди:

$$a = \frac{2}{p} \sqrt{-\frac{2 \cdot R'_0}{R'''_0}}. \quad (17)$$

Зрозуміло, що (17) має зміст при  $R'_0 < 0$  й  $R'''_0 > 0$ .

2.3. Аналіз автоколивань конкретної квазілінійної механічної системи з тертям.

Визначимо амплітуду автоколивань для випадку, коли характеристика сили тертя  $R(v)$  описується таким рівнянням (рис. 4):

$$R = 3 \cdot R_* \cdot \left( 1 - \frac{v}{v_*} + \frac{v^3}{3v_*^3} \right), \quad (18)$$

де  $R_*$  й  $v_*$  – відповідно сила тертя й швидкість відносного руху у точці мінімуму характеристики  $R(v)$ .

Номінальна швидкість ковзання  $v_0$  знаходиться на спадаючій ділянці характеристик поблизу точки мінімуму  $v$  й дорівнює  $0,95v_*$ .

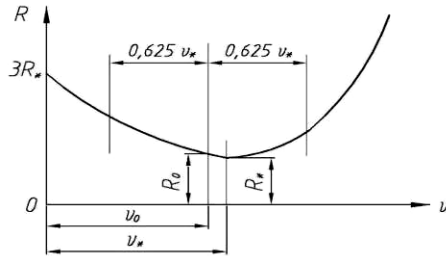


Рис. 4 – Характеристика сили тертя  $R(v)$  (18).

Диференціюючи задане рівняння (18), знайдемо:

$$R' = \frac{3 \cdot R_*}{v_*} \cdot \left( \frac{v^2}{v_*^2} - 1 \right); \quad R'' = \frac{6R_*}{v_*^3}. \quad (19)$$

Підставляючи у вираз  $R'$  значення  $v_0 = 0,95v_*$ , матимемо:

$$R'_0 = -\frac{0,2925 \cdot R_*}{v_*}. \quad (20)$$

За формулою (17) знаходимо амплітуду автоколивань:

$$a = \frac{2 \cdot v_*}{p} \cdot \sqrt{0,0975} = \frac{0,626 \cdot v_*}{p}. \quad (21)$$

Максимальна швидкість автоколивань:

$$\dot{x}_{1\max} = ap = 0,626 \cdot v_*. \quad (22)$$

На рис. 4 показані межі коливань швидкості  $\dot{x}_1$ , ці коливання у порівнянні з  $v_0$  досить значної амплітуди.

Максимальні швидкості коливання при інших співвідношеннях  $v_0:v_*$  мають значення, які наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Максимальні швидкості коливань при різних значеннях  $v_0:v_*$

$v_0/v_*$	0,900	0,925	0,950	0,975	1,000
$v_{1\max}/v_*$	0,873	0,761	0,626	0,445	0,000

При  $v_0 > v_*$  автоколивання неможливі, оскільки  $R'_0 > 0$ . При  $v_0 < 0,9v_*$  відповідні обчислення не здійснювались, оскільки коливання швидкості стають настільки значними, що відносна швидкість зменшується до нуля, і у деякі інтервали часу вантаж знаходиться у стані відносного спокою відносно стрічки (тобто

рухається рівномірно). При цьому не можна використовувати закон руху (10).

2.4. Аналіз процесу встановлення автоколивань у квазілінійних системах з тертям.

За допомогою методу енергетичного балансу можна не тільки визначити амплітуду стаціонарних автоколивань, але й дослідити сам процес її встановлення. Для цього необхідно виходити не з виразу (10), який відповідає руху з постійною амплітудою, а з більш узагальненого виразу:

$$x_1 = a(t) \cdot \sin pt, \quad (23)$$

вважаючи, що амплітуда постійно змінюється з часом  $t$ .

Однак ці зміни можна вважати повільними, вважаючи, що приріст  $\Delta a$  за один період малий у порівнянні з амплітудою  $a$ . У такому випадку вираз швидкості наближено набуває виду:

$$\dot{x}_1 = a(t) \cdot p \cdot \sin pt. \quad (24)$$

Відповідно до цього робота сили тертя за один період виражається інтегралом (14), у даному випадку цей інтеграл не дорівнює нулю, а представляє собою приріст енергії системи за один цикл

$$\int_0^T \left( R'_0 + k \right) \cdot \dot{x}_1^2 - \frac{R''_0}{2} \cdot \dot{x}_1^3 + \frac{R'''_0}{6} \cdot \dot{x}_1^4 \Big] dt = \Delta\Pi, \quad (25)$$

або, обчислюючи (при припущенні про постійне значення амплітуди  $a$ ), знаходимо:

$$\Pi \cdot p \cdot a^2 \cdot \left( R'_0 + k + \frac{1}{8} R'''_0 \cdot a^2 \cdot p^2 \right) = \Delta\Pi. \quad (26)$$

Приріст  $\Delta\Pi$  можна також розрахувати шляхом порівняння потенціальної енергії у два послідовні моменти часу, коли система має максимальні відхилення:

$$\Pi = \frac{ca^2}{2}; \quad \Pi + \Delta\Pi = \frac{c \cdot (a + \Delta a)^2}{2}. \quad (27)$$

Віднімаючи від другого виразу перший у (27), матимемо:

$$\Delta\Pi \approx c \cdot a \cdot \Delta a. \quad (28)$$

Порівнюючи вирази (25) й (28), знаходимо:

$$\Pi \cdot p \cdot a^2 \cdot \left( R'_0 + k + \frac{1}{8} R'''_0 \cdot a^2 \cdot p^2 \right) = c \cdot a \cdot \Delta a. \quad (29)$$

Розглядаючи тепер  $a$  як неперервну функцію аргументу  $t$ , зробимо таку заміну:

$$\Delta a = \frac{da}{dt} \cdot T, \quad T = \frac{2\pi}{p}. \quad (30)$$

Тоді замість виразу (29) матимемо диференціальне рівняння:

$$\frac{da}{dt} = \frac{a}{2m} \cdot \left( R'_0 + k + \frac{1}{8} \cdot R_0''' \cdot a^2 \cdot p^2 \right). \quad (31)$$

Інтегруючи це диференціальне рівняння при початкових умовах  $a = a_0$  при  $t = 0$ , матимемо рівняння огинаючої (рівняння встановлення):

$$a = \frac{b}{\sqrt{\left(1 + \frac{b^2}{a_0^2}\right) \cdot \exp\left[-\frac{(k + R'_0)}{m} \cdot t\right]} - 1}, \quad (32)$$

де 
$$b^2 = \frac{8 \cdot (R'_0 + k)}{p^2 \cdot R_0''}. \quad (33)$$

При  $t \rightarrow \infty$  звідси знову впливає формула (16) для амплітуди стаціонарних автоколивань.

2.5. Аналіз процесу встановлення автоколивань та виявлення граничного циклу на фазовій площині.

Процес встановлення, а також граничний цикл автоколивань на фазовій площині можна виявити за допомогою дельта-методу [3, 4] та методу Льєнара [4].

Для цього позначимо  $x_1 = y$ , тоді

$$\frac{dy}{dt} = v. \quad (34)$$

Диференціальне рівняння (9) приймає вид:

$$\frac{dv}{dt} = f(v) - p^2 v, \quad (35)$$

де 
$$f(v) = -\frac{(R'_0 + k)}{m} \cdot v + \frac{R_0''}{2m} \cdot v^2 - \frac{R_0''''}{6m} \cdot v^3. \quad (36)$$

Якщо рівняння (35) ще один раз продиференціювати по  $t$ , тоді матимемо:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 v}{dt^2} = f'(v) \cdot \frac{dv}{dt} - p^2 \cdot v, \quad f'(v) = & -\frac{(R'_0 + k)}{m} + \frac{R_0''}{2m} \cdot 2v - \\ & - \frac{R_0''''}{6m} \cdot 3 \cdot v^2. \end{aligned} \quad (37)$$

Після спрощень замість (37) матимемо:

$$\frac{d^2v}{dt^2} + p^2 \cdot v + \left[ \frac{R_0' + k}{m} - \frac{R_0''}{m} \cdot v + \frac{R_0'''}{2m} \cdot v^2 \right] \cdot \frac{dv}{dt} = 0. \quad (38)$$

Поділивши рівняння (35) на (34), отримаємо основне диференціальне рівняння фазових траєкторій:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{f(v) - p^2 y}{v}. \quad (39)$$

Сукупність інтегральних кривих цього диференціального рівняння (чи рівняння (38)) утворює фазовий портрет системи, що досліджується.

Введемо безрозмірний час  $\tau = p \cdot t$  й позначимо:

$$v = \frac{dy}{d\tau} = \frac{v}{p}. \quad (40)$$

Тоді диференціальне рівняння (39) набуває вигляду:

$$\frac{dv}{dy} = -\frac{\delta(v) + y}{v}, \quad (41)$$

де 
$$\delta(v) = -\frac{f(pv)}{p^2}. \quad (42)$$

Для малих інтервалів часу і відповідно за малих приростів  $v$  величину  $\delta$  можна вважати постійною. При цьому у диференціальному рівнянні (41) змінні  $y$  та  $v$  розділяються, і після інтегрування матимемо остаточне рівняння

$$v^2 + (y + \delta)^2 = const. \quad (43)$$

Це рівняння описує коло, центр котрого розміщений на вісі абсцис у точці  $y = -\delta$ ;  $v = 0$ . Таким чином, для малого інтервалу часу відрізок фазової траєкторії представляє собою дугу кола з центром у вказаній точці.

Чисельні розрахунки фазової кривої для процесу встановлення фрикційних автоколивань, які описуються рівнянням (9), якщо сила тертя дається у вигляді (18), а параметри системи складають:

$m = 98 \text{ кг}$ ,  $c = 9,8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ ,  $R_* = 98 \text{ Н}$ ,  $v_0 = 9,5 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$ ,  $v_* = 10^{-1} \text{ м/с}$ .  
З виразу (18) знаходимо



$$R'_0 = \frac{3 \cdot R_*}{\nu_*} \cdot \left( \frac{\nu_0^2}{\nu_*^2} - 1 \right) = -286,65 \frac{H \cdot c}{m}; \quad R''_0 = \frac{6 \cdot R_* \cdot \nu_0}{\nu_*^3} = 55860 \frac{H \cdot c^2}{m^2};$$

$$R'''_0 = \frac{6 \cdot R_*}{\nu_0^3} = 588000 \frac{H \cdot c^3}{m^3}.$$

Тоді вираз (36) набуває виду:

$$f(\nu) = 2,925 \cdot \nu + 285 \cdot \nu^2 - 1000 \cdot \nu^3.$$

Визначимо частоту автоколивань:

$$p = \sqrt{\frac{c}{m}} = 100c^{-1}.$$

За виразом (42) знаходимо

$$\delta(\nu) = -0,029 \cdot \nu - 286 \cdot \nu^2 + 10^5 \cdot \nu^3. \quad (44)$$

Першу фазову траєкторію будемо, починаючи з заданої початковими умовами точки фазової площини ( $x_0 = y_0 = 0$ ,  $\nu_0 = 9 \cdot 10^{-4}$ ). Тоді за формулою (44) маємо:  $\delta = -0,0002$ .

Фазова траєкторія на площині  $(y, \nu)$  зображена на рис. 5 і позначається цифрою II. Вона представляє собою спіраль, яка згортається. Інша фазова траєкторія, яка починається у точці  $(0; 4,5 \cdot 10^{-4})$ , є спіраллю, яка розгортається; вона позначена цифрою I. Фазові траєкторії типу I та II необмежено наближаються до замкненої траєкторії A, яка і є граничним циклом.

Крива A несиметрична, причому особливо значне порушення симетрії відносно вертикальної вісі. Максимальне і мінімальне відхилення системи при її русі по граничному циклу дорівнюють відповідно  $6 \cdot 10^{-4}$  та  $5 \cdot 10^{-4}$  м. Таким чином, центр коливань дещо зміщений у напрямку вісі  $x$  ( $x \equiv y$ ) й напіврозмах коливань складає  $5 \cdot 10^{-4}$  м. Найбільше значення  $\nu = 5 \cdot 10^{-4}$  м і максимальна швидкість  $\nu_{\max} = \nu \cdot p = 100c^{-1} \cdot 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 5,5 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$ . Ці результати задовільно узгоджуються з розв'язком (16), згідно якому амплітуда автоколивань дорівнює  $6,4 \cdot 10^{-4}$  м і максимальна швидкість  $\nu_{\max} = a \cdot p = 6,4 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$ .

Вбудь-якому випадку більш точними слід вважати результати графо-аналітичного розв'язку за допомогою дельта-методу чи методу Льєнара [3,4]. В усякому випадку, цей підхід вільний від довільного

припущення про гармонічний характер процесу, яке було прийняте у аналітичному розв'язку енергетичним методом.

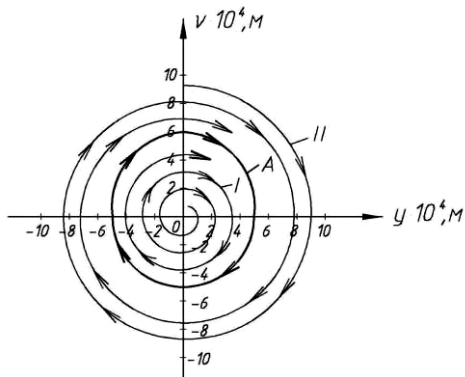


Рис. 5 – Фазовий портрет системи

### Висновки

1. З'ясована природа та фізичний механізм виникнення механічних автоколивань у системах з тертям.

2. Запропонована математична модель стаціонарних автоколивань у вказаних системах, яка зведена до звичайного нелінійного диференціального рівняння. Досліджені основні параметри стаціонарних автоколивань та процеси їх встановлення.

3. Використання графо-аналітичних методів, зокрема дельта-методу та методу Льенара, дозволило встановити параметри граничного циклу автоколивань на фазовій площині.

4. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механічних систем з тертям (зокрема, стрічкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів), яким за певних умов притаманні стаціонарні (фрикційні) автоколивання, на стадіях їх проектування/ конструювання та у режимах реальної експлуатації.

### Література

1. Горюнов В.И. О влиянии нелинейного сопротивления среды и веса на устойчивость и частоту автоколебаний проводящей сферической частицы в поле плоского конденсатора / В.И. Горюнов, В.С. Метрикин // Известия вузов СССР. Серия «Приборостроение». – 1970. – Т. XIII. – №8. – С. 5-9.

2. Попов Е.П. Приближенное исследование автоколебаний и вынужденных колебаний нелинейных систем / Е.П. Попов //Известия АН СССР. Серия «ОТН». – 1954. – №5. – С. 11–22.

3. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.

4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-тит. – М.: Машиностроение, 1979. – Т.2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. – 1979. – 351 с.

УДК 633.522:677

© П.В. Лук'яненко, к.т.н.

Дослідна станція луб'яних культур Інституту сільського господарства Північного Сходу Національної академії аграрних наук

## **ЯКІСТЬ ВОЛОКНА КОНОПЕЛЬ ПРИ ЗБИРАННІ ТРЕСТИ В ОСІННІЙ ТА ВЕСНЯНИЙ ПЕРІОДИ**

*Вивчено питання переробки складових трести конопель, отриманих після збирання насіння зернозбиральним комбайном. Здійснений аналіз показників якості волокна із складових трести конопель при їх збиранні в осінній та весняний періоди.*

### **ВОЛОКНО, КОНОПЛЯ, ТРЕСТА, ЗБИРАННЯ.**

**Постановка проблеми.** В країнах Європи для збирання насінневих конопель використовуються зернозбиральні комбайни [1,2]. З метою механізації виробничих процесів починаючи з 2005 року дану технологію збирання насіння конопель почали використовувати і в Україні [3-5]. Для цього насіннева частина стебла зрізується різальним апаратом з наступним її обмолочуванням в молотильно-сепаруючому апараті комбайна.

Після збирання насіння зернозбиральним комбайном на полі залишаються стебла нижче лінії зрізування різальним апаратом, частина з яких прикоткована колесами комбайна, зрізані стебла, які зійшли з клавіш соломотрясу на землю після обмолочування в молотарці комбайна та бур'яни, що знаходяться нижче лінії зрізування. Треста із вищезгаданих складових стебел вилежується на полі в осінній або, навіть і в зимовий періоди, якщо осінніх погодних умов недостатньо для її готовності.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій** свідчить про те, що на сьогодні не достатньо вивченим залишається питання якості волокна із складових трести конопель, при її збиранні за новою технологією в осінній та весняний періоди.

**Мета дослідження** – вивчення процесу переробки та якості волокна із складових трести конопель, при її збиранні за новою технологією в осінній та весняний періоди.

**Результати дослідження.** Дослідження здійснювалися в польових умовах після збирання насіння конопель зернозбиральним комбайном. Для приготування та збирання трести восени стебла на кореню нижче лінії зрізування різальним апаратом зернозбирального комбайна однаду ж зрізувалися, а стебла, прикотковані колесами та обмолочені в молотарці залишалися без змін після збирання насіння. Для приготування трести в осінньо-зимовий період та збирання її весною всі складові після збирання насіння залишалися на полі без змін.

Для приготування трести складові стебел, оговорені вище, знаходилися на полі з вересня 2007 по березень 2008 року, тобто приблизно 6,5–7 місяців. Метеорологічні дані за даний період наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Метеорологічні дані за період з вересня 2007 по березень 2008 року

Рік	Місяць	Середня температура повітря, °С		Середня відносна вологість повітря, %		Середня кількість опадів, мм	
		місяч-на	гаторічна	місячна	гаторічна	місячна	гаторічна
2007	Вересень	13,2	12,4	76,7	69,0	50,1	48,0
	Жовтень	8,1	6,2	83,3	78,0	35,1	37,0
	Листопад	0,1	0,4	84,7	82,0	59,6	45,0
	Грудень	-2,6	-4,3	84,0	88,0	30,5	46,0
2008	Січень	4,4	-8,1	80,0	85,0	40,4	38,0
	Лютий	-1,3	-6,9	84,0	83,0	23,4	30,0
	Березень	3,3	-1,7	70,3	79,0	62,5	39,0

Аналіз метеорологічних даних показує, що зима 2007-2008 років була не холодною з температурою, вищою за середню багаторічну, відносна вологість повітря у вересні, жовтні, листопаді та лютому була дещо вищою за багаторічні дані, а у грудні, січні та березні, навпаки, нижчою. Сумарна кількість опадів за період

вилежування трести становила 301,6 мм або в середньому 43,1 мм за місяць. Так у вересні, листопаді, січні та березні кількість опадів була більшою за багаторічні дані, а у жовтні, грудні та лютому, навпаки, меншою. При даних метеорологічних умовах треста конопель вилежувалася і в середині листопада 2007 року всі складові осіннього приготування були зібрані. Стебла на кореню на період осіннього збирання ще не були вилежаними, тому даний процес тривав до весни і в середині березня наступного року за кондиційної вологості стебел здійснювалося весняне збирання.

Переробка складових трести конопель осіннього та весняного збирання здійснена з використанням м'яльної машини, дезінтегратора та трясильної машини. Отримане волокно оцінювалося згідно ГОСТ 9993-74 "Пенька короткая" [6] за такими показниками як розривне навантаження скрученої стрічки, нормована масова частка костриці та лапи в ньому. Дані переробки представлені в таблицях 2 та 3.

Таблиця 2 – Показники якості волокна конопель при переробці складових трести, отриманої восени

Складові трести конопель	Показники якості волокна			
	розривне навантаження скрученої стрічки, даН	масова частка костриці, %	масова частка лапи, %	сорт волокна
Стебла, зрізані з кореня після збирання насіння	26,8	2,6	2,8	2
Стебла, прикотковані колесами комбайна	26,5	2,4	2,9	2
Стебла, обмолочені в молотарці	14,5	8,8	0	не стандартне

Аналіз таблиць 2 та 3 показує, що всі складові трести конопель як осіннього, так і весняного збирання з використанням вищезгаданих

машин для переробки переробляються ефективно. Найменш ефективно в обох випадках переробляються стебла, обмолочені в молотарці комбайна, проте і в них масова частка костриці у волокні не перевищує 10,0% (не перевищує значення даного показника для першого сорту).

Таблиця 3 – Показники якості волокна конопель при переробці складових трести, отриманої весною

Складові трести конопель	Показники якості волокна			
	розривне навантаження скрученої стрічки, даН	масова частка костриці, %	масова частка лапи, %	сорт волокна
Стебла на кореню	17,6	0,6	1,8	3
Стебла, прикотковані колесами комбайна	15,4	0,2	1,9	не стандартне
Стебла, обмолочені в молотарці	7,2	6,8	0	не стандартне

Суттєва різниця для двох порівнювальних варіантів у показнику розривного навантаження скрученої стрічки, внаслідок чого волокно з трести конопель, зібраної восени має вищий сорт, ніж волокно весняного збирання. Отримані дані з урожаю конопель 2007 року підтверджуються наступними 2009 та 2010 роками досліджень. Погодні умови в період приготування трести з осені по весну за роками можуть де в чому відрізнятися, однак тенденція зниження показника розривного навантаження скрученої стрічки волокна при вилежуванні трести з осені до весни зберігається, що позначається на його якості.

**Висновок.** Волокно конопель, отримане при переробці складових трести, зібраних після збирання насіння зернозбиральним комбайном восени має кращу якість, ніж волокно весняного збирання.

#### Література

1. Коваль С.М. Нові класичні комбайни “Джон Дір” серії 9000 WTS // Техніка АПК. – 2004. – № 4-5. – С.14–17.

2. Комбайни “Massey Ferguson”: висока продуктивність, надійність і сучасні технології // Техніка АПК. – 2003. – № 9–10. – С.14–17.

3. Лук'яненко П.В. Дослідження процесу збирання насінневих конопель зернозбиральним комбайном Домінатор-208 MEGA / П.В. Лук'яненко, І.О. Маринченко // Міжвідомч. тематич. наук. зб. “Механізація та електрифікація сільського господарства”. Випуск 92. Глевах: Видавництво ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”. – 2008. – С.118–124.

4. Примаков О.А. Використання зернозбиральних комбайнів для збирання насінневих конопель / О.А. Примаков, В.І. Макаєв, П.В. Лук'яненко, О.П. Рябченко // Міжвідомч. тематич. наук. зб. “Механізація та електрифікація сільського господарства”. Випуск 93. Глевах: Видавництво ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”. – 2009. – С. 469-475.

5. Лук'яненко П.В. Досвід використання зернозбиральних комбайнів на збиранні насінневих конопель / П.В. Лук'яненко, В.М.Кабанець, Р.Н. Гілязетдінов [ та ін.] // Луб'яні та технічні культури: зб. наук. пр. – Суми: “ТД ”Папірус”. – Вип. 2 (7), 2012. – С. 120–130.

6. Пенька короткая. ГОСТ 9993-74.-[Чинний від 1975-07-01].- М. Госстандарт СССР, 1974. – 8 с. – (Государственный стандарт СССР).

*Рецензент д.т.н., проф. Р.Н. Гілязетдінов*

УДК 621.867.42

© О.Л. Ляшук к.т.н.; В.І. Бадишук к.т.н.; О.В. Олексинин  
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

### **СИНТЕЗ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ З ГНУЧКИМ КАНАТНИМ І ЛАНЦЮГОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНАМ**

*Згенеровано удосконалені конструкції гнучкого робочого органа канатного і ланцюгового конвеєрів, які забезпечують зменшення сили транспортування сипучих матеріалів у круглих трубах і покращують умови транспортування і відповідно підвищує експлуатаційну надійність і довговічність робочих органів.*

## **КАНАТНИЙ КОНВЕЄР, ГНУЧКИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, СИНТЕЗ.**

**Постановка проблеми.** Технологічні процеси виробництва, пов'язані з сипкими, порошкоподібними матеріалами нерозривно пов'язані з переміщенням великої кількості вантажів по прямолінійних і криволінійних трасах. Тому в забезпеченні транспортних потоків, комплексної механізації й автоматизації праці на підприємствах провідну роль відіграють системи трубчастих транспортно-технологічних механізмів як екологічно чистий вид транспорту.

До їх переваг відноситься велика герметичність, різноманітність просторових криволінійних трас, можливість використовувати для жолобів стандартні труби, а для скребків – круглі тонкостінні диски. Основним недоліком цих конвеєрів є недостатня експлуатаційна надійність і довговічність, особливо при переміщенні на криволінійних трасах. Тому обґрунтування параметрів гнучких робочих органів канатних конвеєрів є актуальним і має важливе значення.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Питаннями транспортування сипких матеріалів по прямих і криволінійних трасах присвячені праці Зенкова Р.Л. [1], Іванченка Ф.К. [2], Любіна М.В. [3], та багатьох інших. Транспортування порошкових матеріалів по криволінійних трасах трубчастими конвеєрами з використанням гнучких канатних робочих органів недостатньо досліджені й потребують свого подальшого опрацювання з метою зменшення зусилля транспортування й підвищення експлуатаційної надійності й довговічності робочих органів і транспортних жолобів.

**Мета роботи.** Метою даної роботи є створення нових транспортно-технологічних систем з гнучкими канатними і ланцюговими робочими органами і проведення синтезу їх конструкцій.

**Результати дослідження.** Важливим питанням проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин з гнучкими канатними і ланцюговими робочими органами є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості транспортних операцій, а також розширення технологічних можливостей.

Одним із шляхів вирішення завдання створення нових конструкцій транспортно-технологічних систем є втілення прогресивних методів пошуку нових технічних рішень на ранніх стадіях конструкторської підготовки виробництва. Цього можна досягти при використанні морфологічного аналізу, який на четвертому етапі передбачає синтез варіантів об'єкта, що на основі складеної



морфологічної матриці дає можливість отримати повну кількість рішень [4]:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (1)$$

де  $n$  – характеристика;  $K_j$  – число альтернатив характеристики.

Проте кількість отриманих варіантів у результаті такого синтезу є дуже великою, що утруднює пошук найбільш раціональних рішень. Тому доцільно скористатись методом синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. Цей метод базується на морфологічному аналізі [5], проте він передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів (як правило 3) з віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи. Даний метод передбачає розчленування загальної задачі на часткові та проведення пошуку раціонального рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх компонуванням. Так до першого ієрархічного рівня слід віднести ті конструктивні елементи механічної системи, які безпосередньо впливають на якість і продуктивність виконання технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, що допомагають реалізовувати функції відповідної механічної системи і мають опосередкований вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, які є необхідні для роботи механічної системи, але не мають впливу на реалізацію технологічного процесу (елементи третього порядку). Ці конструктивні елементи, при компонуванні механічної системи, слід вибирати в першу чергу виходячи із економічної доцільності (їх ціни та вартості експлуатації). Генерування альтернатив пропонованим вдосконаленим методом передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів. На наступному етапі до вибраних на цих рівнях конструктивних рішень проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу, ніж при використанні морфологічного аналізу. При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів визначатиметься за формулою:

$$N_{IT} = (K_{11} \cdot K_{12} \cdot K_{13} \cdot K_{1l}) + (K_{21} \cdot K_{22} \cdot K_{23} \cdot K_{2l}) + \dots + (K_{z1} \cdot K_{z2} \cdot K_{z3} \cdot K_{zl}) = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2)$$

де  $z$  – ієрархічний рівень;  $l$  – кількість ієрархічних рівнів;  $K_i$  – альтернатива конструктивного елементу певного ієрархічного рівня;  $m$  – кількість альтернатив конструктивного елементу певного ієрархічного рівня.

Розглянемо модель транспортно-технологічної системи з канатним робочим органом, зображену на рис. 1. Згідно запропонованого групування до першої ієрархічної групи слід віднести такі конструктивні елементи: 1 – механізм транспортування вантажу; 2 – гнучкий канат; 3 – подавальні диски; до другої ієрархічної групи: 4 – привода зірочка; 5 – бункер; до третьої ієрархічної групи: 6 – двигун-редуктор. Відповідно при кодуванні використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів гвинтових транспортерів з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до  $\infty$ ):  $1_i$  – механізми транспортування вантажу;  $2_i$  – гнучкі канати;  $3_i$  – подавальні диски;  $4_i$  – приводні зірочки;  $5_i$  – бункери;  $6_i$  – двигун-редуктори. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: дві приводні зірочки –  $(4_{12})^2$ , а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два бункери –  $(5_7 \cup 5_{92})$ .

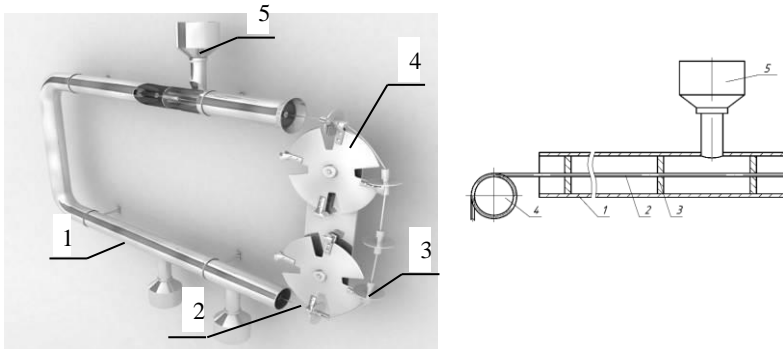
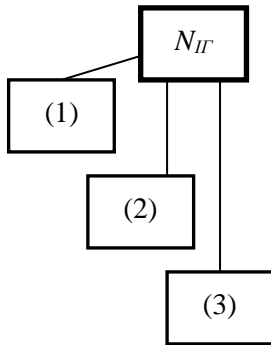


Рис. 1 – Структурна схема канатного гнучкого конвеєра: 1 – механізм транспортування вантажу; 2 – канат; 3 – робочий орган; 4 – привідна зірочка; 5 – бункер

В результаті генерування альтернатив конструкцій, на першому ієрархічному рівні одержано такі альтернативи (рис. 2):



$$N_{II} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 3 \cdot 22 \cdot 3 + 4 \cdot 3 + 4 = 214$$

- (1)1<sub>1</sub>, (1)1<sub>2</sub>, (1)1<sub>3</sub>;  
 (1)2<sub>1</sub>, (1)2<sub>2</sub>, (1)2<sub>3</sub>, (1)2<sub>4</sub>, (1)2<sub>5</sub>, (1)2<sub>6</sub>, (1)2<sub>7</sub>,  
 (1)2<sub>8</sub>, (1)2<sub>9</sub>, (1)2<sub>9</sub>, (1)2<sub>10</sub>, (1)2<sub>11</sub>, (1)2<sub>12</sub>,  
 (1)2<sub>13</sub>, (1)2<sub>14</sub>, (1)2<sub>15</sub>, (1)2<sub>16</sub>, (1)2<sub>17</sub>, (1)2<sub>18</sub>,  
 (1)2<sub>19</sub>, (1)2<sub>20</sub>; (1)2<sub>21</sub>; (1)2<sub>22</sub>;  
 (1)3<sub>1</sub>, (1)3<sub>2</sub>, (1)3<sub>3</sub>;  
 (2)4<sub>1</sub>, (2)4<sub>2</sub>, (2)4<sub>3</sub>; (2)4<sub>4</sub>;  
 (2)5<sub>1</sub>, (2)5<sub>2</sub>, (2)5<sub>3</sub>.  
 (3)6<sub>1</sub>, (3)6<sub>2</sub>, (3)6<sub>3</sub>, (3)6<sub>4</sub>.

Рис. 2 – Модель механічної системи «гнучкий канатний і ланцюговий конвеєр» (1) – перший ієрархічний рівень; (2) – другий ієрархічний рівень; (3) – третій ієрархічний рівень

- для першого ієрархічного рівня: (1)1<sub>1</sub> – (1)1<sub>3</sub> (рис. 3); (1)2<sub>1</sub> – (1)2<sub>2</sub> (рис. 4); (1)3<sub>1</sub> – (1)3<sub>3</sub> (рис. 5);
- для другого ієрархічного рівня: (2)4<sub>1</sub> – (2)4<sub>3</sub>; (рис. 6) (2)5<sub>1</sub> – (2)5<sub>3</sub>;
- для третього ієрархічного рівня: (3)6<sub>1</sub> – (3)6<sub>4</sub>.

Приклади компоновок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня представлені на рисунку 6.

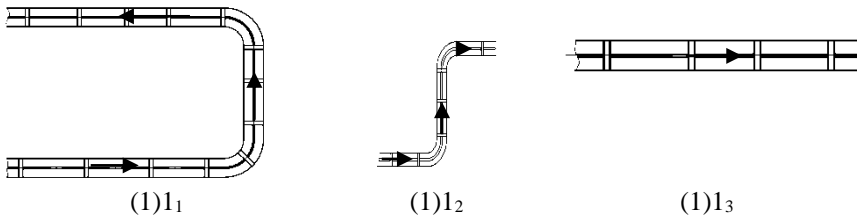
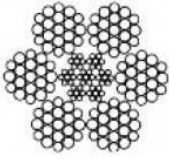


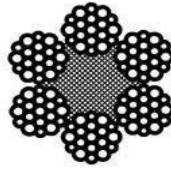
Рис. 3 – Варіанти розміщення механізмів транспортування вантажу:  
 (1)1<sub>1</sub> – U-подібне розміщення; (1)1<sub>2</sub> – S-подібне розміщення;  
 (1)1<sub>3</sub> – прямолінійне горизонтальне розміщення



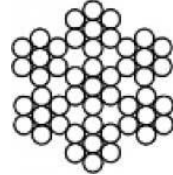
(1)2<sub>1</sub>



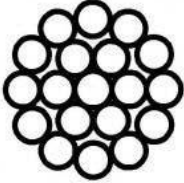
(1)2<sub>2</sub>



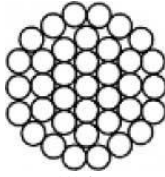
(1)2<sub>3</sub>



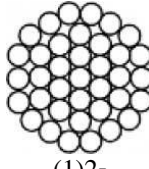
(1)2<sub>4</sub>



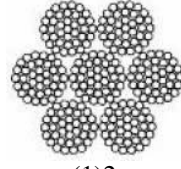
(1)2<sub>5</sub>



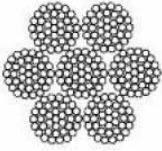
(1)2<sub>6</sub>



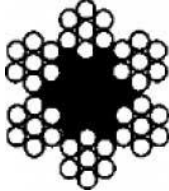
(1)2<sub>7</sub>



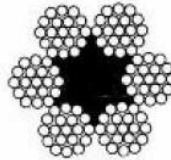
(1)2<sub>8</sub>



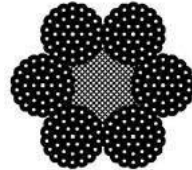
(1)2<sub>9</sub>



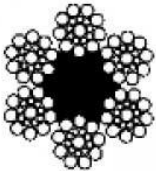
(1)2<sub>10</sub>



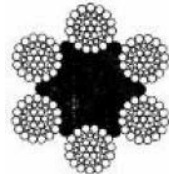
(1)2<sub>11</sub>



(1)2<sub>12</sub>



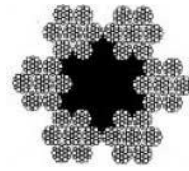
(1)2<sub>13</sub>



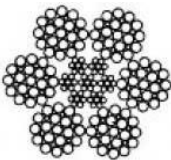
(1)2<sub>14</sub>



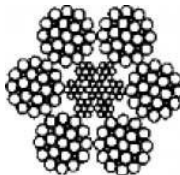
(1)2<sub>15</sub>



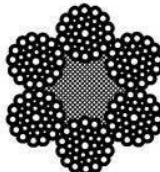
(1)2<sub>16</sub>



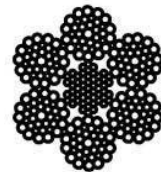
(1)2<sub>17</sub>



(1)2<sub>18</sub>



(1)2<sub>19</sub>



(1)2<sub>20</sub>

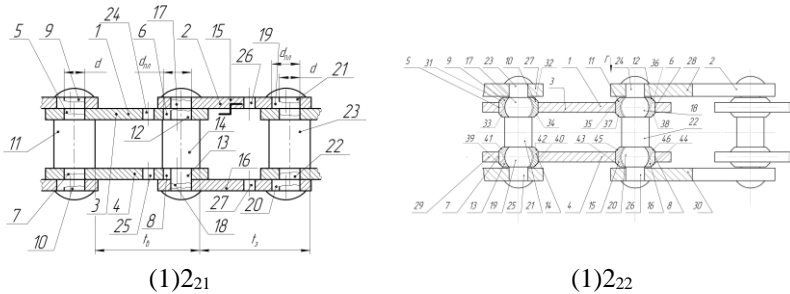


Рис. 4 – Варіанти конструкцій тягових елементів: (1)2<sub>1</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-Р; (1)2<sub>2</sub> – канат сталевий типу ЛК-РО с металічним осердям; (1)2<sub>3</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-Р; (1)2<sub>4</sub> – канат сталевий одинарної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>5</sub> – канат сталевий одинарної завивки типу ТК; (1)2<sub>6</sub> – канат сталевий одинарної завивки типу ТК; (1)2<sub>7</sub> – канат сталевий судновий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>8</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2<sub>9</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2<sub>10</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>11</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2<sub>12</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2<sub>13</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>14</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ТЛК-О; (1)2<sub>15</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>16</sub> – канат сталевий потрійної завивки типу ЛК-Р; (1)2<sub>17</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2<sub>18</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2<sub>19</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-РО; (1)2<sub>20</sub> – канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2<sub>21</sub> – пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг; (1)2<sub>22</sub> – пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг підвищеної несучої здатності.

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів канатних конвеєрів використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме:

$$N = \prod_{j=1}^n K_j = 9936 \text{ варіанти, що майже у 45 рази більше, ніж при}$$

використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за

допомогою морфологічного аналізу:  $N_{IT} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 214$ .

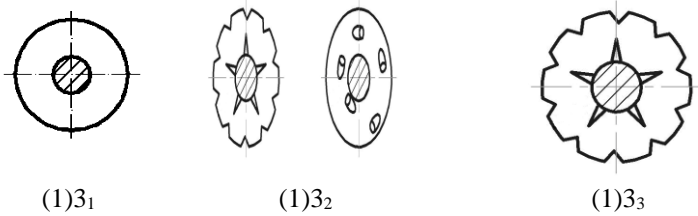


Рис. 5 – Варіанти конструкцій подавальних дисків: (1)3<sub>1</sub> – круглий диск; (1)3<sub>2</sub> – круглий диск з отворами; (1)3<sub>3</sub> – фасонний диск

Це вказує на доцільність використання запропонованого методу, що значно полегшує перебір альтернатив та пошук найкращих.

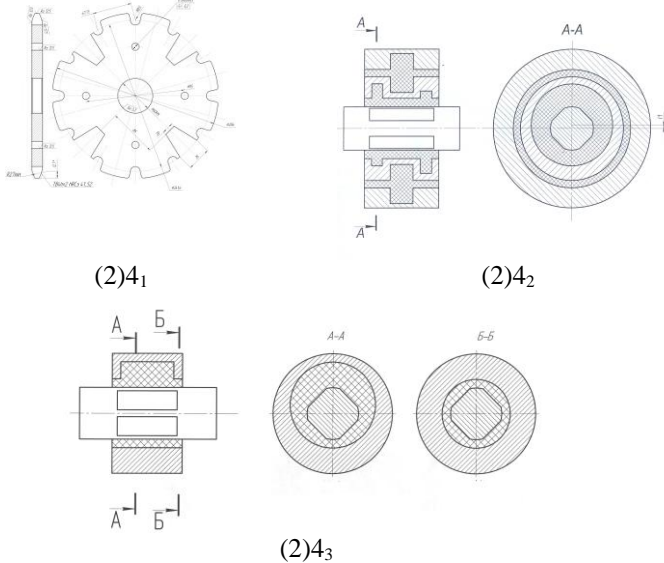


Рис. 6 – Конструкції привідних елементів: (2)4<sub>1</sub> – привідна зірочка; (2)4<sub>2</sub> – еласто-металічний шарнір; (2)4<sub>3</sub> – еласто-металічний шарнір

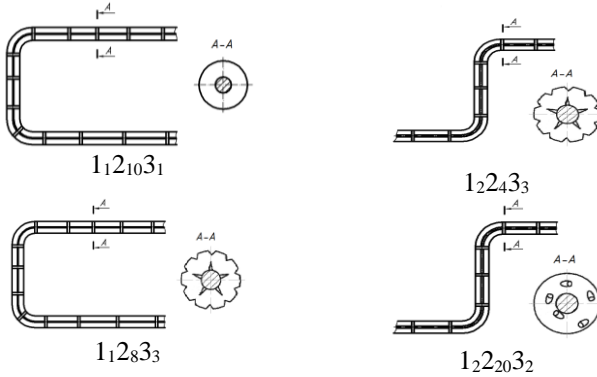


Рис. 7 – Приклади компонок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

У результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу було згенеровано працездатні конструкції альтернативних варіантів транспортно-технологічних систем з канатними робочими органами (рис. 8), які захищені патентами України на винаходи.

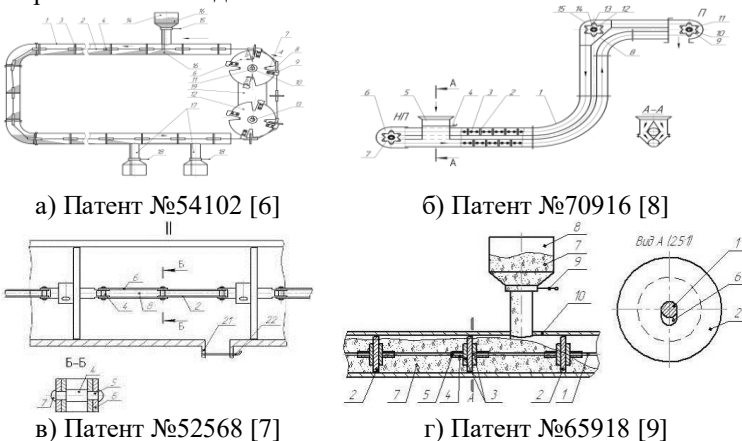


Рис. 8 – Синтезовані конструкції енергоощадних транспортно-технологічних систем з канатними робочими органами, захищених патентами України

**Висновок.** Запропоновано спосіб структуризації конструкцій транспортно-технологічних систем з канатними і ланцюговими робочими органами і методику їх вдосконалення на основі

дослідження властивостей елементів їх структури відповідно до теорії синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу.

Література

1. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов [Текст] / Р.Л. Зенков – М.: Машиностроение., 1964. – 250 с.
2. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини [Текст] / Ф.К.Іванченко – К.: Вища школа, 1993. – 414 с.
3. Любін М.В. Механізація транспортуючих та вантажопідйомних робіт [Текст] / М.В. Любін, П.С. Берник – Київ – Вінниця : Урожай 1996. – 191 с.
4. Кузнєцов Ю.М. Теорія технічних систем [Текст] / Ю.М. Кузнєцов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк. – Київ-Тернопіль, 1997 – 310 с.
5. Одрин В.М. Морфологический анализ систем: Построение морфологических матриц [Текст] / В.М. Одрин, С.С. Картавов – К.: Наукова думка, 1977. – 183 с.
6. Патент №54102 Україна, МПК (2009) В65G 33/00. Гнучкий канатний транспортер / Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Стефанів В.М., Олексин О.В., Комар Р.В., Гевко І.Б., Дячун А.Є. – u201005330; Заявл. 30.04.2010; Опубл. 25.10.2010. Бюл. № 20. – 4 с.
7. Патент №52568 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр/ Гевко Б.М.; Ляшук О.Л.; Стефанів В.М.; Диня В.І.; Олексин О.В.; Дячун А.Є.; Гевко І.Б.; Гевко І.Б.; заявник і патентовласник Тернопільський державний технічний університет. – №2 u201004000 ; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16. – 5 с.
8. Патент №70916 Україна, МПК (2006.01) В65G 33/08. Гнучкий трубчастий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів / Ляшук О.Л., Олексин О.В., Диня В.І., Гевко І. Б., заявник і патентовласник Ляшук О.Л., Олексин О.В., Диня В.І., Гевко І.Б., – u201115357; Заявл. 26.12.2011; Опубл. 25.06.2012. Бюл. № 12. – 5 с.
9. Патент №65918 Україна, МПК (2011.01) В65G 35/00. Робочий орган гнучкого канатного конвеєра / Ляшук О.Л., Диня В.І., Олексин О.В., Гевко І.Б., Грабар А.В. заявник і патентовласник Ляшук О.Л., Диня В.І., Олексин О.В., Гевко І.Б., Грабар А.В. – u201101683; Заявл. 14.02.2011; Опубл. 26.12.2011. Бюл. № 24. – 4 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко.*



УДК 631.337

© В.Л. Мартинюк, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **УДОСКОНАЛЕННЯ МАШИН ДЛЯ ВИСАДЖУВАННЯ КАРТОПЛІ З ОСНОВАМИ МОРФОЛОГІЧНОГО АНАЛІЗУ ТА СИНТЕЗУ**

*У статті наведено результати робіт, спрямованих на розробку нових пристроїв для порційного висівання добрив у машинах для висаджування картоплі.*

### **КАРТОПЛЯ, ДОБРИВА, АНАЛІЗ, СИНТЕЗ.**

**Постановка питання.** Практика проектування нових машин передбачає використання підходу, який передбачає послідовне перетворення одного або декількох прототипів. Конструкція базової машини змінюється з використанням одного з підходів:

- зміна складу структурних елементів машини-прототипу;
- зміна деяких параметрів окремих робочих органів за рахунок незначних нововведень.

Як бачимо, пошук нових рішень потребує значних витрат. Тому вирішення задач створення нових машин неможливе без застосування системних методів, які спрямовані на активізацію пошуку нових ідей.

До системних методів пошуку нових рішень відносять: ТРВЗ (рос. ТРИЗ – теорія рішення изобретательських задач), функціональний аналіз і метод морфологічного аналізу та синтезу. Використання вищезгаданих методів дозволяє значно підняти рівень розробок і їхню якість у процесі проектування.

Мета морфологічного аналізу – це вибір і обґрунтування оптимальних структурних схем машинних агропромислових комплексів і технологій, які здійснюють в напрямку усунення чинних недоліків відомих машин і технологій.

Головна задача морфологічного аналізу – це впорядкування процесу висування і аналізу різних варіантів розв’язку задачі. У поле зору дослідника можуть потрапити варіанти, які раніше не брались до уваги. Принцип морфологічного аналізу легко реалізується за допомогою ЕОМ, шляхом побудови алгоритмів.

Головний недолік методу – потреба у розгляді великої кількості варіантів, частина з яких немає практичного сенсу. Це робить метод трудомістким. Але з іншого боку, використання даного методу дає можливість навіть досліднику-початківцю знайти раціональне

рішення проблеми.

**Аналіз досліджень.** Вплив способу внесення добрив під картоплю досліджено також у роботах Дзюби В.І. [1], Козаченко Б.О. [2], Влоха В.Г. [3], Хмилевського О.Д. [4], Федотова Л.С. [5] та багатьох інших. Аналіз даних робіт показує, що вибір способу внесення добрив залежить від природно-кліматичної зони вирощування.

Авторами доведено позитивну роль органо-мінеральних добрив на ріст і розвиток рослин. Внесення таких добрив сприяє підвищенню врожайності. Це пояснюється тим, що рослина отримує необхідну кількість поживних речовин протягом всього періоду вегетації.

Впровадження нових добрив, а також енерго- і ресурсоощадних технологій у сільському господарстві, зокрема в галузі картоплярства, потребує обґрунтування нових та удосконалення існуючих картоплесадильних машин.

Питаннями розробки багатофункціональних картоплесадильних машин і аналізом функціонування їхніх робочих органів займались Колчін К.М. [6, 7], Пшеченков К.А., Старовойтов В.І. [8, 9], Дорохов О.П. [10].

Роботи Дорохова О.П. [10 – 11] присвячені обґрунтуванню технічних засобів багатофункціональних картоплесадильних машин. Автор проводить аналіз функціонування системи «грунт – рослина», окреслює функціональні зв'язки елементів даної системи з робочими органами машини.

Смелін Б.М. і Ватухін А.П. [12] аналізують технічні засоби локального внесення компосту і наводять результати випробовувань дозуючого пристрою у технологічному процесі локального внесення добрив одночасно з висаджуванням картоплі.

Вирішенню задачі створення машин для висаджування картоплі з одночасним внесенням добрив присвячені дослідження Старовойтова В.І. [13–14]. Автором доводиться доцільність використання адаптерів картоплесадильних машин, які випускаються серійно. Адаптери розроблені з метою висівання добрив одночасно з висаджуванням бульб картоплі.

Всі вищезгадані пристрої та устаткування збільшують габаритні розміри картоплесадильних машин і, крім того, висівання добрив відбувається зі значним розосередженням порцій вздовж борозни.

**Метою дослідження** є підвищення ефективності механізованого удобрення картоплі за рахунок модернізації машини

для висаджування картоплі, шляхом розв'язку задачі, виконаної на основі морфологічного аналізу та синтезу.

**Результати дослідження.** Картопля – одна з найважливіших сільськогосподарських культур різнобічного використання. Вона є одним з основних продуктів харчування, її широко використовують в якості корму для худоби та у промисловості. Цінність цієї культури визначається вмістом у бульбах крохмалю, білка, вітамінів, амінокислот та мінеральних солей.

Одним з головних шляхів підвищення врожайності картоплі, зниження витрат і собівартості її виробництва є комплексна механізація технологічного процесу садіння картоплі. Проте, якість техніки, яка забезпечує виконання цього технологічного процесу, залишається низькою.

Існує багато машин, які виконують садіння картоплі, але вони мають недоліки. Основним недоліком картоплесаджалок є внесення мінеральних добрив у борозну неперервною стрічкою. Гранули добрив, які вносяться у борозну, висіваються не лише у місце садіння бульб картоплі, але і розосереджуються вздовж борозни, що призводить до непродуктивної витрати тієї частини добрив, яка розташована поза зоною засвоювання поживних речовин кореневою системою.

Але здійснити миттєвий перехід на використання нових комплексів машин неможливо через ряд причин:

1) потрібні значні витрати часу та ресурсів для конструкторського та технологічного доопрацювання комплексу нових функціональних елементів;

2) для підтримки роботоздатності чинних конструкцій, що знаходяться в експлуатації, залишається потреба в запасних частинах.

Перехід від відомих до нових конструкційних рішень може здійснюватися декількома способами. Один із них є синтез, який базується на морфологічному підході. Традиційно проектування (модернізація) комплексів машин для обслуговування аграрно-промислового комплексу здійснюється за відомою схемою:

- 1) виявлення проблеми;
- 2) аналіз ситуації;
- 3) аналіз відомих способів вирішення проблеми та пошук шляхів її вирішення.

Бачимо, що пошук нових рішень потребує значних витрат часу. Тому вирішення поставленої задачі будемо проводити базуючись на принципах морфологічного аналізу та синтезу технічних об'єктів [15].

Побудуємо функціональну структуру картоплесаджалки. Цей

етап передбачає поділ базової машини на окремі елементи та визначення їхнього функціонального призначення (табл. 1).

Таблиця 1 – Функціональна структура картоплесаджалки

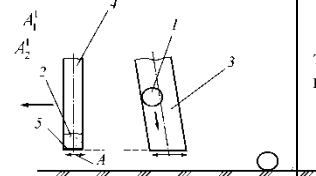
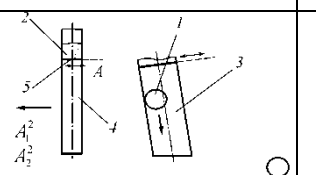
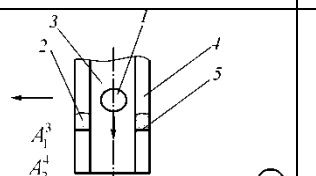
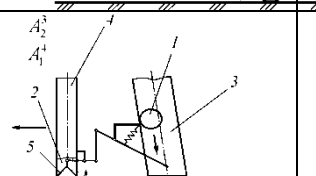
Елемент		Функції	
Позначення	Назва	Позначення	Суть функціонального призначення
$E_{01}$	Вичерпувальний апарат	$F_{01}$	Захоплення бульб картоплі та переміщення їх у бульбопровід
$E_{02}$	Бульбопровід	$F_{02}$	Транспортування бульб картоплі до ґрунту
$E_{03}$	Тукопровід	$F_{03}$	Транспортування добрив на ґрунт
$E_{04}$	Туковисівний апарат	$F_{04}$	Переміщення добрив у тукопровід
$E_{05}$	Загортач	$F_{05}$	Формування гребенів
$E_1$	Сошник	$F_1$	Утворення борозни
$E_2$	Бункер	$F_2$	Накопичення бульб картоплі
$E_3$	Ємність для добрив	$F_3$	Накопичення гранул добрив
$E_4$	Опорні колеса	$F_4$	Підтримка конструкції
$E_5$	Ходові колеса	$F_5$	Забезпечення руху машини
$E_6$	Механізм порційного висівання добрив	$F_6$	Висівання гранул добрив порціями з заданою періодичністю
$E_7$	Механізм садіння картоплі	$F_7$	Транспортування бульб картоплі та подача їх у борозну із заданою періодичністю
$E_8$	Механізм синхронізації операцій	$F_8$	Синхронізація роботи елементів $F_6$ і $F_7$

Наявність елементів  $E_6$ ,  $E_7$ ,  $E_8$  передбачається з метою забезпечення порційного висівання добрив. На базі табл. 1 складемо морфологічну таблицю.

Аналіз роботи картоплесаджалок показав, що функції  $F_3$ ;  $F_5$ ;  $F_{05}$ ;  $F_2$ ;  $F_1$ ;  $F_{04}$ ;  $F_{01}$  мало вплинуть на виконання процесу садіння

картоплі з порційним висіванням добрив навколо бульб картоплі. Через це ми не розглядаємо дані функції у морфологічній табл. 2.

Таблиця 2 – Морфологічна таблиця

$F_6$ – висівання гранул добрив порціями заданою періодичністю	$F_7$ – транспортування бульб картоплі та переміщення їх у борозну	Схема	$F_8$ – синхронізація роботи механізмів порційного висівання добрив і садіння картоплі
1	2	3	4
$A_1^1$ – заслінка у вигляді пластини на виході з тукопровода, яка відкривається та закривається періодично для висівання добрив	$A_2^1$ – заслінка у вигляді пластини на виході з бульбопровода, яка відкривається та закривається періодично для садіння бульб у борозну		$A_3^1$ – автоматичний механізм керування рухом заслінки
$A_1^2$ – заслінка у вигляді пластини на вході тукопровода, яка відкривається та закривається періодично для висівання добрив	$A_2^2$ – заслінка у вигляді пластини на вході бульбопровода, яка відкривається та закривається періодично для садіння бульб у борозну		$A_3^4$ – гідравлічний механізм керування
$A_1^3$ – пустотілий циліндр із пластинчастою заслінкою	$A_2^3$ – бульбопровід із встановленим на виході підпружиненим важелем		$A_3^2$ – об'єднання бульбопровода та тукопровода
$A_1^4$ – розподільчий конус на виході з тукопровода	$A_2^4$ – бульбопровід виконано у вигляді трубки, вмонтованої у тукопроводі		$A_3^3$ – важільний механізм

Вибір варіантів конструкційного виконання пристрою порційного внесення добрив проводили послідовним виключенням комбінацій.

Виключення варіантів проводилось за умови виконання наступних вимог:

- 1) забезпечення порційного висівання добрив у вигляді кола та садіння у центр цього кола бульб картоплі;
- 2) конструкція пристрою повинна забезпечувати його монтаж на базовій машині (картоплесаджалка КСМ-4);
- 3) простота виготовлення та монтажу;
- 4) мінімальність енерговитрат на виконання процесу садіння картоплі з одночасним порційним висіванням добрив.

З урахуванням даних табл. 2 та поставлених вимог окреслимо причини виключення комбінацій альтернативних варіантів  $A_i^j$  виконання функції  $F_i^j$ :

$$\left. \begin{array}{l} A_1^1 - A_2^2; A_1^1 - A_2^3; A_1^1 - A_2^4; \\ A_1^2 - A_2^1; A_1^2 - A_2^3. \end{array} \right\} - \text{виконання заслінки тукопроводу}$$

у вигляді плоскої пластинки не забезпечує виконання першої вимоги до конструктивного виконання пристрою;

$A_1^1 A_2^1 A_3^2$  – конструктивне виконання функції  $F_8$  за допомогою елемента  $A_3^2$  виключає наявність елементів  $A_1^1$  і  $A_2^1$ ;

$A_1^2 A_2^2 A_3^2$  – конструктивне виконання функції  $F_8$  за допомогою елемента  $A_3^2$  виключає наявність елементів  $A_1^2$  і  $A_2^2$ ;

$A_1^2 A_2^4 A_3^1$  – конструктивне виконання функції  $F_8$  за допомогою елемента  $A_3^1$  виключає наявність елементів  $A_1^2$  і  $A_2^4$ ;

$A_1^2 A_2^4 A_3^3$  – конструктивне виконання функції  $F_8$  за допомогою елемента  $A_3^3$  виключає наявність елементів  $A_1^2$  і  $A_2^4$ ;

$A_1^2 A_2^4 A_3^4$  – встановлення гідравлічної системи керування відхиляємо через порушення п.п. 3, 4 вимог;

$A_1^4 A_2^3 A_3^2$  – конструктивне виконання функції  $F_8$  за допомогою елемента  $A_3^2$  виключає наявність елементів  $A_1^4$  і  $A_2^3$ .

Сформуємо наступні варіанти конструкційного виконання

пристрою порційного внесення (ППД) добрив:

$$ППД_1 = (A_1^1; A_2^1; A_3^1), \text{ або } (A_1^1; A_2^1; A_3^3) \text{ або } (A_1^1; A_2^1; A_3^4);$$

$$ППД_2 = (A_1^2; A_2^2; A_3^1), \text{ або } (A_1^2; A_2^2; A_3^3) \text{ або } (A_1^2; A_2^2; A_3^4);$$

$$ППД_3 = (A_1^2; A_2^2; A_3^2);$$

$$ППД_4 = (A_1^4; A_2^1; A_3^1), \text{ або } (A_1^4; A_2^1; A_3^2) \text{ або } (A_1^4; A_2^1; A_3^3) \text{ або } (A_1^4; A_2^1; A_3^4);$$

$$ППД_5 = (A_1^4; A_2^3; A_3^1), \text{ або } (A_1^4; A_2^3; A_3^3) \text{ або } (A_1^4; A_2^3; A_3^4).$$

З метою остаточного вибору схеми конструкційного виконання пристрою для порційного внесення добрив сформуємо перелік вимог.

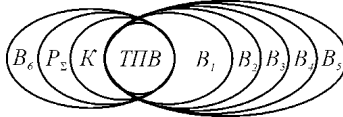


Рис. 1 – Схема вимог до ТПВ – технологічного процесу висаджування картоплі

Технологічний процес садіння картоплі ставить певні вимоги до конструкції пристрою, призначеного для здійснення функціонального потоку елементарних операцій – забезпечення якості садіння картоплі ( $K$ ) за мінімальних енерговитрат  $P_{\Sigma}$ . Якість процесу у нашому випадку можна оцінювати відхиленням лінійних розмірів основних параметрів зони найбільш сприятливого засвоювання поживних речовин бульбою картоплі –  $B_6$ .

На рис. 1 позначено:  $B_1$  – порційне висівання добрив;

$B_2$  – гранули добрив висіваються у вигляді кола;

$B_3$  – конструкційна можливість монтажу пристрою на базовій машині КСМ-4;

$B_4$  – синхронізація роботи механізмів висівання добрив і садіння картоплі;

$B_5$  – виконання критеріальних вимог.

У якості критеріїв оцінки пристрою приймемо:

– технологічні (критерій трудомісткості виготовлення  $K_1$ ; критерій використання матеріалу  $K_2$ );

– економічні (критерій витрат матеріалу  $K_3$ ; критерій витрат енергії  $K_4$ ).

Тоді умова вибору конструктивного виконання пристрою порційного внесення добрив запишеться:

$$\left. \begin{aligned} & ППД_i (A_j^i; A_n^i; A_m^i); \\ & A_j^i = f(K_1, K_2, K_3, K_4) \rightarrow \min; \\ & A_n^i = f(K_1, K_2, K_3, K_4) \rightarrow \min; \\ & A_m^i = f(K_1, K_2, K_3, K_4) \rightarrow \min. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Виконання умови (1) забезпечить створення раціональної конструкції пристрою для порційного внесення добрив.

Як видно з рис. 1, ППД є лише елементом структури ТПВ, функціонування якого є необхідною, але недостатньою умовою вирішення поставленої задачі.

Згідно з рис. 1, технологічний процес садіння картоплі буде раціональним у випадку, якщо разом із умовою (1) буде виконуватись наступна умова:

$$ТПВ = \{B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6\} \mid \text{за } P_\Sigma \rightarrow \min. \quad (2)$$

Умови (1) і (2) задовольняють технологічний процес садіння бульб картоплі з порційним внесенням добрив, який здійснюється за допомогою пристрою порційного внесення добрив:

$$ППД_5 = (A_1^4; A_2^3; A_3^3).$$

Даний пристрій, що являє собою систему важільних механізмів (рис. 2), характеризується простотою виготовлення  $K_1 \rightarrow \min$ , незначними витратами матеріалу  $K_2 \rightarrow \min$  і забезпечує зменшення енерговитрат.

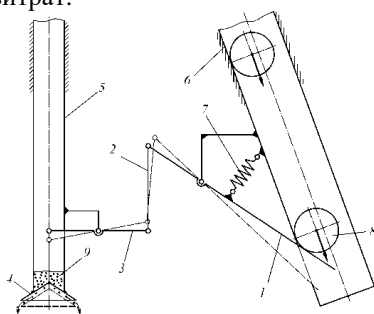


Рис. 2 – Схема пристрою для порційного внесення добрив: 1 – важіль; 2, 3 – тяги; 4 – розподільчий конус; 5 – тукопровід; 6 – бульбопровід; 7 – пружина; 8 – бульба картоплі; 9 – добрива



**Висновок.** Використання методології морфологічного аналізу та синтезу дозволили вирішити поставлену задачу шляхом перетворення обраного об'єкта-прототипу.

#### Література

1. Дзюба В.І. Система машин для виробництва картоплі / В.І. Дзюба, В.В. Кононученко [ред. В.Г. Батюта]. – 2-е вид., випр. і доп. – К.: Урожай, 1984. – 44 с.
2. Козаченко Б. Пропозиції щодо розвитку механізації картоплярства / Б. Козаченко, Я. Гуков // Техніка АПК. – 1998. – № 2. – С. 13.
3. Влох В.Г. Вплив площі живлення на урожайність та якість бульб картоплі / В.Г. Влох [та ін.] // Вісн. Сумського нац. аграр. ун-ту. – 2004. – № 12 (10). – С. 92–94.
4. Хмилевський О.Д. Вплив мінеральних добрив на картоплю / О.Д. Хмилевський // Агровісник Україна. – 2007. – № 3. – С. 17–21.
5. Федотова Л.С. Взаимосвязь систем удобрения картофеля с плодородием почвы и урожайностью / Л.С. Федотова, Н.А. Тимошина, М.А. Новиков // Картофель и овощи. – 2005. – № 5. – С. 20–22.
6. Колчин Н.Н. Технологии и комплексы машин для возделывания важнейших сельскохозяйственных культур. Часть 1. Картофель. / Н.Н. Колчин. – М.: ИНФРА-М, 1997. – 104 с.
7. Колчин Н.Н. Картофельный комплекс России: состояние и перспективы развития / Н.Н. Колчин // Картофель и овощи. – 2004. – № 4. – С. 2–3.
8. Туболев С.С. Развитие машинных технологий / С.С. Туболев, Н.Н. Колчин, К.А. Пшеченков, В.И. Старовойтов // Достижения науки и техники АПК. – 2007. – № 7. – С. 28–31.
9. Туболев С.С. Применение машинных технологий производства картофеля в России // С.С. Туболев; Н.Н. Колчин; К.А. Пшеченков // Картофель и овощи. – 2007. – № 5. – С. 2–4.
10. Дорохов А.П. Анализ технологий возделывания и уборки картофеля / А.П. Дорохов // Мат-лы научн.-техн. конф. ЧГАУ. – Челябинск: Изд-во ЧГАУ, 1989. – С. 39–47.
11. Феоктистова Л.А. Исследование энергетических и качественных показателей картофелепосадочных машин / Л.А. Феоктистова, А.П. Дорохов // Вопросы механизации с.-х. производства: Тр. ЧИМЭСХ. Вып. 43. – Челябинск, 1970. – С. 102–106.
12. Пат. 2213440 Российская Федерация, МКП АО 1С 7/12. Порционный высевующий аппарат сыпучих удобрений / Емелин Б.Н.,

Ватухин А.П., Саяпин И.В., Саяпин В.В. – № 2002101004/13; заявл. 08.01.2002; опубл. 10.10.2003, Бюл. 28.

13. Старовойтов В.И. Биогумус как средство повышения урожайности и улучшения качества картофеля при механизированной посадке в условиях мелкотоварного производства: рекомендации / В.И. Старовойтов, А.Х. Абазов, Л.С. Федотова, В.И. Черников. – М.: ВНИИ картофельного хозяйства, 2000. – 30 с.

14. Пат. 2110169 Российская Федерация, МКП А01С 9/00, 9/02. Сажалка картофеля / Старовойтов В.И., Прокопович М.П., Ковалев М.П., Майстренко Н.З., Черников В.И. – № 96121320/13; заявл. 30.10.96; опубл. 10.05.98, Бюл. №15.

15. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: учеб. пособие для студентов вузов / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Налобіна О.О.*

УДК 631.362.36

© С.М. Мороз, к.т.н.; М.І. Васильковський, к.т.н.; О.М. Васильковський, к.т.н.; О.В. Анісімов  
Кіровоградський національний технічний університет

## **МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРАНСПОРТЕРА–СЕПАРАТОРА ЗЕРНООЧИСНОЇ МАШИНИ**

*Розроблено програму та методику експериментальних досліджень транспортера-сепаратора зерноочисної машини.*

### **МЕТОДИКА, ДОСЛІДЖЕННЯ, ЕКСПЕРИМЕНТ, ЗЕРНО.**

**Постановка проблеми.** Глобалізація інформаційних процесів дозволяє запозичувати та використовувати технологічні процеси одних галузей машинобудування в інші. Швидкий розвиток ІТ-галузі дозволив пришвидшити та поглибити таку глобалізацію в машинобудуванні.

Все більшого застосування набуває використання комп'ютерної техніки та ІТ-технологій в сільськогосподарській техніці. Це дозволяє їй провідним виробникам швидко розробляти, впроваджувати у виробництво та постачати на ринок нові сучасні моделі. В основному це стосується ґрунтообробної, посівної та

збиральної техніки. В зерноочисній техніці найбільш швидко розвивається сортувальна техніка, яка дозволяє проводити очищення основного матеріалу за великою кількістю ознак в тому числі з використанням лазерних променів під керуванням комп'ютера. Однак в високопродуктивних сепараторах використовується розділ оброблюваного матеріалу за однією чи кількома ознаками, наприклад, за товщиною та швидкістю витання зерна основної культури.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено ряд конструкцій зерноочисних машин загального призначення продуктивністю від 1 до 10 т/год. Зміна послідовності виконання технологічних операцій дозволила спростити конструкцію сепараторів, використовувати багатофункціональні основні робочі органи та зменшити витрати енергії на процес сепарації [1]. Одним з багатофункціональних органів є завантажувач-сепаратор, який дозволяє під час завантаження оброблюваного матеріалу до машини виділяти з його складу крупні домішки [2–3].

**Мета досліджень.** Для дослідження впливу параметрів та режимів роботи транспортера-сепаратора на його технологічну ефективність було складено програму та методику експериментальних досліджень, якими передбачалось:

- визначити основні фізико-механічні властивості зернового матеріалу;
- перевірка адекватності теоретичних моделей;
- дослідити вплив параметрів та режимів роботи сепаруючої частини робочого органу на його технологічну ефективність;
- вивчити закономірності просівання зерна крізь канали решета по його довжині залежно від величини питомого завантаження решета, вологості та засміченості оброблюваного матеріалу;
- визначити енергоємність процесу сепарації.

**Результати дослідження.** Дослідження проводились на зерновому воросі озимої пшениці (Одеська 267), отриманому після збирання зернозбиральними комбайнами СК–5 "Нива", "Дон–1500" та "Лан".

Для визначення фракційного складу зернового вороху, вибірку масою 0,2 кг оброблювали на плоскому ручному класифікаторі з продовгуватими отворами за стандартною методикою [4]. Залишки зерна на решетах зважували. Результати заносили до таблиці. Фракційний склад зернового вороху визначали за методикою [4].

Засміченість зернового вороху крупними домішками регулювали шляхом штучного збільшення чи зменшення їх маси у вихідному матеріалі.

Об'ємну масу вибірки оброблюваного матеріалу визначали обчисленням відношення одержаної маси до об'єму ємності. Об'ємну масу оброблюваного матеріалу визначали обчисленням середнього арифметичного значення відношень одержаних об'ємних мас вибірок.

Вимірювання вологості зернового вороху здійснювалось методом прямого висушування згідно ГОСТ 12041–82.

Для отримання даних щодо кількісно-якісних показників роботи досліджуваного транспортера-сепаратора на матеріалі з різною вологістю, природний ворох штучно зволожували, і після витримки 48 годин, перевіряли вологість.

Для проведення дослідів було розроблено та виготовлено експериментальна установка, схема та загальний вигляд якої приведені на рис. 1 та 2.

Експериментальна установка (рис. 1) складається із рами 1, до якої на шарнірі 11 закріплено корпус транспортера-сепаратора 2 з механізмом приводу. До боковин корпусу з внутрішньої сторони під транспортером-сепаратором 2 закріплено решето з круглими поздовжніми перетинками 3 (рис. 5 або 8) та на підшипникових сферичних опорах верхній (привідний барабан) 4 та нижній барабан 5.

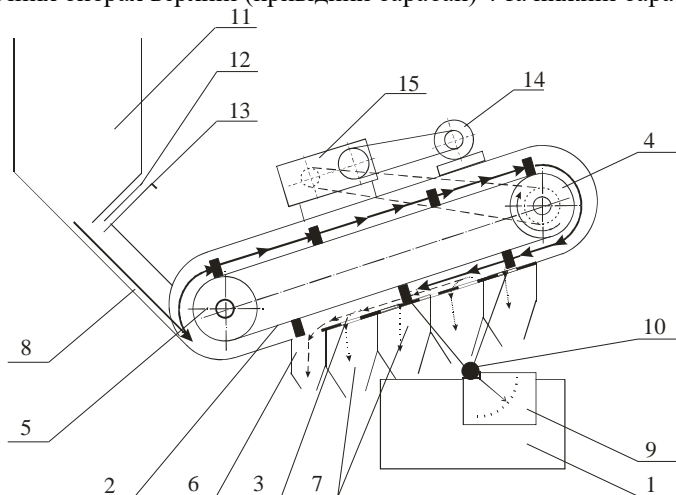


Рис. 1 – Схема експериментальної установки

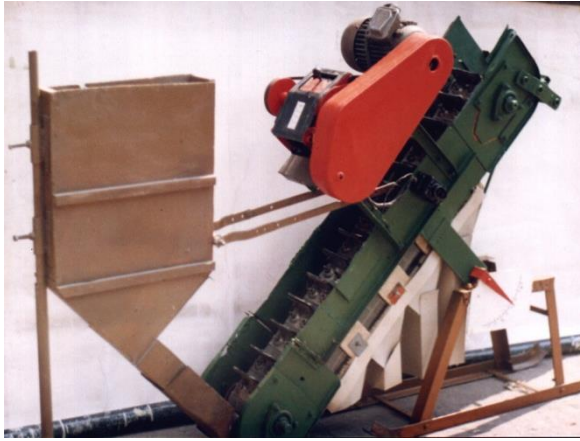


Рис. 2 – Загальний вигляд експериментальної установки

За барабаном 5 встановлено бункер 11, в нижній частині якого знаходяться регулююча заслінка 12 та перекриваюча заслінка 13. Для визначення просівання прохідної фракції зернового матеріалу по довжині решета 3 під ним встановлено приймальник прохідової фракції 7. Ковшовий транспортер 2 приводиться в дію електричним двигуном 14, потужністю 1,5 кВт, за допомогою двох клинопасових передач та шестиступеневої зубчатої коробки зміни передач (КЗП) 15, яка забезпечує ступеневу зміну кількості обертів привідного барабану від  $78$  до  $525 \text{ хв}^{-1}$ , тобто швидкість руху ковшового транспортера 2 змінюється від  $0,5$  до  $2,83 \text{ м/с}$ . Контроль та вимірювання швидкості руху ковшового транспортера 2 здійснювались механічним тахометром.

Зміна кута нахилу корпусу транспортера 2 відносно горизонту здійснювалась шляхом його повертання відносно шарніра 10 з фіксацією в необхідному положенні. Контроль та вимірювання кута нахилу транспортера відносно горизонту здійснювались кутоміром 9.

Надходження матеріалу із бункера 11 до ковшового транспортера 2 здійснюється самопливом по зернопроводу 8.

Подача оброблюваного матеріалу на решето регулюється зміною кількості ковшів транспортера.

При надходженні зернового матеріалу до нижньої частини корпусу транспортера 2 ковшовий транспортер захвачує його і транспортує до верхньої частини корпусу, де проходить розвантаження ковшів і оброблений матеріал надходить до верхньої частини решета 3, на поверхні якого частки оброблюваного матеріалу

змінюють свою орієнтацію відносно його каналів і ті, в яких товщина чи (та) ширина менші ніж робоча ширина каналу, проходять крізь поверхню сепарації та надходять до приймальників прохідової фракції 7. Решта частини зернового вороху, яка не пройшла крізь решето 3 йде сходом та надходить до приймального сходової фракції 6.

В якості поверхні сепарації використовується решето з круглими поздовжніми перетинками круглого профілю діаметрами 1, 2, 3, 4, 5 та 6 мм, загальний вид яких приведено на рис. 3.

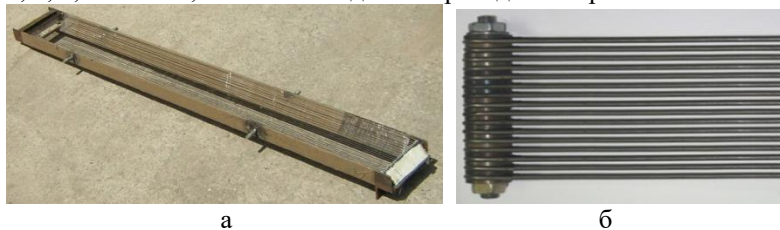


Рис. 3 – Решето: а – струнне решето; б – секція решета

Решето, діаметр перетинок якого становить 1 та 2 мм (рис. 3, а), складається з рамки, в середині якої з одного краю встановлено кронштейн. До поперечних елементів рамки кріпляться регулюючі калібри за допомогою різьбового з'єднання. На верхній поверхні регулюючих калібрів виконані прорізи, які забезпечують необхідну ширину робочих каналів решета з врахуванням діаметра перетинки. Перетинка складається з двох гілок, один край яких фіксується в отворах регулюючого калібру, а інший – проходить крізь отвір в натяжнику, який забезпечує її необхідний натяг. Для зменшення впливу на рух зернового вороху по робочій поверхні решета обидва краї прикривалися пластинками.

Решето з круглими поздовжніми перетинками (діаметр поперечного перетину яких становить 3, 4, 5 та 6 мм) складається з кількох секцій (рис. 3, б). Секція цього решета складається із стержнів опуклого перерізу, набраних на поперечну вісь, з проміжними калібруючими шайбами. Направляючі стержні виготовлені однаковими й мають опуклий переріз з однаковою товщиною по всій довжині, причому на одному (передньому) кінці виготовлені вушка для шарнірного кріплення до поперечної вісі. Для усунення утворення сходинок в місці стикування решіт, нижню поверхню прямих кінців попереднього решета оброблювали таким чином, щоб їхня верхня поверхня знаходилась на одному рівні із робочою поверхнею наступного решета.

Основні дослідження проводились на двох решетах. Довжина першого решета з діаметром поздовжніх перетинок 1 та 2 мм становила 1100 мм. Довжина другого решета з діаметром перетинок 3, 4, 5 та 6 мм, яка складалась із 3-х рівних за довжиною ділянок, становила 1200 мм. Ширина решіт обмежена боковими стінками корпусу транспортера становить 100 мм.

В якості оброблюваного матеріалу використовували природній комбайновий ворох озимої пшениці вологістю 16,3 % з вмістом крупних домішок 3,61 %. Крупні домішки склались із решток соломи, рослинних решток бур'янів і їх насіння та інших природних домішок зернового вороху, отриманого із бункера зернозбирального комбайна. Попереднє вилучення легких та дрібних домішок не проводилось.

У всіх залежних дослідах однієї серії використовували рівноцінний початковий матеріал однієї партії, який спочатку перемішували, а потім методом діагонального ділення по діагоналі розподіляли на всі досліди даної серії.

Подачу матеріалу до транспортера здійснювали після його включення при сталому характері руху останнього.

Кожну фракцію, отриману в приймальниках 6 і 7 (рис. 1) зважували окремо.

Дослідження впливу діаметра перетинок решета на просівання зерна крізь його канали проводили змінюючи діаметри поздовжніх перетинок. Для цього використовували решето, на яке встановлювали перетинки діаметром 1 та 2 мм та секції решета (рис. 3, а), в яких використовували перетинки діаметром 3, 4, 5 та 6 мм (рис. 3, б). Зібрані секції решета закріплювали в нижній частині транспортера 2 (рис. 1).

В дослідах по визначенню швидкості руху часток нижнього шару під дією верхніх шарів використовували зйомку відеокамерою. Для чого в кінці ковшового транспортера встановлювалось решето (рис. 4), на бічних поверхнях якого закріплено дві бічні засклені рамки. В нижній частині однієї з них кріпилась лінійка з ціною поділок 1 см довжиною 1100 мм, початок якої співпадав з початком решета. Нижній край скла рамок знаходився на рівні робочої поверхні решета. Частину зернових часток було зафарбовано в кілька кольорів. Обробку результатів експериментів проводили на ПЕОМ з використанням програм для обробки цифрового відео Aurora Media Workshop.

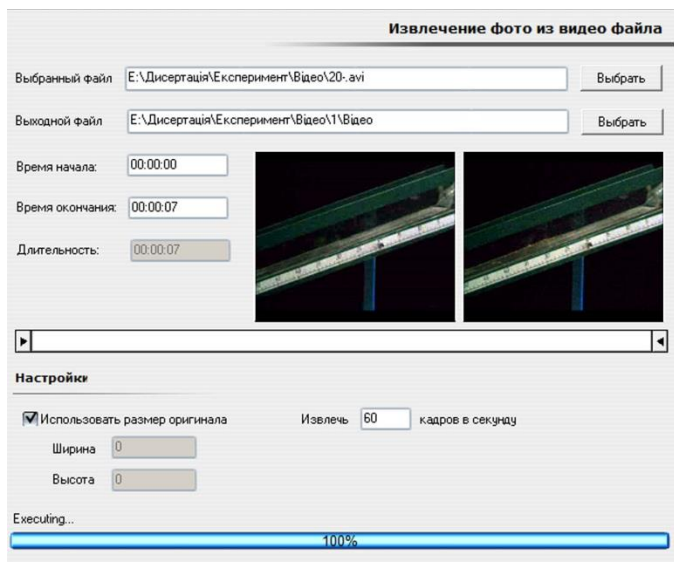


Рис. 4 – Обработка видеоматериалу з використанням програми Auroga Media Workshop

Для візуального спостереження при визначенні робочої довжини решета використовувалися вікна в бокових стінках транспортера. До однієї боковини під вікном кріпили лінійку з ціною поділок 1 см довжиною 1100 мм, початок якої співпадав з початком решета. В приймальнику проходової фракції встановили проміжні перетинки через 5 см.

Дослідження впливу параметрів решета та режимів роботи ковшового транспортера на ефективність виділення крупних домішок із зернового вороху на решеті проводили наступним чином.

В нижній частині корпусу транспортера 2 (рис. 1) встановлювали почергово решето з діаметром поздовжніх перетинок від 1 мм до 5 мм. Встановлення заданої швидкості руху ковшового транспортера 2 здійснювали шляхом зміни передаточного відношення КЗП 15. Нахил робочого органа відносно горизонту на певний кут забезпечували підняттям нижньої частини корпусу 2 на певну висоту.

Вміст крупних домішок змінювали шляхом додавання їх до зернової суміші або вилучення з неї.

Зміну вологості оброблюваного матеріалу проводили шляхом замочування його часток та витримкою протягом трьох діб з періодичним перемішуванням маси.



Величину подачі зернового вороху із бункера 11 змінювали за допомогою положення дозуючої заслінки останнього.

Після проведення кількох повторностей при встановлених значеннях, в залежності від кількості значень та впливу, параметри змінювали в наступній послідовності:

- швидкість руху транспортера;
- кут нахилу робочого органа відносно горизонту;
- діаметр поздовжніх перетинок решета.

Отримані фракції, після проведення кожної повторності досліду, зважували, потім визначали за допомогою решітного класифікатора з решетами з продовгуватими отворами вміст зерна в сході (в крупних домішках).

Характер сепарації зерна на прутковому решеті транспортера-сепаратора показує, що цей процес є складним та залежить одночасно від багатьох факторів, як постійних, так і випадково розподілених за часом. Тому для отримання математичної моделі процесу було використано метод планування багатофакторних експериментів.

Метод планування багатофакторних експериментів використовували при визначенні раціональних значень діаметра поздовжніх перетинок решета, швидкості руху транспортера, кута нахилу транспортера, величини подачі матеріалу, впливу фракційного складу оброблюваного матеріалу та його вологості на ефективність роботи сепаруючої частини транспортера-сепаратора. При цьому задачею цих дослідів було також визначення величини і характеру (напрямку) впливу означених факторів на параметр оптимізації. Критерієм обрано чіткість сепарації – вміст повноцінного зерна у виділених крупних домішках.

Вибір факторів, які підлягають дослідженню при побудові математичної моделі процесу, базувався на відомостях, отриманих після проведення попередніх однофакторних дослідів.

При розробці плану застосовано закодовані значення факторів. При цьому здійснюється перенесення початку координат в центрі (основний рівень) експерименту та вибір масштабу в одиницях варіювання факторів.

Таблиця – Планування експерименту при вивченні процесу сепарації

Досліджуваний фактор	$\alpha$ , град	$d$ , мм	$v$ , м/с	$q$ , кг/(м $\times$ с)
Основний рівень	30	3	1	11
Інтервал варіювання	$\pm 10$	$\pm 2$	$\pm 0,5$	$\pm 3$

Значення факторів, приведені в таблиці, кодували ( $x_1, x_2, x_3, x_4$ ) та згідно з методиками [5–7] знаходили коефіцієнти регресії  $b_i$ .

Значущість коефіцієнтів регресії перевірялась за допомогою рівності нулю коефіцієнтів при квадратичних членах регресії (нуль-гіпотеза). Для цього були проведені додаткові досліди в центрі експерименту, визначено середнє значення  $\bar{Y}_0$  критерію оптимізації в центрі експерименту і розрахована різниця  $b_0 - \bar{Y}_0$ , яка являється характеристикою кривизни поверхні відгуку. Нуль-гіпотеза приймається, якщо різниця  $b_0 - \bar{Y}_0$  не перевищує похибки досліду. Значимість цієї різниці перевіряли за критерієм Стьюдента ( $t$ -критерієм).

Потім розрахункове значення  $t_{розр}$  порівнювали з табличним значенням, яке обирали за таблицями [5–8] в залежності від рівня значимості  $\alpha=0,05$ , та ступеня вільності  $f_i=N$ . Якщо виконувалась нерівність  $|b_i| < |\Delta b_i|$ , відповідний фактор аналізували щодо вибору іншого інтервалу варіювання, якщо це можливо. При цьому всі необхідні досліди повторювали і, якщо після аналізу відповідний коефіцієнт знову відповідав попередній умові, тоді робили висновок про незначимість впливу фактора  $x_i$  на параметр оптимізації  $Y$ .

Відтворюваність експериментів визначали за допомогою критерію Кохрена ( $G$ -критерію), при цьому необхідною умовою є  $G^p < G^T$ . У випадку  $G^p < G^T$  робиться висновок про не відтворюваність дослідів, а отже виникає необхідність перевірити ефективність регулювань досліджуваного об'єкта, та засоби вимірювань.

Адекватність статистичної математичної моделі перевіряли за допомогою критерію Фішера ( $F$ -критерію).

Метою інтерпретації одержаної статистичної моделі є аналіз впливу факторів на критерій оптимізації. При цьому ступінь впливовості фактора оцінювали за величиною коефіцієнта  $b_i$  з врахуванням знаку, що перед ним знаходиться, так знак плюс вказує на підвищення критерію оптимізації при збільшенні відповідного фактора і навпаки мінус – зменшення  $Y$  при збільшенні  $x_i$ .

Визначення потужності, необхідної на привід в дію транспортера-сепаратора  $N$  проводили в залежності від швидкості руху транспортера, його кута нахилу, питомого завантаження решета.

Вирішення цієї задачі здійснювали на експериментальній установці, що описана вище. Потужність електродвигуна, яку він витрачає на привід приводного вала ковшового транспортера через клинопасові та зубчаті передачі, визначали за допомогою приладу К–50.

Обробка всіх експериментальних даних здійснювалась за загальноприйнятою методикою [4–8].

**Висновок.** Розроблена методика дозволяє встановити вплив досліджуваних факторів на роботу транспортера-сепаратора зерноочисної машини.

#### Література

1. Вдосконалення технологічного процесу очищення зерна зерноочисними машинами загального призначення / М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, І.М. Осипов, С.М. Мороз // Вісник ЛДАУ.: Агроінженерні дослідження. – 1999. – №3. – С. 102–107.

2. Совершенствование технологий и рабочих органов зерноочистительных машин / М. Васильковский, М. Косинов, С. Мороз [и др.] // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.–техн. збірник. – Кіровоград: КДТУ. – 2000. – Вип. 29. – С. 36–39.

3. К созданию нового поколения зерноочистительных машин общего назначения / М.И. Васильковский, А.М. Васильковский, М.М. Косинов, С.Н. Мороз // Вісник Харківського державного технічного університету сільськогосподарського господарства. Вип. 22. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – С. 28–32.

4. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов / З.Л. Тиц, В.И. Анискин, Г.А. Баскакьян, Н.Г. Гладков и др.; под ред. З.Л. Тица. – М.: Машиностроение, 1967. – 446 с.

5. Мельников С.В. Планирование экспериментов в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. – К.: Колос, 1972. – 200 с.

6. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработка опытных данных / Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. – 199 с.

7. Тамразов А.М. Планирование и анализ регрессионных экспериментов в технологических исследованиях / А.М. Тамразов. – Киев: Наук. думка, 1987. – 176 с.

8. Таблица значений критерия Стьюдента ( $t$ -критерия). Статистика в аналитической химии. Режим доступа: <http://chemstat.com.ru/node/17>.

*Рецензент д.т.н., проф. М.О. Свірень*

УДК 631.356

© О.О. Налобіна, д.т.н.

Національний університет водного господарства та природокористування

## **АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З ҐРУНТОМ**

*У статті розглянуто фактори впливу на процес формування енерговитрат процесу взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин з ґрунтом.*

### **ҐРУНТ, ОБРОБІТОК, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ.**

**Постановка проблеми.** У сільському господарстві гостро стоїть проблема енергозбереження. Особливо актуальною вона стала з ростом робочих швидкостей сільськогосподарських машин. Пошук напрямків вирішення цієї проблеми ведеться вченими за декількома напрямками:

1) удосконалення сільськогосподарських агрегатів з метою забезпечення оптимальних кінематичних і силових параметрів їх роботи;

2) розробка енергозберігаючих технологій обробітку ґрунту.

Наука землеробська механіка вирішує проблему енергозбереження, базуючись на дослідженнях процесу взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин з ґрунтом. Дослідження енергетики машин залишається актуальною науково-практичною проблемою, яка потребує вирішення.

**Аналіз досліджень.** Проблеми енергозбереження у сільському господарстві розглядаються в роботах Д.С. Стребкова [1], М.В. Бугайченко [2], Н.С. Демидко [3] та багатьох інших науковців. Проблема енергозбереження піднімалась у роботах В.П. Горячкіна [4], який започаткував науку «Землеробська механіка». Питання енергозбереження базуються на основах теорії взаємодії ґрунту з робочими органами сільськогосподарських машин.

**Метою** даної статті є аналіз способів зменшення енерговитрат та факторів, які впливають на них.

**Результати дослідження.** Ґрунтообробні машини та устаткування, принцип роботи яких ґрунтується на деформуванні ґрунту, його руйнуванні, потребують значних витрат праці і палива, що пояснює значні енерговитрати на їхню роботу. Відомими є

різноманітні підходи, що забезпечують мінімізацію процесу обробки ґрунтів. З цією метою широко застосовують безполицеве розпушування, різання, сколювання та інші прийоми. Відомим підходом до мінімізації обробки ґрунту є чергування неглибокого розпушування дисковим луцильником (до 10 см) і глибокого (до 40 см) безполицевого обробітку один раз за ротацію сівозміни. Безполицевий плоскорізний обробіток забезпечує зберігання післяжнивних залишків на поверхні ґрунту та розпушування його, виключаючи обертання шару.

Аналіз схем оранки плугами з різними формами полиці виявляє, що відмінність технологічних процесів, які здійснюються з їх використанням, полягає, в основному, у ступені обертання ґрунту. Це веде до формування різних значень енергетичних витрат.

Застосування полицевої оранки ґрунту, яка забезпечує високу продуктивність, характеризується значимими енерговитратами. До зменшення енергетичних витрат приводить скорочення витрат палива, що забезпечується використанням оборотних плугів, які широко застосовуються у якості робочого органу ґрунтообробних машин у аграрних господарствах Західної Європи.

Заміна звичайного плуга на оборотний приводить до:

- виключення операції вирівнювання ґрунту;
- зменшення часу на регулювання плуга;
- самоочищення плуга.

І у кінцевому випадку – до зростання продуктивності процесу оранки та зменшення енерговитрат.

Плоскорізний обробіток – ще один із напрямків енергозбереження. Крім того, застосування технології обробки ґрунтів із застосуванням плоскорізів дозволяє зберегти на полі післяжнивні залишки, створює умови для накопичення вологи, виключає вітрову ерозію. Робота плоскоріза дозволяє спущувати ґрунт без обертання шару.

За даними Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого безплужний обробіток ґрунту підвищує продуктивність праці у порівнянні з полицевим плужним обробітком на 38 відсотків та зменшує витрати пального на 37 відсотків. Широкого застосування набули плоскорізи фірми LEMKEN (рис. 1).



Рис. 1 – Плоскорізи LEMKEN

Неглибока оранка отримала розвиток ще в 1911 році. І.Є. Овсинський розробив наукові основи її здійснення. Вчений довів доцільність обробітку ґрунту на глибину лише до 5 см. Ефективність такого обробітку пояснюється тим, що рослинні залишки залишаються у поверхневому шарі ґрунту.

Вибір способу механічного обробітку ґрунту обґрунтовувати лише з точки зору зменшення витрат праці та паливних ресурсів не доцільно. Необхідно враховувати і такі фактори як величина об'ємної маси рослин, тип ґрунту, його щільність, зволоженість тощо.

Фактори процесів взаємодії робочих органів з ґрунтом аналізуються у землеробській механіці. До них віднесені:

- режими різання ( $x_1$ );
- сили тертя ґрунту по поверхні робочих органів ( $x_2$ );
- геометрія ріжучих поверхонь ( $x_3$ );
- фізико-математичні властивості ґрунту ( $x_4$ );
- типи кріплення робочих органів ( $x_5$ ).

Нижче розглянемо, яким чином дані фактори впливають на формування енерговитрат. Подамо фактори впливу у вигляді моделі (рис. 2).

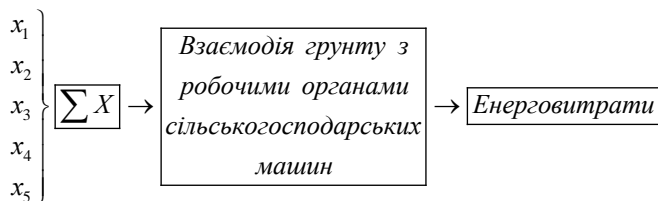


Рис. 2 – Модельна факторизація процесу взаємодії робочих органів з ґрунтом

Фактори  $x_i$  можна описати як функції. Наприклад  $x_1 = f(x_{ij})$ , де  $x_{11}$  – швидкість руху машини,  $x_{12}$  – глибина заходу робочого органу і т.д.

Фактори  $x_1, x_2, x_3, x_4$  підлягають зміні, коректуванню у ході роботи машини. Тобто ці фактори керовані. Група факторів  $x_5$  не залежить від людини, ними не можна керувати; крім того, деякі складові даної групи носять імовірнісний характер. Це значним чином ускладнює моделювання енергетичних витрат.

Якщо робочі органи сільськогосподарських машин і ґрунт, з яким вони взаємодіють, розглядати як систему, то процес формування витрат можна спрощено подати у вигляді векторного оператора впливу:  $\bar{E} = \bar{W} \{ \bar{K}, \bar{H} \}$ , де  $\bar{E}$  – енергетичний показник (приймаємо залежно від потреб, наприклад, сила опору руху або сила тяги);  $\bar{K}$  – вектор керованих факторів;  $\bar{H}$  – вектор некерованих факторів.

Якщо врахувати те, що сила опору змінна, то така векторна модель дає досить наближений опис енерговитрат процесу взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин із ґрунтом. Врахувати змінний характер факторів можна за допомогою формування динамічних моделей. Слід зауважити, що динамічні моделі також не враховують імовірнісного характеру складових групи факторів  $x_5$ . Тому для отримання коректних моделей формування енерговитрат процесу взаємодії ґрунту з робочими органами в них потрібно закладати результати експериментальних досліджень і багаторічних спостережень, поданих у вигляді величин, отриманих внаслідок статистичної оцінки емпіричних даних.

**Висновки.** Енергозберігаючі технології обробітку ґрунту повинні розроблятися із врахуванням кліматичних умов, стану ґрунтів та підлягати диференціюванню залежно від сівозміни.



Запровадженню цих рекомендацій сприяє застосування комбінованих робочих агрегатів для обробітку ґрунту. Моделі для оцінювання енерговитрат потрібно обґрунтувати з урахуванням змінних факторів та статистичних характеристик.

#### Література

1. Стребков Д.С. Концепции и пути развития энергетики сельского хозяйства / Д.С. Стребков // Техника в сельском хозяйстве. – 1995. № 6. – С. 2 – 5.
2. Бугайченко Н.В. Обоснование параметров полольных лап культиваторов для работы на повышенных скоростях в зонах недостаточного увлажнения / Н.В. Бугайченко. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Киев, 1964. – 22 с.
3. Демидко М.Е. Исследование влияния скорости на работу полольных лап культиватора/ М.Е. Демидко. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Киев: УСХА, 1964. – 27 с.
4. Горячкин В.П. Земледельческая механика/ В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1919.

УДК 633.521:677.021

© Д.О. Петраченко

Луцький національний технічний університет

### **ДО ПИТАННЯ ЯКОСТІ ПРИГОТУВАННЯ ТРЕСТИ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ**

*Проаналізовано технології збирання льону-довгунця, досліджено вплив операцій приготування льонотрести на якість заготовленої сировини.*

#### **ТРЕСТА, ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, ТЕХНОЛОГІЯ, ЗБИРАННЯ.**

**Постановка проблеми.** Задачею первинної переробки трести льону-довгунця є одержання довгого технічного волокна при забезпеченні максимально можливого відсотка його виходу. Підвищення даного показника можливо за рахунок удосконалення відомих і розробці нових технічних і технологічних рішень, а також шляхом модернізації існуючого обладнання або створення нового.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На сьогоднішній день під час збирання льону-довгунця використовують роздільну або



комбайнову технологію з подальшим пакуванням приготовленої льонотрести в рулони [13].

В процесі збирання за комбайнвою технологією стебла льону-довгунця беруть і укладають в стрічку за допомогою льонокомбайна, з одночасним очісуванням насінневих коробочок. Отриманий насінневий ворох транспортують для подальшої переробки (сушіння та очищення), а одержана стрічка стебел залишається на полі для вилежування та отримання льонотрести. Під час вилежування соломи проводять обертання стрічки за допомогою обертачів, а також ворущіння стрічки з використанням ворушилок. Отриману льонотресту формують в рулони за допомогою прес-підбирачів і транспортують для подальшої переробки [1–3].

Використовуючи роздільну технологію, стебла льону беруть за допомогою бралки та укладають у стрічку для природного сушіння та дозрівання насінневих коробочок. Після дозрівання стиглі коробочки очісують за допомогою підбирача-молотарки з одночасним обертанням стрічки. Під час вилежування соломи, зважаючи на погодні умови та протікання процесу приготування трести, за потреби проводять 2–3 разове обертання стрічки. Готову тресту пакують у рулони з використанням прес-підбирачів [1–3].

Дані технології забезпечують механізацію технологічних операцій по збиранню льону, дозволяючи виключити ручну працю як на етапах приготування трести, так і в процесі підготовки сировини до первинної переробки.

Проте, в ході проведення збирального циклу відбувається зміна якісних та кількісних характеристик одержаної сировини, які суттєво впливають на процес вироблення льоноволокна [4].

**Мета досліджень** – дослідження якісних показників льонотрести, одержаної за різними технологіями збирання.

**Результати досліджень.** Дослідження проводилися на базі Дослідної станції луб'яних культур ІСПС НААН в 2012 році на виробничих посівах льону-довгунця сорту «Глінум». В процесі досліджень було визначено коефіцієнт варіації стебел за окоренком, розтяг стебел у стрічці та аналіз якості трести в сформованому рулоні.

На процес механічної обробки трести, а отже і на вихід довгого волокна, має вплив якість заготовленої сировини, а саме розташування стебел у стрічці. В зв'язку з цим було проведено дослідження по визначенню варіації розташування стебел в стрічці за окоренком.

Визначення коефіцієнта варіації розтягу стебел проводили при стоянні стеблостою на кореню і після виконання кожної технологічної операції за двома технологіям збирання:

1) за комбайнвою технологією – на корені, після брання льонокомбайном ЛК-4, після обертання стрічок обертачем ОСН-1Б.

2) за роздільною технологією – на корені, після брання бралкою ТЛН-1,5, після обмолочування стрічок експериментальним зразком підбирача-молотарки ПМЛ-1.

Одержані дані представлені на рис. 1.

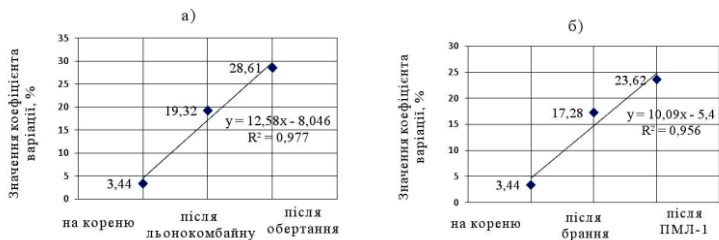


Рис. 1 – Коефіцієнт варіації розтягу стебел у стрічці: а) при комбайнвій технології збирання; б) при роздільній технології збирання

Результати дослідження показують, що варіація (неоднорідність) стеблостою ( $V=3,44\%$ ) льону-довгунця присутня в незначній мірі ще до збирання льону, при стоянні стебел на корені. Це пояснюється тим, що стебла мають різну довжину та діаметр, що свідчить про різний розвиток рослин. Також, можна припустити, що на варіацію має впливає передпосівний обробіток ґрунту та рельєф місцевості, глибина заделки насіння, кількість внесених добрив на окремо взятій ділянці поля.

Аналіз даних, представлених на рис. 1 дає змогу встановити, що після проведення кожної технологічної операції, як при комбайнвій, так і при роздільній технології збирання, неоднорідність стебел по відношенню до основної маси збільшується (при комбайнвій технології від 3,44 до 28,61 %, а при роздільній – від 3,44 до 23,62 %). Найбільше значення показника варіації при роздільній технології  $V=23,62\%$ , що менше показника варіації при комбайнвій технології  $V=28,61\%$ . Це дає змогу припустити, що використання роздільної технології збирання льону-довгунця дозволяє одержати стрічку з більш однорідною масою стебел.

Визначення розтягу стрічки проводили в лабораторно-польових умовах після брання льону-довгунця бралкою ТЛН-1,5 та вже в сформованому рулоні, після проведення всіх технологічних операцій по приготуванню трести. Розтяг стрічки визначали згідно з ДСТУ 4149:2003 «Треста лляна. Технічні умови».

Одержаний результат (рис. 2) показує про наявність розтягу в стрічці льону-довгунця вже на першому етапі збирального циклу ( $P=1,09$ ). Після проведення технологічних операцій по заготівлі трести, в сформованому рулоні розтяг стебел в стрічці збільшується і складає  $P=1,27$ , однак знаходиться в допустимих межах.



Рис. 2 – Розтяг стебел льону-довгунця

На кінцевому етапі дослідження було проведено аналіз якісних показників льонотрести в рулоні. Для визначення характеристики був взятий рулон трести, сформований модернізованим прес-підбирачем ПРП-1,6. Дослідження проводилися в лабораторних умовах згідно з ДСТУ 4149:2003 «Треста лляна. Технічні умови». Отримані результати відображені в таблиці.

Таблиця – Характеристика рулону трести льону-довгунця

Назва показника	Одиниці вимірювання	Значення
Маса рулону	кг	150
Діаметр рулону	см	120
Ширина рулону	см	105
Товщина шару в рулоні	см	5 – 10
Маса 1 м. п. шару трести	кг	1,0 – 2,74
Розтяг шару в рулоні	-	1,3
Кутова орієнтація стебел в шарі	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 10 - 70^{\circ}$

Як видно з таблиці товщина шару в рулоні неоднорідна і коливається в межах 5 – 10 см. Присутня значна нерівномірність шару по масі на одному метрі погонному, яка варіюється в межах 1 – 2,74 кг. Шар сировини в рулоні характеризується наявним розтягом стебел ( $P=1,3$ ). Також відмічається відсутність чіткої паралельності між стеблами, вони розміщені хаотично. Виділяються окремі групи стебел розташовані паралельно один відносно одного, але з відхиленням від перпендикуляра, проведеного до окоренкової частини, на кут  $\pm 10 - 70^{\circ}$ . Наявні ділянки стебел, які розміщені чітко перпендикулярно до окоренкової частини, тобто без відхилення. Також зустрічаються групи стебел, розміщені вздовж основної маси стрічки. В результаті стебла в шарі розміщені під різними кутами утворюючи сітку.

Необхідно зазначити, що також в шарі, через сили взаємодії між стеблами, присутня значна сціпленість стебел у верхівковій та окоренковій частинах, а через тертя стебел в процесі змотування рулону об бічні стінки пресувальної камери, наявні стебла із заламаними кінцями.

Спираючись на вище викладене, можна сказати, що в процесі виконання операцій по приготуванню трести та формування рулонів відбувається погіршення якісних характеристик сировини. Виникає значна варіація стебел в стрічці, збільшується розтяг шару, з'являється сціпленість стебел, нерівномірність шару по масі, кутова дезорієнтація стебел в шарі. Дані характеристики стрічки суттєво вплинуть на технологічний процес одержання довгого волокна. Тому виникає необхідність використання додаткових підготовчих операцій, перш ніж піддати льонотресту механічній обробці. Адже якість механічної обробки, а в кінцевому результаті, і вихід довгого волокна, напряму залежить від якісних характеристик підготовленого до переробки шару трести.

**Висновок.** Недосконалість збиральних процесів льону-довгунця негативно позначається на якісних характеристиках одержаної трести. Заготовлена сировина потребує підготовчих операцій перед механічною обробкою. Для зменшення розтягу шару необхідно використовувати операцію вирівнювання стебел за окоренком, а для ліквідації сціпленості стебел та для усунення сітки, тобто надання стеблам додаткової паралельності між собою, треба використовувати прочисування шару.

Література.

1. Макаєв В.І., Гілязетдінов Р.Н., Шейченко В.О. Технології одержання льонопродукції // Техніка АПК. – 2006. – № 2. – С. 30 – 31.
2. Гілязетдінов Р.Н. Сучасний стан механізації збирання льону-довгунця в Україні та перспективи розвитку / Р. Н. Гілязетдінов // Актуальні питання розвитку галузей льонарства та коноплярства : мат. наук.-техн. конф. молодих вчен., 7 груд. 2006 р. – Суми., 2007. – С. 49 – 53.
3. Дударев І.М. Теоретичні основи розрахунку машин для універсальної технології збирання та післязбиральної обробки льону : Монографія / І.М. Дударев. – Луцьк : Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – 164 с.
4. Петраченко Д.О. Можливість підвищення виходу довгого волокна за рахунок використання операції прочісування / Д.О. Петраченко // Високоєфективні технології – шлях до стабілізації аграрного виробництва : мат. наук.-практ. конф. молодих вчен. та аспірантів, 14 вер. 2012 р. – Суми., 2012. – С. 40 – 42.

*Рецензент д.т.н., проф. Р.Н. Гілязетдінов*

УДК 629.3.027.5

© С.П. Пожидаєв, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **ДО УТОЧНЕННЯ ТЕОРІЇ КОЧЕННЯ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА.**

*Показано, що некритичне застосування правил теоретичної механіки до опису кінематики і силової рівноваги еластичного колеса призводить до помилок. Вони полягають у неправомірному застосуванні динамічного радіуса колеса замість радіуса кочення.*

### **ЕЛАСТИЧНЕ КОЛЕСО, ДИНАМІЧНИЙ РАДІУС, РАДІУС КОЧЕННЯ, СИЛА.**

**Постановка проблеми.** Незважаючи на велику кількість досліджень з теорії кочення еластичного колеса у ній існує істотна «біла пляма». Вона полягає у відсутності єдиної думки відносно того, який радіус слід застосовувати при визначенні кінематичних, силових та енергетичних показників роботи еластичного колеса – динамічний радіус, радіус кочення чи якийсь інший.

Наприклад, автори робіт [1, с. 23], [2, с.7], [3, с.24], [4, с. 24 ], [5, с. 14] для визначення поздовжньої складової  $V$  теоретичної поступальної швидкості руху колеса застосовують його радіус кочення  $r_k$  (під яким, згідно з діючим стандартом [6] розуміють відношення згаданої швидкості  $V$  (без урахування прослизання чи буксування) до кутової швидкості обертання колеса  $\omega$ ):

$$V = \omega \cdot r_k. \quad (1)$$

Проте з рис. 1 очевидно, що поздовжню складову  $V$  теоретичної поступальної швидкості руху колеса слід визначати за допомогою його динамічного радіуса  $r_d$  (під яким, згідно зі стандартом [6], розуміють відстань від опорної площини до центра колеса, що рухається):

$$V = \omega \cdot r_d. \quad (2)$$

Саме так чинять автори робіт [7, с. 34], [8, с. 18], [9, с. 41], [10, с. 27], [11, с. 12] тощо.

Але, як відомо, значення динамічного радіуса можуть у окремих випадках відрізнятись від радіуса кочення на 15 – 25 % [12, с. 13], що супроводжується отриманням інших результатів розрахунку, ніж за виразом (1).

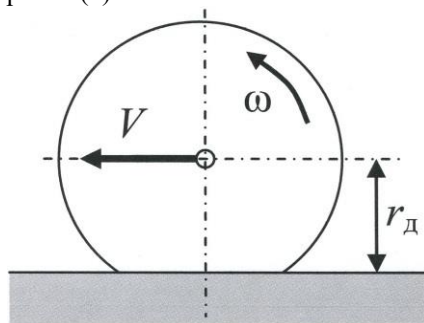


Рис. 1 – До визначення поступальної швидкості руху колеса  $V$

Таким чином, рівняння (1) і (2) суперечать одне одному і поки не буде достовірно встановлена правомірність застосування того чи іншого рівняння, отримувані за ними результати не можна вважати достовірними.

Аналогічна ситуація спостерігається і з радіусом, який формує взаємозв'язок між крутним моментом колеса  $M$  і його силою тяги  $P_k$ . Наприклад, з наведеної на рис. 2 схеми сил і моментів випливає, що згаданим радіусом є динамічний радіус колеса  $r_d$ :



некоректності застосування останнього вони пояснили тим, що еластичне колесо з біговою доріжкою постійного (чи близького до такого) периметра являє собою окремий випадок гусеничного рушія, у якому радіус кочення грає роль радіуса ведучої зірочки, а динамічний радіус – роль радіуса опорних котків, який не стосується рівнянь силової рівноваги гусениці під дією прикладених до неї сил і моментів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Автор роботи [18] експериментально перевіряв, який радіус визначає взаємозв'язок між підведеним до колеса крутним моментом і силою тяги. Він зробив висновок, що згаданий взаємозв'язок визначається деяким радіусом (називаним ним «силовим»), який дорівнює середньому арифметичному значенню між радіусом кочення і динамічним радіусом. Такий висновок теж не можна вважати конструктивним.

Результати експериментальних досліджень [19], [20] та [21], у яких теж визначали числові значення «силового» радіуса та радіуса кочення шин на холостому ході, наведено нижче у таблиці.

Наведені у ній значення силового радіуса у семи випадках із восьми дещо перевищують значення радіуса кочення. Оскільки динамічний радіус завжди менший за радіус кочення (визначений без врахування буксування), то можна стверджувати, що експериментальні дані підтверджують правильність рівняння (4), а не (3).

Проте одного лише факту експериментального підтвердження недостатньо для того, щоб вважати дилему « $r_k$  чи  $r_d$ » розв'язаною. Необхідно ще і встановити причину неправильності співвідношень (2) і (3), які завдяки своїй «геометричній очевидності» вводять багатьох дослідників і авторів підручників в оману.

**Мета дослідження** – уточнення теорії кочення еластичного колеса.

**Результати дослідження.** Відповідно до чинного стандарту [6] з поступальною швидкістю руху колеса за визначенням пов'язаний тільки радіус кочення, фізичний зміст якого – це теоретичний шлях, який проходить колесо при повороті (у площині свого обертання) на один радіан.

Внаслідок цього для визначення поздовжньої складової поступальної швидкості руху колеса повинно застосовуватися лише співвідношення (1), яке безпосередньо впливає з визначення радіуса кочення, але не співвідношення (2), тому що динамічний радіус за визначенням не пов'язаний з поступальною швидкістю руху колеса.



Таблиця – Значення радіуса кочення (на холостому ході)  $r_{к.х}$  та «силового радіуса»  $\rho$  деяких шин

Позначення шини і джерело інформації	Радіус кочення $r_{к.х}$ , м	Силовий радіус $\rho$ , м	Відхилення $\rho$ від $r_{к.х}$ , %
480/70R34, [19]	0,750	0,770	+2,7
ОШ-1, [20]	0,677	0,652	-3,7
49x23,5-21LT HC2 AVTOROS, [20]	0,600*	0,634*	+5,7
49x23,5-21LT HC4 AVTOROS, [20]	0,568*	0,603*	+6,2
600/50R22,5 мод. DT-46, [21]	0,557	0,569	+2,2
	0,556	0,579	+4,1
	0,556	0,609	+9,5
Середнє значення відхилення			+3,8

\*Дані отримано у результаті виконаної автором математичної обробки даних, представлених на рисунках 1, б і 1, в роботи [20]

Це твердження, до речі, відповідає духу і букві стандарту [6], у якому термін «динамічний радіус колеса» розміщено у розділі «Координати центра колеса...», але не у розділах, що відносяться до роботи колеса.

Некоректність «очевидного» співвідношення (2) пояснюється тим, що переважна ділянка бігової доріжки шини (яка не контактує з опорною площиною  $CD$ ) розташована на такій відстані від центра колеса, яку у першому наближенні можна прийняти рівною вільному радіусу шини  $r_b$  – рис. 3. Цій ділянці бігової доріжки колісний диск через еластичні боковини шини намагається (у відносному русі) надати парціальну поступальну швидкість  $V_b = \omega \cdot r_b$ .

І лише невелика ділянка  $AB$  бігової доріжки шини, яка контактує з опорною площиною  $CD$ , розташована на меншій відстані від центру колеса, мінімальне значення якої дорівнює динамічному радіусу  $r_d$ . Цій ділянці бігової доріжки диск через еластичні боковини шини намагається надати парціальну поступальну швидкість  $V_d = \omega \cdot r_d$ . Точка  $G$  посадкового діаметра диска в цей час має відносну поступальну швидкість, яка на рис. 3 зображена вектором  $GH$ .

Але у силу нерозривності бігової доріжки і завдяки тангенціальній еластичності боковин шини відбувається вирівнювання поступальних швидкостей руху  $V_B$  і  $V_d$  з утворенням середньозваженої поступальної швидкості руху  $V$  (однакової для всіх точок бігової доріжки):

$$V \approx V_d \cdot \alpha + V_B \cdot (1 - \alpha),$$

де  $\alpha$  – ваговий коефіцієнт, який у першому наближенні можна вважати рівним частці, що її складає довжина відрізка  $AB$  бігової доріжки шини у її загальній довжині.

Середньозважена швидкість  $V$  разом з кутовою швидкістю обертання колеса  $\omega$  визначає радіус кочення колеса  $r_k$ , на якому і ґрунтується розрахункове співвідношення (1).

Замінивши на рис. 3 парціальну швидкість  $V_d$  середньозваженою швидкістю бігової доріжки  $V$ , отримуємо рис. 4. Лінія  $OHF$  на ньому характеризує розподіл відносних лінійних швидкостей точок колеса, що лежать уздовж вертикальної лінії  $OGE$ . Причому відрізок  $OH$  епюри характеризує розподіл згаданих швидкостей у перерізі  $OG$  диска колеса, а відрізок  $HF$  – у перерізі  $GE$  еластичної шини. Останній відрізок відхиляється вправо від можливого продовження лінії  $OH$ . Це означає, що кутова швидкість обертання перетину  $GE$  еластичної шини більша, ніж кутова швидкість обертання диска колеса.

Фізичний зміст цього парадоксального явища простий. Незмінність відносної поступальної швидкості  $V$  бігової доріжки у момент проходження нею точки  $E$ , яка знаходиться на мінімальній

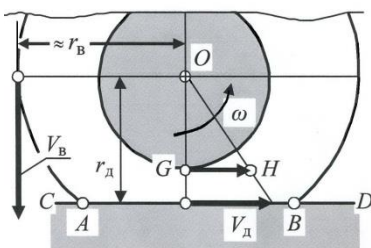


Рис. 3 – Розрахункові швидкості руху окремих ділянок бігової доріжки шини у її відносному русі

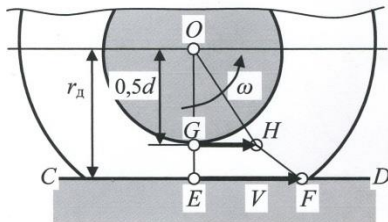


Рис. 4 – Розподіл лінійних швидкостей руху деяких точок колеса у його відносному русі

відстані  $r_d$  від центра колеса  $O$ , може досягатись лише шляхом збільшення кутової швидкості обертання відрізка  $GE$ , тобто за рахунок збільшення кутової швидкості повороту перетину  $GE$  шини, що є можливим завдяки тангенціальним деформаціям боковин. Це, зокрема, пояснює причину швидкого руйнування боковин шин, що експлуатуються з надмірно зниженим тиском повітря, коли тангенціальні деформації боковин стають надто інтенсивними.

Внаслідок цього колесо з еластичною шиною не можна розглядати як монолітне затверділе тіло, для якого придатне співвідношення (2) з курсу теоретичної механіки.

Застосовуючи принцип затвердіння до еластичного колеса останнє слід уявляти у вигляді двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між собою (рис. 5) – колісного диска 1 з посадковим діаметром  $d$ , що обертається навколо точки  $O$  з кутовою швидкістю  $\omega$ , і прикріпленого до нього важеля 2 довжиною  $GE = (r_d - 0,5d)$ , кутова швидкість обертання якого дорівнює

$$\omega_b = \omega \left( \frac{r_k - 0,5d}{r_d - 0,5d} \right). \quad (5)$$

Поступальну швидкість т.  $E$  такої механічної системи у відносному русі потрібно визначати за виразом

$$V = 0,5d \cdot \omega + (r_d - 0,5d) \cdot \omega_b, \quad (6)$$

який після підстановки співвідношення (5) перетворюється у вираз (1), що ще раз підтверджує доцільність застосування при кінематичних розрахунках саме радіуса кочення, а не динамічного радіуса.

Завдяки цьому на розрахунковій схемі колісної машини немає сенсу вказувати динамічний радіус  $r_d$  – слід вказувати виключно радіус кочення  $r_k$ , а розрахунки проводити за виразом (1).

Що стосується суперечності між рівняннями (3) і (4), то слід виходити з того, що останнє отримане з балансу потужності колеса, тобто що воно впливає з закону збереження енергії, який є одним з найбільш фундаментальних законів природи.

Рівняння (3) отримане іншим способом і суперечить рівнянню (4), тобто суперечить закону збереження енергії. Оскільки до сьогодення не виявлено жодного явища, де б цей закон

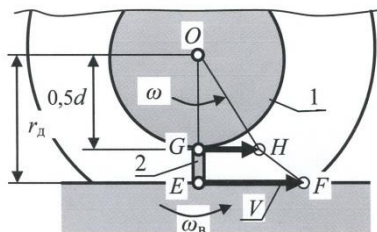


Рис. 5 – Подання еластичного колеса у вигляді двох твердих тіл

порушувався, то він дозволяє отримати ряд досить загальних і істотних висновків про властивості різних механічних процесів, не вникаючи в їх детальний розгляд за допомогою рівнянь руху. Якщо, наприклад, з'ясується, що такий-то процес суперечить законам збереження, то одразу можна стверджувати: цей процес неможливий і безглуздо намагатися його здійснити» [22, с.63]. Таким чином рівняння (3), яке ґрунтується на динамічному радіусі і суперечить закону збереження енергії, слід визнати помилковим без будь-яких додаткових доказів.

Причиною помилки є все те ж неправомірне застосування положень теоретичної механіки, справедливих для монолітних твердих тіл, до зображеної на рис. 5 механічної системи. Рівняння рівноваги такої системи неможливо коректно скласти за допомогою елементарних геометричних міркувань, що приводять до «очевидного», але помилкового співвідношення (3). Його необхідно складати за правилами, які застосовуються при отриманні рівнянь для віртуальної роботи. Саме це було виконано в роботі [17], що підтвердило правильність застосування у рівнянні рівноваги колеса (під дією прикладених до нього сил і моментів) саме радіуса кочення, а не динамічного радіуса.

### **Висновки**

Кінематична і силова взаємодія колеса з опорною поверхнею відбувається на плечі, рівному радіусу кочення  $r_k$ , що розуміється як відношення поздовжньої складової поступальної швидкості руху колеса (без урахування прослизання або буксування) до його кутової швидкості обертання.

Для опису кінематичних, силових чи енергетичних показників роботи колеса повинен застосовуватися тільки радіус кочення, у зв'язку з чим на розрахунковій схемі колісної машини слід вказували лише цей радіус.

Запропоноване уточнення теорії кочення еластичного колеса усуне неоднозначність і плутанину при аналітичному описі роботи колісних рушіїв, підвищить точність розрахунків і довіру до теорії кочення.

### **Література**

1. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
2. Петрушов В.А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности // Автомобильная промышленность. – 1963. – № 12. – С. 5 – 9.

3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
4. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
5. Яковлев Н.А. Теория автомобиля / Н.А. Яковлев, Н.В. Диваков. – М.: Высшая школа, 1962. – 300 с.
6. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Введ. 1972-05-06. – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 24 с.
7. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
8. Анилович В.Я. Конструирование и расчёт сельскохозяйственных тракторов / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолаженко. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
9. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин. – М.: КНОРУС, 2011. – 264 с.
10. Лопарев А.А. К вопросу о качении колеса с эластичной шиной. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – № 4. – С. 26 – 27.
11. Подригало М.А. Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне / М.А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 8. – С. 12 – 16.
12. Петрушов В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В.В. Московкин. М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
13. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов; под. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
14. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» // Автомобильная промышленность. 2007. – № 1. С. 25 – 26.
15. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства / В.К. Вахламов. – М.: Академия, 2007. – 240 с.
16. Гришкевич А.И. Автомобили: теория / А.И. Гришкевич. – Мн.: – Высшая школа, 1986. – 208 с.
17. Пожидаев С.П. К вопросу о противоречии между балансом мощности и уравнениями равновесия колеса под действием приложенных к нему сил и моментов / С.П. Пожидаев, П.Г. Ляшенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: Респ. межведомств. тем. науч.-техн. сб. – К.: Урожай. – 1979. – Вып. 45. С. 60 – 70.

18. Станкевич Э.Б. Зависимость силового нагружения колеса от его геометрических параметров. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. – № 9. С. 6 – 9.

19. Гончаренко С.В. Идентификация шин по эксплуатационным показателям / С.В. Гончаренко, З.А. Годжаев, Э.Б. Станкевич [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 7. С. 16 – 19.

20. Зайцев С.Д. Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления / С.Д. Зайцев, С.В. Гончаренко, Л.С. Стребленко и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 9. – С. 29 – 31.

21. Зайцев С.Д. Экспериментальная оценка тягово-сцепных качеств широкопрофильной шины / С.Д. Зайцев, Л.С. Стребленко, С.В. Гончаренко, В.И. Прядкин // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 8. С. 25 – 27.

22. Иродов И.Е. Основные законы механики / И.Е. Иродов. – М.: Высшая школа, 1978. – 240 с.

*Рецензент д.т.н., проф. І.В. Головач.*

УДК 631.333.7

© М.М. Поліщук; С.Ф. Бабарика к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ПРОМОРОЖЕНОГО САПРОПЕЛЮ**

*У статті представлені дослідження зміни властивостей промороженого сапропелю при тривалому зберіганні в буртах та пошук шляхів підвищення родючості ґрунтів за рахунок їх локального внесення.*

### **САПРОПЕЛЬ, МОРОЗ, ПОДРІБНЕННЯ, СТАН, ДОБРИВА.**

**Постановка проблеми.** На сьогоднішній день кількість земель сільськогосподарського призначення зменшується, в деякій мірі через неможливість підтримувати їх родючість. Тому зростає потреба в органічних добривах, одними з яких можуть стати озерні сапропелі прісноводних водойм.

Основною проблемою використання сапропелю у природному стані є його висока вологість (92...96 %). Для подальшого використання у якості органічних добрив його вологість має становити не більше 60 %. У випадку зниження вологості методом сушіння відбувається видалення хімічної зв'язаної вологи, що суттєво впливає на якісні властивості сапропелю. Тому, при зневодненні сапропелів, широке застосування набуло їх проморожування температурами навколишнього середовища [1] з подальшою підготовкою до внесення. В результаті механічних дій при складуванні сапропелю у бурти та тривалого їх зберігання, утворюються тверді агрегати, які впливають на процеси внесення та ефективність використання, як органічної сировини.

**Аналіз останніх досліджень.** Проведені в останні роки минулого тисячоліття широкомасштабні геологорозвідувальні роботи показали, що на території України знаходяться значні запаси сапропелів, найбільші поклади яких розміщені на Волині. Волинська область відноситься до природно-кліматичної зони Полісся, для якої характерні низькородючі дерново-підзолисті ґрунти [2].

Ефективність використання сапропелів у сільськогосподарському виробництві доведена дослідженнями багатьох вчених, таких як Верясов Г.П., Шевчук М.Й., Лопотко М.З., Ліштван Н.И., Ільїна Є.Д., Городов А.Г., Євдокимов Г.А., Кузнецова Т.О., Малишев И.Г., Рубінштейн А.Я., Смірнов А.В., Дідух В.Ф., Титов Є.И., Хохлов В.Н. та інші [3].

**Мета досліджень.** Виявлення впливу навколишнього середовища на фізико-механічні властивості проморожених сапропелів після тривалого їх зберігання у буртах та пошук шляхів доведення до стану, придатного для локального внесення у якості органічних добрив.

**Результати досліджень.** Для проведення досліджень використовували проморожений сапропель, який пролежав на полі у буртах 4 роки, висотою у межах 1,5 м. (рис. 1). При цьому спостерігалось розшарування матеріалу, яке умовно можна виділити у два основні: нижній товщиною 0,5–0,6 м. Такий шар представляє собою суміш переважно грудкуватого вигляду з величиною грудок від 2 до 12 см. У верхньому сформувалась переважно дрібнодисперсна, сипка фракція. Середнє значення вологості матеріалу у нижньому шарі виявилась рівною 48,1 %, а верхньому – 23,4 %.



а)

б)

Рис. 1 – Проморожений сапропель: а) бургт в розрізі; б) затверділі включення нижнього шару

Отримані результати спостережень за промороженими сапропелями, які знаходяться тривалий час в умовах природного середовища показують, що під дією зміни атмосферних параметрів, в першу чергу температури та вологовмісту повітря, відбуваються певні зміни фізико-механічних властивостей проморожених озерних сапропелів. Особливі зміни фракційного складу відбуваються за висотою бурта, де відбувається в першу чергу перерозподіл вологості, яка має чітку межу на стику шарів та значну різницю – більше 50 відсотків [1].

Тому, для подальших досліджень, зразки сапропелю відбирались у вигляді проб за висотою бурта і його довжиною у трьох повторностях з кожної точки. Після цього у лабораторних умовах, на першому етапі матеріал досліджували за фракційним складом методом ситового аналізу. В результаті чого отримали тверді включення, максимальний розмір яких становив у межах 100 мм. Для даної фракції виділених твердих включень визначали зусилля їх руйнування з використанням переобладнаного екстензометра (рис. 2). Результати показали, що середнє значення, необхідне для руйнування таких включень знаходиться у межах 95 Н.





Рис. 2 – Руйнування твердих включень вилучених з нижнього шару сапропелю

Отже, використання таких сапропелів без проведення додаткової технологічної операції подрібнення не можливе. Основною причиною даного твердження являються результати багатьох дослідників про те, що зневодненні сапропелі мають низьку вологопроникність. Тому, у випадку попадання твердих включень у ґрунт, ефект сапропелів, як органічної речовини буде нівельований та негативно впливатиме на проведення технологічних операцій при вирощуванні сільськогосподарських культур. Особливо це важливо у випадку їх локального внесення при посадці (посіві) сільськогосподарських культур.

Для дослідження умов подрібнення виділених твердих включень, в результаті поділу відібраних проб на фракції, використали експериментальну дослідну установку [5], схема якої представлена на рис. 3. Такий пристрій був створений для змішування різнокомпонентних сумішей органічно-мінеральних сумішей. Для такого випадку напрям обертання роторів 8 відбувався назустріч один одному.

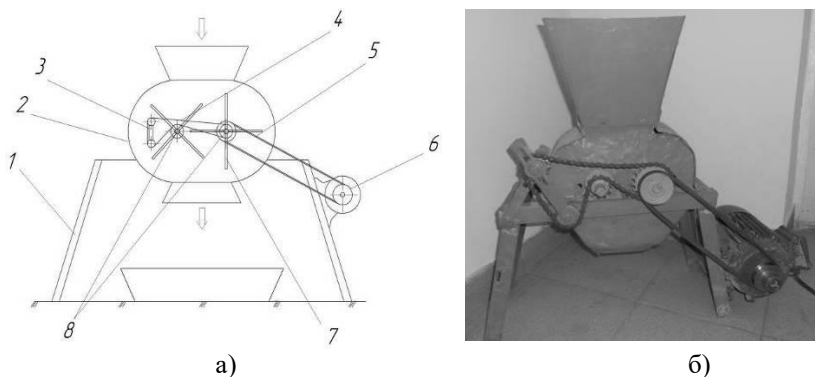


Рис. 3 – Пристрій для подрібнення промороженого сапропелю: а) схема пристрою для подрібнення: 1 – корпус; 2 – кожух; 3 – натяжний пристрій; 4 – ланцюгова передача; 5 – пасова передача; 6 – двигун; 7 – лопаті; 8 – ротор; б) фото пристрою для подрібнення промороженого сапропелю

Пристрій складається із опорної рами 1, на якій закріплено гладкий нерухомий кожух 2, пара роторів 8. На роторах встановлені змінні робочі органи лопатевого типу 7. Робочі органи мають спільну зону дії і розміщені в цій зоні одні між одним по черговій послідовності. Лопаті, які знаходяться в одній площині, що перпендикулярна осі ротора, встановлені на роторі із по черговою знакозмінним кутом до цієї ж площини. Ротори мають можливість обертатись як у зустрічному напрямку, так і у протилежному напрямках. На рамі змонтований привід роторів, який складається з електродвигуна трифазного струму 6, пасової 5 і ланцюгової 4 передач та натяжного механізму 3. При подрібненні твердих включень із промороженого сапропелю, досліди проводили при обертанні роторів для обох варіантів (рис. 4).

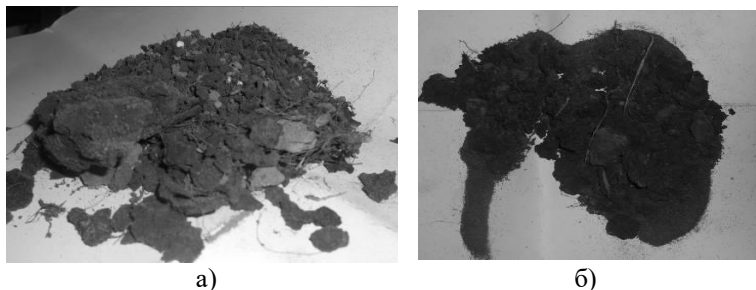


Рис. 4 – Подрібнений заморожений сапропель: а) у зустрічному; б) у протилежному напрямку обертання роторів

Після подрібнення визначали гранулометричний склад отриманого матеріалу методом ситового аналізу. Сита збирали у колонку так, щоб їх отвори зменшувались зверху вниз. Під нижнє сито підставляли піддон, а верхнє накривали кришкою. Наважку замороженого сапропелю брали із розрахунку, щоб отримати шар матеріалу у ситі не більше 1 см. Наважку матеріалу поміщали у верхнє сито колони, накривали кришкою і обережно струшували руками у горизонтальній площині до тих пір, поки не було досягнуто повного сортування матеріалу у ситах на фракції. Для перевірки чистоти сортування поступали наступним чином: брали сито з колонки із відсортованою фракцією та просіювали над аркушем білого паперу; якщо відсіювання спостерігалось, то відокремлення частинок даної фракції пройшло недостатньо. Просіяні при перевірці фракції матеріалу з аркуша паперу висипали у сито наступної фракції, а взяте сито включали в колону сит і продовжили струшування. Фракції, які залишились після просіювання на ситах і в піддоні зважували на лабораторних вагах ТВЛ-0.5. Перевіряли сумарну масу всіх фракцій, яка повинна бути рівна масі загальної наважки, в іншому випадку – результати дослідів анулювали.

Відсотковий вміст кожної фракції визначали за формулою:

$$C_i = \frac{100A}{B},$$

де  $C_i$  – відсотковий вміст фракцій у матеріалі, %;  $A$  – маса фракцій, г;  $B$  – загальна маса наважки, г.

Досліди проводились із триразовою повторюваністю [4], застосовуючи нові порції матеріалу та для різних напрямків обертання

роторів (у зустрічних або протилежних напрямках). Результати записували у таблицю.

Таблиця – Фракційний склад після подрібнення твердих включень озерного сапропелю

Розмір фракції, мм	Відсотковий вміст при протилежному напрямку обертання роторів по фракціям, %	Відсотковий вміст при зустрічному напрямку обертання роторів по фракціям, %
>10	33.35	52.23
3x20	19.23	12.87
2x20	8.32	6.32
1.7x20	3.02	2.75
1.5x20	0.94	0.84
1.2x20	5.56	2.53
1	16.34	7.32
0.5	3.23	1.77
<0.5	10.01	13.37

**Висновки.** Аналіз спостережень за буртами промороженого сапропелю показує на зміну його фізико-механічних властивостей та вологості, в першу чергу, за висотою. В результаті дії на сапропель в буртах атмосферного середовища, у нижньому шарі утворюються тверді агрегатні включення з максимальним середнім діаметром до 100 мм. Застосування обертових роторів для їх подрібнення показали наступне: при протилежному напрямку обертання роторів, твердих включень розміром >10 мм., залишається менше за рахунок удару матеріалу в огорожуючий кожух. Проведені дослідження дозволили визначитись із конструкцією механізму подрібнення твердих включень для встановлення на машину при локальному внесенні органічних добрив при посадці картоплі.

#### Література

1. Поліщук М.М. Зміна фізико-механічних властивостей промороженого сапропелю з часом// "Актуальні задачі сучасних технологій": збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів, 19–20 грудня 2012р., м. Тернопіль. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2012. – 17 – 18 с.

2. Шевчук М.Й. Сапропелі України. Запас, якість і використання органо-мінеральних добрив // Вісник аграрної науки. – 2000, № 2. – С. 24 – 28.

3. Бабарика С.Ф. Обґрунтування параметрів робочих органів машин для поверхневого внесення сапропелів: дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Тернопіль, 2010. – С. 203.

4. Сацюк В.В. Обґрунтування параметрів процесу та засобу для приготування органо-мінеральної суміші: дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Вінниця, 2006 р. – С. 181.

5. Патент № 41757 А Україна, МПК В01F 7/08 (2006.01). Змішувальний пристрій / Г.А. Хайліс, В.Ф. Дідух, В.В. Сацюк (Україна). – № 2001031738; заявл. 15.03.2001; опубл. 17.09.2001, бюл. № 8.

6. Дідух В.Ф., Поліщук М.М. Тенденції розвитку технологій формування врожаю сільськогосподарських культур// Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, Випуск 11 т. 2 (66), 2012.

7. Бакум М.В. Сільськогосподарські машини. Ч. 2. Машини для внесення добрив. У 2-х томах / М.В. Бакум, І.С. Ботрусь, А.Д. Михайлов, М.Г. Доценко, О.С. Войченко. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Т. 1. – 285 с.

8. Кругляков, М.Л. Техника плодородия (Удобрения и новые машины для внесения их в почву). / М.Л. Кругляков, А.М. Кругляков. – М.: Знание, 1964.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух*

УДК 629.08

© В.М. Придюк, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МОБІЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ДЛЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ТА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

*У роботі проведено аналіз використання мобільного технічного сервісу для автотранспортних засобів та*

*сільськогосподарської техніки та запропоновані рекомендації для підвищення його ефективності з метою покращення працездатності та оперативності автотракторного парку шляхом вдосконалення організації технічного сервісу.*

### **МОБІЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС, АВТОТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ, МАШИНО-ТРАКТОРНІ АГРЕГАТИ, КОМБАЙНИ МАШИНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СТАНЦІЙ.**

**Постановка проблеми.** Прості автотранспортних засобів, машино-тракторних агрегатів і комбайнів машино-технологічних станцій (МТС), як правило, закордонного виробництва, ведуть до істотних втрат часу для виконання певного виду робіт ( виконання транспортної роботи, збирання урожаю, і т.п.) і погіршують їх економічні показники. Скорочення тривалості і зниження собівартості ремонтно-обслуговуючих робіт із використанням мобільного технічного сервісу є ефективними напрямками підвищення працездатності та оперативності автотракторного парку.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Дослідження використання мобільного технічного сервісу для автотранспортних засобів висвітлені у роботах Волгіна В.В. [1,2,3]. Підвищенню ефективності технічного сервісу мобільної сільськогосподарської техніки машино-технологічних станцій присвячена робота Портнова В. І. [4].

**Мета досліджень.** Підвищення ефективності мобільного технічного сервісу шляхом зниження втрат від простою автотракторного парку по технічних причинах на основі вдосконалення організації технічного сервісу.

**Результати досліджень.** Мобільний технічний сервіс практикується давно – для спеціальної, сільськогосподарської та військової техніки. Пересувні ремонтні майстерні застосовуються в арміях, у великих підприємствах, що працюють на великих територіях. В інших країнах ремонт і техобслуговування машин, що експлуатуються в польових умовах, здійснюється: споживачами, дилерськими фірмами, самими виробниками техніки.

Якісний склад автотранспортних засобів та сільськогосподарської техніки, їх конструкційна складність, великі територіальні зони обслуговування, нерівномірне річне завантаження техніки і персоналу обумовлюють специфіку технічного сервісу.

Ефективність мобільного технічного сервісу в значній мірі визначається його мобільністю та якістю проведення технічного обслуговування (ТО) і ремонту. Як правило, власник дорогої і

високопродуктивної техніки готовий оплатити дорогі послуги, вимагаючи при цьому швидкий і якісний ремонт і техобслуговування.

Що таке мобільна сервісна служба? Якщо ще недавно головним фактором для продажів в Україні була цінова політика, то сьогодні все більше покупців запитують: добре, це ціна, а далі що? Де ваш сервісний центр, де ваші люди, покажіть, хто буде обслуговувати мою техніку?

У ринкових умовах, що складаються в Україні, технічний сервіс слід розглядати як стратегічний напрямок щодо забезпечення працездатності техніки в період експлуатації з позицій юридичного, економічного, нормативного, технічного, технологічного та кадрового забезпечення, як невід'ємну ланку між виробником і споживачем техніки. Це сприятиме завоюванню гідного місця на вітчизняному та світовому ринках автомобілебудування та сільськогосподарського машинобудування. Основна маса вітчизняних і зарубіжних виробників техніки недооцінює роль і значення обов'язкового і надійного технічного сервісу для спільної виробничої діяльності.

Підхід до мобільного технічного сервісу має бути принципово іншим. Сукупність послуг, що надаються, виробник продукції через свої фірмові або дилерські центри до і після її реалізації, має надаватися за умови практичної підготовки споживачів і ретельного виконання ними вимог виробничої та технічної експлуатації.

Виїзний сервіс дилерів та виробників за договорами з корпоративними споживачами зазвичай включає періодичні огляди працюючих машин, регламентовані роботи та ремонти, консультації з експлуатації, забезпечення технічною документацією, інструктаж і навчання обслуговуючого персоналу, поставку запчастин і супутніх матеріалів.

Спостерігається тенденція до поступової відмови власників машин від виробництва сервісу та ремонту власними силами і до залучення для їх виконання спеціалізованих фірм.

Особлива увага приділяється питанням обслуговування і ремонту техніки, яка експлуатується у віддалених районах і при роботах із змінною дислокацією техніки: зернозбиральні, дорожньо-будівельні, трубоукладальні зағони і т. п. Як і у стаціонарних, у мобільних майстерень попит залежить від сезону.

Діапазон послуг можна збільшити, співпрацюючи з іншими підприємствами, шляхом створення загального диспетчерського центру. Відоме бажання клієнтів отримати більше необхідних їм послуг у одного постачальника.

Мобільний сервіс перспективний і для великих міст, і для малонаселених районів. Добре організований парк машин з диспетчером, розподілом зон дії і кількома партнерами-постачальниками запчастин і матеріалів може залучити й утримати всіх необхідних клієнтів.

Надання швидкої технічної допомоги в дорозі легкових і вантажних автомобілів – такі фірми або спілки фірм вже успішно діють в інших країнах. Вони пропонують абонементне обслуговування. Якщо з машиною щось трапилося в будь-якій точці країни, власник може зателефонувати в місцеве відділення фірми і назвати номер свого абонементу. Йому надішлють механіка з пересувною майстернею. Якщо несправність не можна усунути на місці, автомобіль буксирують у вказану клієнтом ремонтну фірму, а клієнта відправляють додому на своєму автомобілі або на таксі. Якщо це була дорожня пригода, підключають і страхову фірму. Провідні автомобільні компанії стимулюють організацію їх дилерами цілодобової мобільної технічної допомоги.

Існуюча система ТО і ремонту не враховує у достатній мірі специфіку функціонування автотракторного парку, який оснащений високопродуктивною технікою вітчизняного та зарубіжного виробництва, особливості забезпечення експлуатаційної надійності сучасних систем живлення двигуна, трансмісії, агрегатів гідравлічної системи та ін.

Не повною мірою визначено структури електронної сервісної інформації при організації технічного сервісу в підприємстві.

У зв'язку з цим підвищення працездатності автотранспортних засобів, сільськогосподарських машин і автотракторної техніки на основі раціональних технологій і методів організації технічного сервісу із застосуванням електронної сервісної інформації є досить актуальним завданням.

Для мобільного сервісу можна обійтися невеликим офісом з телефоном, стоянкою і декількома сервіс-мобілями різної спеціалізації. Мобільний телефон у майстерні обов'язковий. Ноутбук з виходом в Інтернет через мобільний телефон бажаний, якщо є наміри працювати всерйоз і розвиватися. Комп'ютер допоможе вести облік і розрахунки, зберігати технологічні інструкції, довідкову інформацію і т. д. За допомогою Інтернету є можливість заходити на сайти постачальників устаткування і матеріалів за довідками, на сайти професійних журналів, вести свій сайт, шукати співробітників і т. д.

Вийзд на обслуговування техніки здійснюють мобільні бригади на сервісних автомобілях, оснащених системами GPS.



Сучасний бізнес надзвичайно динамічний, і питання організації оперативного обліку, планування, контролю та управління змінюються відповідно до потреб бізнесу. Починати діяльність без комп'ютеризації – явна дурість в теперішніх умовах. На ринку вже давно є готові інтегровані комплексні системи, розроблені на базі аналізу досвіду багатьох споживачів і з урахуванням вимог сучасного менеджменту. Готові інтегровані системи переважніше саморобних – вони відпрацьовані на багатьох споживачах і виконані за участю фахівців фінансового, виробничого і торгового менеджменту, логістики, інжинірингу.

Мобільні інженерно-діагностичні комплекси обладнані системою супутникового моніторингу техніки (СМП), що дозволяє не тільки здійснювати дистанційний контроль експлуатаційних характеристик техніки виробництва машинобудівно-індустріальної групи, але і в режимі on-line отримувати інформацію про фактичне місцезнаходження самих сервісних бригад і оперативно управляти процесами сервісного обслуговування.

Мобільні сервісні автомобілі мають у своєму розпорядженні обладнання для діагностики гідравлічної та електричних систем техніки, двигунів внутрішнього згорання. У кожному автомобілі є набір інструментів, необхідний для термінового ремонту та дизель-генератор, що використовується в якості автономного джерела живлення.

Для того, щоб мобільна технічна допомога була ефективною у полі, необхідно мати хороший діагностичний автомобіль, який повністю оснащений діагностичним ручним інструментом, потрібно, щоб спеціаліст мав ноутбук відповідного рівня, оскільки сьогодні діагностику нашої техніки без ноутбука і спеціальних програм зробити неможливо. Крім того, людині необхідно надати хороший мобільний телефон з гарною камерою, розширенням, щоб він міг відразу звідти по Інтернету відправити інформацію продукт-менеджеру або безпосередньо заводу-виробникові, якщо не може розібратися у чому проблема.

Без такого сервісу купувати техніку вкрай ризиковано, як би дешево вона продавалася. Техніка без сервісу – це купівля величезного асортименту найнесподіваніших проблем, і обов'язково в самий невідповідний момент. Тому і покупець має рости в своїх професійних клієнтських навичках. Наш покупець росте разом з нами.

**Висновки.** Ефективне використання мобільного технічного сервісу із метою підвищення працездатності автотранспортної техніки та сільськогосподарських машин можливе на основі раціональних

технологій і методів організації технічного сервісу із застосуванням електронної сервісної інформації.

#### Література

1. Волгин В. В. Мобильный автосервис. – М.: ИТК «Дашков и К°», 2008.
2. Волгин В. В. Мобильный автосервис: практическое пособие. – М.: ИТК «Дашков и К°», 2009.
3. Волгин В.В. Малый автосервис: практическое пособие. – М.: ИТК «Дашков и К°», 2009. – 564 с.
4. Портнов В. И. Повышение эффективности технического сервиса мобильной сельскохозяйственной техники машинно-технологических станций: дисс. ... канд. техн. наук. – Уфа, 2008. – 140 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.І. Швабюк*

УДК 631.358: 633.522

© О.А. Примаков, к.т.н.; С.П. Коропченко, к.т.н.

Дослідна станція луб'яних культур Інституту сільського господарства Північного Сходу НААН

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ВОЛОГОСТІ ТРЕСТИ КОНОПЕЛЬ У МЕЖАХ НОВОГО СПОСОБУ ЗБИРАННЯ**

*У статті проводиться аналіз зміни вологості трести конопель на період весняного збирання за новою технологією з використанням комплексу техніки загального призначення.*

#### **ВОЛОГІСТЬ, ТРЕСТА, КОНОПЛЯ, ЗБИРАННЯ, АНАЛІЗ.**

**Постановка проблеми.** Застосування різних технологій збирання конопель визначається напрямом подальшого використання конопляної продукції. Метою традиційних технологій збирання конопель є отримання максимальної кількості насіння та довгого волокна, а тому застосовуються технології, які забезпечують збереження паралельності стебел і їх мінімальну розтягнутість у стрічках та рулонах [1]. Якщо паралельність стебел не є обов'язковою умовою, то під час збирання застосовують зовсім інший підхід і як

правило, у цьому випадку для збирання задіяні більш продуктивні й універсальні машини.

За новою технологією збирання трести конопель, яка розроблена в Дослідній станції луб'яних культур, при вологості трести не більше 19 % відбувається зламання стебел з кореня рифленими котками з подальшим їх формуванням у валки роторними граблями та заключним етапом, який включає підбирання валків прес-підбирачами та формування рулонів. В дану технологію включено такі машини як рифлені котки (КВГ), роторні граблі ГВР-6, прес-підбирачі ПРП-1,6 [2 – 5]. Одержана після збирання коноплепродукція може бути використана у текстильному, енергетичному та інших напрямках.

Значна частина збиральних робіт запропонованої технології проходить у весняний період, а тому виникають питання зв'язані зі звільненням поля від рослинних залишків конопель, які заважають проведенню подальших ґрунтообробних робіт та посівній компанії. У зв'язку з цим актуальним питанням є дослідження збиральних операцій весняного періоду з метою їх оптимізації та прискорення строків збирання.

**Аналіз останніх досліджень.** Розрізняють два напрями використання конопель: на зеленець (волокнистий напрям) і двобічне використання (одержання насіння та волокна).

Перші технології механізованого збирання конопель були засновані із застосуванням жнивarki ЖК-1,9, яка використовувалась як у технологіях двобічного використання, так і зеленцового напрямку. Застосування в технологіях збирання коноплекомбайнів лише частково вирішувало проблеми великого відсотка ручної праці, а тому й не мали широкого застосування. Рулонна технологія збирання конопель була передовою для свого часу, але на сучасному етапі розвитку збиральних процесів у сільському господарстві вона не відповідає вимогам виробництва, оскільки включає в своєму складі специфічні та складні коноплезбиральні машини, які не випускаються на жодному машинобудівному підприємстві. Тому виникає потреба в залученні до збирання конопель іншої універсальної сільськогосподарської техніки, яка змогла б застосовуватися на різних культурах та в різних технологічних процесах.

Виходячи з вище сказаного, було запропоновано технологію збирання стебел насінневих конопель з осінньо-зимовим приготуванням трести та весняним їх збиранням [5]. У відповідності до існуючих нормативів збирання трести конопель проводиться за її нормованої вологості не більше 19 % [6, 7]. Це дозволяє ефективно організувати подальше зберігання коноплепродукції або її переробку

на коноплепереробних підприємствах. Проведення збиральних робіт на тресті конопель, яка перевищує нормовані показники вологості, ускладнено на етапах зламування стебел конопель, їх проминання та подальшого зберігання [8].

Своєчасне збирання трести конопель весняного періоду ґрунтується на відповідних умовах, до яких відноситься вологість ґрунтів, по яких переміщується збиральна техніка. На полях Дослідної станції луб'яних культур значна частина ґрунтів відноситься до деревопідзолистих легких суглинистих. Дані ґрунти вважають зрілими для посіву за абсолютної вологості 12 – 22 % [9]. Тобто, збирання трести конопель потрібно проводити за вологості ґрунтів до нормованої, оскільки операції по обробітку ґрунту та посівні роботи оптимально та доцільно проводити лише в межах визначеної вологості. Отже, проведення збиральних робіт у весняний період поставлено в жорсткі рамки по строкам збирання, порушення яких призводить до зниження ефективності господарювання.

**Мета дослідження.** Визначення термінів збирання трести в залежності від вологості стебел конопель та ґрунтів, на яких вони розташовані.

**Методи досліджень.** Аналіз трести проведений у відповідності до ГОСТ 27345-87 «Треста конопляная. Технические условия», аналіз вологості ґрунту – ГОСТ 5180-84 «Грунты. Методы лабораторного определения физических характеристик» [7, 9].

Визначення вологості трести проводиться методом її висушування при температурі 100 – 105°C. Перше зважування проводили після висушування наважок на протязі однієї години, а наступне – через кожні 15 – 20 хвилин до тих пір, доки маса не буде постійною.

Визначення вологості ґрунту проводилось у відповідності до визначених методик висушуванням до постійної маси [9]. Вологість ґрунту визначали як відношення маси води, видаленої з ґрунту, висушуванням до постійної маси, до маси висушеного ґрунту. Підготовка до випробувань полягала в наступному: пробу ґрунту для визначення вологості відбирали масою 15 – 50 г, поміщали в заготовлений висушений, зважений і пронумерований бюкс, щільно закриваючи його кришкою.

Відбір проб ґрунту проводився на глибині 5, 15 та 25 см. Роботи по відбору проб проводились перед операціями згрібання стебел конопель у валки роторними граблями.

Дослідження проводились в період з 9 по 16 квітня 2011 року.

**Результати досліджень.** На процес вилежування трести конопель мають вплив комплекс різних факторів – погодні умови, фізико-механічні характеристики стебел, якість проведених збиральних робіт. Однією з умов оптимального протікання процесу вилежування та подальшого висушування трести є вологість ґрунту, на якому розміщені стебла конопель.

Попередніми дослідженнями встановлено, що для проведення весняного збирання конопель більш оптимальним є ситуація, коли стебла залишаються на корені в зимовий період. За таких умов відбувається рівномірне перетворення соломи конопель в тресту без пошкодження волокнистих складових гниттям, що негативно впливає на кінцеву якість волокна. Деякі схеми збирання стебел конопель передбачають попереднє їх зламвання в осінній період, що обумовлено особливим характером господарювання при вирощуванні конопель. У зв'язку з цим збирання стебел конопель проводилось за наступною схемою: прохід котків по стеблам, які ще знаходяться на корені в осінній період; згрібання стебел і формування валків роторними граблями у весняний період після їх природного висушування до вологості не більше 19%; обробка рифленими котками стебел у валках і підбирання матеріалу з подальшим формуванням рулонів.

У процесі зимового вилежування одержані стебла трести конопель з різним ступенем вилежування та пошкодження волокнистої частини (рис. 1). Відбір стебел конопель проводився після зимового вилежування рослин під шаром снігу та природного їх висушування до нормованої вологості (до 19%) у весняний період перед проведенням комплексу збиральних робіт (згрібання стебел у валок, додаткової обробки стебел у валках та їх підбирання).

Характеристика стебел конопель дослідних ділянок періоду осінь–весна приведена в таблиці.

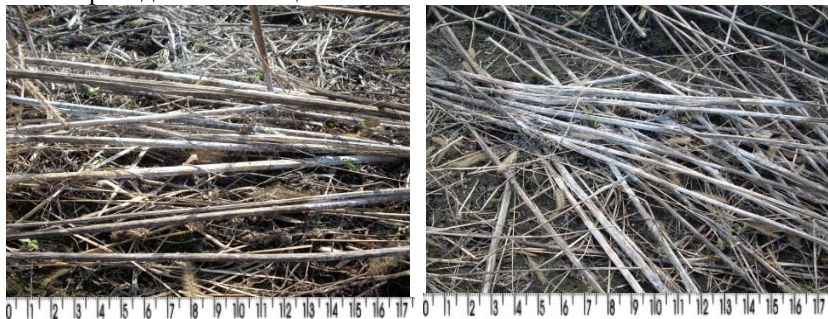


Рис. 1 – Стебловий матеріал конопель весняного періоду збирання

Таблиця – Характеристика стебел конопель

Вага одиничного стебла, грам	Довжина стебел, см	Діаметр стебел, мм	Вміст волокна, грам	Вміст волокна, %
14,5±2,3	127,2±14,5	7,3±1,7	4,9±2,1	33,9±3,8

На рис. 2 приведені дані досліджень по зміні вологості трести конопель залежно від ступеня вологості ґрунту. Аналіз одержаних даних показує, що динаміка зміни вологості ґрунту та трести конопель аналогічна, з тією різницею, що треста втрачає вологу більш інтенсивно (для трести це від 16,2 до 6,1 %, а для ґрунту на різній глибині від 21,9 до 12,9 %).

Слід зазначити, що температура повітря на період досліджень була від 12 до 18°C, а осадків, у вигляді дощу, не спостерігалось. Ґрунт висихає значно повільніше у порівнянні з рослинним матеріалом розміщеним на його поверхні. При цьому верхні шари ґрунту постійно втрачають вологу на декілька відсотків інтенсивніше порівняно з нижніми, але слід враховувати те, що початкова вологість нижніх шарів ґрунту на 5,7 % вища. Різниця у втраті вологи для ґрунту між глибиною 5 та 25 см в середньому складає майже 2 %.

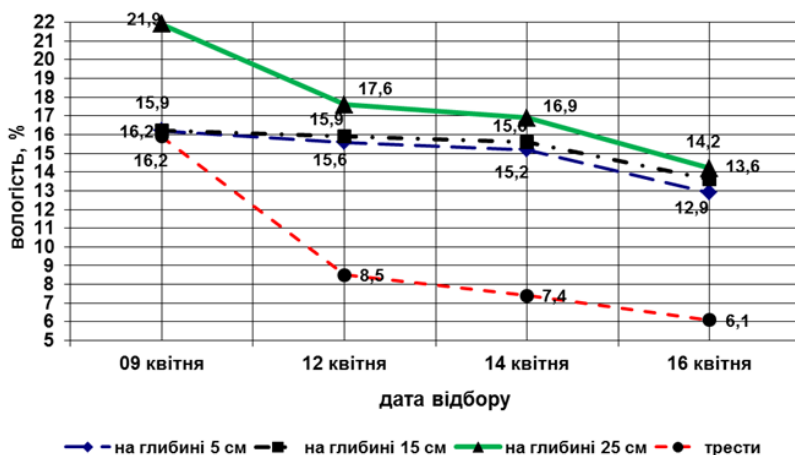


Рис. 2 – Зміна вологості трести конопель та ґрунту

Отже, втрата вологості верхнього шару ґрунту на протязі 8 діб склала лише 3,3 %, в той час як для трести конопель вона в середньому

склала 10,1 %. Тобто, можна зазначити, що треста за даних кліматичних умов висихає більш інтенсивніше порівняно з ґрунтом на якому розташована.

**Висновки.** Процес вилежування трести конопель залежить від різних факторів – погодно-кліматичних умов, фізико-механічних характеристик стебел, якості попередньо проведених збиральних робіт. Важливою умовою прискореного висушування трести, як фактору початку збирання, є вологість ґрунту, на якому розміщені стебла конопель. Ґрунт висихає значно повільніше порівняно із рослинами конопель, що знаходяться на його поверхні, що теоретично дає змогу зберегти його цінні властивості для подальшого посіву. Враховуючи вище зазначене, рекомендується в максимально стислі строки організовувати процес збирання стебел конопель весняного періоду, а по можливості одночасно проводити операції збирання та підготовки ґрунту до подальшого застосування.

#### Література

1. Довідник конопляра / Вировець В.Г., Гілязетдинов Р.Н., Голобородько П.А., Жуплатова Л.М., Коротя К.Я., Ляшко В.Н. та ін., за ред. Голобородька П.А. – К.: Урожай, 1994. – 80 с.

2. Примаков О. А. Використання зернозбиральних комбайнів для збирання насінневих конопель / О. А. Примаков, В. І. Макаєв, П. В. Лук'яненко, О. П. Рябченко // Механізація та електрифікація сільського господарства : зб. наук. ст. – Вип. 93. – Глеваха, 2009. – С. 469 – 476.

3. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини / Д. Г. Войтюк, Г. Р. Гаврилук. – К. : Урожай, 1994. – 446 с.

4. Долгов И. А. Машины и орудия для механизации сеноуборочных работ / И. А. Долгов, И. М. Зальцерман. – М. : Машгиз, 1963. – 344 с.

5. Примаков О. А. Розробка елементів технології збирання конопель сільськогосподарськими машинами загального призначення / О. А. Примаков // Інноваційні напрямки в селекції, генетиці, технології вирощування, збирання, переробки і стандартизації технічних культур : матеріали наук.-техн. конф. молодих вчених : зб. наук. пр. – Суми : “Ноте bene“, 2009 – С. 29 – 32.

6. Солома конопляная. Технические условия : ГОСТ 27024-86. – [Взамен ГОСТ 11008-64 ; Действует с 1986-08-12] – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 14 с.

7. Треста конопляная. Технические условия : ГОСТ 27345-87. – [Действует с 1988-07-01]. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 14 с.

8. Крагельский И. В. Физические свойства лубяного сырья / Крагельский И. В. – М. : Легкая индустрия, 1983. – 467 с.

9. Грунты. Методы лабораторного определения физических характеристик : ГОСТ 5180-84. – [Взамен ГОСТ 5182-78 ; Действует с 1985-07-01]. – М. : Изд-во стандартов, 1984. – 25 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Р.Н. Гільязетдінов*

УДК 631.35: 633.521

© В.С. Пуць, к.т.н.; О.Л. Ткачук, к.т.н.; О.Д. Клименко, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

### **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКРИВЛЕННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ПІД ЧАС ПОЗДОВЖНЬОГО СТИСКУ**

*У статті наведено методіку та результати експериментальних досліджень викривлення стебел з метою визначення допустимих переміщень робочих органів пристроїв для підрівнювання стрічок льону.*

#### **ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, ЗБИРАННЯ, СТРІЧКА, РОЗТЯГНУТІСТЬ, СИЛА, ПЕРЕМІЩЕННЯ.**

**Постановка проблеми.** Одним із заключних етапів збирання льону є формування рулонів лляної трести. Якість рулонів значною мірою залежить від розтягнутості стрічки льону, який вважається інтегруючим показником якості і характеризує технічну й технологічну досконалість способу збирання. Збільшення розтягнутості у рулонах знижує їх якість, транспортабельність, а також знижує вихід довгого волокна, і, відповідно, зменшує рентабельність та економічну ефективність виробництва.

Під час механізованого збирання льону-довгунця введення технологічного процесу підрівнювання стрічки безпосередньо перед процесом формування рулонів уможливить зведення до мінімального значення розтягнутості. Для реалізації процесу підрівнювання запропоновано конструкцію спеціального пристрою, встановленого на прес-підбирач ПРП-1,6 [1, 2].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження параметрів робочих органів підрівнювальних пристроїв та їх узгодження з фізико-механічними властивостями стебел виконувалися багатьма науковцями, зокрема, Г.А. Хайлісом, М.М. Ковальовим [3],



В.Г. Черніков, А.І. Броцманом, В.М. Луценко, О.О. Налобіною [4], М.М. Толстушко, В.Ю. Коноховим та ін. Однак, не достатньо досліджене явище поздовжнього згину стебел льону та не визначена максимально допустима величина поздовжньої сили, прикладання якої забезпечить зміщення стебел у стрічці без пошкоджень.

**Мета дослідження** – експериментально визначити допустимі переміщення стебел під час прикладання до них зовнішнього поздовжнього зусилля, які приводять до пружного викривлення стебла без пошкодження.

**Результати дослідження.** Для досягнення мінімальної розтягнутості стебел у стрічці необхідно забезпечити значення амплітуди коливань робочих органів (підбійок), максимально наближені до величини зміщень (виступів) стебел у стрічці, і, крім того, забезпечувати умову не пошкоджуваності стебел. З врахуванням того, що величина відносної розтягнутості за різних умов є різною, у конструкцію пристрою для підрівнювання стрічки повинна закладатись можливість регулювання цієї амплітуди. Для встановлення цієї величини проведено серію дослідів у лабораторних умовах з використанням спеціально виготовленої лабораторної установки (рис. 1), яка складається з напрямної 1, рамки 2, візка 3, візка 4, до якого кріпиться нитка 9 з площадкою 11 зі змінними вантажами 12. Нитка накинута на блок 10. Стебло закладалось у горизонтальному положенні. Комлева частина стебла спиралась у стояк рамки 2, а з другого боку підпиралась рухомим упором 7.

Для визначення стискаючого зусилля на площадку 11 накладались вантажі. Візок 4 починає рух разом із рамкою 2, стінка якої тисне на корінець стебла, згинаючи його. Переміщення стінки фіксувалось за допомогою лінійки 8. Вантажі накладались до того часу, поки зсув корінця стебла не приводив до вигину стебла із пошкодженням деревини, тобто до утворення надлому.

Досліди проводились для поодиноких стебел різної довжини, вологості та різного середнього діаметра. Довжина стебел від 570 до 930 мм. Використовувались тонкі стебла (середній діаметр 0,8...1,2 мм), середні (1,4...1,6 мм) і товсті (1,7...2,2 мм). Середня вологість стебел складала 20 %; 40 % і 60 %.

Закон розподілу шуканої величини наперед не був відомим і тому важливо було визначити числові характеристики отриманих в дослідях величин: математичне очікування, дисперсію, а також оцінити надійність проведених досліджень.

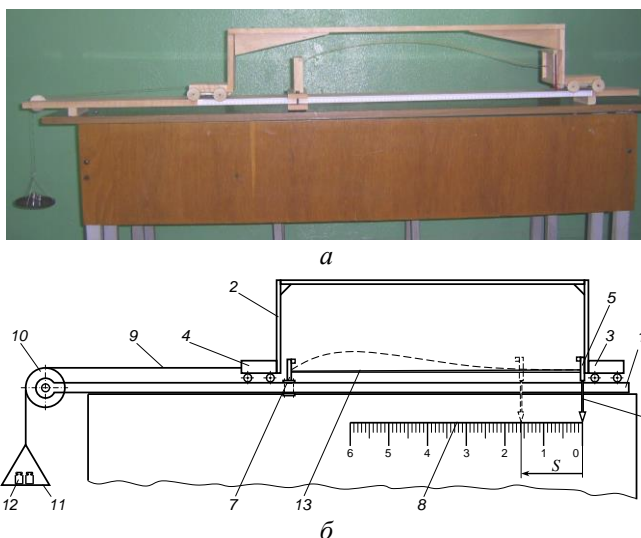


Рис. 1 – Дослідження викривлення стебел на лабораторній установці:  
 а – фото установки; б – схема установки

Оцінка результатів виконаних дослідів виконувалась згідно з методикою, викладеною у [5].

Середнє статистичне значення отриманої величини визначалось за формулою:

$$\tilde{m} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (1)$$

де  $n$  – кількість дослідів;  $x_i$  – значення параметра.

Для того, щоб наближено знайти параметри нормального розподілу, за яким розподіляється оцінка  $\tilde{m}$ , можна наближено замінити математичне очікування на оцінку середньостатистичного значення, тобто

$$M[\tilde{m}] \approx \tilde{m}. \quad (2)$$

Оцінка дисперсії проводилась за виразом:

$$\tilde{D} = \frac{1}{n-1} \left( \sum_{i=1}^n (x_i - \tilde{m})^2 \right). \quad (3)$$

Тоді оцінка середнього квадратичного відхилення:

$$\sigma[\tilde{m}] = \sqrt{\frac{D}{n}}. \quad (4)$$

Визначивши оцінки вищезгаданих величин, оцінювалась ймовірність того, що оцінка математичного очікування відхиляється від свого математичного очікування на величину, що не перевищує  $\varepsilon$  – похибку дослідів. Тобто проводилась оцінка «надійності» дослідів.

Похибка дослідів визначалась:

$$\varepsilon \approx \frac{S_c}{x_{\text{сер}}}, \quad (5)$$

де  $S_c$  – середнє статистичне відхилення, яке визначається:

$$S_c = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_{\text{сер}})^2}{n-1}}; \quad (6)$$

$x_{\text{сер}}$  – середнє значення шуканої величини.

Ймовірність відхилення:

$$P\{|\tilde{m} - m| < \varepsilon\} \approx 2\Phi\left(\frac{\varepsilon}{\sigma(\tilde{m})}\right), \quad (7)$$

де  $\Phi(x)$  – функція Лапласа.

В ході проведення дослідів були отримані величини:

- сили, дія якої приводила до надлому деревини стебла –  $P$ , Н;
- поздовжнє переміщення частини стебла (корінця або верхівки), яке приводило до надлому деревини стебла –  $S$ , мм.

Оцінка математичного очікування, згідно формули (2), складає 213,22. Оцінка дисперсії, відповідно, становить  $\tilde{D}=1009,9$ . Середнє квадратичне відхилення –  $\sigma[\tilde{m}]=1,76$ . Помилка  $\varepsilon=0,3$ .

Тоді маємо:

$$P \approx 2\Phi\left(\frac{\varepsilon}{\sigma[\tilde{m}]}\right) = 2\Phi\left(\frac{0,3}{1,76}\right) \approx 2 \cdot 0,455 = 0,91.$$

Надійність виконаних досліджень 0,91. Отриманий результат показує, що дослідження проведені за достатньої кількості варіантів дослідів і високої надійності.

У лабораторному журналі фіксувалися значення:

- середній діаметр стебел, мм;
- вологість стебел, %;
- довжина стебла (середня), мм;

- сила  $P$ ,  $H$  (середні значення);
- переміщення, мм.

Крім того, зафіксовані середні значення сили зламу і величини переміщення для настання надлому. Досліди проводились з п'ятикратною повторністю для кожного варіанта параметрів.

Слід зауважити, що фіксувалася залежність сили від переміщення стебла. Результати подані графічно на рис. 2, а, б для одного відокремленого стебла.

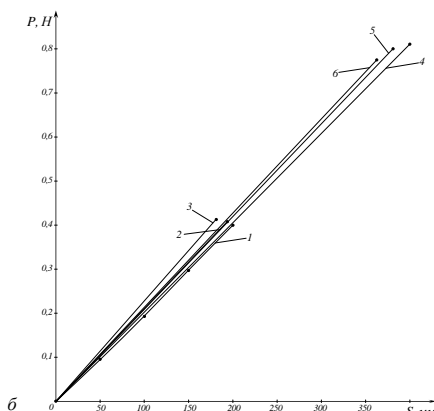
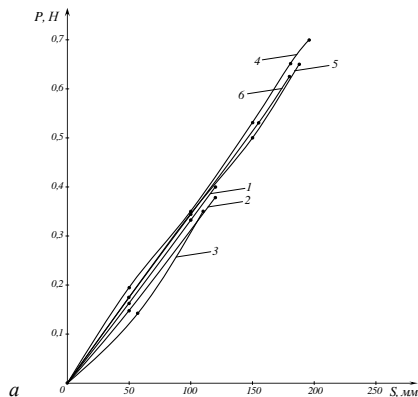


Рис. 2 – Залежності сили від переміщення стебла: *а* – діаметр стебел 0,8–1,2 мм; *б* – діаметр стебел 1,8–2,2 мм; 1 – середня довжина стебел 570 мм, вологість 55–60%; 2 – довжина 570 мм, вологість 35–40%; 3 – довжина 570 мм, вологість 20–23%; 4 – довжина 930 мм, вологість 55–60%; 5 – довжина 930 мм, вологість 35–40%; 6 – довжина 930 мм, вологість 20–23%.

З наведених на рис. 2 графіків видно, що зі зростанням зміщення стебла, як вологого так і сухого, збільшується потрібне для здійснення цього переміщення зусилля. Злам сухих стебел середнього діаметра 0,8–1,2 мм настає при прикладанні до стебла поздовжньої сили 0,35 Н – стебла короткі; 0,6–0,62 Н – стебла довгі. Злам вологих (свіжебраних) стебел середнього діаметра 0,8–1,2 мм настає, відповідно, при 0,4–0,42 Н та 0,7–0,725 Н. Для товстостеблового льону ці значення складають, відповідно: 0,38–0,4 Н; 0,75–0,77 Н (для сухих стебел); 0,4 Н та 0,8–0,84 Н (для вологих).

Причому, для схеми навантаження, яка відповідає схемі навантаження стебел у машині при підбиванні стебел, стебла можуть переміщуватись в поздовжньому напрямку на величину:

- льон тонкостебловий свіжебраний короткий – до 100 мм;
- льон тонкостебловий свіжебраний довгий – до 180 мм;
- льон товстостебловий свіжебраний короткий – до 180 мм;
- льон товстостебловий свіжебраний довгий – до 380 мм;
- льон тонкостебловий сухий короткий – до 100 мм;
- льон тонкостебловий сухий довгий – до 150 мм;
- льон товстостебловий сухий короткий – до 150 мм;
- льон товстостебловий сухий довгий – до 350 мм.

Такі переміщення повинні забезпечуватись підбіркою для підрівнювання стебел без їхнього пошкодження.

**Висновки.** Діаметр стебел практично не впливає на величину зусилля, потрібного для переміщення стебел на певну довжину. Злам сухих стебел середнього діаметра 0,8–1,2 мм настає при прикладанні сили 0,35 Н, для товстостеблового льону цей показник становить 0,4 Н. При підбиванні стебел допускається їхнє переміщення на величину 100–350 мм залежно від їх довжини, діаметру та вологості.

#### Література

1. Пуць В.С. Дослідження процесу підрівнювання стрічки льону на пасовому транспортері/ В.С. Пуць// Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2007. – № 115. – С. 66–72.
2. Налобіна О.О. Дослідження процесу підбивання стебел із застосуванням методу математичного планування експерименту / О.О. Налобіна, В.С. Пуць, О.П. Герасимчук// Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ. – 2008. – № 21. – С. 204–215.
3. Хайлис Г.А. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / Хайлис Г.А., Горбовий А.Ю.,

Гошко З.О., Ковальов М.М., Налобіна О.О., Юхимчук С.Ф. – Луцьк: РВВ ЛДТУ, 1998. – 268 с.

4. Налобіна О.О. Льонозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації)/ О.О. Налобіна. – Луцьк, РВВ ЛДТУ, 2006. – 208 с.

5. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин/ Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс.*

УДК 677.11.021

© В.А. Сай, к.т.н.; Д.О. Бондар  
Луцький національний технічний університет

## **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ ТРЕСТИ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО**

*У статті наведено методику та результати експериментальних досліджень залежності вологості трести льону олійного від часу сушіння.*

### **ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, ТРЕСТА, ВОЛОГІСТЬ, ЧАС СУШІННЯ.**

**Постановка проблеми.** Для того, щоб отримати волокно із трести льону, в першу чергу потрібно зруйнувати зв'язок між волокном і деревиною. Величина цього зв'язку в значній мірі залежить від вологості трести. Сили зв'язку збільшуються із збільшенням вологості практично прямо пропорційно [1]. Сутність такого явища пояснюється тим, що під час сушіння трести відбувається перехід пектинів із набухлого у безводний стан і їх об'ємна вага при цьому зменшується. Із втратою вологи пектинові речовини втрачають свою зв'язуючу здатність, і сила зв'язку між волокнистою частиною та деревиною зменшується.

Із зміною вологості трести також змінюється і міцність льоноволокна. Найбільші показники міцності волокна знаходяться в межах його вологості від 11 % до 17 %. Особливо різке падіння міцності спостерігається при вологості більшій 17 %. Тому, щоб зберегти міцнісні характеристики і забезпечити мінімальну кількість

костриці у волокні, треста, яка піддається переробці на однотипне волокно, повинна мати вологість 8 – 10 % [1, 3].

Стебла лляної трести мають пористу структуру, що сприяє поглинанню вологи і утриманні її в масі матеріалу. Максимальна вологість лляної трести при її зберіганні в умовах льонозаводу допускається до 25 %. Тому перед механічною переробкою тресту підсушують за допомогою сушильних машин. Процес підсушування трести потребує великих енергетичних затрат, що значно підвищує собівартість отриманого волокна. тому пошук шляхів зниження енергетичних затрат на підсушування трести є досить актуальним завданням.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Дослідження процесу сушіння льоносировини представлені у роботах Голуба А.І., Маркова В.В., Хайліса Г.А. Дідуха В.Ф. Дударева І.М. та інших науковців [1 – 4]. У їх працях представлені результати досліджень сушіння льоновороху і стебел льону-довгунця, коноплі, кенафу. Із підвищенням інтересу до вирощування льону олійного, стебла якого також містять волокно, досить актуальним завданням є дослідження процесу сушіння трести льону олійного.

**Метою досліджень** було визначення залежності вологості трести льону олійного без плющення стебел та із їх плющенням від часу сушіння.

**Результати досліджень.** Для визначення часу сушіння трести льону олійного використовували сушильну шафу ВСЛК-1 і лабораторні ваги ВТК-500 з похибкою зважування не більше 0,005 г.

Дослідження проводили для трести льону олійного сорту Лірина, яка зберігалася у снопах під навісом. На час формування снопів вологість трести була 15 %. Для проведення дослідів із відібраних проб трести льону олійного формували пучки стебел, які ділили на три рівні частини. Одна з них – для визначення часу сушіння у верхній частині стебел, друга – для визначення часу сушіння у середній частині, і третя – в прикореневій частині стебел. У стеблах, призначених для визначення часу сушіння у верхній частині, намічали лінію початку метелки, відміряли від неї в сторону прикореневої частини та вирізали ділянку довжиною 27 см. У середній частині стебел намічали середину за довжиною стебел, відміряли від неї в обидві сторони по 13,5 см і вирізали ділянку довжиною 27 см. В окоренковій частині намічали лінію підставки лінійки до кореневої шийки стебла, відміряли від неї у бік вершини ділянку довжиною 27 см і вирізали її.

Кожну пробу звільняли від рослинних домішок та формували наважки вагою  $50 \pm 1$  г. Половину підготовлених наважок піддавали плющенню. Потім тресту кожної наважки закладали у касети та підвішували у сушильній шафі. Висушування підвішених наважок у касетах проводили за температури  $80 \pm 5^\circ\text{C}$ .

Під час дослідження фіксували масу трести. Перші зважування виконували з інтервалом часу 5 хв, а наступні – з інтервалом 10 хв. Результати досліджень заносили у таблицю. Дослід припиняли у випадку, коли протягом 4 – 6-годинних інтервалів покази ваг були незмінними.

За отриманими даними процесу сушіння визначали вологість трести, та підраховували середнє значення. Кількість повторностей становила три. За визначеними середніми значеннями вологості будували криві сушіння  $W=f(t)$ . По осі абсцис у масштабі відкладали тривалість процесу сушіння  $t$ , а по осі ординат – вологість трести  $W$  у відсотках. На шкалі позначали експериментальні точки, між якими проводили плавну лінію, що являється кривою сушіння трести (рис. 1).

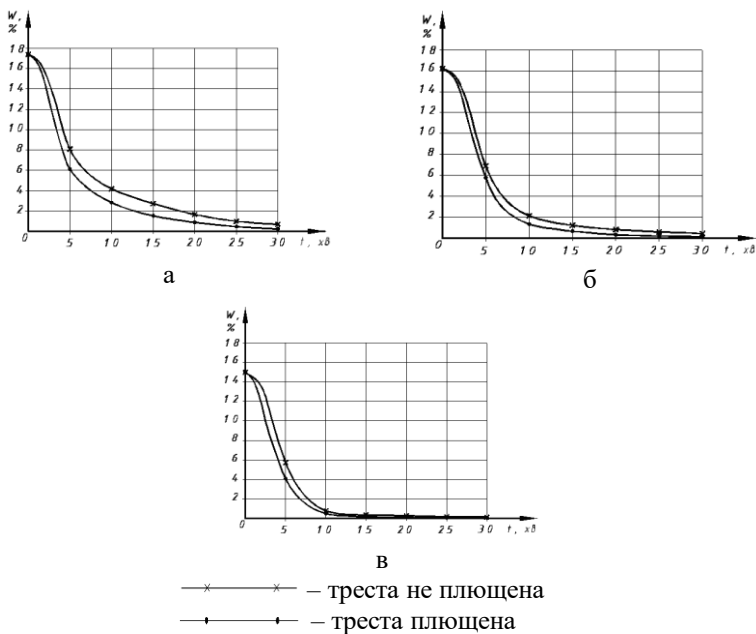


Рис. 1 – Криві сушіння трести льону олійного: а – прикоренева частина; б – середня частина; в – верхня частина



Процес сушіння трести льону олійного характеризується трьома періодами. Під час першого періоду треста прогрівається і інтенсивність видалення вологи незначна. Другий період характеризується більш інтенсивним виділенням вологи. Зменшення вологості трести здійснюється практично за прямою лінією. У третьому періоді швидкість сушіння різко падає, вологість трести зменшується і наближається до рівномасової.

У результаті обробки дослідних даних встановлено, що найбільша вологість прикореневої частини стебел трести, яка містить найменшу кількість волокна і більше костриці. Середні значення вологості такі: прикореневої частини – 17,40 %, середньої частини – 16,21 %, верхньої частини – 14,99 %.

Час сушіння площеної трести при температурі  $80 \pm 5^\circ\text{C}$  до вологості 8 – 10%, яка є оптимальною для первинної переробки, в середньому на 0,79 – 1,02 хвилин менше від неплющеної трести для прикореневої частини, на 0,46 – 0,5 хвилин менше для середньої частини і на 0,83 – 1,85 хвилин менше для верхньої частини. Що у процентному відношенні зменшує час сушіння трести у прикореневій частині на 18,9 – 20,2 %, у середній частині – на 10,2 – 10,8 %, у верхній частині – на 20,5 – 25,3%. І, як наслідок цього, зменшуються енергетичні затрати на підсушування трести перед механічною переробкою.

#### **Висновки:**

1. Для зменшення енергетичних затрат під час підсушування трести льону олійного її доцільно піддати площенню перед подачею у сушильну камеру.

2. Під час складання рулонів трести їх потрібно, вкладати так, щоб прикоренева частина стебел знаходилася всередині скид. Таке вкладання рулонів зменшить поглинання вологи прикореневою частиною стебел.

#### **Література**

1. Голуб И.А. Льноводство Беларуси / И.А. Голуб, А.З. Чернушок. – Борисов: Борисовская укрупненная типография имени 1 Мая, 2009. – 245 с.

2. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця / В.Ф. Дідух, І.М. Дударев, Р.В. Кірчук. – Луцьк.: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 215 с.

3. Марков В.В. Первичная обработка льна и других лубяных культур / Марков В.В. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 376 с.

4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух.*

УДК 621.92

© В.В. Сацюк, к.т.н.; М.М. Толстушко, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

### **ДО ТЕОРІЇ ОБҐРУНТУВАННЯ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ПОДРІБНЮЮЧОГО БІТЕРА**

*У статті подано результати дослідження параметрів подрібнюючого бітера машини для локального внесення сапропелевих добрив. Наведено диференційні рівняння руху частинки на поверхні лопаті подрібнюючого бітера.*

**САРОПЕЛЬ, БІТЕР, СИЛА, ЛОПАТЬ, ДИФЕРЕНЦІЙНЕ РІВНЯННЯ, ПРИСКОРЕННЯ, ШВИДКІСТЬ.**

**Постановка проблеми.** Дослідження з використання сапропелів органічного типу у сільськогосподарському виробництві підтверджують їх високу ефективність у якості добрив. Одним із найбільш перспективних способів є локальне внесення сапропелевих добрив, одночасно із посадкою сільськогосподарських культур. Такий спосіб забезпечує найбільш раціональне використання поживних елементів у ґрунті, скорочує терміни виконання операцій, дозволяє зменшити кількість проходів агрегатів по полю та знизити експлуатаційні витрати.

У розробленій конструкції машини для локального внесення сапропелевих добрив запропоновано подрібнюючий бітер лопатевого типу [1]. Якісні показники роботи лопатевих пристроїв істотно залежать від кутової швидкості обертання лопаті. Тому визначення раціональної кутової швидкості обертання лопаті подрібнюючого бітера сапропелевих добрив є важливим завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Обґрунтування кутової швидкості обертання лопатки розглянуто в праці

К.П. Севрова [2]. В даних дослідженнях, при визначенні кутової швидкості обертання лопатки, автор лопатку розглядає як прямолінійний стержень. В дійсності лопатка встановлена під деяким кутом до осі обертання бітера. Кут встановлення лопатки до осі обертання ротора суттєво впливає на якісні показники роботи механізму. Тому даний кут слід враховувати при дослідженнях інших геометричних та кінематичних параметрів подрібнюючого бітера, втому числі, і при визначення кутової швидкості обертання лопатки.

**Мета роботи.** Отримання диференційного рівняння руху частинки сапропелевих добрив на поверхні лопаті подрібнюючого бітера.

**Результати дослідження.** Для подрібнення сапропелевих добрив раціональним є застосування пристроїв із самоочищаючими робочими органами. Необхідною умовою процесу самоочистки є рух сапропелю безпосередньо на поверхні лопаті. Для запропонованої конструкції подрібнюючого бітера сапропелевих добрив [1], рух матеріалу на поверхні лопаті повинен відбуватись у напрямку від його осі. Тобто, частинки сапропелевих добрив повинні сходити із лопаті і направлятись на лопать паралельно розміщеного бітера.

Траєкторія руху сапропелевих добрив на поверхні лопаті залежить від значення і напрямку дії прикладених сил. Введемо просторову Декартову систему координат  $OIXIYIZI$  (рис.), яка жорстко з'єднана із рамою машини для локального внесення сапропелевих добрив. Така система координат  $OIXIYIZI$  є інерціальною. Вісь  $OIXI$  цієї системи співпадає з віссю обертання лопаті  $OABT$ . Крім того, введемо також просторову неінерціальну систему координат  $OXYZ$ , яка обертається навколо осі обертання лопаті  $OIXI$  у вертикальній площині з кутовою швидкістю  $\omega_d$ . Осі  $OX$  та  $OY$  направлені вздовж ширини та довжини лопаті відповідно, а вісь  $OZ$  перпендикулярна площині лопаті. Лопать встановлена під кутом  $\zeta$  до площини  $XIOYI$  осі обертання  $OIXI$ . Положення лопаті визначається кутом повороту  $\psi$ , який відраховується від нижнього вертикального положення лопаті.

Диференційні рівняння руху частинки  $M$  на поверхні лопаті матимуть вигляд:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = G \sin(180^\circ - \psi + \omega_d t) \sin \zeta - F_i \sin \kappa \sin \zeta - F_{mp} \sin \zeta + F_{c2} \sin \zeta; \\ m\ddot{y} = -G \cos(180^\circ - \psi + \omega_d t) + F_i \cos \kappa - F_{mp} \cos \zeta - F_{c1}; \\ m\ddot{z} = -G \sin(180^\circ - \psi + \omega_d t) \cos \zeta + F_i \sin \kappa \cos \zeta - F_{c2} \cos \zeta + N. \end{cases} \quad (1)$$

де  $m$  – маса частинки суміші;  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{y}$ ,  $\ddot{z}$  – проекції вектора відносного

прискорення частинки, відповідно, на осі  $OX$ ,  $OY$  та  $OZ$  неінерціальної системи координат;  $G = mg$  – сила ваги, тут  $g$  – прискорення вільного падіння;  $F_i = m\omega_n^2 R$  – відцентрова сила інерції ( $R$  – радіус обертання частинки);  $F_{mp.} = fN$  – сила тертя ковзання ( $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $N$  – нормальна реакція опорної поверхні);  $F_{c1} = 2m\omega_n \dot{x} \sin \zeta$ ,  $F_{c2} = 2m\omega_n \dot{y}$  – складові сили Кориоліса.

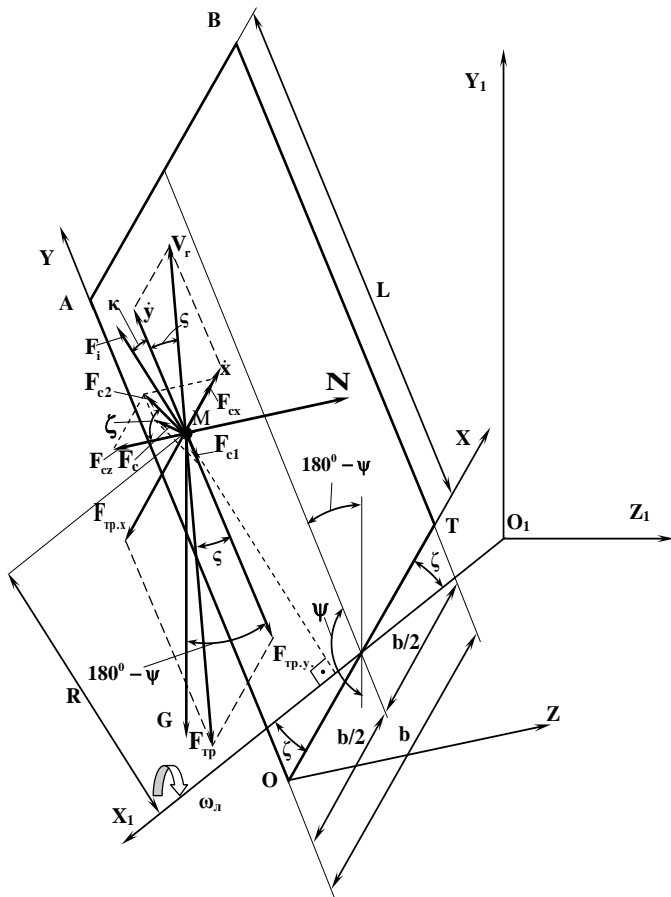


Рис – Схема до визначення раціональної кутової швидкості обертання лопати подрібнюючого бітера

Приймаючи умову відсутності відриву частинки від поверхні, при її русі на лопаті, на основі (1) запишемо:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = mg \sin(\psi + \omega_n t) \sin \zeta - m\omega_n^2 R \sin \kappa \sin \zeta - fN \sin \zeta + 2m\omega_n \dot{y} \sin \zeta; \\ m\ddot{y} = mg \cos(\psi + \omega_n t) + m\omega_n^2 R \cos \kappa - fN \cos \zeta - 2m\omega_n \dot{x} \sin \zeta; \\ 0 = -mg \sin(\psi + \omega_n t) \cos \zeta + m\omega_n^2 R \sin \kappa \cos \zeta - 2m\omega_n \dot{y} \cos \zeta + N. \end{cases} \quad (2)$$

Із побудови рис. можна записати:  $R \sin \kappa = \left(\frac{b}{2} - x\right) \sin \zeta$ ,

$$R \cos \kappa = y, \quad \sin \zeta = \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}, \quad \cos \zeta = \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}.$$

Визначимо із третього рівняння системи (2) нормальну реакцію лопаті та підставимо її у перші два рівняння. Врахуємо при цьому також вищенаведені залежності. В результаті отримаємо:

$$\begin{cases} \ddot{x} = g \sin(\psi + \omega_n t) \sin \zeta - \omega_n^2 \left(\frac{b}{2} - x\right) \sin^2 \zeta - \frac{\dot{x}f}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}} (g \sin(\psi + \omega_n t) \cdot \\ \cdot \cos \zeta - \frac{\omega_n^2 \left(\frac{b}{2} - x\right)}{2} \sin 2\zeta + 2\omega_n \dot{y} \cos \zeta) + 2\omega_n \dot{y} \sin \zeta; \\ \ddot{y} = g \cos(\psi + \omega_n t) + \omega_n^2 y - \frac{\dot{y}f}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}} (g \sin(\psi + \omega_n t) \cos \zeta - \\ - \frac{\omega_n^2 \left(\frac{b}{2} - x\right)}{2} \sin 2\zeta + 2\omega_n \dot{y} \cos \zeta) - 2\omega_n \dot{x} \sin \zeta. \end{cases} \quad (3)$$

При цьому,

$$N = mg \sin(\psi + \omega_n t) \cos \zeta - \frac{m\omega_n^2 \left(\frac{b}{2} - x\right)}{2} \sin 2\zeta + 2m\omega_n \dot{y} \cos \zeta. \quad (4)$$

Система нелінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку зі сталими коефіцієнтами (3) не піддається розв'язанню аналітичними методами. Тому доцільним є розв'язання отриманої системи диференційних рівнянь числовим методом.

**Висновки.** Подальший розв'язок числовим методом отриманого рівняння дозволить визначити раціональні кінематичні параметри подрібнюючого бітера.

Література

1. Патент на корисну модель №77004 Україна. МПК А01С 3/0. Машина для внесення твердих органічних добрив / Дідух В.Ф., Поліщук М.М., Бабарика С.Ф., Суховецький А.С. – № u 2012 08197; Заявл. 04.07.2012; Опубл. 25.01.2013. Бюл. №2. – 4 с.

2. Севров К.П. Работа смесителей и методика расчета основных параметров при перемешивании минеральных смесей с органическими связующими материалами. – Саратов: Книжное изд., 1962. –145 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух.*

УДК 621.891

© Е.Л. Селезньов, к.т.н.; С.В. Мисковець; С.П. Шимчук, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **ПРОБЛЕМА СПРАЦЮВАННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ**

*Проаналізовано проблему спрацювання паливної апаратури дизельних двигунів, виділено найбільш спрацьовувані деталі, запропоновано класифікувати найбільш зношувані елементи по виду тертя.*

### **ПАЛИВНА АПАРАТУРА, ДИЗЕЛЬНІ ДВИГУНИ, ПОВЕРХНІ ТЕРТЯ, ЗНОШУВАННЯ, ПАЛИВА.**

**Постановка проблеми.** Паливна система дизельних двигунів складається з систем низького і високого тиску. Система низького тиску необхідна для підготовки і подачі палива у систему високого тиску (паливну апаратуру). Агрегати паливної апаратури (ПА) – це складні, дорогі конструкції, що безпосередньо впливають на довговічність, економічність і надійність машини та використовуються для автоматичного регулювання і подачі палива в двигун. Особливістю роботи вузлів тертя паливних агрегатів є:

- наявність великої кількості прецизійних пар тертя;
- погані змащувальні середовища (дизельні палива);
- дуже малі допустимі зміни лінійних розмірів спряжень.

Тому закономірно, що основною причиною виходу з ладу деталей трибоспряджень паливної апаратури є підвищений їх знос, що ще раз підтверджує трибостатистичні дані про вихід з ладу 80–85 % усіх машин саме через зношування поверхонь тертя [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У сучасних умовах виробництва на підприємствах виконується цілий комплекс технічного контролю деталей трибоспряджень [2], спрямований на попередження катастрофічного зносу, в тому числі і вхідний контроль. У свою чергу, при проектуванні та розрахунках на надійність і довговічність деталей та вузлів конструкторами не розроблено методики розрахунку ресурсу роботи трибоспряджень, на відміну від міцнісних властивостей [3], у зв'язку з відсутністю теоретичних передумов і розрахункових формул, що включають механічні і фізико-хімічні властивості матеріалів і середовищ та їх взаємодію. Хоча такого плану існують розрахункові формули для сухого тертя та абразивного зношування, але для нормального окиснювального зношування таких розрахунків немає.

Б.І. Костецький [4] питання збільшення терміну служби і надійності роботи машин пов'язує з використанням усього комплексу конструктивних, технологічних і експлуатаційних засобів. Правильне поєднання цих засобів, використовуваних при проектуванні і виготовленні вузлів тертя, на його думку, є першою передумовою отримання необхідної зносостійкості деталей машин.

**Мета дослідження.** На основі аналізу проблеми спрацювання паливної апаратури дизельних двигунів запропонувати можливі шляхи її вирішення.

**Результати дослідження.** Незважаючи на різноманіття конструкцій і специфічні особливості функціонування, переважна більшість елементів ПА є типовими і практично працюють в однакових умовах. Виходячи з цього, їх можна об'єднати по ряду загальних ознак, що полягають у виконанні ідентичних функцій. Аналіз спряджень трибоагрегатів паливних і гідравлічних систем автотракторної техніки, показує, що вони розподіляються наступним чином.

За видом тертя:

- кочення з проковзуванням 16...20 %;
- ковзання 80...85 %.

За геометрією контакту поверхонь тертя:

- точковий контакт поверхонь 16...20 %;
- лінійний контакт поверхонь 60...65 %;
- площинний контакт поверхонь 15...20 %.

За кінематикою руху при терті:

- однонаправлене 5...10 %;

- зворотньо-поступальне і зворотньо-обертальне 36...46 %;
- вільне (невизначене) 50...60 %.

Проведений аналіз дизельних двигунів об'ємом 1.9 та 2.5 см<sup>3</sup> (Audi, Шкода та Volkswagen), що вийшли з ладу через спрацювання паливної апаратури, дозволив виділити найбільш зношені елементи. У процентному відношенні, унаслідок підвищеного зносу, вони розподілилися таким чином:

- ролики 50 %;
- форсунки 30 %;
- розпилювачі 17 %;
- плунжери 13 %;
- голки дозування палива 7 %;
- пружини запирання голки 6 %.

Проведений аналіз поверхонь тертя відбракованих деталей паливної апаратури вибраних двигунів, які працювали в режимі нормальної експлуатації показує, що основним видом зносу є окиснювальний (за класифікацією Б.І. Костецького). Було проаналізовано 89 трибоспряджень, що працювали при третій ковзанні. З них 77 було відбраковано внаслідок підвищеного зносу, 12 спряджень – з інших причин (риски, забоїни, вм'ятини).

**Висновки.** Як показує аналіз дефектів поверхонь пар тертя, більшість агрегатів і деталей паливорегулюючої апаратури не допрацьовують свій ресурс і виходять з ладу через зміну лінійних розмірів спряджень в результаті підвищеного зносу. Кількість відбракованих деталей і їх напрацювання в процесі експлуатації істотно залежить від геометричних і кінематичних параметрів спряджень і від поєднання матеріалів пар тертя.

До сьогодні не існує єдиної думки з питання впливу різних властивостей матеріалів на трибопроцеси.

Дуже мало робіт присвячено опису визначального впливу хімічного складу матеріалів і їх фізико-механічних властивостей на надійність і ресурс роботи трибоспряджень паливорегулюючої апаратури дизельних двигунів. Більше того, не враховується взаємозв'язок між фізико-хімічними та механічними властивостям матеріалів і їх зносостійкістю. А це, в свою чергу, затрудняє здійснювати підбір матеріалів трибопар і прогнозувати надійність та ресурс деталей на стадії проектування.

Аналізуючи роботи, присвячені дослідженню працездатності сплавів на основі міді в середовищах палив видно, що вони носять частковий характер і не завжди тут приділяється увага взаємозв'язку



геометричних параметрів трибоспряжень та впливу хімічного складу матеріалу на їх зносостійкість і працездатність.

З усього цього зрозуміло, що питання підбору матеріалів для вузлів тертя паливних агрегатів і постійність їх хімічного складу вимагає додаткового і глибокого вивчення, що актуально як для заводів-виготовлювачів паливної апаратури так і для ремонтної галузі.

#### Література

1. Ксенович И.П. Триботехника и проблемы прикладной механики наземных мобильных машин // Приводная техника. – 2003.– №5.–с. 2–5.
2. Чупырин В.Н., Никифоров А.Д. Технический контроль в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1987. – 512 с.
3. Шалин Р.Е., Булыгин И.П., Голубовский Е.Р. Жаропрочность сплавов для газотурбинных двигателей. – М.: Металлургия, 1981.–120 с.
4. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – К.: Техника, 1970. – 396 с.

*Рецензент д.т.н., проф. П.П. Савчук.*

УДК 631.356.4

© С. В. Синій, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

С. В. Вознюк

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

М. Я. Варголяк

Луцький національний технічний університет

### **НОВІ КОНСТРУКЦІЇ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ЇХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ**

*У статті запропоновано перспективний спосіб очищення коренебульбоплодів, який спрямований на зменшення їх пошкоджень. Наведено результати аналізу конструкцій та принцип роботи картоплезбиральних машин з двоярусною системою сепарації. Розроблено експериментальний стенд та запропонована методика проведення досліджень.*

## **КОНСТРУКЦІЯ, КАРТОПЛЯ, ЗБИРАННЯ, РОБОЧИЙ ОРГАН.**

**Постановка проблеми.** Картоплезбиральні машини займають важливе місце у комплексі машин для виробництва картоплі, оскільки їх робота пов'язана з виконанням одних з найбільш трудомістких та енергоємних технологічних операцій і найбільш суттєво впливає на якість картоплі. Виходячи з цього, поряд з удосконаленням існуючих різноманітних конструкцій картоплезбиральної техніки, актуальним завданням їх розвитку є розробка та дослідження роботи нових конструктивних схем картоплезбиральних машин у напрямку вирішення питань якісного збирання компактними і надійними в роботі конструкціями машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проведений аналіз розвитку конструкцій техніки для збирання коренебульбоплодів та цибулевих овочів (буряків, моркви; картоплі; цибулі) з вивченням патентних та літературних джерел, електронних ресурсів фірм-виробників [1–6 та ін.] показав значну подібність застосовуваних принципів їх викопування, сепарації, транспортування, очищення від рослинних залишків. Тому розвиток конструктивно-компонувальних рішень картоплезбиральної техніки тісно пов'язаний з розвитком аналогів для збирання коренів та цибулин.

Слід відзначити, що подібність значень масово-розмірних показників та діапазону глибини розташування у ґрунті бульб, коренів, цибулин спричинили розвиток універсальних конструкцій збиральної техніки, передусім – простої, призначеної для викопування та початкової сепарації коренебульбоплодів та цибулин. При цьому, конструкції збиральних комбайнів є набагато складніші, оскільки виконують більшу кількість послідовних операцій, і виготовляються більш вузькоспеціалізованими, тобто зорієнтованими на певну рослину (для збирання картоплі, моркви, цукрових буряків, кормових буряків, цибулі тощо; корене-, картоплезбиральні тощо) чи спосіб збирання (із зрізанням бадилля в машині після брання, із зрізанням та/або видаленням його перед викопуванням рослини). Це пов'язано з тим що комбайни повинні ретельніше враховувати склад вороху та розмірно-масові, фізико-механічні показники його компонентів, основними з яких є сама культура (корені, бульби, цибулини), грудки ґрунту та каміння, залишки бадилля та бур'янів.

Напрямки вдосконалення машинних технологій збирання коренебульбоплодів у першу чергу спрямовані на якісне виконання технологічного процесу збирання (оцінюється за технологічними показниками втрат, пошкоджень та забрудненості зібраного рослинного матеріалу), а також на енегоефективну та

ресурсозберігаючу модернізацію існуючих та розробку нових конструкцій збиральних машин (оцінюється за технологічними показниками роботи конструкцій машин, наприклад надійності роботи, інтенсивності зношення деталей вузлів). Зважаючи на це, до перспективних завдань розвитку вітчизняної картоплезбиральної техніки можна віднести розробку та виробництво комплексу машин, адаптованих до сучасних технологій вирощування картоплі, ґрунтово-кліматичних умов, виробничих та економічних вимог.

Аналіз відомих теоретичних та експериментальних досліджень показав, що основними недоліками існуючих конструкцій збиральних машин є низький рівень сепарації картоплі, а також високий ступінь її пошкодження [1, 5, 6 та ін.]. При цьому, більшість компоновальних схем картоплезбиральних машин характеризується великими повздовжніми габаритними розмірами, що ускладнює ведення машини по рядках, особливо на похилих ділянках поля. Значна увага при сучасних дослідженнях приділяється підбору матеріалів робочих поверхонь технологічних органів, та вибору їх оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів.

**Мета дослідження.** Для підвищення функціональних і експлуатаційних показників картоплезбиральних машин необхідно розробити новий спосіб очищення вороху картоплі, компоновальні схеми машин з двоярусною системою сепарації, а також стендове обладнання та методику проведення експериментальних досліджень для визначення оптимальних конструктивних, кінематичних та технологічних параметрів робочих органів та зон передачі вороху картоплі між ними.

**Результати дослідження.** Для покращення процесу сепарації вороху коренебульбоплодів, зокрема – картоплі, шляхом зменшення ступеня їх пошкодження при задовільному відділенні домішок ґрунту та рослинних решток розроблено новий спосіб [7], технологічна схема виконання якого зображена на рис. 1.

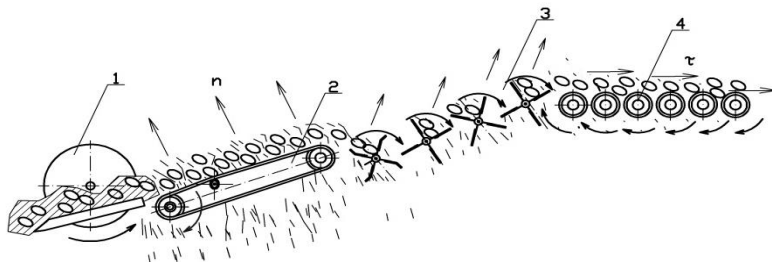


Рис. 1 – Спосіб очищення коренебульбоплодів

Для реалізації даного способу очищення коренебульбоплодів запропоноване послідовне розташування наступних робочих органів: викопуючий орган 1, активний струшуючий прутковий транспортер 2, бітерні вали 3 та очисні вальці 4.

При русі збиральної машини коренебульбоплоди викопуються за допомогою копача 1, після чого ворох подається на очисні робочі органи, а саме на активний струшуючий прутковий транспортер, де розосереджується та частково очищується від ґрунтових та рослинних решток. На першому етапі очищення разом з коренебульбоплодами подається значна кількість ґрунту, що особливо характерно для процесу збирання картоплі. Відповідно ймовірність безпосередньої взаємодії робочого органу з тілом бульб картоплі є мінімальною, і інтенсивність процесу сепарації повинна бути максимальною. Тому процес сепарації вороху коренебульбоплодів на першому етапі проходить в нормальному спрямуванні  $n$ , тобто перпендикулярно до поверхні їх тіла.

За мірою віддалення від копача суттєво зменшується вміст ґрунту у воросі, а тому інтенсивність дії робочого органу по нормалі до поверхні продукту очищення повинна зменшуватись, при одночасному плавному зростанні інтенсивності дії по дотичній. Тому в подальшому ворох коренебульбоплодів переміщується на бітерні вали та очисні вальці, з поступовим поетапним переходом на тангенціальне, тобто дотичне до поверхні коренебульбоплодів, спрямування  $\tau$  дії робочих органів.

Запропонований спосіб (рис. 1) дозволить вдосконалити компоновальні схеми конструкцій збиральних машин та покращити якість очищення вороху картоплі. Зокрема, на основі даного способу очищення коренебульбоплодів розроблено дві конструктивно-компоновальні схеми картоплезбиральних машин, які зображені на рис. 2, 3 [8, 9].

Зокрема, на рис. 2 зображено картоплезбиральний комбайн [8], який містить раму 1, на якій змонтовані ходові колеса 2, опорний коток 3, відрізні диски 4 для формування потоку вороху коренебульбоплодів, підкопуючі лемеші 5 з можливістю регулювання заглиблення в ґрунт, прутковий транспортер (прутковий елеватор), що виконаний з двох частин – приймальної 6 і подаючої 7. Далі розташований Г-подібний передавальний очисний 8 та завантажувальний 9 транспортери і бункер 10 для завантаження зібраної картоплі, конструктивним рішенням якого передбачено її

бічне вивантажування на зібрану частину поля (перпендикулярно до напрямку руху картоплезбиральної машини).

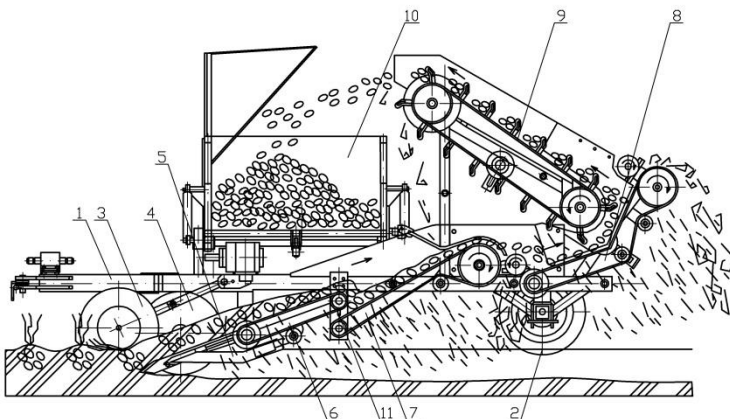


Рис. 2 – Картоплезбиральний комбайн

Для зручності технологічних регулювань відповідно до конкретних виробничих умов, вивантажувальний та завантажувальний барабани приймальної та подаючої частин пруткового транспортера розташовані один над одним в кронштейні 11, з можливістю зміни відстані між ними. Така можливість вертикального регулювання приймальної та подаючої частин пруткового транспортера дозволяє створити додаткову сепарацію вороху картоплі за рахунок зміни висоти його падіння і кутів нахилу частин транспортера. Таким чином, забезпечується регулювання впливу робочих органів на якість очищення поверхні бульб від дії на неї комбінації нормальних та дотичних зусиль від робочих поверхонь обох частин пруткового транспортера.

У процесі роботи картоплезбирального комбайна підкопуючі лемеші вирізають шар ґрунту разом з картоплинням та картоплею, частково деформують та руйнують його. З лемешів за допомогою дисків, які формують ворох потоку коренеплодів, ця маса подається на поверхню приймальної частини пруткового транспортера, де проходить попередня її сепарація. Далі ворох картоплі передається на подаючу частину приймального транспортера, де проходить подальша сепарація. Після цього коренеплоди переводяться на Г-подібний передавальний транспортер і через завантажувальний транспортер, де також проходить їх очищення, подаються в бункер.

Дана конструкція картоплезбирального комбайна забезпечує послідовне зниження інтенсивності дії робочих органів на коренебульбоплоди в процесі їх очищення, а розташування бункера та завантажувального транспортера над прутковим та Г-подібним транспортерами сприяє оптимізації компоновки комбайна при зменшенні повздовжніх габаритних розмірах.

Наступна конструкція картоплезбиральної машини [9], яка зображена на рис. 3, відрізняється від попередньої тим, що прутковий транспортер 6 виконано суцільним, а завантажувальний транспортер 8 виконаний у вигляді каскаду бітерних валів 10, робочі лопатки яких покриті еластичним матеріалом.

Каскад бітерних валів 10 розташований під гострим кутом до горизонту, причому кінці першого бітерного валу 11 загнуті в напрямку руху вороху по транспортеру 8. Це дозволяє захоплювати коренеплоди в колівій зоні Г-подібного передавального транспортеру 7 і подавати їх на наступний бітерний вал.

Дана конструктивна схема забезпечує більш інтенсивну сепарацію коренебульбоплодів і може застосовуватись при збиранні врожаю у важких ґрунтово-кліматичних умовах.

Запропоновані на рис. 2, 3 рішення двоярусної системи сепарації із знакозмінним напрямком русла транспортування бульбоплодів забезпечують компактну конструвальну схему конструкції картоплезбиральної машини та одночасно – стабільність стійкості її переміщення вздовж рядків навіть на похилих ділянках поля за рахунок високої збалансованості конструкції, що практично симетрична вздовж напрямку руху машини.

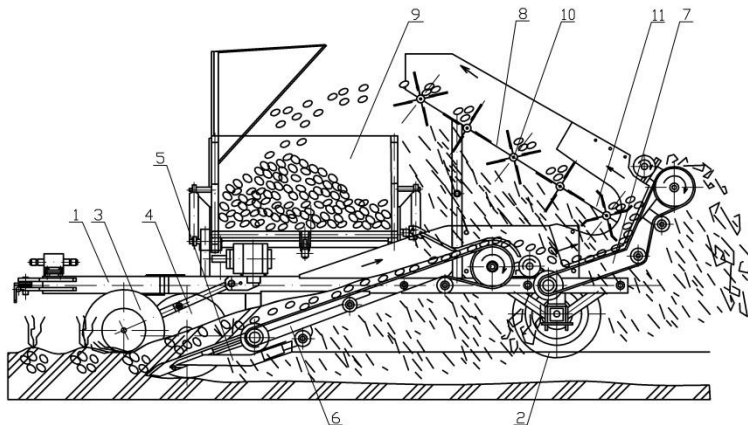


Рис. 3 – Картоплезбиральна машина

Для проведення експериментальних досліджень з визначення оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів коренебульбозбиральних машин розроблено експериментальний стенд, конструктивна схема якого зображена на рис. 4.

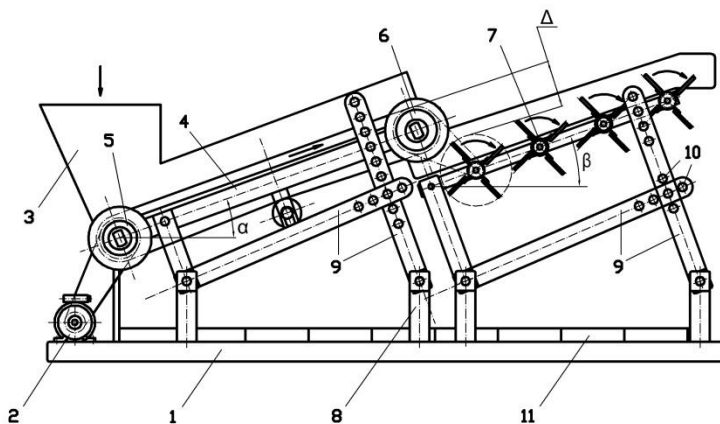


Рис. 4 – Стенд для дослідження очисних характеристик коренебульбозбиральних машин

Він містить раму 1, на якій змонтовано електродвигун 2 і бункер 3 для завантаження коренебульбоплодів. На рамі стенду послідовно змонтовано каскад різних типів очисних робочих органів,

перший з яких виконано у вигляді пруткового транспортера 4, полотно якого розташоване на барабанах 5 і 6. Наступний тип робочих органів може бути виконано у вигляді набору бітерних валів 7.

Очисні робочі органи встановлені на опорах 8 і кронштейнах 9 з можливістю регулювання кутів їх нахилу до горизонту, відповідно першого –  $\alpha$ , а другого –  $\beta$ .

За допомогою кронштейнів 9, на поверхні яких виконано отвори 10 для регулювання розташування робочих органів, змінюється величина « $\Delta$ » положення зони вивантаження пруткового транспортера над зоною завантаження коренебульбоплодів першого бітерного валу наступного каскаду робочих органів. Під очисними робочими органами на рамі розташовані поперечні до напрямку руху вороху лотки 11 для відбору відсепарованих домішок.

Процес проведення експериментальних досліджень на стенді відбувається наступним чином. Ворох коренебульбоплодів з бункера подається на прутковий транспортер, де за рахунок переміщення та поперечного коливання робочої гілки полотна відбувається струшування і відповідно часткове очищення коренебульбоплодів. Частина домішок ґрунту в міру очищення коренебульбоплодів спадає в поперечні лотки. В міру переміщення вороху коренебульбоплодів в бік наступного робочого органу – бітерних валів також відбувається процес їх очищення, а відсепаровані домішки спадають у лотки.

За різницею маси вороху коренебульбоплодів, завантаженого у бункер 3 (неочищених коренебульбоплодів або пласта ґрунту з коренебульбоплодами) та вивантаженого після сепарації на стенді (очищених коренебульбоплодів) у мірну тару (на рисунку не зображено) визначається загальний ступінь очищення коренебульбоплодів. Ступінь очищення коренебульбоплодів в міру їх переміщення в технологічних руслах робочих органів визначається шляхом зважування домішок, які попали у поперечні лотки 11.

Для визначення якості очищення коренебульбоплодів здійснюється регулювання кутів нахилу пруткового транспортера та каскаду бітерних валів до горизонту за допомогою кронштейнів 9. При цьому також змінюється величина « $\Delta$ » розташування зони вивантаження коренебульбоплодів з пруткового транспортера над зоною завантаження на бітерні вали.

За експериментальними результатами аналізу отриманих значень показників якості очищення, а також ступеня пошкодження коренебульбоплодів підбираються оптимальні кути нахилу експериментальних очисних робочих органів до горизонту та режими їх роботи.



Таким чином, відомі методики з визначення механіко-технологічних властивостей коренебульбоплодів [9 та ін.] доповнюються результатами експериментальних досліджень з відтворенням умов робочих процесів сепарації та транспортування, характерних для роботи конкретних конструкцій збиральних машин.

З іншого боку, з точки зору завдань проектування, експлуатації та ремонту у машинобудуванні, на даному стенді (рис. 4) в лабораторних умовах експериментально досліджуються відповідні показники за [10 та ін.] (для картоплезбиральних машин також з урахуванням вимог ГОСТ 27310-87 «Комбайны картофелеуборочные. Общие технические условия» та ГОСТ 28713-90 «Машины для уборки картофеля. Методы испытаний») надійності та якості роботи, характер зношування стандартних та розроблених деталей, вузлів, механізмів конструкції коренебульбозбиральних машин з метою їх перевірки, ресурсозберігаючого та енергоефективного удосконалення та розробки нових конструктивних та кінематичних схем. Це доповнює та значно здешевлює проведення польових випробувань збиральних машин, адже їх робота відбувається під впливом складних ґрунтово-кліматичних умов, які інтенсивно впливають на зношення усіх елементів конструкції. Відповідні дослідження проводяться в рамках держбюджетної науково-дослідної теми «Аналітичні та експериментальні методи стереофрактографічних досліджень у трибо-матеріалознавстві» (номер держреєстрації теми № 0112U000290).

**Висновки.** На основі проведеного огляду запропоновано новий спосіб очищення коренебульбоплодів, який реалізовано в двох конструкціях причіпних картоплезбиральних машин з двоярусною системою очищення і знакомінним напрямком технологічного руслу транспортування бульбоплодів для зменшення повздовжніх габаритних розмірів машин. Запропоновано принципову схему конструкції експериментального стенду для дослідження очисних характеристик коренебульбозбиральних машин та методику дослідження на ньому роботи очисних робочих органів машин. Рішення з використання матеріалів у конструкції збиральних машин приймаються на основі аналізу досліджень їх технічних та технологічних показників.

#### Література

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины [Текст] / Г. Д. Петров. – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.
2. Диденко Н. Ф. Машины для уборки овощей [Текст] / Н. Ф. Диденко, В. А. Хвостов, В. П. Медведев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1994. – 320 с.

3. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки [Текст] / Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, С.В. Синій та ін. – Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 168 с.

4. Хелемендик М. М. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин [Текст] / М. М. Хелемендик – К: Аграрна наука, 2001. – 280 с.

5. Максимов Л. М. Новый мини-комбайн для уборки картофеля [Текст] / Л. М. Максимов // Тракторы и с.-х. машины. – 2007. – №3. – С. 6.

6. Синій С. В. Новий малогабаритний комбайн для збирання картоплі [Текст] / С. В. Синій, Р. Б. Гевко, В. М. Осуховський // Вісник Інженерної академії України – Київ: 2012. – Вип. 3-4. – С. 72-76. – (Напрямок: Інженерні проблеми агропромислового комплексу).

7. Пат. України на корисну модель 77366, МПК № A01D 33/08. Спосіб очищення коренебульбоплодів [Текст] / Гевко Р. Б., Синій С. В., Вознюк С. В., Варголяк М. Я.: заявник і патентовласник Гевко Р. Б., Синій С. В., Вознюк С. В., Варголяк М. Я. – №u201209481; заявл. 03.08.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. №3.

8. Пат. України на корисну модель 72987, МПК № A01D 33/08. Картоплезбиральний комбайн [Текст] / Синій С.В., Осуховський В.М., Гевко Р. Б., Вознюк С. В.: заявник і патентовласник Тернопільський НЕУ – №u201200728; заявл. 24.01.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. №17.

9. Пат. України на корисну модель 72990 Україна, МПК A01D 33/08. Картоплезбиральна машина [Текст] / Синій С. В., Гевко Р. Б., Вознюк С. В., Осуховський В. М.; заявник і патентовласник Тернопільський НЕУ. – № u 201200761; заявл. 25.01.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. № 17.

9. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів [Текст] / Г. А. Хайліс, А. Ю. Горбовий, З. О. Гошко та ін.; під ред. Г. А. Хайліса – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – 268 с.

10. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. [Текст] / В. И. Анурьев; Под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 2006. – 927 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А.Хайліс.*

УДК 631.356.22

© М.В. Смаль; О.О. Герасимчук, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет  
В.М. Барановський, к.т.н.  
Тернопільський національний технічний університет  
імені Івана Пулюя

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ПАСИВНИМ НОЖЕМ ДООБРІЗЧИКА**

*Наведено результати теоретичних досліджень процесу видалення залишків гички дообрізчиком типу «пасивний копір-пасивний ніж». Побудовано детерміновану математичну модель, яка характеризує взаємозв'язок зміни сили різання головок коренеплодів пасивним ножем залежно від параметрів процесу.*

### **РІЗАННЯ, ГОЛОВКИ, КОРЕНЕПЛОД, НІЖ, ГИЧКА**

**Постановка проблеми.** З часу розробки та застосування перших технічних засобів для механізованого збирання цукрових буряків у світовій практиці накопичено великий досвід у сфері створення відповідних робочих органів і машин, у тому числі для збирання гички. Фізико-механічні властивості гички та коренеплодів цукрових буряків, їх розміщення відносно поверхні ґрунту в значній мірі впливають на умови роботи гичкозбиральних машин і, відповідно, регламентують особливості конструкції їх робочих органів [1].

Враховуючи специфічні механіко-технологічні властивості зв'язку гички з коренеплодами, можна зробити висновок, що технологічний процес збирання гички доцільно здійснювати комбінованим (двостадійним) способом, який включає в собі зрізування основного масиву гички з наступним видаленням залишків гички на головках коренеплодів дообрізчиком типу «пасивний копір-пасивний ніж» за принципом різання з ковзанням леза ножа вдовж головки коренеплодів [2].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Теоретичні дослідження процесу зрізування гички цукрових буряків [3-5 та ін.] присвячені в основному дослідженню загальних принципів процесу дообрізування головок коренеплодів способом рублення, розробки різних технічних засобів реалізації даних положень і методик обґрунтування їх конструктивно-кінематичних параметрів. Відсутність теоретичних узагальнень процесу різання з проковзуванням леза ножа

вздовж головки коренеплодів зумовило проведення даних досліджень.

**Мета дослідження.** Метою даних досліджень є подальше удосконалення методології обґрунтування параметрів робочих органів для відокремлення залишків гички від коренеплодів, що дозволить підвищити показників якості зрізування головок коренеплодів шляхом удосконалення конструкції та вибору раціональних параметрів і режимів роботи дообрізчика.

**Результати дослідження.** На основі проведеного аналізу літературних джерел і враховуючи нову конструкцію розробленого пасивного ножа дообрізчика головок коренеплодів від залишків гички розглянемо процес різання лезом, яке в більшості випадків застосовується в гичкозбиральних, кормозбиральних, зернозбиральних та інших сільськогосподарських машинах.

Дообрізувач головок коренеплодів (рис. 1) виконаний у вигляді паралелограмної шарнірної підвіски, на стояку якої послідовно змонтовано пасивний гребінчастий копір і ніж, несучий лезо ріжучої кромки. Ніж виконаний у вигляді двоплечевого важеля, який встановлений шарнірно на вертикальному пальці, жорстко закріпленому на стояку. Ніж, а тобто і лезо ріжучої кромки жорстко зв'язане з гребінчастим копіром, завдяки стояку. Робочий хід леза ріжучої кромки ножа в горизонтальній площині обмежений упором, закріпленим на стояку і регулювальною пружиною, один кінець якої закріплений на плечі двоплечевого важеля, а другий – на стояку.

Технологічний процес взаємодії леза (рис. 1) ножа дообрізчика головкою коренеплодів від залишків гички наступний. Гребінчастий копір найжджає на головку коренеплодів, копіює головки коренеплодів і за допомогою паралелограмної шарнірної підвіски передає це переміщення гребінчастого копіра ножу. Ніж, рухаючись поступально напрямку руху гичкозбиральної машини, лезом ріжучої кромки обрізує головку коренеплодів на заданій висоті зрізу.

Розглянемо аналітично процес обрізування головки коренеплоду від залишків гички, при цьому вважаємо, що основна частина гички з головок коренеплодів попередньо зрізана робочими органами гичкозбиральної машини, тобто змодельовано коренеплід як нерухоме тверде тіло, що умовно закріплене в ґрунті, головка якого являє собою півсферу діаметром  $D_k$ .

Для проведення дослідження різання підпружиненим ножем головки коренеплодів складено еквівалентну схему процесу взаємодії леза ножа з поверхнею головки коренеплодів, яку наведено на рис. 2.

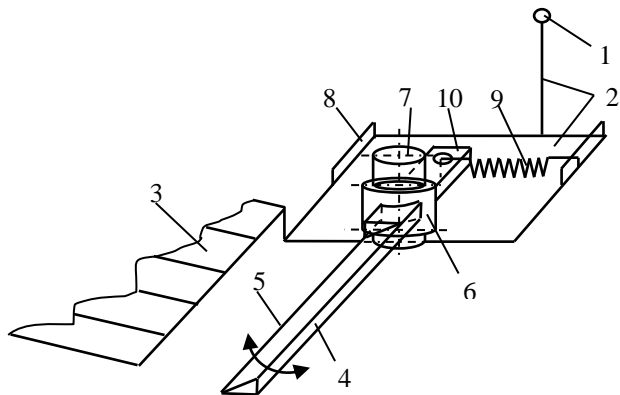


Рис. 1 – Конструктивна схема дообрізки головок коренеплодів:  
 1 – паралелограмна підвіска; 2 – стояк; 3 – гребінчастий копір; 4 – ніж; 5 – лезо ножа; 6 – двоплечевий важіль; 7 – палець; 8 – упор; 9 – регульовальна пружина; 10 – плече

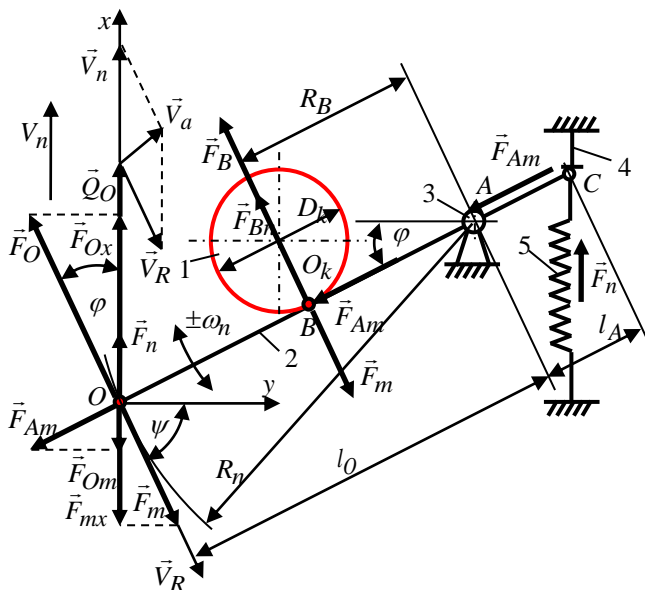


Рис. 2 – Схема процесу різання лезом підпружиненого ножа:  
 1 – головка коренеплоду; 2 – лезо ножа; 3 – шарнір; 4 – упор; 5 – регульовальна пружина

У процесі поступального руху гичкозбиральної машини зі швидкістю  $V_n$ , лезо ножа зрізує головку коренеплодів, при цьому під час різання головки лезо ножа відхиляється на вертикальному пальці шарніра до упора, виконуючи різання методом ковзання. Після зрізування головки коренеплодів ніж завдяки регульовальній пружині повертається в початкове положення.

Під час дослідження процесу зрізування головок цукрових буряків важливо врахувати основні пріоритетні фактори, які впливають на величину зусилля різання та основні показники якості обрізування головок коренеплодів. При цьому необхідно акцентувати, що:

- процес різання головок коренеплодів відбувається за рахунок одночасної дії поступального переміщення ножа та зусилля, яке виникає внаслідок дії пружини;

- процес різання головок коренеплодів лезом плоского підпружиненого ножа відбувається з одночасним поворотом і проковзуванням леза ножа вздовж поверхні зрізу головки коренеплодів.

При різанні коренеплодів, лезо плоского підпружиненого ножа здійснює два види руху, тобто поступальний, зі швидкістю  $V_n$ , яка дорівнює швидкості руху гичкозбиральної машини та обертовий, повертаючись на кут  $\phi$  з кутовою швидкістю обертання  $\pm\omega_n$ , яка залежить від сумарного зусилля, що діє в зоні різання.

Зі сферичною поверхнею головки коренеплоду зв'яжемо нерухому систему декартових координат  $xOy$ , де початок відліку системи координат  $xOy$  розміщено у точці  $O$  початкового моменту контакту леза ножа радіусом  $R_n$  з головкою коренеплоду в точці  $B$ ; вісь  $Ox$  направимо вздовж, або паралельно поступальному напрямку руху леза ножа; вісь  $Oy$  – перпендикулярно до осі  $Ox$ .

За проміжок часу  $t$  точка  $O$  леза ножа одночасно переміщується в горизонтальному напрямку вздовж осі  $Ox$  з точки  $O$  відліку нерухомих координат  $xOy$  у точку  $B$  та повертається на кут  $\phi$ , тобто зміна положення леза ножа відбувається в одній горизонтальній площині  $xOy$ . Розглянемо сили, які виникають в точках контакту процесу різання лезом ножа головки коренеплоду, при цьому вважаємо, що лезо ножа рухається тільки в поздовжньо-горизонтальній площині рівномірно та прямолінійно. У точці контакту  $B$  на поверхню головки коренеплоду діють наступні сили: сила тяжіння  $F_g$  ножа масою  $m_n$ ; сила тертя ковзання  $F_m$  леза ножа по поверхні зрізу

головки коренеплоду, яка напрямлена проти напрямку відносного руху леза ножа; сила різання  $F_B$  ріжучої кромки леза ножа за допомогою якої відбувається процес обрізування головки, яка радіальна поверхні зрізування головки коренеплоду та перпендикулярна лінії напрямку ріжучої кромки леза ножа та сила розтягнення пружини  $F_{Bn}$ , вектор якої направлений вздовж напрямку руху ножа. У точці  $A$  обертання ножа у вертикальному пальці прикладений вектор сили тертя  $\vec{F}_{Am}$  поворотної пари «палець-втулка» шарніра, напрямком якого протилежний напрямку обертання шарніра, що перешкоджає вільному повертання леза ножа.

Для встановлення закону руху точки  $O$ , або складання диференціального рівняння руху леза ножа в основних (узагальнених) координатах скористаємося рівнянням Лагранжа II роду. Тому що точка  $O$  володіє двома ступенями свободи, рівняння Лагранжа II роду приймає вигляд [6]

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_n}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_n}{\partial q_i} = Q_o, \quad (1)$$

де  $T_n$  – кінетична енергія ножа, Дж;  $q_i$ ,  $\dot{q}_i$ ,  $Q_o$  – відповідно, узагальнена координата точки, швидкість переміщення точки, узагальнена сумарна сила, яка діє на точку.

Тому, що узагальнена сумарна сила  $Q_o$ , яка діє на точку  $O$  співпадає з напрямком осі  $Ox$ , або з напрямком переміщення леза ножа зі швидкістю  $V_n$ , тоді координата  $x$  визначає положення леза ножа в довільний момент часу  $t$ , яку приймаємо за узагальнену координату, тобто  $q = x$ .

Кінетична енергія  $T_n$  ножа складається з суми кінетичної енергії поступального руху леза ножа  $T_V$  за ходом гичкозбиральної машини та кінетичної енергії підпружиненого ножа  $T_{R_n}$  від його кута повороту  $F_o$ , тобто

$$T_n = T_V + T_{R_n}. \quad (2)$$

Кінетичної енергії абсолютного руху ножа  $T_V$  дорівнює [7]

$$T_V = \frac{m_n V_a^2}{2} = \frac{m_n}{2} \left( \frac{dx_o}{dt} \right)^2 = \frac{S_n R_n \rho_n}{2} \left( \frac{dx_o}{dt} \right)^2, \quad (3)$$

де  $m_n$  – маса ножа, кг;  $V_a$  – абсолютна лінійна швидкість переміщення

леза ножа, м/с;  $x_o$  – абсолютне переміщення ножа, м;  $S_n$  – площа поперечного перерізу ножа, м<sup>2</sup>;  $R_n$  – довжина ножа, або радіус обертання ножа, м;  $\rho_n$  – питома маса матеріалу ножа, кг/м<sup>3</sup>.

Кінетична енергія ножа  $T_{R_n}$  від його кута повороту  $\phi$  визначається за формулою [6]

$$T_{R_n} = \frac{I_n \omega_n^2}{2} = \frac{I_n}{2} \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^2, \quad (4)$$

де  $I_n$  – момент інерції плоского ножа відносно осі повороту, кг м<sup>2</sup>;  $\omega_n$  – кутова швидкість обертання ножа, рад/с;  $\phi$  – кут повороту ножа, град;

Момент інерції ножа  $I_n$  відносно осі повороту  $F_{ox}$ , який виконано у формі прямокутної пластини визначається [6]

$$I_n = \frac{m_n R_n^2}{3} = \frac{S_n R_n^3 \rho_n}{3}, \quad (5)$$

або підставивши (5) в (4) одержимо

$$T_r = \frac{S_n R_n^3 \rho_n}{6} \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^2. \quad (6)$$

Тоді, враховуючи (3) і (6), загальний вигляд рівняння (2), яке характеризує визначення кінетичної енергії абсолютного руху ножа  $T_n$  буде

$$T_n = \frac{S_n R_n \rho_n}{2} \left( \frac{dx_o}{dt} \right)^2 + \frac{S_n R_n^3 \rho_n}{6} \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^2 = \frac{S_n R_n \rho_n}{2} \left[ \left( \frac{dx_o}{dt} \right)^2 + \frac{R_n^2}{3} \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^2 \right]. \quad (7)$$

Під час одночасного поступального руху ножа за ходом гичкозбиральної машини та обертання ножа на кут повороту  $\phi$  абсолютна лінійна швидкість  $V_a$  точки  $O$  згідно з теоремою косинусів за ходом машини дорівнює [7]

$$V_a = \frac{dx_o}{dt} = \sqrt{V_n^2 - 2V_n V_R \cos\left(\frac{\pi}{2} + \psi\right) + V_R^2}, \quad (8)$$

де  $V_n$  – поступальна швидкість руху ножа, м/с;  $V_R$  – дотична швидкість переміщення ножа відносно кута повороту  $\phi$ , м/с;  $\psi = \pi/2 - \phi$  – кут між напрямками вектора дотичної швидкості  $\vec{V}_R$  та осі  $Oy$ . град.

Згідно з відомими положеннями [7] складові швидкостей (8)



будуть

$$V_n = \frac{dx}{dt}; \quad V_R = \omega_n R_n = R_n \frac{d\phi}{dt}, \quad (9)$$

де  $x$  – переміщення ножа вздовж осі  $Ox$ , м.

Підставивши (9) у (8) та враховуючи, що  $\cos(\pi/2 + \psi) = -\cos \phi$  маємо

$$\begin{aligned} \frac{dx_o}{dt} &= \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + 2R_n \frac{dx}{dt} \frac{d\phi}{dt} \cos \phi + R_n^2 \left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + R_n \frac{d\phi}{dt} \left(2 \frac{dx}{dt} \cos \phi + R_n \frac{d\phi}{dt}\right)}. \end{aligned} \quad (10)$$

Тоді залежність, яка характеризує зміну кінетичної енергії ножа після підстановки (10) в (7) після спрощення матиме вигляд

$$T_n = S_n R_n \rho_n \left[ \frac{1}{2} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + R_n \frac{d\phi}{dt} \left(\frac{dx}{dt} \cos \phi + \frac{2R_n}{3} \frac{d\phi}{dt}\right) \right]. \quad (11)$$

Для визначення узагальненої сили  $Q_o$  за незалежною координатою  $x$  надамо системі можливе переміщення  $\delta_x$  та визначимо сумарну елементарну роботу діючих сил приведених у точку  $O$  на заданому переміщенні.

Сумарна елементарна робота ножа  $\sum_{i=1}^n \delta A$  (Дж) на заданому переміщенні  $\delta_x$  вздовж осі  $Ox$  складається з сумарної елементарної роботи чотирьох діючих сил: сили різання  $F_{Ox}$  (Н) головки коренеплоду лезом ножа; сили тертя  $\vec{F}_{mx}$  (Н) леза ножа по поверхні зрізу головки коренеплоду; сили розтягнення пружини  $F_n$  (Н), яка виникає під час повороту ножа на кут  $\phi$ ; сили тертя  $F_{Om}$  (Н) поворотної пари «палець-втулка» шарніра, які приведені в точку  $O$

$$\sum_{i=1}^4 \delta A = \delta_x (F_{Ox} - F_{mx} + F_n - F_{Om}), \quad (12)$$

де  $\delta_x$  – можливе переміщення ножа відносно осі  $Ox$ , м.

Тоді згідно з рівнянням (12) та рис. 2 маємо

$$Q_o = \frac{\delta Q_o}{\delta x} = (F_o - F_m) \cos \phi + F_n - F_{Am} \sin \phi, \quad (13)$$

де  $\delta Q_o$  – елементарна узагальнена сила, яка прикладена в точці  $O$ , Н.

Сила тертя  $F_m$  ножа по поверхні зрізу головки коренеплоду визначається за формулою

$$F_m = f_B N_B = f_B m_n g = f_B S_n R_n \rho_n g, \quad (14)$$

де  $f_B$  – коефіцієнт тертя тіла ножа по поверхні зрізу головки коренеплоду.

Силу різання  $F_O$  головки коренеплоду лезом ножа визначимо з рівності  $F_O R_n = F_B R_B$ , правомірність запису якої випливає з подібності прямокутних трикутників, попарними катетами яких є вектори сили  $\vec{F}_O$ ,  $\vec{F}_B$  та довжини  $R_n$ ,  $R_B$ , тобто

$$F_O = \frac{F_B R_B}{R_n}, \quad (15)$$

де  $F_B$  – сила різання головки коренеплоду ріжучої кромки леза ножа у точці контакту  $B$ , Дж;  $R_B$  – відстань від точки  $A$  повороту ножа до точки  $B$  його контакту з головкою коренеплоду, м.

Сила розтягнення циліндричної гвинтової пружини  $F_n$  згідно з [8] у даному випадку визначається за законом Гука

$$F_n = -c(x + \Delta) = -\frac{G d_n^4}{8 D_n^3 z} (x + \Delta), \quad (16)$$

де  $c$  – коефіцієнт пружності матеріалу пружини, кг/с<sup>2</sup>;  $x$  – переміщення пружини, мм;  $\Delta$  – статичне видовження пружини, мм;  $G$  – модуль зсуву матеріалу з якого виготовлено пружину, Н/мм<sup>2</sup>;  $d_n$  – діаметр матеріалу з якого виготовлено пружину, мм;  $D_n$  – середній діаметр пружини, мм;  $z$  – кількість витків пружини, шт.

У загальному векторне значення сумарної сили тертя  $F_m$  поворотної пари «палець-втулка» шарніра повороту ножа згідно з [9] визначається за формулою

$$\vec{F}_{Am} = \vec{F}'_{Am} + \vec{F}'_{An}, \text{ або } F_{Am} = \sqrt{(F'_{Am})^2 + (F'_{An})^2}, \quad (17)$$

де  $F'_{Am} = f F'_{An} = 2 f_A p_0 l R_A$  – сила тертя поворотної пари «палець-втулка» шарніра повороту ножа (Н);  $f'$  – зведений коефіцієнт тертя пальця по втулці;  $F'_{An} = 0,5 \pi p_0 l R_A$  – сила нормального тиску, Н;  $f_A$  – коефіцієнт тертя пальця по втулці;  $p_0$  – питомий розподіл тиску на площі контакту, Н/м<sup>2</sup>;  $l$  – довжина втулки, м;  $R_A$  – радіус втулки, м;

Якщо знехтувати силою нормального тиску  $F'_n$ , яка несуттєво

впливає на процес повороту ножа, тоді сили тертя  $F_m$  поворотної пари «палець-втулка» шарніра повороту ножа визнається за формулою

$$F_{Am} = 2f_A p_o l R_A. \quad (18)$$

Таким чином, підставивши значення складових сил з рівнянь (14), (15), (16) і (17) у формулу (12), а потім у (13) одержимо залежності для визначення сумарної елементарної роботи ножа  $\sum_{i=1}^4 \delta A$

та узагальненої сили  $Q_O$  за незалежною координатою  $x$

$$\sum_{l=1}^4 \delta A = \delta_x \left( \frac{F_B R_B}{R_n} \cos \phi - f_B S_n R_n \rho_n g + \frac{G d_n^4}{8 D_n^3 z} (x + \Delta) - 2 f_A p_o l R_A \sin \phi \right); \quad (19)$$

$$Q_O = \frac{F_B R_B}{R_n} \cos \phi - f_B S_n R_n \rho_n g + \frac{G d_n^4}{8 D_n^3 z} (x + \Delta) - 2 f_A p_o l R_A \sin \phi. \quad (20)$$

Для подальшого аналізу розглянемо положення рівноваги системи. У положенні рівноваги системи, враховуючи (13), (15), (16) маємо

$$F_{Ox} = -c \Delta, \text{ або } \frac{F_B R_B}{R_n} \cos \phi = -c \Delta = -\frac{G d_n^4}{8 D_n^3 z} \Delta. \quad (21)$$

Тоді залежність (19) можна записати у наступному кінцевому вигляді

$$\sum_{i=1}^4 \delta A = \left( -2 f_A p_o l R_A \sin \phi - f_B S_n R_n \rho_n g - \frac{G d_n^4}{8 D_n^3 z} x \right) \delta_x, \quad (22)$$

а узагальнена результуюча сила  $Q_O$ , враховуючи (20), (22) буде

$$Q_O = -2 f_A p_o l R_A \sin \phi - f_B S_n R_n \rho_n g - \frac{G d_n^4}{8 D_n^3 z} x. \quad (23)$$

Складемо рівняння Лагранжа II роду.

У загальному вигляді для узагальненої координати  $x$  складові вирази мають вигляд

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m_n \dot{x}; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = m_n \ddot{x}. \quad (24)$$

а якщо врахувати, що  $\partial T / \partial x = 0$ , тоді

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = m \ddot{x}. \quad (25)$$

Для складання рівняння Лагранжа II роду в залежності (11),

яка характеризує зміну кінетичної енергії ножа  $T_n$  проведемо заміну виразу кутової швидкості повороту леза ножа  $\frac{d\phi}{dt} = \omega_n$  через лінійну швидкість точки  $O$  леза ножа, яка під час його повороту на кут  $\phi$  за ходом машини дорівнює

$$\frac{dx}{dt} = \omega_n R_n \cos \phi = \frac{d\phi}{dt} R_n \cos \phi, \text{ або } \frac{d\phi}{dt} = \frac{dx}{dt} \frac{1}{R_n \cos \phi}. \quad (26)$$

Тоді підставивши з (26) значення  $\frac{d\phi}{dt}$  у вираз (11) одержимо рівняння для визначення зміни кінетичної енергії ножа  $T_n$

$$T_n = S_n R_n \rho_n \left[ \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \left( \frac{3}{2} + \frac{2}{3 \cos^2 \phi} \right) \right]. \quad (27)$$

У нашому випадку, враховуючи (2.27) та згідно з (2.24) складові вирази рівняння Лагранжа II роду мають вигляд

$$\frac{\partial T_n}{\partial \frac{dx}{dt}} = S_n R_n \rho_n \left[ \frac{dx}{dt} \left( 3 + \frac{4}{3 \cos^2 \phi} \right) \right]; \quad (28)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_n}{\partial \frac{dx}{dt}} \right) = S_n R_n \rho_n \left[ \frac{d^2 x}{dt^2} \left( 3 + \frac{4}{3 \cos^2 \phi} \right) \right]; \quad \frac{\partial T_n}{\partial x} = 0. \quad (29)$$

Тоді враховуючи (27), (23), (29) та згідно з (1) можемо записати

$$\begin{aligned} S_n R_n \rho_n \left[ \frac{d^2 x}{dt^2} \left( 3 + \frac{4}{3 \cos^2 \phi} \right) \right] = \\ = -f_B S_n R_n \rho_n g - \frac{G d_n^4}{8 D_n^3 z} x - 2 f_A p_o l R_A \sin \phi \end{aligned} \quad (30)$$

або після перетворення (30) одержимо

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} = - \frac{3 \cos^2 \phi}{S_n R_n \rho_n (9 \cos^2 \phi + 4)} \times \\ \times \left[ \frac{G d_n^4}{8 D_n^3 z} x + f_B S_n R_n \rho_n g + 2 f_A p_o l R_A \sin \phi \right]. \end{aligned} \quad (31)$$

Одержана залежність у вигляді диференціального рівняння

(31) є розрахунковою математичною детермінованою моделлю, яка характеризує процес різання головок коренеплодів лезом ножа дообрізчика.

**Висновки.** Наведена детермінована математична модель процесу різання головок коренеплодів є рівнянням руху леза ножа дообрізчика залишків гички на головках коренеплодів і може бути використана в процесі розробки та обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи гичкозбиральних машин.

#### Література

1. Погорелый Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорелый, М.В. Татьяна. – К. : Феникс, 2004. – 232 с.
2. Мишин М.А. Анализ конструкций режущих аппаратов к свеклоуборочным машинам / М.А. Мишин, И.П. Бабко, Э.Б. Борщевская // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1992. – № 4. – С. 21 – 24.
3. Мартиненко В.Я. Гичкозбиральні машини / Мартиненко В.Я. – Тернопіль : ТОВ “Поліграфіст”, 1997. – 108 с.
4. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Резник Н.Е. – М. : Машиностроение, 1975. – 305 с.
5. Татьяна Н.В. Исследование и усовершенствование аппарата для срезания ботвы с корней сахарной свеклы : автореф. дисс. на соискание научн. степени канд. техн. наук : спец. 05.20.11 “Механизация сельскохозяйственного производства” / Н.В. Татьяна – Харьков, 1967. – 28 с.
6. Айзерман А.А. Классическая механика / А.А. Айзерман. – Главн ред. физ.-мат. лит.– М. : «Наука». – 1974. – 368 с.
7. Добронравов В.В. Курс теоретической механики : [учебник для вузов, 3-е изд., перераб.] / В.В. Добронравов, Н.Н. Никитин, А.Л. Дворников. – М. : Высшая школа, 1974. – 528 с.
8. Яблонский А.А. Курс теоретической механики : [учебник для вузов, часть 2, 4-е изд.] / Яблонский А.А.. – М. : Высшая школа, 1971. – 347 с.
9. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики : [учебник, том II. : Динамика, 3-е изд., исправл.] / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М. : Наука, 1985. – 496 с.

*Рецензент д.т.н., проф. О.А.Науменко.*

УДК 631.313

© Г.В.Теслюк, к.т.н.

Дніпропетровський державний аграрний університет

## **ДИСКОВИЙ ПЛУГ ДЛЯ РОБОТИ НА МАЛИХ ДІЛЯНКАХ, ЩО РОЗТАШОВАНІ НА СХИЛАХ**

*Аргументована конструкція дискового плуга до мотоблоку за умови експлуатації на ділянках з ухилом поверхні. Наведені основні результати польових досліджень*

### **ДИСК, ОБРОБІТОК ГРУНТУ НА СХИЛАХ, СТАЛІСТЬ ХОДУ**

**Постановка проблеми.** Обробіток ґрунту на ділянках з ухилом місцевості має певні особливості, пов'язані з необхідністю попередження водної ерозії. Як правило основний агротехнічний прийом в такому разі – оранка полицевим плугом впоперек ухилу. Підтримувати стабільність ходу орного агрегату за таких умов досить проблематично, але це досягається в основному за рахунок маси трактора. В разі малої ділянки накладається умова досягти максимальної маневреності агрегату, що можна забезпечити агрегуванням з трактором малого класу або мотоблоком, маса яких суттєво менша. Тому, проблема стабільності ходу агрегатів такого класу є досить актуальною.

Не менш суттєвою є проблема утворення профілю дна борозни, який би протидіяв водній і повітряній ерозії.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Аналіз показує, що основними дестабілізуючими елементами є складові сили тяги знаряддя – повздовжна і поперечна. При цьому, повздовжню складову необхідно максимально зменшити, а поперечну не тільки зменшити, а і спрямувати на компенсацію зносу знаряддя вздовж ухилу.

Як показали виконані в ДДАУ дослідження за таких умов найбільш доцільно використовувати дисковий плуг, який має менший тяговий опір і утворює профіль з гребенями на дні борозни, що зменшує імовірність зсуву ґрунту.

Вагомий внесок в дослідження дискових робочих органів та машин на їх основі зроблений ННЦ «ІМЕСГ». Серед останніх досліджень слід відмітити ряд робіт, спрямованих на аналіз та практичне визначення сил, діючих на диск і агрегат в цілому, особливо їх бокової складової [3].

На основі досліджень була розроблена конструкція дискового односекційного плуга із односторонніми стрілчастими лапами [1], які

одночасно із підрізанням підґрунтових гребенів створюють стабілізуючий ефект.

Відомо, що диски з внутрішніми вирізами забезпечують кращу якість та меншу енергоємність розпушення за рахунок того, що значна частина ґрунту, підрізаного зовнішньою різальною кромкою диска, проходить через вирізні вікна на його робочій поверхні і частково заповнює утворену борозну. У результаті зменшується гребінчастість поверхні поля та тяговий опір агрегату [2,4,5]. Крім того застосування вирізних дисків дозволяє отримати профіль борозни з гребенями на дні, що зменшує імовірність зсуву ґрунту.

Вирізи на робочій поверхні диска, як правило, виконують у формі сектора, таким чином зовнішня різальна кромка сполучена з центральною частиною диска криволінійними спицями, розташованими радіально. Недоліком дисків з радіальними спицями є те, що спиці, які з'єднують зовнішню різальну кромку диска з його центральною частиною забиваються рослинними рештками та залипають ґрунтом.

**Мета досліджень.** Підвищення сталості ходу дискового плуга на схилах і утворення борозни, що відповідає вимогам ґрунтозахисної технології.

**Результати дослідження.** Особливість дискового плуга полягає в тому, що диск має змінні кути постановки як до напрямку руху, так і до вертикалі. Це суттєво розширює його можливості, при доволі незначному ускладненні конструкції. Зміна кутів постановки дозволяє змінювати співвідношення бокової та поперечної складових сили тяги у відповідності до конкретних умов експлуатації, що і необхідне в нашому випадку.

Загальний вид дослідного зразка агрегату представлений на рис. 1.

На основі проведених аналітичних досліджень були виготовлені експериментальні робочі органи у вигляді плоских дисків із логарифмічною ріжучою кромкою і криволінійною хвостовою частиною, що забезпечило отримання наступного профілю борозни, рис. 2.

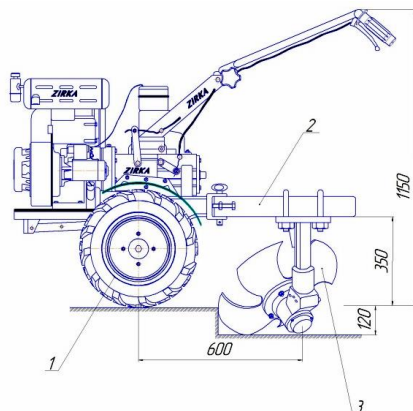


Рис. 1 – Дослідний зразок ґрунтообробного агрегату: 1 – мотоблок; 2 – націпний пристрій; 3 – корпус дисковий

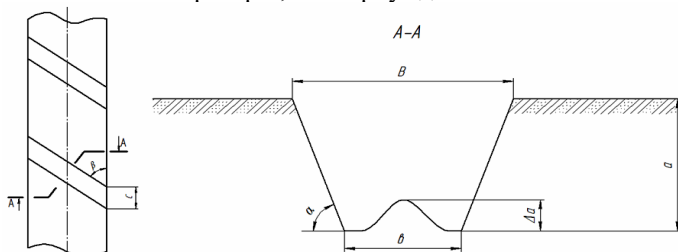


Рис. 2 – Профіль борозни утворюваний запропонованим робочим органом

Умови досліджень:

1. Тип ґрунту – чорнозем звичайний середньосуглинистий ;
2. Агрофон – городина;
3. Глибина розпушення – 12 см;
4. Питоме зчеплення часток ґрунту –  $5,5 \text{ кН/м}^2$  (26 ударів твердоміра ДорНДІ);
5. Твердість ґрунту –  $6,4 \text{ Н/м}^2$ ;
6. Питома маса ґрунту –  $1,3 \text{ г/см}^3$ ;
7. Вологість – 22 – 24% ;
8. Забур'яненість – 110-120 рослин на  $\text{м}^2$  (визначалась шляхом підрахунку бур'янів, що попали в прямокутну рамку розміром  $0,5 \times 0,5 \text{ м}$ , з наступним перерахунком на  $1,0 \text{ м}^2$  ;
9. Енергоносій – мотоблок Zirka IZ135.



У процесі роботи різальна кромка спиць у вигляді секторів утворює борозну у формі сегмента еліпса, частково заповнену розпушеним ґрунтом, який проходить через вікна на робочій поверхні диска. А також завдяки вирізним вікнам на дні борозни утворюються гребені, що зменшує тяговий опір та імовірність зсуву ґрунту.

В ході польових випробувань було встановлено, що антиерозійні гребені на дні борозни утворюються. Їх форма та напрямок відповідають аналітично обґрунтованим, тобто сітка з еліпсоподібних гребенів висотою  $\Delta a = (0,2 - 0,3) \cdot a$ , де  $a$  глибина оранки, відстань між якими складає  $(0,3 - 0,4) \cdot \pi \cdot R$ , де  $R$  – радіус диска.

У зв'язку з суттєвими змінами, внесеними в конструкцію диска, було виконане порівняння якості розпушення з суцільним диском.

Якість розпушення ґрунту оцінювали у відповідності до коефіцієнта структурності, який визначався як відношення маси агрономічно цінних агрегатів ( $0,25 < D < 10$  мм) до загальної маси взятої проби. Для розподілу проб на фракції використовувався решітний класифікатор.

Спеціально виготовлена рамка  $1,0 \times 0,5$  м накладалася на оброблену поверхню і в її межах знімався шар ґрунту до дна борозни. Знятий ґрунт висипався у верхнє решето решітного класифікатора і почергово просіювався на решетах. Окремі фракції зважувались і підраховувалась кількість грудок у фракції. Проби брали тричі і за їх сумою знаходили відсотковий вміст фракції у взятій загальній пробі та середню приведену масу ( $m$ ) однієї умовної грудки у пробі. Потім, виходячи з заміряного значення питомої маси ґрунту ( $\rho = 1,3$  г/см<sup>3</sup>), підраховували її умовний приведений діаметр

$$D = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot m}{\pi \cdot \rho}}, \quad (1)$$

де  $m$  – маса відокремленої фракції.

Враховуючи те, що решітний класифікатор мав мінімальні отвори діаметром 10 мм, то цим решетом практично і відділялись агрономічно цінні агрегати. Як показала практика, відокремлення агрегатів менших за 0,25 мм вносить похибку не більше 2 – 3%, що менше за точність самого експерименту. Таким чином, з достатньою точністю можна прийняти:

$$K_{ст} = \frac{A}{B - A}, \quad (2)$$

де  $A$  – маса агрегатів, відсіяних решетом 10 мм;  $B$  – загальна маса взятої проби.

Результати досліджень представлені в таблиці, де  $\alpha$ ,  $\beta$  – відповідно кути постановки диска до вертикалі і напрямку руху

Таблиця – Відсотковий вміст грудок у взятих пробах ґрунту після проходу диска при різних кутах його постановки

Діаметр отвору решета, мм	Кути постановки диска, град: $\alpha = 40$ $\beta = 26$				Кути постановки диска, град: $\alpha = 40$ $\beta = 8,0$			
	Дослідний зразок		Суцільний диск		Дослідний зразок		Суцільний диск	
	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції
150	159	7,12	157	14,53	163	15,76	164	14,33
100	121	7,56	125	11,57	125	16,42	132	20,09
75	81	5,85	82	6,74	86	8,78	84	10,22
50	64	10,04	66	12,19	61	15,00	63	19,58
25	37	12,78	38	15,74	33	13,67	32	10,91
10	16	31,20	17	17,95	18	12,16	14	13,23
< 10	-	25,45	-	21,26	-	18,21	-	11,64
Кст	0,34		0,27		0,22		0,13	

### Висновки.

1. Перевагами диска створеного за нашою методикою є покращення режиму різання, що призводить до утворення поперечних гребенів на дні борозни. Їх висота становить від  $(0,3 \dots 0,3) \cdot a$ , де  $a$  – глибина оранки, що відповідає агротехнічним вимогам. При проведенні польових експериментів з використанням мотоблока, керованість агрегатом покращується завдяки тому, що тяговий опір стає меншим у порівнянні з звичайним диском.

2. За коефіцієнтом структурності якість розпушення після проходу плуга в цілому на 10 – 15% перевищує відомі конструкції.

### Література

1. Бендера І.М. Стабільність ходу односекційних дискових плугів/ І.М. Бендера, Б.П.Польовий, О.В.Аморциту// [http://www.nbu.gov.ua/portal/chem\\_biol/nvlnau/Tn/2011\\_29/10.pdf](http://www.nbu.gov.ua/portal/chem_biol/nvlnau/Tn/2011_29/10.pdf)

2. Булгаков В.М. Обґрунтування повноти обробітку ґрунту кільцевим ротаційним робочим органом / В.М. Булгаков, В.О. Шубенко, М.П.Фомін, Б.А.Шелудченко, Ю.В.Загородній // Зб. наук. праць “Механізація сільськогосподарського виробництва” — Т. 6. — К.: НАУ, 1999. — С. 100–102.

3. Вольський В.А. Визначення бокової сили сферично-дискового робочого органу з віссю обертання нахиленою під кутом до горизонту / Механізація та електрифікація сільського господарства // Міжвідомчий тематичний науковий збірник. / В.А. Вольський //— Випуск 93. — Глеваха, 2010. — с. 504 – 508.

4. Краснощеков Н.В. К вопросу о работе дисковых орудий на повышенной скорости/ Н.В. Краснощеков // Сборник научных работ СибНИИСХ. — № 9. — Омск, 1963.

5. Нартов П.С. Применение дисков с внутренними вырезами для обработки лесных культур/ П.С. Нартов // – Лесное хозяйство. — 1964. — № 8. — С. 75–76.

*Рецензент д.т.н., проф. С.С.Тищенко*

УДК 662.75

© О.М. Тимощук

Національний університет “Львівська політехніка”

## **АЛЬТЕРНАТИВНЕ БІОПАЛИВО**

*У статті розглянуто види біопалива та обґрунтовано переваги виробництва біопалива з водоростей.*

### **БІОПАЛИВО, РОСЛИННА СИРОВИНА, ВОДОРСТІ, ФІТОПЛАНТАЦІЯ.**

**Постановка проблеми.** Використання паливно-мастильних матеріалів виготовлених з викопної сировини спричиняє емісію парникових газів, що, у свою чергу, прискорює негативні кліматичні зміни. Використання сировини рослинного та тваринного походження для виробництва біопалива дозволяє зменшити енергозалежність нашої країни від постачальників традиційних енергоресурсів. Альтернативною сировині рослинного та тваринного походження, що використовується для виробництва біопалива, можуть слугувати водорості. Виробництво біопалива з водоростевої маси допоможе призупинити щорічне

збільшення в атмосфері такого парникового газу як оксид карбону (IV), оскільки для накопичення біомаси необхідне барботування діоксидом вуглецю живильного середовища. Кількість виділеного оксид карбону (IV) після спалювання такого біопалива дорівнює об'єму поглинутого газу, тобто використовується таке біопаливо за принципом “нульової” емісії парникових газів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз останніх розробок та досліджень з виробництва біопалива доводить переваги виробництва та використання палива третього покоління [1, 2], основні переваги якого наступні: забезпечує збереження цінної сировини рослинного та тваринного походження для виробництва харчових продуктів і кормовиробництва; відновлюване; зменшує шкідливі викиди в атмосферу (відсутність домішок забезпечує при згорянні мінімальний викид парникових газів в атмосферу); нетоксичне.

**Мета дослідження** – аналіз виробництва біопалива із сировини різного походження та вивчення можливості виробництва біопалива з водоростей.

**Результати дослідження.** Науковими дослідженнями встановлено, що в залежності від попиту на традиційні види палива, світових запасів енергоресурсів вистачить на 40–70 років. У 2007 році світова економіка споживала близько 85 млн барелів нафти щоденно, а у 2008 році – 85,5 млн барелів. Прогнозується, що зростання попиту на викопне паливо спостерігатиметься до 2015 року, а його споживання досягне понад 90 млн барелів на день. Україна забезпечена власними енергоресурсами лише на 10...12 %. Потреба нашої держави у світлих нафтопродуктах оцінюється експертами в 11 млн т, у тому числі для потреб сільського господарства – понад 2 млн т. Тому дослідження спрямовані на пошук відновлювальної сировини для виробництва біопалива є актуальними.

В залежності від сировини, з якої виробляють біопаливо, його поділяють на паливо 1-го, 2-го та 3-го покоління. Для виготовлення палива першого покоління використовують олійні культури, злакові, коренеплоди та сировину тваринного походження [3]. Друге покоління біопалива виробляють з відходів сільського господарства, неїстівної сировини. Вважається, що виготовлене з водоростевої біомаси паливо відноситься до третього покоління і є найперспективнішим.

Натепер великого поширення набуло паливо першого покоління. Станом на 2010 рік країнами Європейського Союзу було вироблено близько 9,5 млн т біодизеля. Якщо врахувати, що урожайність такої культури як ріпак складає 30 ц/га, то з одного гектара можна отримати 1,0...1,3 т олії. Отже, приблизно 9 млн га

цінних орних земель було використано для вирощування технічної культури. Під час виробництва 1 т насіння ріпаку із ґрунту виноситься: азоту – 45...80 кг; фосфору – 18...40 кг; калію – 25...100 кг; кальцію – 30...150 кг; магнію – 5...15 кг; сірки – 30...45 кг. Отже, ця олійна культура збіднює ґрунт, родючий шар якого товщиною 2 см утворюється за 100 років [4]. Виробництво відновлювальної сировини для біопалива без наукового обґрунтування призводить до виснаження ґрунтів та зменшення врожайності сільськогосподарських культур, погіршення якості сировини для біопалива, забруднення води й ґрунту агрохімікатами та мінеральними добривами.

Ще один вид біопалива – біостанол, що за об'ємами виробництва посідає одне з провідних місць серед “альтернативних” джерел енергоресурсів. Його отримують шляхом збродження здатних до ферментації вуглеводнів рослинної сировини. Найбільші світові виробники такого палива – США та Бразилія, на їх долю в 2005 році припадало відповідно 44,7 та 45 % [5]. Це склало лише 2 % від кількості нафтового палива, що було спожито в США. Для виготовлення цього об'єму біопалива було використано 13 % усього урожаю кукурудзи. Отримане таким чином біопаливо не можна назвати досконалим у розумінні енергоефективності. При згорянні етанолу, який отримано з однієї тонни зерна, виділяється майже на 50 % енергії менше, ніж у випадку згоряння непереробленої тонни зерна.

Для підтримки виробництва біостанолу лише у Сполучених Штатах Америки щорічно виділяється більше 6 млрд доларів США субсидій. В умовах світового зростання цін на продовольство й необхідності вкладати кошти в модернізацію економіки, Україна не може собі дозволити освоювати мільйони гривень на реалізацію неперспективного виробництва біостанолу для автомобілів. Крім того, неправильна підготовка ґрунту до вирощування злакових, відсутність сівозміни, збільшення використання мінеральних, а не органічних добрив – пришвидшує деградацію ґрунтів.

Друге покоління біопалива багатообіцяюче, хоча технології ще не досконало відпрацьовані. До переваг такого палива можна віднести відносну дешевизну готового продукту. Це пов'язано з тим, що переробка відходів виробництва сільськогосподарської продукції хоч і складніша, проте ця сировина є дешевшою. Сировиною для такого виробництва є солома, костриця, а також багаторічні трави та деревина. Але стримуючим фактором для широкого розповсюдження такого біопалива є необхідність у значних інвестиціях для закупівлі технологічного обладнання та налагодження виробництва. Крім цього, найдешевшим методом одержання паливно-мастильних матеріалів з

такої сировини є бродіння, але воно не дозволяє в повній мірі перетворити вуглець біомаси у форми, придатні до використання.

Більшість експертів схиляється до думки, що пальне третього покоління має великі перспективи у майбутньому. На території України налічується понад 5 тис представників альгофлори (водоростей). Для виробництва біопалива використовується лише незначна їх частина. Перспективним напрямком є дослідження можливості використання й інших представників альгофлори України для виробництва біопалива. Простота у вирощуванні, висока урожайність, здатність швидкого накопичення біомаси, вміст ліпідної фракції – переваги, які важко переоцінити. До цього ще можна додати відсутність лігніну і низький вміст клітковини, що дозволяє легко й швидко переробити біосировину на паливо. Теоретично, з 1 га фітопланктанції можна отримати понад 15 тис літрів ліпідів на рік [6].

Для промислової переробки застосовуються як мікроведи – найпростіші одноклітинні, так і великі морські водорості. Перші – використовуються для біодизельного виробництва, а другі – у продукуванні біометану та біоетанолу. Дослідниками Кембриджського університету було встановлено [7], що при зниженні вмісту азоту в поживному середовищі мікрководорості починають продукувати специфічні ліпіди, які використовуються для біопалива. Перевагою мікрководоростевого виробництва є можливість зміни кількісного та якісного складу ліпідів (варіативність), в залежності від середовища культивування, освітленості, температури. Через велику кількість ліпідів у клітинних стінках стає можливим вилучення останніх з допомогою нетоксичних розчинників без порушення життєдіяльності клітин. Вилучення ліпідів також можна здійснити за допомогою центрифугування, що дозволяє, після їх виділення, поміщати біомасу в поживне середовище для повторної акумуляції вуглеводнів. Особливе значення має здатність водоростей до культивування в будь-яких умовах усіх кліматичних зон. Для вирощування водоростей використовують діоксид карбону, пропускаючи його через культуральне середовище, тим самим зменшуючи його вміст в атмосфері, що сприяє сповільненню глобального потепління.

**Висновки.** У результаті дослідження було встановлено, що серед усіх видів біопалива найбільш перспективним є паливо, що виготовлене з водоростей, яке дозволить покращити екологічну ситуацію на планеті, забезпечить ефективне використання земель сільськогосподарського призначення та не потребує складного обладнання для виробництва.

Література

1. Золоторьова О. Куди прямує біопаливна індустрія? / О. Золоторьова, Є. Шнюкова // Вісник НАН України. – 2010. – № 4. – С. 10-20.
2. Золоторьова О.К. Перспективи використання мікробіодоростей у біотехнології / О.К. Золоторьова, Є.І. Шнюкова, О.О. Сиваш, Н.Ф. Михайленко. – К.: Альтерпрес, 2008. – 234 с.
3. Дебаков В.А. Биотопливо / В.А. Дебаков // Биотехнология. – 2008. – № 1. – С. 3–14.
4. Позняк С.П. Ґрунтознавство і географія ґрунтів: підручник у двох частинах / С.П. Позняк. – Львівський національний університет імені Івана Франка. – Львів: ЛНУ ім. Івана Франка, 2010. – 2 ч.
5. Слюсаренко Н. Экологический баланс подорвет биотопливо? / Н. Слюсаренко // Фермерське господарство. – 2007. – № 20. – С. 27.
6. Волова Т.Г. Биотехнология / Т.Г. Волова // Новосибирск: Изд-во Сибирского отделения РАН, 1999. – 252 с.
7. Жидкое биотопливо [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [www.promvest.info/news/engeener.php?ELEMENT\\_ID=30362](http://www.promvest.info/news/engeener.php?ELEMENT_ID=30362)

*рецензент д.т.н., проф. С.С.Тищенко*

УДК 631.363.2:633.521

© Н.О. Толстущко; С.Ф. Юхимчук, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет  
В.Ф. Кузьменко, к.т.н.  
Національний науковий центр  
“Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”

### **АНАЛІЗ ТРАНСПОРТУВАННЯ СТРІЧКИ ЛЬОНУ В ПРЕСУВАЛЬНУ КАМЕРУ ПРЕС-ПІДБИРАЧА**

*У статті наведено результати аналізу процесу транспортування стрічки стебел льону в пресувальну камеру змінного об'єму рулонного прес-підбирача. Наведено залежності для визначення параметрів стрічки стебел льону.*

**ПРЕС-ПІДБИРАЧ, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, НЕСКІНЧЕННІ ПАСИ, СТРІЧКА ЛЬОНУ, РУЛОН.**

**Постановка проблеми.** Сучасна практика показує, що найбільш поширеними та перспективними, особливо в умовах невеликих господарств, є процеси формування рулонів льоносировини у пресувальних камерах змінного об'єму. Типовими є такі недоліки рулонних прес-підбирачів: унаслідок проковзування нескінченних пасів на приводних барабанах або валиках стебла перетираються, переплутуються та скручуються і, перекошуючись відносно поздовжньої осі рулону, утворюють на його поверхні так звану "сітку"; значні витрати шпагату при відокремленні шарів стрічки стебел у рулоні (на 1 га необхідно біля 3 км шпагату); неможливість забезпечити рівномірний розподіл щільності льоносировини у рулоні; значні пошкодження та ущільнення внутрішніх шарів стрічки стебел (серцевини) рулону (переущільнення серцевини погіршує процес сушіння та вимочування рулонів); складність у формуванні зародка рулону та створенні умов його обертання в пресувальній камері; спостерігаються намотування стебел на обертові поверхні робочих органів камери; вихід з ладу нескінченних пасів унаслідок їх розтягу при збільшенні сили натягу для ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел у рулоні [1, 2, 3, 4, 5].

Для визначення параметрів рулону під час його формування прес-підбирачем необхідно встановити параметри стрічки стебел льону, яка надходить у пресувальну камеру. Під час транспортування стрічки стебел льону значення її окремих параметрів можуть змінюватися [1, 2, 3, 4, 5].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій** свідчить про те, що в літературі мало уваги приділено вивченню процесу транспортування стрічки стебел льону в пресувальну камеру змінного об'єму рулонного прес-підбирача [1, 2, 3, 4, 5].

**Мета дослідження** – проаналізувати процес транспортування стрічки стебел льону в пресувальну камеру змінного об'єму рулонного прес-підбирача.

**Результати дослідження.** Кількість стебел  $i_e$  на одному метрі довжини стрічки льону, яка розстелена на поверхні льоновища льонозбиральною машиною з шириною захвату брального апарата  $B$ , визначається за формулою:

$$i_e = i_0 \cdot B = i_0 \cdot n_{\bar{n}} \cdot b_{\bar{n}}, \quad (1)$$

де  $i_0$  – кількість стебел на 1 м<sup>2</sup> поля (густота стеблостою);  $n_{\bar{n}}$ ,  $b_{\bar{n}}$  – відповідно кількість робочих секцій та ширина захвату однієї секції брального апарата льонозбиральної машини [1, 2, 3, 5].



Підбирання з поверхні льоновища стрічки стебел льону та її транспортування в пресувальну камеру прес-підбирача схематично показано на рис. 1. При аналізі приймаємо такі допущення: а) рулонний прес-підбирач під час роботи здійснює поступальний, прямолінійний та рівномірний рух вздовж стрічки стебел льону, яка розстелена на поверхні льоновища; б) стрічку стебел льону будемо розглядати як дискретне середовище, що складається з окремих шарів стебел, кожен з яких представляє собою групу паралельно вкладених один на одному однакових стебел масою  $m$ , діаметром  $d$  і довжиною  $l$ ; в) стрічки стебел льону, які підбираються з поверхні льоновища прес-підбирачем, не накладаються одна на одну, прямолінійні, рівномірні за товщиною, без розривів, переплутування, скручування та перекосу стебел, а також без відносного зміщення стебел за довжиною.

Під час руху агрегату зі швидкістю  $v_i$  вздовж стрічки стебел льону 1 кількість стебел  $i$ , що підбирається пальцями підбирача 2 за одиницю часу, дорівнює  $i_e \cdot v_i$ . Така ж кількість стебел за одиницю часу буде надходити у пресувальну камеру прес-підбирача. Отже, справедлива рівність:

$$i = i_e \cdot v_i = i_r \cdot v_r = i_d \cdot v_{i,r}, \quad (2)$$

де  $i_r$  – кількість стебел на 1 м довжини стеблової стрічки, яка рухається на кожуху підбирача в зоні дії його пальців;  $v_r$  – колова швидкість пальців підбирача;  $i_d$  – кількість стебел на 1 м довжини стеблової стрічки у рулоні 9;  $v_{i,r}$  – швидкість нескінченних пасів 5 на ведучих валиках 6, яка дорівнює коловим швидкостям на барабані 3 і відбійному валику 4.

Для якісного підбирання з мінімальними втратами льоносорівини показник кінематичного режиму роботи підбирача  $\lambda = v_r/v_i > 1$ , тобто  $v_r > v_i$ , а тому, з урахуванням (2), має місце нерівність  $i_r < i_e$ . Отже, під час підбирання стеблової стрічки вона розпушується, її щільність зменшується. Це явище характеризується зменшенням товщини стеблової стрічки, яка рухається на кожуху підбирача в зоні дії його пальців.

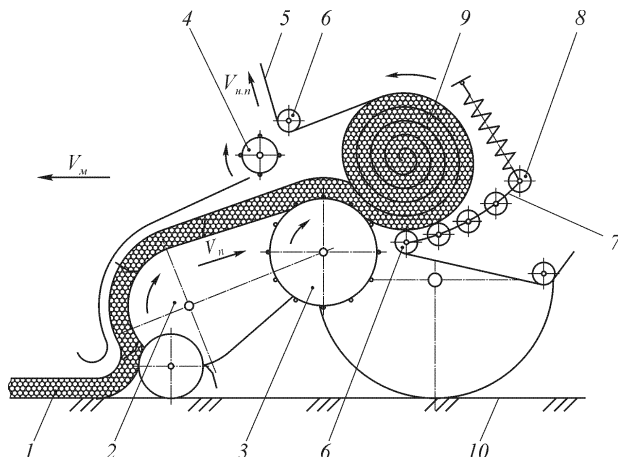


Рис. 1 – Схема підбирання з поверхні льоновища стрічки стебел льону та її транспортування в пресувальну камеру прес-підбирача: 1 – стрічка стебел льону; 2 – підбирач; 3 – барабан; 4 – відбійний валик; 5 – нескінченні паси; 6, 8 – валики; 7 – підпружинена рамка; 9 – рулон; 10 – поверхня льоновища

Унаслідок того, що  $v_i > v_{i,x}$  у декілька разів, стеблова стрічка, яка надходить від підбирача 2, ущільнюється перед намотуванням її на рулон 9 у пресувальній камері змінного об'єму. А тому, з урахуванням (2), має місце нерівність  $i_i < i_\delta$ . Дане явище характеризується збільшенням товщини стеблової стрічки та її щільності.

З (2), враховуючи (1), визначимо кількість  $i_\delta$  стебел на 1 м довжини стеблової стрічки у рулоні:

$$i_\delta = i/v_{i,x} = i_e \cdot v_i / v_{i,x} = i_0 \cdot n_{\bar{n}} \cdot b_{\bar{n}} \cdot v_i / v_{i,x} \quad (3)$$

Згідно з прийнятими допущеннями визначимо кількість  $k_{\bar{n}}$  стебел у кожному шарі стебел стрічки у рулоні за формулою:

$$k_{\bar{n}} = d \cdot i_\delta / 10^3 = d_{\bar{n}\delta} \cdot i_0 \cdot n_{\bar{n}} \cdot b_{\bar{n}} \cdot v_i / (10^3 \cdot v_{i,x}), \quad (4)$$

де  $d = d_{\bar{n}\delta}$  – діаметр одного стебла в шарах стебел у міліметрах, який дорівнює середньому значенню діаметра стебла в стрічці стебел льону.

Товщина  $h_{\bar{n}}$  стеблової стрічки на барабані 3 (рис. 1) перед початком її намотування на рулон 9, з урахуванням (4) і прийнятих допущень, дорівнює:

$$h_{\bar{n}} = d_{\bar{n}\delta} \cdot k_{\bar{n}} / 10^3 = d_{\bar{n}\delta}^2 \cdot i_0 \cdot n_{\bar{n}} \cdot b_{\bar{n}} \cdot v_i / (10^6 \cdot v_{i,x}). \quad (5)$$

На практиці, завдяки криволінійності стебел і нещільному їх укладанні в стрічку, товщина  $h_n$  стеблової стрічки буде більша. Як тільки стеблова стрічка почне намотуватись на ролон її товщина зменшується внаслідок дії робочих органів пресувальної камери і ваги ролону.

Маса  $m_n$  стебел стрічки льону, що подаються в пресувальну камеру змінного об'єму за одиницю часу, з урахуванням (2), дорівнює:

$$m_n = m \cdot i = m_{\text{н\ddot{o}}} \cdot i_e \cdot v_i = m_{\text{н\ddot{o}}} \cdot i_\delta \cdot v_{i,x}, \quad (6)$$

де  $m = m_{\text{н\ddot{o}}}$  – маса одного стебла в шарах стебел, яка дорівнює середньому значенню маси стебла у стрічці.

Позначимо добутки  $m_{\text{н\ddot{o}}} \cdot i_e$  та  $m_{\text{н\ddot{o}}} \cdot i_\delta$  відповідно як  $m_e$  і  $m_\delta$ , що характеризують маси одиниці довжини стеблової стрічки відповідно на льоновищі та в ролоні. Як випливає з (6), маса  $m_\delta$  одного метра довжини стеблової стрічки у ролоні залежить від трьох параметрів:  $m_e$ ,  $v_i$  та  $v_{i,x}$ . Причому перший з цих параметрів залежить від врожайності  $q_e$  льоносировини, другий параметр визначається за максимально можливим значенням продуктивності роботи агрегату, а третій – залежить від конструкції приводу робочих органів пресувальної камери ролонного прес-підбирача. Якщо врахувати (1) і залежність  $m_e = q_e \cdot B / 10^2 = q_e \cdot n_n \cdot b_n / 10^2$ , де  $m_e$  вимірюється в кг/м,  $q_e$  – в ц/га, а  $B$  – у метрах, тоді з (6) одержимо:

$$m_\delta = m_{\text{н\ddot{o}}} \cdot i_\delta \cdot n_n \cdot b_n \cdot v_i / v_{i,x} = m_e \cdot k_{\ddot{o}} = q_e \cdot n_n \cdot b_n \cdot k_{\ddot{o}} / 10^2, \quad (7)$$

де  $k_{\ddot{o}} = v_i / v_{i,x} = m_\delta / m_e$  – коефіцієнт ущільнювання стеблової стрічки льону перед намотуванням її на ролон у пресувальній камері змінного об'єму.

**Висновки.** Врожайність  $q_e$  льоносировини у вигляді льонотрести приблизно знаходиться в межах від 20 до 50 ц/га [1], а збирання льону в Україні здійснюється переважно льонозбиральними комбайнами ЛК-4А, для яких  $n_n = 4$  і  $b_n = 0,38$  м [1], тому маса  $m_e \approx 0,3...0,8$  кг/м. Швидкість руху  $v_i$  агрегату залежить від умов його роботи (характеристик поверхні льоновища та розстелених стеблових стрічок) і змінюється приблизно в межах від 6 до 10 км/год (або від 1,67 до 2,78 м/с). Швидкість  $v_{i,x}$  нескінченних пасів 5 на ведучих валиках 6 (рис. 1), яка дорівнює коловим швидкостям на барабані 3 і відбійному валику 4, приблизно становить 0,9 м/с. Отже,

коефіцієнт  $k_{ai}$  ущільнювання стеблової стрічки льону перед намотуванням її на рулон змінюється приблизно в межах від 1,86 до 3,09.

На рис. 2 побудовано графік функції  $m_\delta = m_\delta(m_e, v_i)$ .

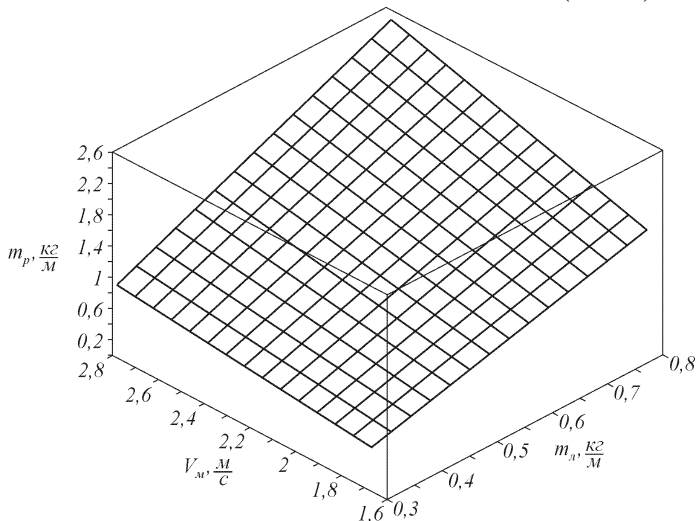


Рис. 2 – Залежність маси  $m_\delta$  1 м довжини стеблової стрічки у рулоні від маси  $m_e$  1 м довжини цієї стрічки на льоновищі та швидкості руху  $v_i$  агрегату

Як бачимо з отриманих результатів аналізу, в рулоні маса  $m_\delta$  одного метра довжини стеблової стрічки може приймати значення від 0,56 до 2,47 кг/м. З урахуванням цього аналізу буде проведено дослідження процесу формування рулону зі стрічки стебел льону.

#### Література

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Толстушко Н.О. Аналіз процесу надходження стебел льону у пресувальну камеру прес-підбирача / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 11. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. – 2003. – С. 121 – 126.
3. Толстушко Н.О. Аналіз роботи рулонного прес-підбирача стрічки льону / Н.О. Толстушко // Сільськогосподарські машини. Зб.

наук. ст. Вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. – 2006. – С. 178 – 184.

4. Пат. 60254 У Україна, МПК А01D45/00. Рулонний прес-підбирач / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Ф. Юхимчук (Україна). – №u201015244; Заявл. 17.12.2010; Опубл. 10.06.2011, Бюл. №11.

5. Толстушко Н.О. Дослідження роботи рулонного прес-підбирача з пресувальною камерою змінного об'єму / Н.О. Толстушко // Науковий вісник Національного аграрного університету. Вип. 115. – К.: НАУ. – 2007. – С. 176 – 181.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК 631.332

© М.В. Усенко, к.т.н.; В.В. Войтович  
Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДХИЛЕННЯ ВІД НАПРЯМКУ РУХУ НА СХИЛАХ МОТОБЛОКА З САДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ**

*Обґрунтовано застосування розсадосадильної машини з механізмом поперечного переміщення садильних секцій. На основі багатофакторного експерименту визначено оптимальні значення факторів, при яких відхилення агрегату від заданого напрямку руху є мінімальним.*

### **САДИЛЬНА СЕКЦІЯ, СОШНИК, ВІДХИЛЕННЯ, ФАКТОР, ГРУНТ, СХИЛ**

**Постановка проблеми.** Однією з основних операцій з вирощування розсадних культур є їх садіння, якісне механізоване виконання якої вирішено в рівнинних умовах з застосуванням великогабаритної техніки. Механізація даної операції викликає певні труднощі в умовах схилів (до 12°), оскільки спостерігаються процеси порушення курсової стійкості агрегатів. Отже розробка агрегату для садіння розсади в умовах схилів є актуальною і важливою задачею.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розсадосадильні машини СКН-6А, СРНМ-4 [5] призначені для роботи на рівнини. Застосування їх схилах призводить до відхилення від заданого напрямку руху і, відповідно, до неякісного виконання операції садіння розсади.

Найбільш перспективним є використання малогабаритної розсадосадильної машини з садильним апаратом дискового типу, яка агрегується з мотоблоком. Переваги даного агрегату, який обладнаний розробленим нами механізмом для пересування садильних секцій, описані в працях [2, 3, 4].

**Мета дослідження.** Визначення оптимальних значень факторів, при яких відхилення мотоблока з садильною машиною від заданого напрямку руху є мінімальним.

**Результати дослідження.** При плануванні і проведенні багатофакторного експерименту користувались рекомендаціями Ю.П. Адлера [1].

Прийняли вихідним параметром відхилення (см) від заданого напрямку руху (нульової лінії) агрегату на поперечному схилі крутизною  $12^{\circ}$  (максимально для умов роботи даного агрегату), а вхідними факторами – вологість ґрунту ( $W$ , %) швидкість руху агрегату ( $V$ , м/с), глибину ходу сошника ( $h$ , см). Метою даних досліджень є визначення оптимальних значень вказаних факторів (в сфері збереження заданого напрямку руху агрегату на поперечному схилі і, відповідно, зберігання прямолінійності рядків рослин чи прямолінійного руху в міжрядді культур) під час роботи на схилі крутизною до  $12^{\circ}$ .

Таким чином, маємо три кількісних фактори. Проведення повнофакторного експерименту при трьох факторах з трьома рівнями дослідження вимагає проведення 27 дослідів. Планування з застосуванням симетричних некомпозиційних планів Бокса-Бенкена дозволило зменшити кількість дослідів до 15.

Планування експериментального дослідження включало такі етапи:

- кодування факторів;
- складання таблиці факторів і рівнів варіювання;
- складання матриці планування;
- реалізація плану експерименту згідно з матрицею планування;
- складання рівняння регресії для визначення коефіцієнтів;
- оцінка значущості коефіцієнтів регресії;
- перевірка адекватності отриманої математичної моделі.

Спочатку закодували фактори для переведення натуральних значень у безрозмірні величини з метою побудови плану-матриці експерименту.

Зв'язок між кодovими і натуральними значеннями факторів встановлюється залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (1)$$

де  $x_i$ ,  $X_i$  – відповідно кодове та натуральне значення  $i$ -го фактора;  $X_{i0}$  – натуральне значення  $i$ -го фактора на нульовому рівні;  $\Delta X_i$  – інтервал варіювання  $i$ -го фактора.

Нульовим вважається рівень, що займає центр інтервалу (середнє значення фактора). Результати кодування факторів наведені в таблиці 1.

Таким чином, програмою експериментальних досліджень передбачається вивчення даного питання у відповідності з планом в натуральних величинах факторів.

Таблиця 1 – Результати кодування факторів

Фактор	Натуральне Позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				Натуральні			Кодові		
				Верхній	Нижній	Нульовий	Верхній	Нижній	Нульовий
Вологість ґрунту $W$ , %	X1	x1	4	26	18	22	+1	-1	0
Швидкість руху агрегата $V$ , м/с	X2	x2	0,05	0,35	0,25	0,30	+1	-1	0
Глибина ходу сошника $h$ , см	X3	x3	2	10	6	8	+1	-1	0

Для дослідження роботи експериментальної садильної машини на схилах до  $12^0$  (максимальний в даних дослідженнях і, відповідно, являє собою найбільший інтерес) застосували планування багатофакторного експерименту.

На основі таблиці 1 склали таблицю 2, в якій наведена план-матриця дослідів, значення вихідного параметра (відхилення від нульової лінії).

Відхилення  $\Delta \bar{y}$  рахували від нульової лінії, яка була намічена безпосередньо перед початком руху (роботи) садильної машини на відстані 5 см від крайньої точки даної машини в нижню сторону схилу. Відстань 5 см була прийнята у відповідності з попередніми експериментами, згідно з якими це максимальна величина відхилення в найгірших умовах роботи садильного агрегату вниз по схилу.

Таблиця 2 – План-матриця дослідів

№ дослід у	Значення кодованих факторів			Вихідний параметр $Y$ , %/год.			Середнє арифметичне значення вихідного параметра
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$y_{u_1}$	$y_{u_2}$	$y_{u_3}$	
1	1	1	0	4	4	4.5	4.167
2	-1	1	0	4	4.5	4	4.167
3	1	-1	0	7	6.5	6.5	6.667
4	-1	-1	0	5.5	5	5.5	5.333
5	1	0	1	8	7.5	7	7.5
6	-1	0	1	7	7	7.5	7.167
7	1	0	-1	4	3.5	4	3.833
8	-1	0	-1	3	3	3.5	3.167
9	0	1	1	7.5	7.5	7	7.333
10	0	-1	1	8	8.5	8.5	8.333
11	0	1	-1	3	3.5	3	3.167
12	0	-1	-1	4	4.5	4.5	4.333
13	0	0	0	3	3.5	3	3.167
14	0	0	0	3	3	3	3
15	0	0	0	3.5	2.5	3	3



Перевірка відтворюваності дослідів при однаковому числі повторюваностей для кожної точки плану проводиться за критерієм Кохрена, табличне значення якого позначимо  $G_{\text{табл}}(0,05; n; f_u)$ , де 0,05 означає 5 %-й рівень значущості (дорівнює  $1-\alpha$ , де  $\alpha$  – довірча ймовірність);  $n$  – число незалежних оцінок дисперсії (число дослідів);  $f_u = m_o - 1$  – число ступенів вільності кожної оцінки, тут  $m_o$  – число повторюваностей.

Процес відтворюваний за умови:

$$G \leq G_{\text{табл.}}(0,05; n; f_u), \quad (2)$$

де

$$G = \frac{S_{u\text{max}}^2}{\sum_{u=1}^n S_u^2}$$

Нелінійний характер очікування функцій відгуку в області факторного простору поданий у вигляді рівняння регресії:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2. \quad (3)$$

Коефіцієнти регресії після реалізації плану експерименту визначено за такими формулами:

$$b_0 = 0,33333 \sum_{j=1}^n y_j - 0,16667 \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n x_{ij}^2 y_j; \quad (4)$$

$$b_i = 0,08333 \sum_{j=1}^n x_{ij} y_j; \quad (5)$$

$$b_{ii} = 0,125 \sum_{j=1}^n x_{ij}^2 y_j + 0,0625 \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n x_{ij}^2 y_j - 0,16667 \sum_{j=1}^n y_j; \quad (6)$$

$$b_{ir} = 0,25 \sum_{j=1}^n x_{ij} x_{rj} y_j, \quad (7)$$

де  $j$  – номер дослідів в матриці планування;  $n$  – кількість дослідів в матриці планування;  $y_j$  – значення функції відгуку в  $j$ -му досліді;  $k$  – кількість факторів;  $x_{ij}, x_{rj}$  – кодовані значення  $i$ -го ( $r$ -го) фактора в  $j$ -му досліді;  $i, r$  – номери факторів.

Дисперсії коефіцієнтів регресії та їх коваріації визначено за формулами:

$$S_{b_0}^2 = 0,33333 S_y^2; \quad (8)$$

$$S_{b_i}^2 = 0,08333 S_y^2; \quad (9)$$

$$S_{b_{ii}}^2 = 0,1875 S_y^2; \quad (10)$$

$$S_{b_{ir}}^2 = 0,25S_y^2; \quad (11)$$

$$\text{cov}_{b_0b_{ii}} = -0,16667S_y^2; \quad (12)$$

$$\text{cov}_{b_{ii}b_{ir}} = 0,0625S_y^2. \quad (13)$$

Значимість коефіцієнтів регресії перевіряли шляхом порівнювання абсолютної величини цих коефіцієнтів з їх довірчими інтервалами. Довірчі інтервали розраховували згідно з формулами:

$$\Delta b_0 = t_{0,05;f_1} S_{b_0}; \quad (14)$$

$$\Delta b_i = t_{0,05;f_1} S_{b_i}; \quad (15)$$

$$\Delta b_{ir} = t_{0,05;f_1} S_{b_{ir}}; \quad (16)$$

$$\Delta b_{ii} = t_{0,05;f_1} S_{b_{ii}}, \quad (17)$$

де  $t_{0,005f_1}$  – табличне значення критерію Ст'юдента при 5%-му рівні значущості та  $f_1 = n_0 - 1$  – числа ступенів вільності дисперсії відтворюваності ( $n_0$  – кількість дослідів у центрі плану).

Коефіцієнт регресії вважали статистично значущим, коли його абсолютна величина більша довірчого інтервалу або рівна йому. Незначущі коефіцієнти видаляли із моделі.

Перевірку адекватності рівняння проводили за допомогою  $F_f$  – критерію Фішера. Адекватність отриманої моделі матиме місце, якщо розрахункове значення критерію  $F_{f_2;f_1}^{розр.}$  менше табличного для прийнятого рівня значимості:

$$F_{f_2;f_1}^{розр.} \leq F_{0,05;f_2;f_1}^{табл.}, \quad (18)$$

де  $F_{0,005;f_2;f_1}^{розр.}$  – табличне значення критерію Фішера при 5%-му рівні значущості і ступенях вільності дисперсії неадекватності  $f_2$  та дисперсії відтворюваності  $f_1$ ;  $f_2 = n - k'$  – число ступенів вільності дисперсії неадекватності з урахуванням числа  $k'$  залишених коефіцієнтів регресії (у тому числі і  $b_0$ ).

Розрахункове значення критерію Фішера становить:

$$F_{f_2;f_1}^{розр.} = \frac{S_{неад.}^2}{S_y^2}, \quad (19)$$

де  $S_{неад.}^2$  – дисперсія неадекватності, яка визначена з  $f_2$  – числом ступенів вільності;  $S_y^2$  – дисперсія відтворюваності експерименту, яка визначена з  $f_1$  – числом ступенів вільності.

Згідно з матрицею планування експерименту, кількість дослідів на нульовому рівні рівна трьом. Це дозволило використати для визначення дисперсії відтворюваності експерименту таку формулу:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^{n_0} (y_{0u} - \bar{y}_0)^2}{f_1}, \quad (20)$$

де  $u$  – номер дослідів в центрі плану;  $y_{0u}$  – значення функції відгуку в  $u$ -му досліді в центрі плану;  $\bar{y}_0$  – середнє арифметичне значення функції відгуку отримане за результатами  $n_0$  дослідів у центрі плану;

Дисперсію неадекватності визначали, користуючись наступною формулою:

$$S_{\text{неад.}}^2 = \frac{SS_{\text{неад.}}}{f_2}. \quad (21)$$

При розрахунку дисперсії  $S_{\text{неад.}}^2$  враховували ту обставину, що при проведенні експериментів з усіх дослідів плану повторювався тільки один (дослід в центрі плану). Тому, сума квадратів  $SS_{\text{неад.}}$  дорівнює:

$$SS_{\text{неад.}} = n_0 (y'_0 - \bar{y}_0)^2 + \sum_{j=1}^{n-n_0} (y'_j - y_j)^2, \quad (22)$$

де  $y'_0$  – значення функції відгуку в досліді із центру плану, що розраховане за рівнянням регресії;  $y'_j$  – значення функції відгуку в  $j$ -му досліді, що розраховане за рівнянням регресії;  $y_j$  – значення функції відгуку в  $j$ -му досліді, що визначене експериментально.

Обробка даних здійснювалася на ЕОМ за допомогою розробленої у середовищі програми Mathcad 15 даних результатів трифакторного експерименту, згідно з трирівневим планом другого порядку Бокса-Бенкіна, дозволила отримати рівняння регресії, що описує відхилення від заданого напрямку руху (нульової лінії) агрегату на поперечному схилі залежно від вологості ґрунту ( $W$ , %), швидкості руху агрегату ( $V$ , м/с) і глибини ходу сошника ( $h$ , см).

Перевірка відтворюваності дослідів за критерієм Кохрена:

$$G = 0,167 \leq G_{\text{мабл}}(0,05; n; f_u) = 0,335.$$

Оскільки розглядуваний процес відтворюваний, то вираховуємо коефіцієнти рівняння регресії.

Оцінка значущості коефіцієнтів регресії проводилась за допомогою критерію Стюдента, в програмі Mathcad 15. Критерій Стюдента при 5%-му рівні значущості та числі ступенів вільності дисперсії відтворюваності  $f_1 = 2$  складає  $t(0,05; 2) = 4,3$ .

Довірчі інтервали коефіцієнтів регресії становлять:

$$\Delta b_0 = 0,239, \Delta b_1 = 0,146, \Delta b_{jr} = 0,207, \Delta b_{jj} = 0,215. \quad (23)$$

В результаті розрахунку на ЕОМ одержано рівняння виду:

$$y = 3,056 + 0,292x_1 - 0,729x_2 + 1,979x_3 - 0,333x_1x_2 + 0,826x_1^2 + 1,201x_2^2 + 1,535x_3^2, \quad (24)$$

де  $x_1$  – кодоване значення вологості ґрунту;  $x_2$  – кодоване значення швидкості руху агрегату;  $x_3$  – кодоване значення глибини ходу сошника.

Перевірку адекватності отриманого рівняння регресії (24) проводили за допомогою критерію Фішера  $F_p$ .

Розрахункове значення  $F_p$  – критерію Фішера становило:

$F_p = 7,141$  при дисперсії неадекватності  $S_{неад}^2 = 0,054$  і дисперсії відтворюваності  $S_y^2 = 0,0092$ .

Табличне значення критерію Фішера при прийнятому 5%-му рівні значущості складало:

$$F_m(0,05; f_2; f_1) = 19,4 \quad (25)$$

де  $f_2$  – число ступенів вільності дисперсії неадекватності ( $f_2=7$ );  $f_1$  – число ступенів вільності дисперсії відтворюваності ( $f_1=2$ ).

Оскільки  $F_p = 5,85 \leq F_{табл}(0,05; f_2; f_1) = 19,4$ , то отримана модель адекватна.

Остаточне рівняння із факторами в натуральному виді набуде вигляду:

$$y(W, V, h) = 79,713 - 1,6996W - 266,25V - 5,149h - 1,667W \cdot V + 0,052W^2 + 480,55V^2 + 0,383h^2. \quad (26)$$

За отриманим рівнянням регресії (26) було побудовано поверхню відгуку (рис. 1), яка показує залежність відхилення агрегату  $\Delta \bar{y}$  від швидкості руху  $V$  і глибини занурення  $h$  сошника при сталій вологості ґрунту  $W$ .

Аналіз отриманої моделі і дослідні дані показали, що вплив фактора  $x_1$  (вологість ґрунту  $W$ ) на значення виходу малий і тому його можна стабілізувати на нульовому рівні, який є найбільш розповсюдженим при проведенні експериментів, тобто  $W \approx 22\%$ . Найбільш прийнятна з експлуатаційної точки зору глибина ходу сошника  $h \approx 9$  см.

Слід зазначити, що найкраще значення функції відгуку рівне 5 см, що відповідає практично паралельному руху агрегату відносно нульової лінії. Отже оптимальні значення факторів:  $W \approx 22\%$ ,  $h \approx 9$  см,  $V \approx 0,3$  м/с, при яких відхилення  $\Delta \bar{y}$  агрегату від заданого напрямку руху становить 5 см, що і показує наочно поверхня відгуку на рис 1.

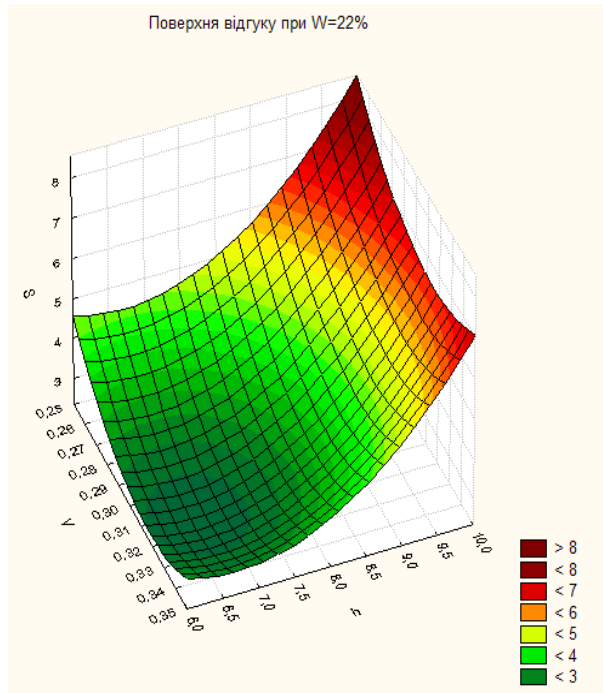


Рис. 1 – Поверхня відгуку математичної моделі для садильного агрегату

**Висновки.** Дослідження підтверджують, що основні параметри садильної машини забезпечують курсову стійкість експериментального агрегату під час роботи на схилах крутістю до  $12^\circ$ .

1. Адлер Ю.П.. Теория эксперимента: прошлое, настоящее, будущее / Ю.П. Адлер. – М.: Знание, 1962. – 64 с.

2. Войтович В.В. Визначення сил і зміщень розсадосадильного агрегату при роботі на поперечних схилах / В.В. Войтович, М.В. Усенко // Наук. вісн. Нац. аграр. ун-ту: зб. наук. пр. – 2005. – № 92/2 – С. 41–46.

3. Войтович В.В. Визначення сил, що діють на сошник садильної машини з пересувними секціями / В.В. Войтович, М.В. Усенко // Зб. наук. праць ВДАУ. – 2005. – Вип. 23 – С. 156–162.

4. Пат. 77774 Україна, МКВ А01С 11/02, А01В 15/00. Розсадосядильна машина / Усенко М.В., Войтович В.В., Божидарник В.В.; Луцький державний технічний університет. – № 20041008388; заявл. 15.10.2004; опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1.

5. Чубарин М.И. Рассадопосадочные машины / М.И. Чубарин. –М.: Машиностроение, 1972. –209 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух.*

УДК 631.356.2

© І. В. Фльонц, к.т.н.

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

## **УДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСПОРТЕРА-СЕПАРАТОРА КОРЕНЕПЛОДІВ**

*В статті проведено аналіз способів та конструкцій очисників з малою інтенсивністю взаємодії робочих органів на коренеплоди цукрових буряків. Запропоновано вдосконалену конструкцію транспортера-сепаратора, яка дозволяє покращити функціональні показники коренезбиральних машин. Наведено результати проведених експериментальних досліджень.*

### **КОРЕНЕПЛОД, ТРАНСПОРТЕР-СЕПАРАТОР, ДООЧИЩЕННЯ.**

**Постановка проблеми.** Якісне очищення коренеплодів під час їх збирання є однією з важливих технологічних операцій, оскільки дозволяє зменшити вивезення з полів родючого ґрунту. Вирішення цього завдання пов'язане з технічним протиріччям, тому що з однієї сторони збільшення інтенсивності процесу доочищення коренеплодів дозволить краще очищувати коренеплоди, з іншої сторони підвищує їх ступінь пошкодження. Таким чином конструкції робочих органів для сепарації коренеплодів повинні передбачати можливість регулювання інтенсивності впливу на ворох, в залежності від врожайності коренеплодів, а також ґрунтово-кліматичних умов під час збирання.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз праць з даного питання показав, що однією з тенденцій в розробленні конструкцій та обґрунтуванні конструктивно-кінематичних параметрів очисників коренеплодів є пошук компромісу між задовільним ступенем очищення коренеплодів та їх пошкодженням. Так, в працях

[1; 2; 3] наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень різних типів доочисників коренеплодів, переважно шнекових та доочисних пруткових транспортерів. Для встановлення впливу на процес доочищення коренеплодів визначались межі таких раціональних параметрів як частота обертання робочих органів, поступальна швидкість пруткових транспортерів-доочисників, конструктивні та кінематичні параметри коливних скребків, довжина ефективного шляху переміщення коренеплодів в технологічних руслах.

**Мета дослідження.** Метою дослідження є вдосконалення транспортерів-сепараторів шляхом розробки конструктивних елементів для регулювання процесу доочищення і транспортування коренеплодів та зменшення енерговитрат. Для цього необхідно розробити конструкції коливних скребків, які закріплені на прутках полотна та провести експериментальні дослідження з визначення впливу їх параметрів та режимів роботи на ступінь очищення коренеплодів.

**Результати дослідження.** Для реалізації поставленої мети розроблено дві конструкції транспортно-сепаруючих пристроїв на базі пруткових полотен скребкових транспортерів [4; 5]. Суть процесу доочищення полягає в тому, що при переміщенні пруткового полотна його скребки здійснюють коливний рух і періодично викидають коренеплоди, які транспортують, вперед на полотно. Від ударних взаємодій та зворотного повертання коренеплодів до скіків відбувається їх доочищення.

В першому випадку схема механізму повертання скребків для викидання коренеплодів на пруткове полотно зображена на рис. 1. Пруткове полотно, з певним кроком, обладнане скребками 3, збоку яких закріплені кулачками 13. В процесі переміщення скребкового полотна кулачки періодично контактують з опорним елементом 5, який з можливістю переміщення у напрямку перпендикулярному до площини пруткового полотна 2 і фіксації свого положення встановлено на рамі 1 за допомогою кронштейна 4. Переміщення опорного елемента дозволяє безступінчасто змінювати кут миттєвого повертання скребків від максимального значення до нуля.

В одній площині з поздовжньою віссю опорного елемента знизу, під несучою гілкою пруткового полотна 2 встановлено один з опорних роликів 6, який виключає прогинання полотна при взаємодії кулачка з опорним елементом і відповідно забезпечується гарантоване повертання групи скребків.

Особливість конструкції скребків 3 полягає у тому, що прутки 7 полотна 2 охоплюють зовнішні скоби 8, до яких, за допомогою болтів 9 і гайок 10, прикріплені внутрішні пластини 11, які впираються в

нижню поверхню сусіднього прутка. До поверхні зовнішніх скоб приєднані пальці 12 і кулачок 13.

Скребки 3 у напрямку переміщення пруткового полотна 2 підтиснуті пружиною кручення 14, а кут їх нахилу до пруткового полотна в процесі зворотного повертання скребків із зовнішніми скобами обмежений внутрішніми пластинами 11.

В процесі роботи скребки 3, в зоні веденого барабана, захоплюють коренеплоди (на рисунку не зображено) і транспортують їх у напрямку вивантаження. При підході скребків 3 до опорного елемента 5 за умови наявності перекриття  $\Delta$  відбувається його взаємодія з поверхнею кулачка 13. Це призводить до повертання скребків 3 навколо осі прутка 7, з одночасною деформацією пружини 14, на певний кут, який визначається величиною перекриття  $\Delta$  і положенням виходу із зачеплення кулачка 13 відносно опорного елемента 5. Далі, під дією сили пружини 14 скребки 3 з коренеплодами здійснюють зворотній рух до контакту задньої частини внутрішньої пластини 11 із сусіднім прутком 7 полотна 2. При цьому, коренеплоди, під дією сил інерції, викидаються вперед на прутки 7 полотна 2.

Дана ударна взаємодія з пружними прутками 7 призводить до очищення коренебульбоплодів шляхом їх струшування, а також перекошування у зворотному напрямку до повторного ударного контакту із пальцями 12 скребків 3, що також сприятиме додатковому очищенню поверхні коренеплодів від налиплого ґрунту.

Переміщення опорного елемента 5 в бік полотна 2 збільшує величину перекриття  $\Delta$ , а отже і кут повертання скребка, що дозволяє підвищити інтенсивність сепарації коренебульбоплодів. При зміщенні опорного елемента 5 від полотна 2 зменшується величина перекриття  $\Delta$ , а отже і кут повертання скребків, що дозволяє зменшити інтенсивність додаткового впливу на коренебульбоплоди, аж до повного його виключення, якщо такий вплив не потрібен, наприклад при сприятливих умовах збирання. Останнє дозволить знизити енерговитрати на реалізацію технологічного процесу та пошкодження коренебульбоплодів.

Таким чином, зміною величини перекриття  $\Delta$  досягається регулювання інтенсивності процесу доочищення коренеплодів, причому даний спосіб регулювання є досить простим при експлуатації коренезбиральної машини, оскільки опорний елемент розташовується збоку, на рамі транспортера і механізатор дискретно або плавно (в залежності від конструктивного рішення) може змінювати величину  $\Delta$ .



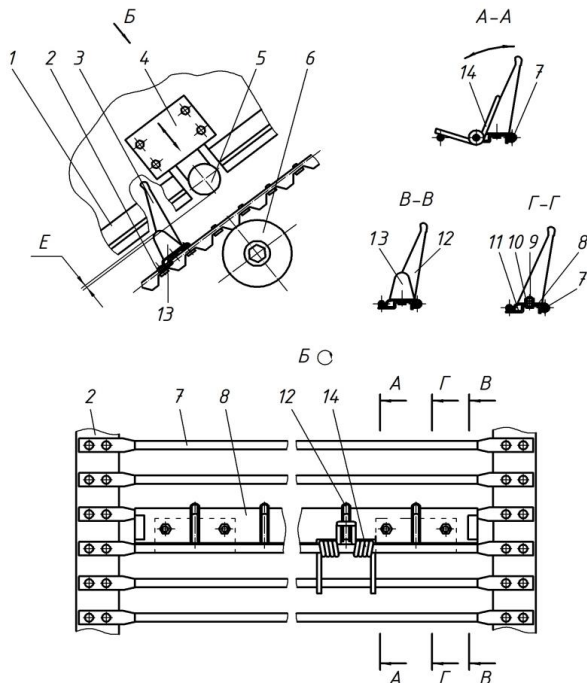


Рис. 1 – Конструктивна схема механізму повертання скребоків для викидання коренеплодів на пруткове полотно

Також розроблено транспортер-сепаратор коренеплодів з хвилеподібним утримувачем коренеплодів (рис. 2), що містить раму 1, на якій встановлено ведучий 2 і ведений 3 барабани, на яких розташоване пруткове полотно 4 із закріпленими на ньому скребками 5. Над транспортером-сепаратором над певній висоті знаходиться хвилеподібний утримувач коренеплодів 6, який кріпиться до рами з можливістю його переміщення перпендикулярно до пруткового полотна. Утримувач представляє собою профільні смуги, які розміщені на певній відстані одна від одної, що дозволяє утримувати коренеплоди у відповідних комірках. Крім цього профільні смуги повинні мати між собою такий зазор, щоб між ними могли вільно проходити пальців скребоків. Прутки 7 з певним кроком охоплюють скоби 8, які закріплені до корпусу скребка 5, причому прутки скобою і внутрішньою вставкою 9 зовнішньої пластини охоплюються з певним зазором, що дає можливість їх обертання

навколо осі прутка. До поверхні скребків приєднані ролики привідного механізму 10, що періодично контактують з опорним елементом 11, який розміщується на рамі таким чином, що в момент його виходу з контакту з роликом привідного механізму скребок гарантовано контактує з коренеплодом який розміщується в комірці хвилеподібного утримувача.

Скребки у напрямку руху пруткового полотна підтиснуті пружиною 12, яка іншою стороною опирається на важіль 13, який шарнірно закріплений на прутку транспортера-сепаратора. Переміщення важеля через ролик 14, обмежується упором 15.

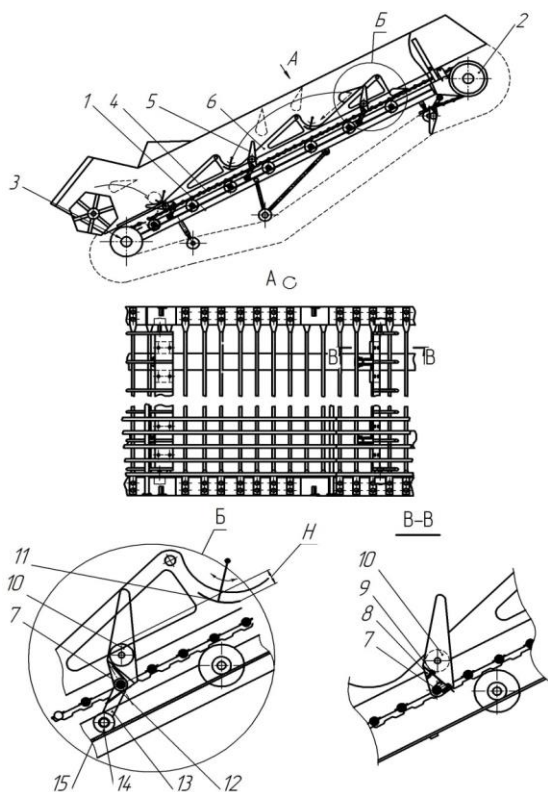


Рис. 2 – Транспортер-сепаратор коренеплодів з хвилеподібним утримувачем коренеплодів

В процесі роботи коренеплоди потрапляють у першу комірку хвилеподібного утримувача. Скребок, який шарнірно закріплений на

прутку полотна транспортера-сепаратора рухається у напрямку вивантаження коренеплодів до моменту контакту ролика привідного механізму 10 з опорним елементом 11, за умови наявності перекриття «Н». Це призводить до провертання скребків навколо осі прутка, з одночасною деформацією пружини, на певний кут, який визначається величиною перекриття «Н» і положенням виходу із зачеплення ролика привідного механізму відносно опорного елемента. Далі, під дією сили пружини скребки, які в цей момент вже контактують з коренеплодами розміщеними у перші комірці хвилеподібного утримувача, здійснюють зворотний рух і під дією сил інерції, викидаються у наступну комірку хвилеподібного утримувача. Така ударна взаємодія з профілями хвилеподібного утримувача призводить до очищення коренеплодів шляхом їх струшування, а також перекочування у зворотньому напрямку до контакту з комірками утримувача, що також сприятиме додатковому очищенню поверхні коренеплодів від налиплого ґрунту.

Очевидним є те що, основними параметрами, які будуть впливати процес доочищення коренеплодів є жорсткість пружини 12, кут повороту скребків  $\beta$  в процесі взаємодії привідного механізму 10 з опорним елементом 11, кут нахилу полотна до горизонту, а також лінійна швидкість скребків.

На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення впливу маси коренеплодів  $m$ , кута провертання скребків  $\beta$  і кута нахилу пруткового полотна до горизонту  $\gamma$  на ступінь пошкодження коренеплодів

$$P = -3,88 + 4,679m + 0,2216\beta + 0,08\gamma - 0,067m\gamma - \\ -0,0032\beta\gamma - 0,107m\beta + 0,0027m\beta\gamma.$$

Встановлено, що для кута  $\gamma = 40^\circ$  найбільший сепаруючий ефект досягається при куті провертання скребків  $\beta = 30^\circ$ . Доведено, що максимальний сепаруючий ефект має місце при ударних взаємодіях коренеплодів з прутками полотна, а також при повторних контактах зі скребками при їх перекочуванні у зворотному напрямку. За результатами експерименту з визначення впливу  $\beta$ ,  $m$ ,  $\gamma$  на ступінь пошкодження тіла коренеплодів встановлено, що максимально на даний показник впливає кут  $\beta$ . Далі за інтенсивністю впливу є маса коренеплодів  $m$  і кут нахилу пруткового полотна до горизонту  $\gamma$ . Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів  $15 < \beta < 35$  (град);  $0,8 < m < 1,6$  (кг);  $30 < \gamma < 50$  (град).

**Висновки.** Запропонована конструкція транспортера-сепаратора для коренеплодів при незначній складності дозволить

регулювати інтенсивність доочищення коренеплодів. Внесення в конструкцію транспортера-сепаратора хвилеподібного утримувача коренеплодів дозволить зменшити енерговитрати які використовувались на пасивне транспортування коренеплодів у технологічному руслі. Особливість встановлення опорних елементів унеможливує початкове пошкодження коренеплодів в момент контакту пальцями скребка об коренеплід. На основі проведених експериментальних досліджень отримано регресійну залежність з визначення впливу маси коренеплодів  $m$ , кута повертання скребків  $\beta$  і кута нахилу пруткового полотна до горизонту  $\gamma$  на ступінь пошкодження коренеплодів.

#### Література

1. Барановський В. Основні етапи та загальні принципи сучасних тенденцій розвитку коренезбиральних машин / В. Барановський // Вісник ТДТУ. – Тернопіль, 2006.- Т.11, №2. – С.67–75.
2. Гевко Р. Б. Розрахунок конструктивно-кінематичних параметрів стрічкового транспортера-очисника / Р. Б. Гевко, І. І. Павх, Ю. Б. Гладь, І. Г. Ткаченко // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. – Випуск 5. – Луцьк: Ред-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 46–53.
3. Гевко Р. Б. Визначення конструктивно-силових параметрів скребкового сепаруючого транспортера / Р. Б. Гевко, І. В. Фльонц, О. Б. Павелчак // Вісник інженерної академії України. Теоретичний і науково-практичний журнал. – Випуск 3-4. – 2008. – С. 180–185.
4. Патент України на корисну модель 31875, МПК А01D 27/00. Транспортер-сепаратор для коренебульбоплодів/ Фльонц І.В., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г.: заявник і власник патенту Тернопільський НЕУ. – № u200713963; заявл. 12.12.2007; опубл. 25.04.2008, Бюл. №8 (автором запропоновано схему виконання коливних скребків).
5. Патент України на корисну модель 40719, МПК А01D 27/00. Транспортер-очисник коренеплодів/ Фльонц І. В., Гуменюк О. О., Павелчак О. Б.: заявник і власник патенту Тернопільський НЕУ.– №u200812831; заявл. 03.11.2008; опубл. 27.04.2009, Бюл. №8 (автором запропоновано схему розташування скребків на полотні).

*Рецензент д.т.н., проф. Р.Б.Гевко.*

УДК 631.303

Г.А.Хайлис, д.т.н; В.В.Шевчук  
УкрНИИПІТ ім. Л. Погорелого  
В.Г. Шевчук  
зам. директора ВСП АТК Уманського НУС

## **ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ТВЕРДОСТИ ПОЧВЫ И ЕЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ПРОКОЛЕ ИГЛАМИ БОРНЫ**

*В статье рассмотрены приборы для определения твердости почвы и её сопротивления при проколе конусной иглой борны.*

### **ТВЕРДОСТЬ, ПОЧВА, ТВЕРДОМЕР, ИГОЛЬЧАТАЯ БОРНА, СОПРОТИВЛЕНИЕ, ПРОКОЛ, ИГЛА.**

**Постановка проблемы.** Игольчатые борны нашли широкое применение при обработке почвы. Однако вопросы, касающиеся сопротивления, возникающего при работе борон, и оценка твердости почвы, исследованы недостаточно [1, 2, 3, 4].

**Анализ последних исследований и публикаций.** По данной теме опубликован ряд работ [1, 2, 3, 4], но слабо разработаны вопросы определения сопротивлений при их работе.

**Цель исследования.** Рассмотреть вопросы определения твердости почвы с помощью твердомера и сопротивления почвы при ее проколе иглами борны.

**Результаты исследования.** Секции культиватора могут быть снабжены игольчатыми борнами, в задачи которых входят прокол почвы и ее рыхление. Устроена эта борна следующим образом.

Борна содержит секции, каждая из которых состоит из пяти игольчатых дисков, оси которых жестко связаны друг с другом. Каждый диск содержит ступицу, ось, втулку и двенадцать игл, жестко связанных со ступицей. Игла представляет собою радиально закрепленный на ступице прямолинейный стержень, форма которого в средней части близка к цилиндрической; в концевой части каждая игла выполнена в виде конуса и заканчивается острием. Диски с иглами движутся в продольно-вертикальной плоскости и вращаются вокруг своих горизонтальных осей.

При работе игольчатых борон иглы могут внедриться в почву, направляясь в нее, в основном, перпендикулярно к ее поверхности, хотя может быть и некоторое отклонение от этого перпендикуляра. Схема внедрения в почву деформатора в виде вертикального стержня с присоединенным к нему плоским горизонтальным круглым телом

показана на рис. 1, *а*. Так определяется твердость почвы с помощью твердомера. Если же требуется обеспечить внедрение в почву конусных игл игольчатой бороны, то деформатор выполняется в виде вертикального конуса, обращенного острием вниз (рис. 1, *б*).

В случае деформации почвы по схеме на рис. 1, *а* при углублении деформатора (плунжера) твердомера в почву на регистрирующей части твердомера записывается диаграмма, представляющая собой зависимость силы  $G$  давления на плунжер от глубины  $\lambda$  внедрения этого плунжера в почву (рис. 2). С помощью этой диаграммы определяется твердость  $p$  почвы по формуле:

$$p = \frac{h_{\text{ср}} \kappa}{S}, \quad (1)$$

где  $h_{\text{ср}}$  – среднее значение ординаты (в см) на участке  $OA$  этой диаграммы,  $\kappa$  – жесткость пружины (Н/см), а  $S$  – площадь плунжера в месте его контакта с почвой (см<sup>2</sup>). Твердость почвы измеряется в Н/см<sup>2</sup>.

Прямая  $OA$  на диаграмме показывает возрастание силы  $G$  с ростом глубины  $\lambda$ , а прямая  $AB$  на диаграмме характеризует условия деформации почвы, когда она «течет», т.е. продолжает деформироваться под действием постоянной силы  $G_A$  давления на нее (это предел несущей способности почвы). Точка  $A$  на диаграмме находится на значительной глубине от поверхности почвы (20 см и больше). Такова закономерность деформации почвы плунжером, выполненным в виде плоского горизонтального круглого тела. А вот закономерность деформации почвы конусной иглой (рис. 1, *б*) не известна и ее надо определить.

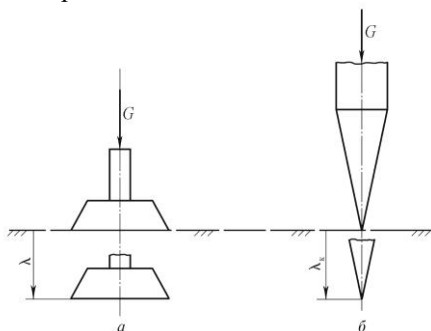


Рис. 1 – Схемы вдавливания в почву на глубину  $\lambda$  деформаторов: *а* – деформатор выполнен в виде плоского горизонтального круглого тела, *б* – деформатор выполнен в виде вертикального конуса, обращенного острием вниз

На діаграмме смятия почвы (рис. 2)  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_n$  – это глубины погружения плунжера, соответствующие значениям сил  $G_1, G_2, G_A$  сжатия пружины прибора. Так как  $h_{срК}$  представляет собой среднее значение силы  $G_A$  смятия почвы на участке  $OA$  кривой (рис. 2), то  $h_{срК} = G_A / 2$ , где  $G_A$  – сила, соответствующая положению точки  $A$  на диаграмме.

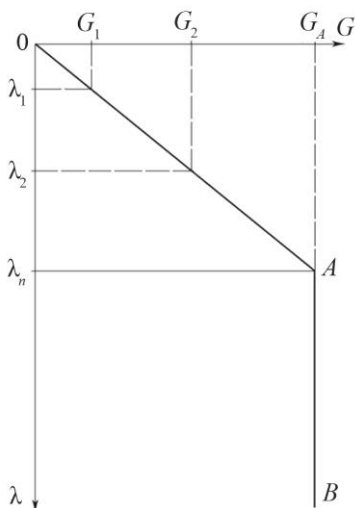


Рис. 2 – Графическая зависимость силы  $G$  давления плунжера на почву от глубины  $\lambda$  погружения этого плунжера (диаграмма смятия почвы)

Проанализируем проникновение конусной иглы в почву с учетом особенностей конструкции твердомера почвы.

На рис. 3 представлена схема твердомера с конусной формой плунжера. Прибор состоит из рукоятки 1, пружины 2, штанги 3 и деформатора (плунжера) 5. Нижний конец пружины 2 жестко связан со штангой 3 (упирается в жестко связанный со штангой упор 4) и при нажатии рукояткой 1 на пружину давление сжатия пружины передается на штангу 3, а через эту штангу передается на деформатор 5, представляющий собой конус иглы. При такой конструкции давление сжатия пружины равно давлению деформатора (конуса) 5 на почву. Штанга 3 и конус (деформатор) 5 движутся по вертикали в направляющей 6. Верхнее положение рукоятки 1 совпадает с линией  $O-O$ , а деформация пружины по вертикали обозначена  $y$ . Эта схема

обычного твердомера (таких конструкций много). Таким образом, твердомер по схеме на рис. 3 отличается от существующих твердомеров (рис. 1, а) формой деформатора.

Твердомер на схеме на рис. 3 отличается от других плотномеров тем, что запись пути  $\lambda$  движения деформатора (плунжера) осуществляется по вертикали (в направлении  $\lambda$  на рис. 2), а запись процесса сжатия пружины осуществляется по горизонтали (перпендикулярно направлению пути  $\lambda$ ). Схема регистрирующей части этого твердомера показана на рис. 4. На получаемой диаграмме в таком приборе (рис. 4) путь деформации почвы откладывается вниз по вертикали (рис. 4, линия  $\lambda$ ), а деформация сжатия пружины изображается по горизонтали (рис. 4, линия  $av$ , параллельная оси  $Oy_1$ ). В таком приборе изображение деформации почвы при условии, что почва эта «течет», т.е. продолжает деформироваться под действием постоянного давления на нее, показано на упомянутом рис. 2 и рис. 4 в виде вертикальной прямой  $AB$ ). Все это означает, что зависимость силы  $G$  давления на конусную иглу от глубины  $\lambda$  ее погружения в почву близка к линейной и находится в пределах глубины погружения иглы до точки  $A$  на диаграммах (рис. 2 и 4), получаемых с помощью приборов.

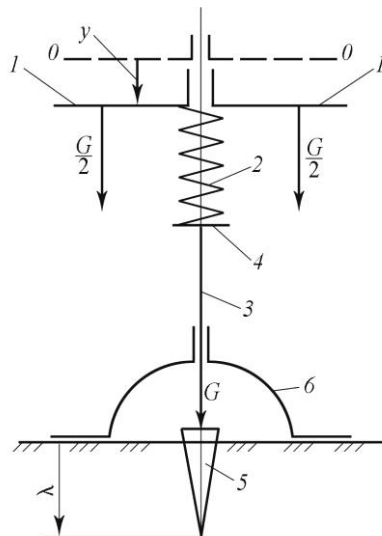


Рис. 3 – Схема твердомера почвы с деформатором конусного типа:  
 1 – рукоятка, 2 – пружина, 3 – штанга, 4 – упор,  
 5 – деформатор, 6 – направляющая



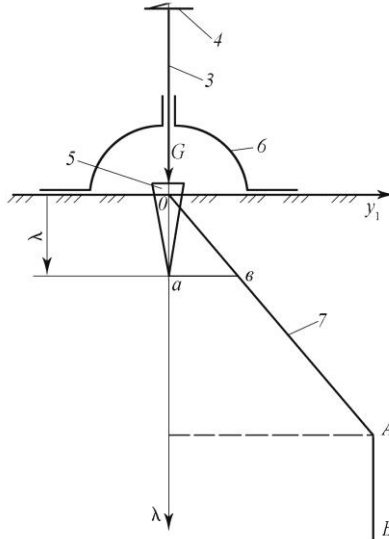


Рис. 4 – Схема регистрирующей части твердомера почвы на схеме на рис 3: 3 – штанга, 4 – упор, 5 – деформатор, 6 – направляющая, 7 – линия деформации почвы иглой,  $AB$  – линия изменения давления, когда почва «течет», т.е. продолжает деформироваться под действием постоянного давления (предел несущей способности почвы)

**Выводы.** Рассмотрены особенности использования твердомеров для определения сопротивления почвы при вдавливании в почву плоского горизонтального круглого тела и конусного тела .

#### Литература

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. – Т. 1, (ч.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: ОКО. – 2001. – 444 с.
2. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: Изд. УСХА. 1992. – 235 с.
3. Кравчук В., Хайлис Г., Шевчук В. О качении дисков игольчатой бороны при перемещении по поверхности почвы // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 10. – С. 23-25.
4. Мазитов Н. Теория реактивных рабочих органов почвообрабатывающих машин. – Казань. Изд-во «ФЭН» Академии наук РТ, 2011. – 280 с.

УДК 631.303

© Г.А. Хайлис, д.т.н;

УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

В.И. Василюк, к.т.н.

ВП НУБиП Украины, Нежинский агротехнический институт

В.В. Шевчук

УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПРОКОЛА ПОЧВЫ ИГЛАМИ ИГОЛЬЧАТОЙ БОРОНЫ**

*В статье рассмотрено определение направления движения игл игольчатой бороны при проколе почвы.*

### **ПРОКОЛ, НАПРАВЛЕНИЕ, ДВИЖЕНИЕ, ДИСК, ИГОЛЬЧАТАЯ БОРОНА, ПОЧВА, ИГЛА, ЦЕНТР, СКОРОСТЬ.**

**Постановка проблемы.** Для обработки почвы применяются игольчатые бороны. Эти рабочие органы исследованы рядом авторов [1, 2, 3, 4, 5, 6], однако направление движения игл при проколе почвы рассмотрено недостаточно. Ввиду этого исследование движения игл бороны при проколе почвы представляет значительный интерес.

**Анализ последних исследований и публикаций.** По игольчатым боронам проведено много работ [1, 2, 3, 4, 5, 6], однако особенности движения игл борон при проколе почвы исследованы недостаточно.

**Цель исследования.** Провести анализ движения игл борон при проколе ими почвы и определить направление движения этих игл.

**Результаты исследований.** Игольчатая борона (рис. 1) содержит диски с иглами, причем оси дисков жестко связаны друг с другом. При движении бороны каждый диск вращается вокруг своей оси, которая в свою очередь жестко связана с общим держателем осей всех дисков и движется вместе с другими дисками на одинаковой высоте от поверхности почвы. На схеме диски вращаются против часовой стрелки вокруг оси *C*, перпендикулярной плоскости чертежа и движущейся влево.

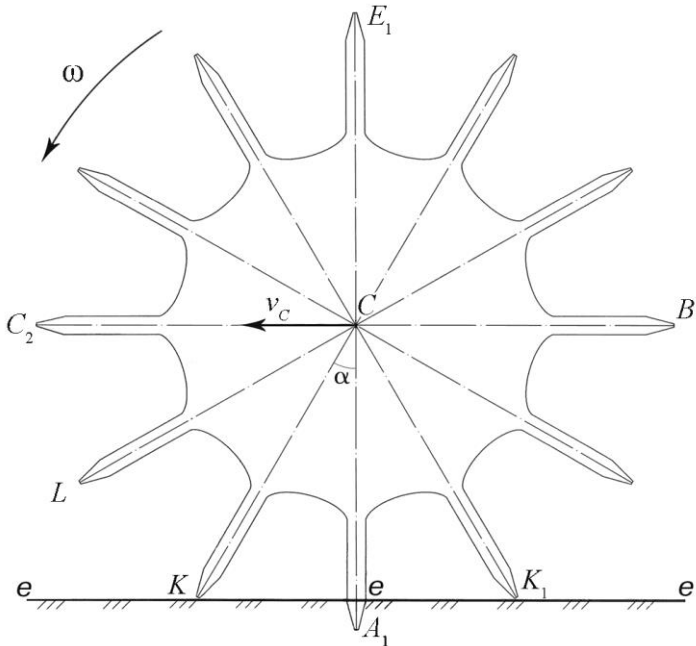


Рис. 1 – Схема движения бороны с иглами

Как видно из рис. 1, почва взаимодействует с бороной только в тех случаях, когда иглы находятся в зоне  $KeK_1$ , соответствующей углу  $KCK_1$ . В остальной зоне (соответствующей углу около  $300^\circ$  по дуге  $K_1BE_1C_2LK$  иглы не взаимодействуют с почвой, там могут быть лишь случаи полета отдельных частичек почвы на поверхности игл и диска, что существенно на работу бороны не влияет. Ввиду этого иглы взаимодействуют с почвой в положениях между линиями  $CK$  и  $CK_1$ .

Игла в нижнем вертикальном положении  $CA_1$  при работе существенно углубляется в почву, концы же  $K$  и  $K_1$  игл также могут находиться в почве, при этом конец  $K$  иглы начинает углубляться в почву, когда угол  $KCe$  равен или меньше  $\alpha$ , а конец  $A_1$  иглы может находиться в почве при угле  $A_1CK_1$ .

Из изложенного следует, что взаимодействие каждой иглы с почвой происходит на участках  $Ke$  и  $eK_1$ , причем на участке  $Ke$  игла опускается в почву, а на участке  $eK_1$  игла выходит из почвы. На всем участке  $KK_1$  иглы производят полезную работу.

С учетом изложенного проведем дальнейшее исследование качения диска с иглами.

При движении центра  $C$  бороны влево со скоростью  $v_c$  мгновенный центр вращения иглы окажется в нижней части прямой  $Se$  (рис. 2), а точнее, в точке  $C_v$ . Обоснования к тому, что точка  $C_v$  является мгновенным центром вращения, будет следующее: точка  $C_v$  находится глубоко в почве и ей трудно быстро менять свое положение. Таким образом, в точке  $C_v$  находится мгновенный центр вращения, здесь же находится нижний конец иглы.

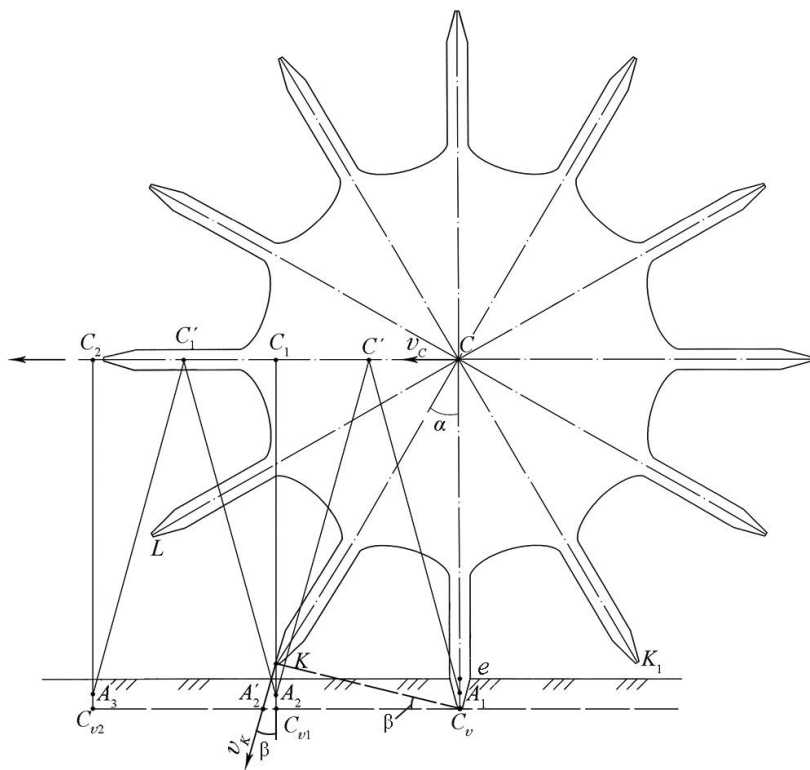


Рис. 2 – Схема к анализу движения по полю диска игольчатой бороны, ось которого связана с осями других дисков, а глубина погружения игл незначительна

Пусть диск с центром  $C$  движется так, что скорость  $v_c$  центра  $C$  направлена по горизонтали, а глубина погружения игл незначительна. Вначале радиус  $CC_v$  вертикален, а точка  $C_v$  (мгновенный центр вращения) находится в нижней точке вертикальной иглы  $CC_v$ . При

движении центра  $C$  по горизонтали влево, влево подастся верхняя часть иглы  $CA_1$ , точка  $C$  останется на уровне линии  $CC'C_1C_1'C_2$ , а нижний конец иглы  $CA_1$  будет выходить из почвенного углубления у точки  $C_v$  и поднимется вверх на высоту  $C_vA_1$ ; т.е. будет иметь место равенство  $C C_v = C'A_1$ . Одновременно повернется влево вся игла  $A_1C$  и займет положение  $A_1C'$ ; также одновременно повернется вниз игла  $CK$  и опустится также вниз точка  $K$  иглы  $CK$ . При дальнейшем движении влево центра  $C$  точка  $K$  опустится вниз в положение  $A_2$ , а затем игла  $CK$  займет вертикальное положение  $C_1C_{v1}$ , при этом  $C_1C_{v1} = C'A_2$ . Точка  $C_{v1}$  – это мгновенный центр вращения иглы  $CK$  во время поворота влево и вниз.

При дальнейшем движении центра  $C$  влево будет иметь место повторение событий, а именно центр  $C$  подойдет к положению  $C_1'$ , при этом нижний конец  $K$  иглы  $CK$  выйдет из положения точки  $C_v$  в почву, к этому времени игла  $CL$  опустится вниз и точка  $L$  будет приближаться к точке  $A_3$ , а затем и к точке  $C_{v2}$  (мгновенный центр вращения иглы  $LC$ ). Во время, когда центр  $C$  подойдет к положению  $C_2$  конец  $L$  иглы опустится в почвенное углубление, где находятся точки  $A_3$  и  $C_{v2}$ , а в момент, когда центр  $C$  будет в положении  $C_2$  игла  $KL$  займет вертикальное положение  $C_2C_{v2}$ .

Из представленных на рис. 2 данных видно, что движение центра  $C$  имеет место по прямой  $CC'C_1C_1'C_2$ , а нижние точки  $A_1A_2A_3$  игл  $CC_v$ ,  $CK$  и  $CL$  опускаются на полную глубину в почву лишь в тех случаях, когда иглы занимают такие вертикальные положения, как  $CC_v$  или  $C_1C_{v1}$  или  $C_2C_{v2}$  и т.д. Мы видим, что иглы опускаются в почву в положении близком к вертикальному и углубляются в нее. На это указывает и направление вектора скорости  $v_k$  точки  $K$  иглы (рис. 2).

Этот вектор ( $v_k$ ) отклонен от вертикали на угол  $\beta$ . Угол этот влияет на условия вхождения (внедрения) иглы в почву. Определим его.

Из рис. 2 видно, что прямоугольные треугольники  $C_vKC_{v1}$  и  $C_vKA_2'$  подобны, а углы  $KC_vC_{v1}$  и  $KC_vA_2'$  равны  $\beta$ . Тангенс угла  $\beta$  равен

$\frac{KC_{v1}}{C_{v1}C_v}$ , тогда

$$\beta = \text{arctg} \frac{KC_{v1}}{C_{v1}C_v}, \quad (1)$$

где  $KC_{v1}$  – высота конца  $K$  иглы  $CK$  над линией  $C_{v2}C_{v1}C_v$ , а  $C_{v1}C_v$  – расстояние от точки  $C_{v1}$  до точки  $C_v$ .

При работе бороны нужно, чтобы скорость  $v_k$  в момент начала прокола почвы не была отклонена от вертикали, а если и отклонена, то

на весьма небольшой угол  $\beta$  (о котором выше говорится). Учитывая, что расстояние  $CC_v = r_d$ , где  $r_d$  – радиус диска бороны с иглами, а угол  $KCC_v$  равен  $\alpha$  (рис. 2), то из треугольника  $KCC_v$  находим:

$$KC_v = 2r_d \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (2)$$

Здесь  $\alpha$  – угол между иглами  $CK$  и  $CC_v$ .

Обозначим расстояние  $KC_{v1}$  через  $h_K$  (т.е.  $h_K$  – это высота точки  $K$  над линией  $C_{v2}C_{v1}C_v$ ), тогда

$$h_K = \sqrt{(KC_v)^2 - (C_{v1}C_v)^2}. \quad (3)$$

Так как  $h_K = (KC_v)\sin\beta$ , а  $C_{v1}C_v = (KC_v)\cos\beta$ , то в результате преобразований получим:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left( \frac{h_K}{2r_d \sin \frac{\alpha}{2}} \right)^2}. \quad (4)$$

Из полученного равенства видно, что чем меньше  $h_K$ , тем меньше угол  $\beta$ . При уменьшении  $h_K$  до 0 угол  $\beta$  становится также равным нулю, а скорость  $v_k$  будет направлена по вертикали вниз, т.е. прокол почвы будет проводиться по вертикали. А нам это и нужно, так как при таком проколе почвы силы трения иглы о почву будут меньше, чем при угле  $\beta$  больше нуля; улучшится также качество обработки почвы.

Выводы. При проколе почвы иглами игольчатой бороны нужно, чтобы расположение колющей иглы было как можно ближе к вертикали, что учитывается зависимостями (1)-(4).

#### Литература

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (частина 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків. ОКО. – 2001. – 444 с.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Изд. 3-е доп. И перераб. – М.: Колос, 1994. – 751 с.
3. Синееков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
4. Хайлис. Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во УСХА. 1992. – 235 с.

5. Кравчук В., Хайлис Г., Шевчук В. О качених дисков игольчатой бороны при перемещении по поверхности почвы // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 10. – С. 23-25.

6. Мазитов Н. Теория реактивных рабочих органов почвообрабатывающих машин. – Казань. Изд-во «ФЭН» Академии наук РТ, 2011. – 280 с.

УДК 631.929

© А.В. Хомич, к.т.н.; А.С. Суховецький; Ю.А. Хомич  
Луцький національний технічний університет

## **ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ САПРОПЕЛІВ ПРИ ВИРОЩУВАННІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР**

*У статті представлено результати досліджень використання заморожених озерних сапропелів при вирощуванні сільськогосподарських культур в умовах Любешивського району Волинської області з врахуванням рекомендованих сівозмін.*

### **САПРОПЕЛЬ, СІВОЗМІНА, ЕФЕКТИВНІСТЬ, ВРОЖАЙНІСТЬ**

**Постановка проблеми.** Зміна виробничих відносин в Україні обумовлює потребу розширення, застосування прогресивних та базових, для кожної галузі, технологій. Впровадження принципово нових технологій повинно базуватися на фундаментальних дослідженнях. Перехід виробництва з кооперативно-колгоспної на приватну власність призвело до появи майже 80% дрібногосподарських селянських господарств, особливо на Західній території нашої держави. Таке реформування сприяло втраті земель, які донедавна успішно використовувались у сівозмінах навіть на таких, з низькою родючістю, як дерново-підзолисті ґрунти. За останніми статистичними даними – це втрата 0,1–0,2% щорічно родючих земель, що пов'язано із значним рівнем не оброблюваності окремих пайових ділянок, ерозійними процесами, залісненням. За останні три десятиріччя на Україні виведено з обороту 2,6 млн га с.-г. угідь, в т.ч. 1,6 млн га ріллі.

В результаті чого, соціальне напруження в суспільстві, що виникло, пов'язано не тільки з виробництвом продукції, але й з процесом її реалізації. Тільки за умов прямого зв'язку між виробництвом і споживанням можливе вирішення ряду соціальних

проблем. Сьогоднішня ситуація вимагає від науковців пропонувати нові дієві підходи до формування технологічних процесів вирощування сільськогосподарських культур з врахуванням агроекологічних умов, що постійно змінюються на окремих територіях.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Значна увага особливостям ведення сільськогосподарського виробництва в залежності від природно-кліматичних умов проводилась в роки Радянського Союзу [1, 2]. Тодішня система господарювання дозволяла поєднувати, як регіональні умови, так і впливати на родючість ґрунтів вмілим поєднанням галузей рослинництва та тваринництва [3, 5]. Дисбаланс між вказаними галузями призвів до різкого зменшення внесення органічних добрив при вирощуванні сільськогосподарських культур [8]. В результаті чого на окремих територіях зникли цілі галузі, які були визначальними для економіки регіонів. До таких слід віднести галузь льонарства.

Альтернативою минулій системі удобрення ґрунтів можуть стати такі сировинні ресурси, як місцеві фосфорити, озерні сапропелі, органічні відходи господарської діяльності, в тому числі при вирощуванні сільськогосподарських культур.

**Мета дослідження.** Встановити вплив промороженого озерного сапропелю на ефективність вирощування сільськогосподарських культур за встановленою сівозміною на дерново-підзолистих ґрунтах Північного Полісся.

**Результати дослідження.** Загальне збільшення врожаю до 50% від його обсягу на ґрунтах із низькою родючістю забезпечується добривами. У зв'язку з ситуацією, яка склалася в країні, застосування дорогих мінеральних та органічних добрив є нерентабельним і за останні роки їх внесення знизилося в 3...4 рази [6]. Це пояснюється тим, що за рахунок їх неправильного розташування у ґрунті вони не повністю засвоюються рослинами і матеріальні витрати найчастіше перевищують отриманий ефект від збільшення врожаю.

Використання сапропелів у якості органічних та органічної складової органо-мінеральних добрив, вимагає подальших досліджень з освоєння нових технологій у сільськогосподарському виробництві.

Для визначення впливу сапропелю на врожайність сільськогосподарських культур на першому році досліджень було виділено шість ділянок під наступні культури (13 сортів) на п'яти різних агрофонах.

- три сорти вівса: „Ант“, „Райдужний“, „Декамерун“;
- три сорти ячменю: „Вакула“, „Геліос“, „Зоряний“;
- три сорти пшениці ярої: „Героїня“, „Рання-93“, „Етюд“;



- один сорт гірчиці;
- один сорт ріпаку;
- два сорти люпину: „Олежка“, „Серпневий“.

Насіння елітне з Любешівської сортодільниці. Запропоновані агрофони мали наступний вид:

- I агрофон – внесення сапропелю в кількості 100 т/га;
- II агрофон – внесення гною в кількості 100 т/га;
- III агрофон – внесення мінеральних добрив ( N100P100K100);
- IV агрофон – контроль без добрив;
- V агрофон – сівба по 100 % сапропелю (локально).

Під час вегетації рослин було проведено три контрольні вимірювання росту рослин на всіх агрофонах. Вимірювання проводились через кожні два тижні, а результати заносились в таблиці. Під час другого контрольного вимірювання ріст рослин на кожному агрофоні фіксувався на фотошпівку. Після дозрівання сільськогосподарських культур за стандартною методикою проводили збір врожаю, результати якого представленні в табл. 1.

Під час всіх трьох контрольних замірів значних відмінностей у рості рослин між різними агрофонами не спостерігалось. Лише під час першого контрольного замірювання видно було відчутну різницю в рості зернових культур всіх сортів (вівса, ячменю, пшениці) на різних агрофонах. Забур'яненість на всіх агрофонах на даному етапі була в межах 20 %, крім агрофону з 100 відсотковим внесенням сапропелю. На цьому агрофоні бур'янів майже не було виявлено(рис. 1).

Після другого контрольного замірювання росту рослин всі бур'яни були знищені за допомогою гербіциду ГРАНСТАР® на посівах пшениці, ячменю, вівса. На посівах інших культур бур'яни були знищувались механічно. Сорти всіх культур протягом вегетації розвивалися дуже добре і очікувався відповідно хороший урожай. Що стосується забур'яненості поля, то на всіх агрофонах вона була в межах 5 %, крім агрофону з 100 % сапропелем. На ділянці з 100 % сапропелем забур'яненості не виявлено зовсім.

Таблиця 1 – Врожайність досліджуваних культур на різних агрофонах у перший рік досліджень.

№ п.п.	С. г. культура	Врожайність с.г. культур в ц/га на агрофоні				
		Сапропель 100 т/га (локальне внесення)	Гній 100 т/га	НРК	Без добрив	Сапропель 100 %
1.	Овес „АНТ“	22	23,5	19,5	11,5	22,5
2.	Овес „РАЙДУЖНИЙ“	24	25	22,5	13	23
3.	Овес „ДЕКАМЕРУН“	20	22	18,5	9	21
4.	Ячмінь „ВАКУЛА“	37	38,5	34	12	38
5.	Ячмінь „ГЕЛІОС“	34	36	30,5	11	36
6.	Ячмінь „ЗОРЯНИЙ“	37,5	39	32	11,5	38
7.	Пшениця „ГЕРОЇНЯ“	14,5	15	13	8	15
8.	Пшениця „РАННЯ-93“	22,5	24	19	10	23,5
9.	Пшениця „ЕТЮД“	19,5	22	17	9	20
10.	Гірчиця	6	8	4,5	3	6,5
11.	Ріпак	5,5	6,5	4	3,5	6
12.	Люпин білий „ОЛЕЖКА“	12	14	11,5	9,5	12,5
13.	Люпин білий „СЕРПНЕВИЙ“	12,5	14	10,5	9,5	13

Як видно з результатів врожайності, метод внесення проморожених озерних сапропелів суттєво на приріст врожаю не впливає і знаходиться на рівні підстилкового гною. Рекомендовані значення НРК не переважають за врожайністю сапропель та гній.



Рис. 1 – Вплив сапропелю на ріст вівса на першому контрольному замірі

В наступному році на тих самих ділянках було закладено наступні дві індивідуальні ділянки на шести різних агрофонах:

- I агрофон – з внесенням гною 40 т/га;
- II агрофон – контроль без добрив;
- III агрофон – з внесенням сапропелю 40 т/га;
- IV агрофон – з внесенням сапропелю 60 т/га;
- V агрофон – з внесенням сапропелю 80 т/га;
- VI агрофон – з внесенням мінеральних добрив (N70P46K22),

НРК вирівнювали по третьому агрофоні – сапропель 40 т/га.

Кожна з ділянок була розбита на 18 рівних частин, тобто кожен ряд містив шість різних агрофонів в трьох повторюваностях. На першій ділянці було висаджене елітне насіння картоплі сорту «Беллароса», а на іншій ділянці було посіяно льон-довгунець (рис. 2). Приріст картоплі на дерново-підзолистих ґрунтах Любешівщини склав 25...30% (табл. 2), що є важливим фактором при її вирощуванні. Ефективність впливу сапропелю на ріст стебла льону-довгунця у даних дослідженнях не виявлено. Максимальна висота на стадії повного дозрівання склала 62 см. Вихід насінневої частини не оцінювався в силу погодних умов, що склалися у даний рік.

Таблиця 2 – Результати впливу сапропелю на врожайність картоплі

№ п.п	Культура	Врожайність картоплі ц/га на агрофоні					
		Гній 40 т/га	Контроль без добрив	Сапро-пель 40 т/га	Сапро-пель 60 т/га	Сапро-пель 80 т/га	НРК
1	Картопля (I повторність)	350	210	300	330	350	330
2	Картопля (II повторність)	360	200	295	325	350	330
3	Картопля (III повторність)	350	200	298	330	350	323



Рис. 2 – Дослідна ділянка льону-довгунця на стадії формування головок

Останній рік проведення дослідів проходив також на двох ділянках. Осінню на одній ділянці, де попередником була картопля посіяли жито елітного сорту «Інтенсивне-95». На іншій ділянці, на шести агрофонах в трьох повторюваностях висаджували картоплю сорту «Беллароса». Аналогічно, як у минулі роки при проведенні дослідів, кожні дві неділі проводились заміри росту стебел рослин і всі частини ділянок на різних агрофонах в трьох повторюваностях були відзняті на фотоплівку (рис. 3). В цілому рік був сприятливий для вирощування сільськогосподарських культур, особливо для картоплі (табл. 3).

Таблиця 3 – Вплив сапропелю на врожайність сільськогосподарських культур

№ п.п	Культура	Врожайність ц/га на агрофоні					
		Гній 40 т/га	Контроль без добрив	Сапропель 40 т/га	Сапропель 60 т/га	Сапропель 80 т/га	НРК
1	Картопля (I повторність)	380	235	320	350	370	350
2	Картопля (II повторність)	370	225	305	355	372	355
3	Картопля (III повторність)	385	210	308	350	370	353
4	Жито (I повторність)	22,4	7,0	16,3	17,4	20,4	19,8
5	Жито (II повторність)	21,2	7,8	16,6	16,8	20,0	19,6
6	Жито (III повторність)	21,0	7,5	15,8	17,0	21,1	20,0



Рис. 3 – Врожайність картоплі на дерново-підзолистому ґрунті у встановленій сівозміні та післядії сапропелю

Порівняльні дані таблиць 2 та 3 встановлення впливу озерних сапропелів на ефективність вирощування сільськогосподарських культур вказують на позитивну їх дію, особливо при вирощуванні картоплі. Так для кожного із варіантів: 40 т/га, 60 т/га, 80 т/га приріст врожаю становив не менше 20 т/га. Причому збільшення його норми внесення вдвічі дає приріст до 50 т/га.

За результатами проведених досліджень не можливо було встановити ефективність післядії сапропелю при вирощуванні традиційної культури Полісся – озимого жита. Але порівняльні дані з контролем без добрив вказують, що їх ефективність знаходиться у межах характерних для традиційних технологій з використанням підстилкового гною та NPK.

**Висновки.** Отримані результати проведених трирічних дослідів вказують на перспективність застосування запропонованої технології використання сапропелів при вирощуванні цілого ряду сільськогосподарських культур на збіднілих дерново-підзолистих ґрунтах Північного Полісся. За відсутності підстилкового гною та високої вартості мінеральних добрив виробникам сільськогосподарської продукції варто звернути увагу на запаси сапропелі, як органічні добрива.

Література

1. Дугченко І.В., Шевчук М.Й. Технологія вирощування екологічно чистих видів рослинної продукції з основами землеробства. – Луцьк: Надстир'я, 1995 р., 258 с.
2. Сацюк В.В. Вплив сапропелю, що міститься в ґрунті на ріст стебел льону олійного / В.В. Сацюк, А.В. Хомич // Сільськогосподарські машини: збірник наукових статей. – Луцьк: РВВ ЛДТУ. – 2007. – Випуск 15. – С. 251–255.
3. Бомба М.Я. Проблеми родючості ґрунтів: стан і перспективи відновлення у ХХІ столітті/ Сільський господар. – 2001. – № 9–10. – С. 20–23.
4. Єрмоленко В.О. Біологічно активні добрива. – К.: ПФ БОСВ, 2002 р., 152 с.
5. Гончар М.Т. Экологические проблемы сельскохозяйственного производства. – Львов. – 1986р., 243 с.
6. Статистичний щорічник. « Волинь – 2011». – Луцьк, 2012 р., 560 с.
7. Сисолін П.В. З бажанням зберегти родючість української землі та допомогти селянину. Зб. статей, виступів та коментаріїв (1997 – 2008рр.). Кіровоград, 2009 р., 160 с.
8. Запевалов М.В. Технологии и средства превентивных процессов по уходу за сельскохозяйственными культурами. FUNDAMENTAL RESEARCH № 12, 2011. 326 – 331с.
9. Патент на корисну модель №45522 Україна, МКВ А01С7/00. Пристрій для локального внесення у ґрунт комплексу органо-мінеральних добрив / Куденчук В.В., Дідух В.В., Хомич А.В.; Заявлено 22.06.2009; Опубл. 10.11.2009; Бюл. № 21.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.*

УДК 631.331

© С.М. Хомич.; І.Є. Цизь, к.т.н.; М.І. Коробка  
Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ДИНАМІЧНОЇ В'ЯЗКОСТІ ОРГАНІЧНОГО САПРОПЕЛЮ**

*У статті наведені методика та експериментальні дослідження коефіцієнта динамічної в'язкості органічного сапропелю. Проведено аналіз отриманих результатів.*

### **САПРОПЕЛЬ, ВОЛОГІСТЬ, В'ЯЗКІСТЬ, ДОСЛІДЖЕННЯ, ШВИДКІСТЬ ШАРІВ, ТИСК, УСТАНОВКА.**

**Постановка проблеми.** Органічні сапропелі характеризуються специфічними властивостями, які потребують спеціальних методів дослідження та індивідуальної оцінки. Їх поклади є неоднорідними для різних родовищ та за глибиною залягання. У природному стані сапропель є органо-мінеральною дисперсією, яка за класифікацією дисперсних систем належить до суспензій. У даній системі дисперсним середовищем є вода, а дисперсною фазою – тверді органо-мінеральні частинки. За класифікацією в'язких рідин сапропель слід віднести до не ньютонівських. Для даних рідин специфічною властивістю являється в'язкість яка залежить від зміни градієнта швидкості зсуву шарів. У той же час в'язкість є основною реологічною властивістю даного матеріалу, яка впливає на якість роботи пневматичних засобів для добування, а отже і використовується при розрахунках і моделюванні процесів. У зв'язку з цим, визначення коефіцієнта динамічної в'язкості займає важливе значення в системі експериментальних факторів під час реалізації математичної моделі наведеної в [2] засобу для добування сапропелю [1].

**Аналіз останніх досліджень.** У відомих дослідженнях в'язкості сапропелів, тобто властивості чинити опір відносному зміщенню його шарів використовували віскозиметр ротаційного типу РВ-8 [3, 4]. Результати досліджень засвідчують, що найвищою в'язкістю володіють органічні сапропелі, які за відносної вологості 92% та температурі +15 °С досягають 80 П (8 Па·с), кремнеземисті відповідно не більше 36 П, а карбонатні лише 24 П. Із збільшенням вмісту сухої речовини в'язкість різко зростає і може досягати 10000 П [3, 5].

Характерною особливістю сапропелів є зменшення в'язкості при збільшенні швидкості зсуву. Так для органічного сапропелю за швидкості зсуву 0,06 м/с в'язкість складає 94 П, а для швидкості



0,39 м/с – 26,6 П. В'язкість сапропелю, зменшується із збільшенням температури. Збільшення температури від 12 до 20 °С приводить до зменшення в'язкості для органічних сапропелів у 1,3 і для кремнеземних в 1,1 рази [3, 5]. Але наведені дослідження стосуються сапропелів добутих із родовищ Білорусі та не розкривають впливу гідростатичного тиску і швидкості зсуву на коефіцієнт в'язкості.

**Мета роботи.** З метою практичного використання математичної моделі, отриманої у [2] дослідити в'язкість органічного сапропелю, а також встановити закономірності впливу на даний показник гідростатичного тиску верхніх шарів покладів та швидкості деформації.

**Результати досліджень.** Методика визначення в'язкості органічного сапропелю розроблена на основі відомих методик для ротатійного методу визначення в'язкості [3, 4, 5] із урахуванням особливості даного матеріалу та умов його добування.

Для проведення досліджень використовували сапропель органічного типу добутий з оз. Зяцьке. Також була розроблена та виготовлена лабораторна установка схема та фото якої подано на рис. 1.

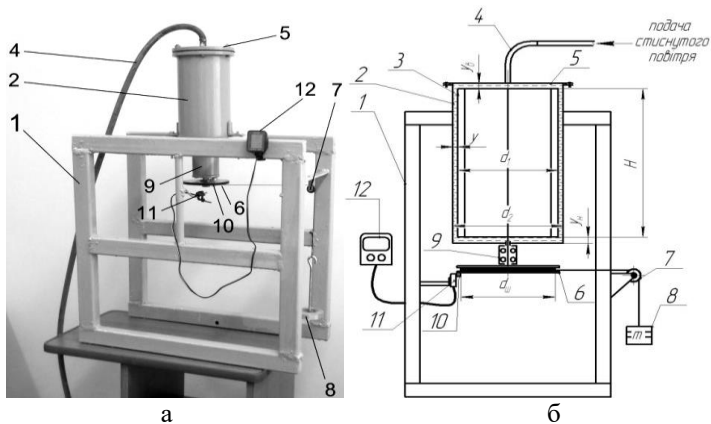


Рис. 1 – Установка для дослідження в'язкості сапропелю: а – фото; б – схема; 1 – рама; 2 – зовнішній циліндр; 3 – внутрішній циліндр; 4 – трубопровід подачі стиснутого повітря; 5 – кришка зовнішнього циліндра; 6 – привідний шків; 7 – блок; 8 – вантаж; 9 – блок підшипників; 10 – постійний магніт; 11 – давач; 12 – вимірювальний прилад

Основою даної установки є зовнішній 2 та внутрішній 3 циліндри. У кільцевому проміжку між цими циліндрами

розташовується досліджуваний матеріал, а герметизація зовнішнього циліндра 2 забезпечується кришкою 5. Обертний рух внутрішньому циліндру 3 надається через шків 6 та блок 7 вантажами 8. Швидкість обертання внутрішнього циліндра 3 регулювалась масою вантажів 8, що вкладались. Вал внутрішнього циліндрі 3 обертається у підшипниковій опорі 9. Для реєстрації частоти обертання внутрішнього циліндра 3 на шківу 6 закріплений постійний магніт 10, а на рамі 1 – давач 11. Давач 11 у свою чергу з'єднаний провідником із вимірювальним приладом, який фіксує числове значення максимальної частоти обертання внутрішнього циліндра 3.

На основі закону Ньютона для рідинного тертя стосовно конструкції вищенаведеного ротаційного приладу можна записати вираз для визначення дотичних напружень  $\tau$  на бічних поверхнях рухомого циліндра 3

$$\tau = \eta \cdot \left( \frac{du}{dy} + \frac{du_g}{dy_g} + \frac{du_n}{dy_n} \right), \quad (1)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт динамічної в'язкості сапропелю, Па·с;  $du$ ,  $du_g$ ,  $du_n$  – лінійна швидкість елементарного шару сапропелю відповідно у зазорі між бічною поверхнею рухомого циліндра, верхньою і нижньою його основами та зовнішнім циліндром, м/с;  $dy$ ,  $dy_g$ ,  $dy_n$  – відстань за нормаллю між сусідніми елементарними шарами сапропелю відповідно у зазорі між бічною поверхнею рухомого циліндра, верхньою і нижньою його основами та зовнішнім циліндром, м.

Оскільки, можна вважати, що швидкість шарів у зазорі між циліндрами змінюється за лінійним законом то вираз (1) набуде вигляду:

$$\tau = \eta \cdot \left( \frac{u}{y} + \frac{u_g}{y_g} + \frac{u_n}{y_n} \right). \quad (2)$$

Прийнявши трикутний розподіл напружень по площі верхньої та нижньої основ рухомого циліндра та рівномірний розподіл по бічній його поверхні, величину крутного моменту  $M_{кр}$ , яку необхідно прикласти до вала рухомого циліндра, можна визначити за формулою

$$M_{кр} = \tau \cdot \pi \cdot d_1 \cdot H \cdot \left( \frac{d_1}{2} \right) + 2 \cdot \tau \cdot \left( \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \right) \cdot \left( \frac{2}{3} \right) \cdot \left( \frac{d_1}{2} \right), \quad (3)$$

де  $d_1$  та  $H$  – відповідно зовнішній діаметр та висота внутрішнього циліндрі, м.

Звідки:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot H \cdot \left(1 + \frac{d_1}{3 \cdot H}\right)}. \quad (4)$$

Прийнявши трикутний розподіл швидкості по площі верхньої та нижньої основ рухомого циліндра та рівномірний розподіл по бічній його поверхні запишемо

$$u = \omega \cdot \frac{d_1}{2}; \quad (5)$$

$$u_s = u_n = \omega \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{d_1}{2} = \omega \cdot \frac{d_1}{3}, \quad (6)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання вала внутрішнього циліндра,  $c^{-1}$ .

Із виразу (3) з урахуванням того, що  $y = (d_2 - d_1)/2$  (тут  $d_2$  – внутрішній діаметр зовнішнього циліндра, м) та виразів (4), (5), (6) отримаємо

$$\eta = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot H \cdot \left(1 + \frac{d_1}{3 \cdot H}\right) \left(\frac{\omega \cdot d_1}{d_2 - d_1} + \frac{\omega \cdot d_1}{3} \cdot \left(\frac{1}{y_s} + \frac{1}{y_n}\right)\right)}. \quad (7)$$

Оскільки, з іншої сторони

$$M_{кр} = m \cdot g \cdot d_{ш} / 2, \quad (8)$$

де  $m$  – сумарна маса вантажів під дією яких обертається внутрішній циліндр, кг;  $d_{ш}$  – діаметр шківів приводу внутрішнього циліндра.

Враховавши, що  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ , де  $n$  – частота обертання вала внутрішнього циліндра (об/с) та (8) із (7) отримаємо:

$$\eta = \frac{m \cdot g \cdot d_{ш}}{2 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot d_1^3 \cdot H \cdot \left(1 + \frac{d_1}{3 \cdot H}\right) \left(\frac{1}{d_2 - d_1} + \frac{1}{3 \cdot y_s} + \frac{1}{3 \cdot y_n}\right)}. \quad (9)$$

Для розрахунку коефіцієнта динамічної в'язкості за формулою (9) проводили експериментальні дослідження на установці (рис. 1, а) у наступній послідовності.

Перед проведенням експерименту установку встановлювали горизонтально та шляхом вкладання вантажів досягали компенсації опору обертанню внутрішнього циліндра від підшипників та ущільнення.

Далі внутрішній простір приладу між рухомим та нерухомим циліндрами заповнювали досліджуваним зразком сапропелю. Заповнення здійснювали совочком, забезпечуючи утворення

рівномірної цівки матеріалу. При цьому кромка совочка знаходилась на висоті 5-10 мм над верхнім отвором зовнішнього циліндра. Для знімання надлишків матеріалу та вирівнювання його вільної поверхні застосовували ніж-планувальник. Герметизацію зовнішнього циліндра проводили шляхом встановлення кришки та загвинчуванням болтів.

Після цього звільняли привідний шків 6 установки від фіксатора та поступово збільшували масу вантажу 8 до тих пір поки не починався його вертикальний рух. При цьому кожна ступінь вантажу витримувалась протягом 3 с. Частота обертання вала рухомого циліндрі 3 визначалась за показами вимірювального приладу 12.

Далі обертаючи привідний шків 6 повертали рухомий циліндр 3 у вихідне положення та фіксували. Тоді збільшували масу вантажів на 0,3 кг і звільняли шків 6 від фіксатора та визначали частоту обертання вала рухомого циліндрі 3. Експеримент повторювали ще тричі збільшуючи щоразу масу вантажу на 0,3 кг. Для реалізації повторюваності експерименту внутрішній простір приладу між рухомим та нерухомих циліндрами звільняли від сапропелю, промивали та висушували із наступним заповненням свіжим зразком матеріалу.

Для дослідження впливу тиску верхніх шарів сапропелю за товщиною покладів на його в'язкість реалізовували експеримент за описаною вище методикою лише з тією різницею, що після герметизації зовнішнього циліндра 2 вмикалась подача стисненого повітря та створювався надлишковий тиск на досліджуваний зразок матеріалу. Величина тиску за якою здійснювались дослідження складала 50, 100, 150 та 200 кПа, що визначалась глибиною залягання покладів 5, 10, 15 та 20 м відповідно.

Використовуючи отримані у результаті експериментів значення частоти обертання вала рухомого циліндра 3 та сумарної маси вантажу 8, що їй відповідала, за формулою (9) розраховували значення коефіцієнта динамічної в'язкості сапропелю для конкретних умов експерименту.

Під час дослідження використовувались зразки сапропелю відібрані із оз. Зяцьке і сформовані у три проби із вологістю

$$W_1 = 95 \pm 1\%, W_2 = 90 \pm 1\%, W_3 = 85 \pm 1\%.$$

За результатами досліджень коефіцієнта динамічної в'язкості органічного сапропелю при різних швидкостях шарів та гідростатичних тисків побудовані відповіді графічні залежності (рис. 2, 3, 4).

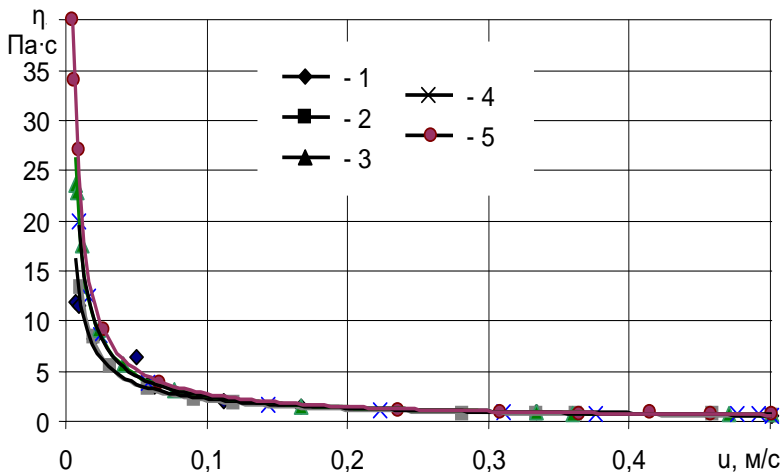


Рис. 2 – Залежність коефіцієнта динамічної в'язкості  $\eta$  сапропелю вологості  $W_1 = 95 \pm 1\%$  від швидкості шарів  $u$  за гідростатичного тиску: 1 –  $P = 0$  кПа; 2 –  $P = 50$  кПа; 3 –  $P = 100$  кПа; 4 –  $P = 150$  кПа; 5 –  $P = 200$  кПа

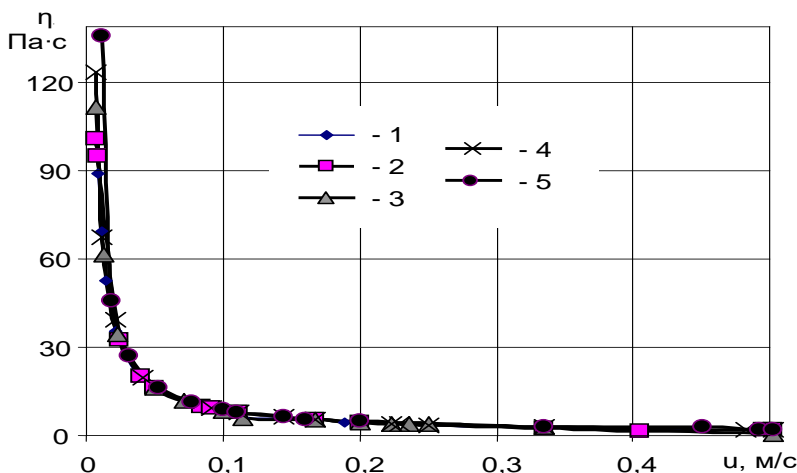


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта динамічної в'язкості  $\eta$  сапропелю вологості  $W_2 = 90 \pm 1\%$  від швидкості шарів  $u$  за гідростатичного тиску: 1 –  $P = 0$  кПа; 2 –  $P = 50$  кПа; 3 –  $P = 100$  кПа; 4 –  $P = 150$  кПа; 5 –  $P = 200$  кПа

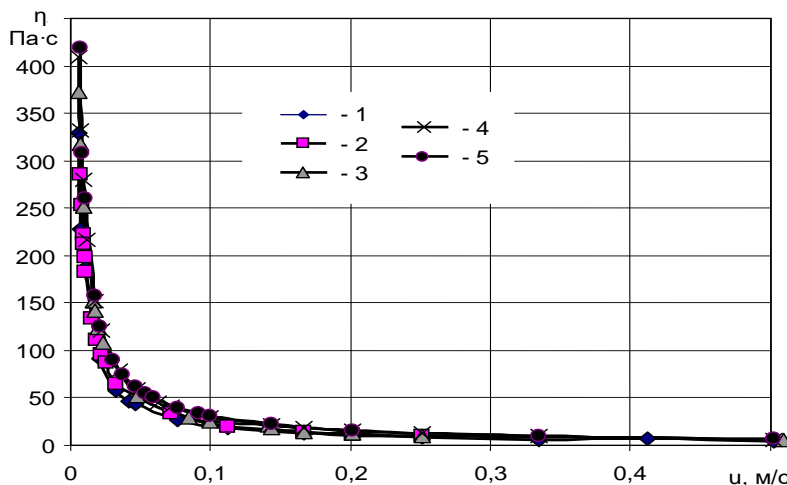


Рис. 4 – Залежність коефіцієнта динамічної в'язкості  $\eta$  сапропелю вологості  $W_3 = 85 \pm 1\%$  від швидкості шарів  $u$  за гідростатичного тиску: 1 –  $P = 0$  кПа; 2 –  $P = 50$  кПа; 3 –  $P = 100$  кПа; 4 –  $P = 150$  кПа; 5 –  $P = 200$  кПа

Із побудованих графічних залежностей видно, що в'язкість сапропелю зменшується із зростанням швидкості деформації зсуву. Особливо значим цей вплив є за зміни швидкостей у діапазоні 0,005...0,2 м/с. Також у даному діапазоні швидкостей виявляється і вплив гідростатичного тиску на зростання в'язкості сапропелю. Очевидно, що таке явище спричинене неомогенною структурою покладів та наявністю волокнистих включень, а отже і наявністю сил зчеплення між ними.

Подальше зростання швидкості відносного руху шарів знижує вплив даного фактору на зменшення в'язкості сапропелю. Результати експериментальних досліджень показують, що швидкості  $u > 0,05$  м/с вплив гідростатичного тиску на зміну в'язкості сапропелю не виходить за межі довірчого інтервалу значень, а апроксимація експериментальних значень степеневою функцією у даному діапазоні швидкості забезпечує високу точність (рис. 5).

Також результати експериментальних досліджень дозволяють констатувати значний вплив на зростання в'язкості сапропелю зниження його вологості, і особливо це стосується швидкостей відносного руху шарів  $u < 0,2$  м/с. Різке зростання в'язкості спостерігається для сапропелю вологістю  $W_3 = 85 \pm 1\%$ .

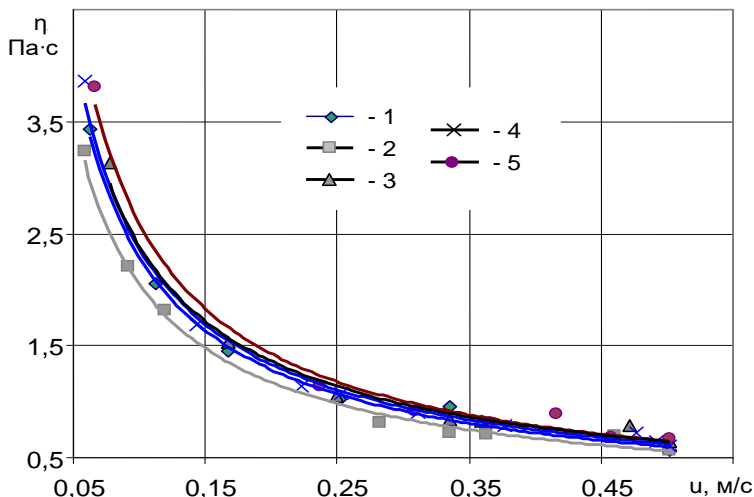


Рис. 5 – Результати апроксимації коефіцієнта динамічної в'язкості  $\eta$  сапропелю вологості  $W_1 = 95 \pm 1\%$  степеневою функцією за гідростатичного тиску: 1 –  $P=0$  кПа; 2 –  $P=50$  кПа; 3 –  $P=100$  кПа; 4 –  $P=150$  кПа; 5 –  $P=200$  кПа

Проведена апроксимація експериментальних значень коефіцієнта в'язкості у діапазоні швидкості  $u > 0,05$  м/с без урахування впливу гідростатичного тиску степеневою функцією (рис. 6) дозволила отримати наступні залежності:

$$\text{- для } W_1 = 95 \pm 1\% \quad \mu = 0,352 \cdot u^{-0,8156}; \quad (10)$$

$$\text{- для } W_1 = 90 \pm 1\% \quad \mu = 0,9083 \cdot u^{-0,9725}; \quad (11)$$

$$\text{- для } W_1 = 85 \pm 1\% \quad \mu = 2,5144 \cdot u^{-1,0273}; \quad (12)$$

**Висновки.** Таким чином результати експериментальних досліджень коефіцієнта динамічної в'язкості сапропелю дозволили виявити значний вплив на дану характеристику вологості покладів та швидкості відносного руху шарів. Вплив гідростатичного тиску суттєвим є лише за швидкості  $u < 0,05$  м/с. Оскільки зростання швидкості відносного руху шарів спричинює зниження коефіцієнта в'язкості, то досліджуваний матеріал слід віднести за класифікацією до псевдопластичних матеріалів. Зважаючи на значний діапазон зміни коефіцієнта в'язкості сапропелю залежно від його вологості та швидкості зсуву для практичних розрахунків доцільно використовувати залежності (10)–(12).

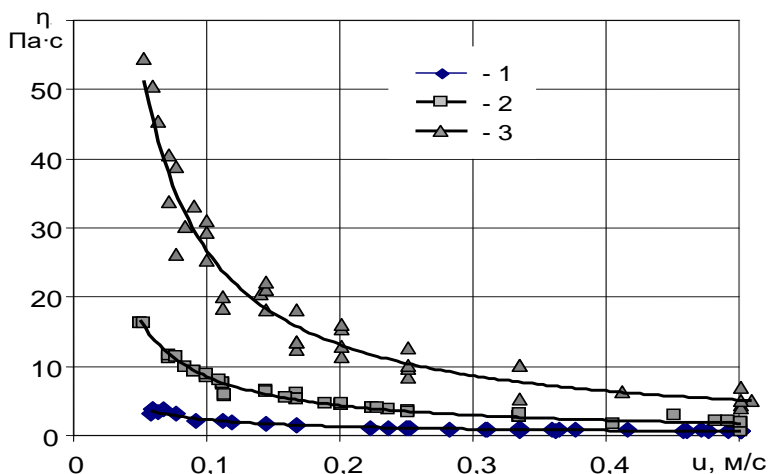


Рис. 6 – Результати апроксимації коефіцієнта динамічної в'язкості  $\mu$  сапропелю вологості степеневу функцією: 1 –  $W_1 = 95 \pm 1\%$ ; 2 –  $W_2 = 90 \pm 1\%$ ; 3 –  $W_3 = 85 \pm 1\%$

#### Література

1. Пат. 39044 України, МПК E02F 3/08. Забірний пристрій / Цизь І.Є., Хомич С.М. ЛНТУ. – №u200810917; заявл. 05.09.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.
2. Хомич С.М. Моделювання процесу руху бульбашки повітря у середовищі сапропелю / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Зб. наук. ст. – Вип. 42 ч. 2. – Кіровоград: За заг. ред. М.І. Чорновола, 2012. – с. 147–152.
3. Лопотко М.З. Сапропели БССР их добыча / Лопотко М.З. Под ред. академика Г.В. Богомолова – Минск; Наука и техника, 1974 – 208с.
4. Воларович М.П. Заводская лаборатория / Воларович М.П. – М.: 1945, – №10.
5. Сергеев Е.М. Грунтоведение / Сергеев Е.М. – М.;1971 – 251с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А.Хайліс.*



УДК 621.436.001.4

© Ю.О. Цикалюк, к.т.н.  
Мирогощанський аграрний коледж  
С.Ф. Юхимчук, к.т.н.; Л.М. Дацюк к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **ВИПРОБУВАННЯ ДВИГУНІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ**

*У статті отримані і проаналізовані баланси потужності двигуна, працюючого з декількома відключеними циліндрами, та рівняння, що визначають витрату палива окремим циліндром.*  
**ПОТУЖНІСТЬ, ГАЛЬМІВНА УСТАНОВКА, ДВИГУН, ЦИЛІНДР, ПАЛИВО.**

**Постановка проблеми.** Проводити перевірку показників потужності і витрат палива тракторних двигунів підвищеної потужності в господарських та інших умовах важко. В більшості це пов'язано з відсутністю відповідних гальмівних установок.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Парціальний метод, розроблений Н. С. Ждановським, дає можливість випробовувати такі двигуни на гальмівних установках малої потужності [1]. Також досліджувались і інші методи автором робіт [2], що пропонував свої варіанти діагностування двигунів.

**Мета дослідження.** Для збільшення ефективності використання двигунів в умовах господарств, за рахунок діагностування технічного стану дизельного двигуна і підтримання його в справному і робочому стані, пропонується додатково до основного інший варіант парціального методу, що базується на трьох режимах роботи двигуна і дозволяє визначати потужність, що розвивається двигуном, безпосередньо за показами гальма.

**Результати дослідження.** Баланс потужності чотирициліндрового двигуна, що працює на чотирьох, трьох або двох циліндрах, при всіх можливих варіантах їх виключення виразиться наступними рівняннями:

- під час роботи на всіх циліндрах

$$N_e = N_{i1} - N_{m1} + N_{i2} - N_{m2} + N_{i3} - N_{m3} + N_{i4} - N_{m4} \quad (1)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна;  $N_{i1}$ ,  $N_{i2}$ ,  $N_{i3}$ ,  $N_{i4}$  – індикаторні потужності відповідно першого, другого, третього та четвертого циліндрів двигуна;  $N_{m1}$ ,  $N_{m2}$ ,  $N_{m3}$ ,  $N_{m4}$  – потужність механічних втрат в працюючих циліндрах;

- при роботі на трьох циліндрах (вимкнений перший циліндр)

$$N_{e1}^{\circ} = 0 - N_{m1}^e + N_{i2} - N_{m2} + N_{i3} - N_{m3} + N_{i4} - N_{m4} \quad (2)$$

де  $N_{e1}^{\circ}$  – потужність довантаження, яка отримана на гальмівній установці при роботі двигуна з одним вимкненим циліндром;  $N_{m1}^e$  – потужність механічних втрат в виключених циліндрах;

- теж (вимкнений другий циліндр)

$$N_{e2}^{\circ} = N_{i1} - N_{m1} + 0 - N_{m2}^e + N_{i3} - N_{m3} + N_{i4} - N_{m4} \quad (3)$$

і т. д.;

під час роботи на двох циліндрах (вимкнені третій і четвертий циліндри)

$$N_{e3,4}^{\circ} = N_{i1} - N_{m1} + N_{i2} - N_{m2} + 0 - N_{m3}^e + 0 - N_{m4}^e \quad (4)$$

де  $N_{e3,4}^{\circ}$  – потужність довантаження, яка отримана на гальмівній установці під час роботи двигуна з вимкненими третім і четвертим циліндрами;  $N_{m2}^e$ ,  $N_{m3}^e$ ,  $N_{m4}^e$  – потужність механічних втрат в вимкнених циліндрах.

теж (вимкнені другий і четвертий циліндри)

$$N_{e2,4}^{\circ} = N_{i1} - N_{m1} + 0 - N_{m2}^e + N_{i3} - N_{m3} + 0 - N_{m4}^e \quad (5)$$

де  $N_{e2,4}^{\circ}$  – потужність довантаження, яка отримана на гальмівній установці при роботі двигуна з вимкненими другим і четвертим циліндрами.

Аналогічно виглядають рівняння балансу потужності двигуна при виключенні першого і четвертого, другого і третього, першого і третього та першого і другого циліндрів.

Потужність довантаження підраховується за формулою

$$N_e^{\circ} = \frac{P_m \cdot n_m}{10^3 \cdot \eta_m} \quad (6)$$

де  $P_m$  — покази вагового механізму гальмівної установки;  $n_m$  — число обертів вала гальма в хвилину;  $\eta_m$  — коефіцієнт корисної дії гальмівної установки.

Приймаючи, як це передбачено ГОСТом на випробування автотракторних двигунів,  $N_{m1} \approx N_{m1}^e$ ,  $N_{m2} \approx N_{m2}^e$  і так далі та вирішуючи систему рівнянь (1) — (5) відносно  $N_e$  (значення  $N_{e1-4}^{\circ}$  підраховуються за формулою (6), отримаємо:

$$N_e = \frac{n_m}{10^3 \cdot \eta_m} \cdot (P_{m3} + P_{m4} - P_{m3,4}) \quad (7)$$

$$N_e = \frac{n_m}{10^3 \cdot \eta_m} \cdot (P_{m2} + P_{m4} - P_{m2,4}) \quad (8)$$

і так далі

де  $P_{m1-4}$  — покази вагового механізму гальма під час роботи двигуна з одним вимкненим циліндром;  $P_{m3,4}$   $P_{m2,4}$  і так далі — покази вагового механізму гальма під час роботи двигуна з двома вимкненими циліндрами.

Годинна витрата палива визначається на відповідних режимах роботи з наступних рівнянь балансу:

- під час роботи на всіх циліндрах

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 ; \quad (9)$$

- під час роботи на трьох циліндрах (вимкнений перший циліндр)

$$G_1 = G_2 + G_3 + G_4 = G - G_1 ; \quad (10)$$

- теж (вимкнений другий циліндр)

$$G_2 = G_1 + G_3 + G_4 = G - G_2 ; \quad (11)$$

і так далі;

- під час роботи на двох циліндрах (вимкнені третій і четвертий циліндри)

$$G_{3,4} = G_1 + G_2 = G - G_3 - G_4 ; \quad (12)$$

- теж (вимкнені другий і четвертий циліндри)

$$G_{2,4} = G_1 + G_3 = G - G_2 - G_4 \quad (13)$$

і так далі

де  $G$  — загальна витрата палива під час роботи двигуна на всіх циліндрах;  $G_{1,4}$  — витрата палива під час роботи двигуна на трьох і двох циліндрах;  $G_{1,4}$  — посекційна витрата палива відповідних циліндрів.

Знайшовши з рівнянь (9) — (13) витрату палива  $G_{1,4}$  за час досліду  $T$  та підставивши отримані значення у формулу для визначення годинної витрати палива

$$G_m = 3,6 \frac{G}{T} \quad (14)$$

отримаємо:

$$G_m = \frac{3,6}{T} (G_3 + G_4 - G_{3,4}) \quad (15)$$

$$G_m = \frac{3,6}{T} (G_2 + G_4 - G_{2,4}) \quad (16)$$

і так далі

З рівнянь (9) — (13) можна також знайти і посекийну витрату палива, що дуже важливо для оцінки роботи окремих циліндрів і двигуна в цілому:

$$G_1 = G_4 - G_{1,4} = G_3 - G_{1,3} = G_2 - G_{1,2}, \quad (17)$$

$$G_2 = G_1 - G_{1,2} = G_3 - G_{2,3} = G_4 - G_{2,4} \quad (18)$$

і так далі

Рівнянь вигляду (15), (16), так само як і (7), (8), при можливих варіантах вимкнення циліндрів буде шість. Для визначення ефективної потужності двигуна і годинної витрати палива можна користуватися будь-яким одним рівнянням (7 або 8 для  $N_e$  і 15 або 16 для  $G_m$ ).

Розпочинаючи випробування, до двигуна під'єднують гальмівну установку, підключають мірний бачок і паливні перемикачі і прогрівають двигун до нормальної температури. Встановивши важіль управління подачею палива в положення „максимальна подача”, по черзі відключають циліндри згідно вибраного варіанта поєднання режимів (для прикладу розглядається варіант, який відповідає рівнянням 7 і 15). При вимкненому циліндрі (третьому) гальмом навантажують двигун до номінальних оборотів, заміряють величину довантаження ( $P_{m3}$ ) і витрату палива ( $G_3$ ). Далі дають можливість двигуну попрацювати одну-дві хвилини на всіх циліндрах на холостому ході і повторюють випробування при вимкненому четвертому, а потім третьому і четвертому циліндрах.

**Висновки.** Запропонований метод дає можливість для випробування двигунів в господарських умовах з достатньою для практики точністю. Теоретичні розрахунки показують, що цим методом можна перевіряти двигуни, потужність яких перевищує гальмівну на 35—38%.

#### Література

1. Ждановский Н.С. Безтормозные испытания тракторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1966. 178 с.
2. Улитовский Б.А. Диагностирование сельскохозяйственной техники, – М.: Агропромиздат, 1985. – 65 с.
3. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин.-К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А.Хайліс.*

УДК 621.317

© Ю.В. Човнюк, к.т.н.; Л.С. Шимко, к.т.н.; І.М. Сівак, к.т.н.  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З МЕХАТРОННИМИ СИСТЕМАМИ УПРАВЛІННЯ**

*Розглянуті алгоритмічні методи визначення параметрів руху механічних конструкцій сільськогосподарських машин з мехатронними системами управління у реальному часі. Проведена ідентифікація вектора стану об'єктів вимірювань, що складається з поточної координати, швидкості і прискорення. Для підвищення точності вимірювань у нестаціонарних та несприятливих умовах запропоновано забезпечити мехатронну систему управління сільськогосподарських машин штучною нейронною мережею.*

### **РУХ, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКА МАШИНА, УПРАВЛІННЯ, СИСТЕМИ**

**Постановка проблеми.** Здійснення контролю за поточними переміщеннями та іншими параметрами руху (швидкість, прискорення другого, третього та вищих порядків) механічних конструкцій, зокрема, робочих органів сільськогосподарських машин ( РОСМ) з мехатронними системами управління (МСУ) є актуальним завданням. Наукові дослідження, проектування та конструювання різних частин вказаних машин та механізмів також вимагають вимірювання параметрів переміщень. В усіх цих випадках потрібно виміряти поточні значення координат контурних точок РОСМ їх переміщення, швидкості, прискорення (класичне та вищих порядків).

Існує багато методів і приладів для вимірювання параметрів переміщень механічних конструкцій РОСМ, керованих МСУ. Ці методи й відповідне забезпечення їх приладною базою умовно можна поділити на дві групи.

Перша група приладів для вимірювання параметрів руху РОСМ з МСУ становить з гідроскопічним первинним перетворювачем. Ці прилади характеризуються автономністю, високою точністю, що й забезпечує їм широке застосування (особливо, у царині точного землеробства). До них відносяться традиційний гіроскоп-пристрій, що містить швидкообертове тверде тіло, яке має три обертові ступеня вільності руху, тобто можливість обертання навколо трьох взаємно перпендикулярних осей. У широкому сенсі гіроскоп – це

будь-який фізичний прилад, що дозволяє визначити кутову швидкість рухомого об'єкта або його кут повороту.

Друга група приладів для вимірювання параметрів руху використовує акселерометри. Акселерометр – прилад, яким вимірюють прискорення або перевантаження, що виникає під час випробування РОСМ з МСУ. Одно- та багатівісні моделі можуть визначати величину та напрямок прискорення у вигляді векторної величини і тому можуть бути використані для визначення просторового положення об'єкта, вібрації й ударів, що діють на цей об'єкт (РОСМ з МСУ).

Розвиток сучасних високоточних вимірювальних систем вимагає вдосконалення всіх складових елементів цих систем та широкого застосування алгоритмічних методів обробки сигналів з метою компенсації похибок. Можливість вдосконалення конструкції та підвищення точності виготовлення складових елементів на теперішній час практично вичерпані. Тому дуже перспективним і актуальним шляхом є застосування алгоритмічних методів підвищення точності вимірювань параметрів руху різноманітних механічних конструкцій, РОСМ з МСУ.

Підвищення точності вимірювання параметрів руху РОСМ з МСУ вимагає створення високоточних і ефективних алгоритмічних методів обробки вихідного сигналу первинних вимірювальних перетворювачів, що використовуються для визначення поточних координат та прискорень у вимірювальних системах.

Вихідний сигнал чутливих елементів містить завади. Існує багато наукових досліджень, присвячених теоретичним основам і вивченню можливостей реалізації оптимальних та субоптимальних алгоритмів фільтрації дискретних сигналів засобів вимірювань, що містять завади.

Одним із ефективних методів вимірювань механічних величин є деформування та алгоритмічна обробка сигналів, що містять інформацію про об'єкт вимірювань (РОСМ з МСУ). Носієм двовимірної інформації про механічні величини можуть бути цифрові відеозначення об'єктів вимірювань. Для отримання такої інформації про механічні величини необхідно сформувавши цифрове відеозображення, яке являє собою двовимірний об'єкт вимірювань, ввести це відеозображення в обчислювальний пристрій та виконати цифрову обробку.

Саме такий підхід повинен забезпечувати високу точність та швидкодію вимірювань, порівняно з існуючими методами. Це особливо важливо для вимірювання механічних величин РОСМ з МСУ в реальному масштабі часу, наприклад у ході контролю за деяким

технологічним процесом сільськогосподарського виробництва. Основою підвищення точності й швидкодії є прискіпливе врахування всіх похибок вимірювань з подальшою розробкою заходів щодо їх компенсації та зменшення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Автори [1,2] за для підвищення точності вимірювання параметрів руху створили високоточні й ефективні алгоритмічні методи обробки вихідного сигналу первинних вимірювальних перетворювачів, котрі використовуються для визначення поточних координат та прискорень у вимірювальних системах. Роботи [3-7, 9, 10] присвячені теоретичним основам і дослідженню оптимальних і субоптимальних алгоритмів фільтрації дискретних сигналів засобів вимірювань, що містять завади. Основи проектування інтелектуальних систем зі штучними нейронними мережами розглянуті у [11, 12].

**Мета дослідження** полягає у розробці алгоритмічних методів ідентифікації в реальному часі вектора стану для чутливо елементних вимірювачів (ЧЕ-вимірювачів) лінійних прискорень у РОСМ з МСУ. Саме такі методи забезпечують підвищення точності вимірювань лінійних прискорень вказаних технічних систем у несприятливих і нестационарних умовах проведення (вимірювань).

**Результати дослідження.** Відеозображення містять інформацію про такі механічні величини, як лінійні й кутові переміщення об'єктів (у т.ч. РОСМ з МСУ). Для визначення цих переміщень необхідно виділити на відеозображенні потрібний об'єкт і визначити координати точок, що утворюють зовнішній контур цього об'єкта. Потім необхідно порівняти ці координати для послідовності відеозображень, на яких зафіксовано переміщення об'єкта. Можливі два методи пошуку і виділення об'єктів на зображенні:

- на основі виділення контурів (контурних ознак зображення) з подальшим переходом до символічного опису зображення;
- на основі розподілу зображення на об'єкт і фон шляхом сегментації.

До алгоритмічної обробки сигналів застосовуються методи підвищення точності вимірювання параметрів переміщень. Для рішення завдання автоматизації процесів обробки і відображення траєкторної інформації, перевагу слід віддавати рекурентним алгоритмам траєкторної оцінки як найбільш швидкодіючим і економічним за обсягом використовуваної пам'яті комп'ютера. Крім того, такі алгоритми найкращим чином відповідають вимогам, що висуваються до алгоритмів контролю об'єктів, котрі базуються на

процедурі прогнозу і подальшої корекції координат місцезнаходження об'єкта (РОСМ з МСУ) за результатами траєкторних вимірювань.

Таким рекурентним алгоритмом траєкторної оцінки може бути фільтр Калмана [2, 9, 10]. Потенційна точність з якою може бути виконана оцінка траєкторних параметрів із застосуванням фільтра Калмана, визначається рішенням рівняння Ріккати, що описує розвиток дисперсії похибки оцінки.

Вектор стану об'єкта вимірювань запишемо у вигляді:

$$Z(t) = [x(t); v(t); a(t)]^T = [\beta_1(t); \beta_2(t); \beta_3(t)]^T, \quad (1)$$

де  $x(t)$  – переміщення РОСМ з МСУ,  $v(t)$  – його швидкість,  $a(t)$  – прискорення,  $t$  – час.

Дискретною математичною моделлю руху об'єкта вимірювань у випадку відсутності збуреньє різницеве рівняння:

$$Z_i = \varphi_{i-1} \times z_{i-1}, \quad (2)$$

де  $\varphi_{i-1}$  – перехідна матриця (матриця динаміки об'єкта вимірювань – РОСМ з МСУ).

Для поступального або обертого руху з постійним прискоренням та кроком дисперсних спостережень (у часі)  $\delta_o = const$  маємо:

$$\phi_{i-1} = \phi = \begin{bmatrix} 1 & \delta_o & \delta_o^2 \div 2 \\ 0 & 1 & \delta_o \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

Слід зазначити, якщо кінематичними характеристиками, крім класичних, є прискорення вищого порядку (різкість, чутливість), тоді замість (3) маємо:

$$\phi_{i-1}^* = \phi^* = \begin{bmatrix} 1 & \delta_o & \delta_o^2 \div 2 & \delta_o^3 \div 6 & \delta_o^4 \div 24 \\ 0 & 1 & \delta_o & \delta_o^2 \div 2 & \delta_o^3 \div 6 \\ 0 & 0 & 1 & \delta_o & \delta_o^2 \div 2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \delta_o \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

У реальних процесах руху об'єктів вимірювань, РОСМ із МСУ, зокрема, завжди мають місце випадкові збурення, обумовлені зовнішніми впливами на об'єкт :

$$\Lambda(t) = [\lambda_x(t); \lambda_v(t); \lambda_a(t)]^T. \quad (5)$$

Тому для реальних процесів руху РОСМ з МСУ:

$$Z_i = \phi_{i-1} \cdot z_{i-1} + \Pi_{i-1} \cdot \Lambda_{i-1}, \quad (6)$$



де  $\Pi_{i-1}$  - матриця, що визначає вплив складових частин вектора випадкових збурень  $\Lambda(t)$  на елементах вектора стану  $Z_i$ .

Для поступального та обертального руху з постійним прискоренням при  $\delta_o = const$  :

$$\Pi_{i-1} = \Pi = \begin{bmatrix} 1 & \delta_o & \delta_o^2 \div 2 \\ 0 & 1 & \delta_o \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

$$\Lambda_{i-1} = \Lambda(\delta_o \cdot (i-1)). \quad (8)$$

На основі дискретного фільтра Калмана можна отримати оцінки параметрів руху РОСМ з МСУ у вигляді:

$$\begin{cases} Z_{i/i} = Z_{i/(i-1)} + \Gamma_i (\alpha_i^* - H \cdot Z_{i/(i-1)}); \\ Z_{i/(i-1)} = \phi_{i-1} \cdot Z_{(i-1)/(i-1)}; \\ \Gamma_i = P_{i/(i-1)} \cdot H^T (H \cdot P_{i/(i-1)} \cdot H^T + \Psi_i)^{-1}; \\ P_{i/(i-1)} = \phi_{i-1} \cdot P_{(i-1)/(i-1)} \cdot \phi_{i-1}^T + \Pi_{i-1} \cdot Q_i \cdot \Pi_{i-1}^T; \\ P_{(i-1)/(i-1)} = P_{(i-1)/(i-1)} \cdot (I - \Gamma_i \cdot H), \end{cases} \quad (9)$$

де  $Z_{i/(i-1)}$  – прогнозована оцінка вектора стану для моменту часу  $i \cdot \delta_o$  на основі результатів вимірювань до моменту часу  $(i-1) \cdot \delta_o$ ;  $Z_{i/i}$  – уточнена оцінка вектора стану для моменту часу  $i \cdot \delta_o$  на основі результатів вимірювань координат від початку вимірювань до моменту часу  $i \cdot \delta_o$ ;  $\Gamma_i$  – матриця коефіцієнтів підсилення фільтра Калмана;  $H_i$  – матриця вимірювань;  $P_{i/(i-1)}$  – коваріаційна матриця похибок прогнозованої оцінки вектора стану;  $P_{i/i}$  – коваріаційна матриця уточненої оцінки вектора стану;  $Y_i$  – коваріаційна матриця похибок вимірювань для дискретних відліків вихідних величин вимірювань;  $Q_i$  – коваріаційна матриця дискретних відліків випадкових збурень  $\Lambda_i$  для реального процесу руху вимірювань;  $I$  – одинична матриця.

Сама оцінка вектора станів за фільтром Калмана виконується рекурентно в два етапи: 1) прогноз вектора стану; 2) корекція (оцінка) вектора стану.

Розглянуті методи оцінки параметрів траєкторії РОСМ з МСУ на основі фіксованої вибірки вимірювань координат мають такі недоліки: в процесі оцінки параметрів необхідно зберігати велике число результатів попередніх вимірювань (не менш 4-5), що при одночасному обслуговуванні великого числа об'єктів прискорень до

істотного збільшення необхідної ємності запам'ятовуючих пристроїв; кожна нова оцінка параметрів формується незалежно від попередніх, тому точність оцінки обмежена фіксованим числом використаних даних; має місце затримка видачі оцінок параметрів на початковій ділянці спостережень за що не завжди є допустимим.

У зв'язку із зазначеними вище недоліками методу оцінки параметрів при фіксованому об'єкті вибірки виникає необхідність побудови рекурентного алгоритму, що забезпечує послідовне (на кожному кроці) уточнення параметрів траєкторії РОСМ з МСУ за результатами нових вимірювань, а саме, за методом послідовного згладжування.

Для найпростішого випадку згладжування однієї координати суть методу послідовного згладжування полягає у наступному. За результатами всіх попередніх вимірювань координат отримуємо оцінки параметрів  $\tau_{n-1}$ ,  $\dot{\tau}_{n-1}$ ,  $\ddot{\tau}_{n-1}$  на момент часу  $t_{n-1}$ . Потім екстраполюємо їх значення на момент  $t_n$  наступного вимірювання. В момент  $t_n$  виконується нове вимірювання координат.

Задача полягає в тому, щоб за відомим екстрапольованим та вимірним значенням координати  $\tau$ , отримаєм значення  $\tau_n$  цієї координати на момент часу  $t_n$ .

Всі перераховані величини можуть бути визначені з деякою похибкою та змінюватися на декілька відсотків під дією різних дестабілізуючих факторів у процесі експлуатації засобів вимірювань. Окрім того, кількість  $k$ , що використовується для розрахунку вектора стану, також може бути обрана різною залежно від потрібної швидкості та просторової розподільчої здатності засобів вимірювань. Все це вимагає адаптації та оптимального налаштування параметрів у алгоритмах оцінювання для зменшення додаткової похибки вимірювань, обумовленої складними та нестационарними умовами вимірювань.

Адаптація та оптимальне налаштування параметрів алгоритму оцінки можуть бути виконані в процесі адаптації та навчання штучної нейронної мережі (ШНМ), на основі якої пропонується реалізувати алгоритм оцінки. Вбудовані алгоритми і методи налаштування вагових коефіцієнтів мережі є головною перевагою ШНМ, порівняно зі звичайними неадаптованими засобами обробки вимірювальної інформації [11, 12].

Розглянемо конкретний приклад оцінювання параметрів руху РОСМ з МСУ, що виконується шляхом реєстрації параметрів руху чутливого елемента, який належить до складу вимірювачів лінійних

прискорень (акселерометрів). Акселерометр може бути закріплений на механічній конструкції РОСМ з МСУ, для якої визначаються параметри переміщень.

Для оцінки вектора стану чутливого елемента (ЧЕ) будемо використовувати ШНМ, що складається з ліній затримки та трьох адаптивних лінійних нейронів (рис. 1). Навчання такої ШНМ та її налаштування, Воїдрю-Хоффа, що є модифікацією методу найменших квадратів[11].

Ступінь наближення вихідного сигналу мережі  $X_\alpha = (\hat{\alpha}_\Pi, \hat{\alpha}_C, \hat{\alpha}_S)^T$  до точного значення  $X_\alpha = (\hat{\alpha}_\Pi^*, \hat{\alpha}_C^*, \hat{\alpha}_S^*)^T$  може бути оцінена функціоналом якості роботи ШНМ. Наприклад, для першого виходу мережі цей функціонал:

$$I_{\alpha-\Pi} = E[F(\Delta_{\alpha\Pi}(\hat{\alpha}_{\alpha\Pi}, \hat{\alpha}_\Pi^*, \tilde{C}))] \Rightarrow \min, \quad (10)$$

де  $E[...]$  – математичне сподівання функції втрат

$F(\Delta_{\alpha\Pi}) = (\Delta_{\alpha\Pi})^2$  від похибки  $\Delta_{\alpha\Pi} = \hat{\alpha}_\Pi^* - \hat{\alpha}_\Pi$  ШНМ. Результатом навчання є оптимальний вектор коефіцієнтів  $C^* = (l_{\alpha\Pi, n}^*; l_{\alpha\Pi, n-1, \dots}^*; l_{\alpha\Pi, n-1+k}^*)^T$ , що мінімізує функціонал  $I_{\alpha-\Pi}$  та враховує вплив дестабілізуючих факторів і нестационарних умов вимірювань. Значення  $\tilde{C} = C^*$  може бути змінено з рівняння:

$$\nabla I_{\alpha\Pi}(\tilde{C}) = E[\nabla F(\Delta_{\alpha\Pi}(\tilde{C}))] = 0, \quad (11)$$

де  $\nabla$  – оператор Гамільтона.

Рекурентний алгоритм навчання ШНМ:

$$\tilde{C}(q) = \tilde{C}(q-1) - \Gamma(q) \cdot \nabla F(\Delta_{\alpha\Pi}(\alpha_{H\Pi}, (\tilde{\alpha}_\Pi^*, \tilde{C}(q-1)), \tilde{C}(q-1))), \quad (12)$$

де  $q = (1, N_{\text{навч.}})$  – номер кроку рекурентного алгоритму навчання з сигналом  $\alpha_{H\Pi}$ ,  $N_{\text{навч.}}$  – тривалість процедури навчання – загальна кількість кроків,  $\Gamma(q)$  – матриця підсилення, що впливає на швидкість процедур навчання:

$$\frac{\partial F}{\partial l_{\alpha\Pi, n}} = \frac{\partial (\Delta_{\alpha\Pi}^2)}{\partial l_{\alpha\Pi, n}} = -2\alpha_{H, \tau} \cdot (\alpha_{H\Pi} - \sum_{j=n-b+1}^n \alpha_{H, j} \cdot l_{\alpha\Pi, j}) = -2\alpha_{H, \tau} \cdot (\alpha_{H\Pi} - \hat{\alpha}_\Pi^*),$$

У результаті отримаємо:

$$\tilde{C}(q) = \tilde{C}(q-1) + \Gamma(q) \cdot 2\alpha_{H, \tau} \cdot (\alpha_{H\Pi} - \hat{\alpha}_\Pi^*). \quad (14)$$

З даного виразу можна отримати остаточний вираз для обчислення вагових коефіцієнтів нейронів у процесі навчання для кожного з виходів мережі:

$$\tilde{l}_{aП,j}(q) = \tilde{l}_{aП,j}(q-1) + 2\alpha_{H,\tau} \cdot (\alpha_{HП} - \hat{\alpha}_{П}^*) \cdot \wp_H / \Pi \alpha_{HП}; \quad (15)$$

$$\tilde{l}_{aC,j}(q) = \tilde{l}_{aC,j}(q-1) + 2\alpha_{H,\tau} \cdot (\alpha_{HП} - \hat{\alpha}_{C}^*) \cdot \wp_H / \Pi \alpha_{HП}; \quad (16)$$

$$\tilde{l}_{aS,j}(q) = \tilde{l}_{aS,j}(q-1) + 2\alpha_{H,\tau} \cdot (\alpha_{HП} - \hat{\alpha}_{S}^*) \cdot \wp_H / \Pi \alpha_{HП}; \quad (17)$$

де  $\Pi \alpha_{HП} = \alpha_{HП}^T \cdot \alpha_{HП}$  – евклідова норма навчального сигналу на вході мережі;  $\wp_H$  – елементи матриці  $\Gamma$  (у процесі навчання).

Ознакою завершення процедури навчання ШНМ є виконання умов:

$$\alpha_{HП} - \alpha_{HП}(q) \leq \varepsilon_{aП}; \alpha_{HC} - \alpha_{HC}(q) \leq \varepsilon_{aC}; \alpha_{HS} - \alpha_{HS}(q) \leq \varepsilon_{aS}, \quad (18)$$

де  $\varepsilon_{aП}, \varepsilon_{aC}, \varepsilon_{aS}$  – допустимі значення похибки оцінки стану вектора стану вимірювача лінійних прискорень (похибки виходу ШНМ). Будемо вважати, що  $\varepsilon_{aП} = \varepsilon_{aC} = \varepsilon_{aS}$ . Тоді середньоквадратичне значення похибки сигналу  $\alpha(t)$ , обумовлене цими похибками дорівнює:

$$\delta_\varepsilon = \varepsilon_{aП} / \sqrt{3} \leq \delta_{ок} / 3, \quad (19)$$

де  $\delta_{ок}$  – середньоквадратичне значення похибки досліджуваного каналу (ДК). Звідси:

$$\begin{aligned} \alpha_{HП} - \alpha_{HП}(q) &\leq \delta_{ок} / \sqrt{3}; \\ \alpha_{HC} - \alpha_{HC}(q) &\leq \delta_{ок} / \sqrt{3}; \\ \alpha_{HS} - \alpha_{HS}(q) &\leq \delta_{ок} / \sqrt{3}. \end{aligned} \quad (20)$$

Ці співвідношення визначають завершення процедури навчання ШНМ та гарантують теоретично обчислену точність оцінок вектора стану у несприятливих та нестационарних умовах вимірювань.

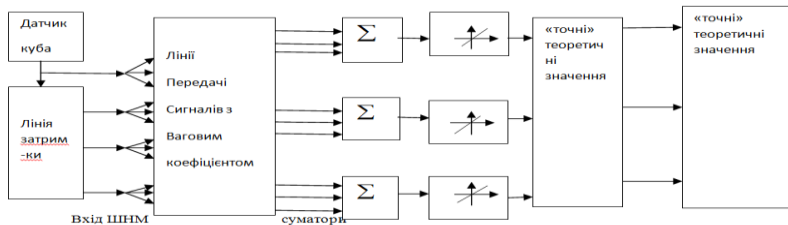


Рис. 1 – Структурна схема оцінки вектора стану вимірювача лінійних прискорень РОСМ з МСУ на основі ШНМ

### **Висновки**

1 Ефективним шляхом підвищення точності визначення параметрів руху механічних конструкцій РОСМ з МСУ у реальному часі є алгоритмічні методи обробки вимірювальної інформації від первинних вимірювальних перетворювачів. Основою цих методів є ідентифікація вектора стану об'єктів вимірювань (механічної конструкції РОСМ з МСУ), що складається з поточної координати, швидкості та прискорення. Пропонується використання штучної нейронної мережі для підвищення точності вимірювань у нестаціонарних та несприятливих умовах.

2 На основі ШНМ можна реалізувати алгоритм ідентифікації руху (його параметрів) чутливого елементу (ЧЕ), що входить до складу вимірювачів лінійних прискорень (акселерометрів). Акселерометр може бути закріплений на механічній конструкції, для якої визначається параметрів переміщень РОСМ з МСУ.

3 Адаптація та оптимальне налаштування параметрів алгоритму ідентифікації можуть бути виконані у процесі адаптації та навчання цієї ШНМ. Для оцінки вектора стану ЧЕ розроблена схема, що складається з ліній затримки та трьох адаптивних лінійних нейронів. Результатом є зменшення додаткової похибки вимірювань, обумовленої складними та нестаціонарними умовами вимірювань.

4 Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку і розробки РОСМ з МСУ як на стадіях проектування конструювання, так і у режимах їх реальної експлуатації за наявності складних, нестаціонарних умов функціонування сенсорів, вимірювачів, котрі забезпечують зворотній зв'язок у подібних системах.

### **Література**

1. Управление и наведение беспилотных маневренных летальных аппаратов на основе современных информационных технологий / Под ред. М.Н. Красильщикова, Г.Г. Сербакова. – М.: Физматлит, 2003. – 280с.
2. Безвесільна О.М. Авіаційні гравітаметричні системи та гравітаметри: підручник/О.М. Безвесільна. – Житомир: ЖДТУ, 2007. – 604с.
3. Статистическая обработка результатов экспериментов на микро-ЕВМ и программируемых калькуляторах / А.А. Костилов, П.В. Миляев, Ю.Д. Дорский и др.. – Л.: Энерготомиздат, 1991. – 304с.

4. Грановский В.А. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях / В.А Грановский, Т.Н, Сирая. – Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.
5. Яцук В.О. Методи підвищення точності вимірювань: підручник/ В.О. Яцук, П.С. Малачівський. – Львів: БескидБіт, 2008.- 368 с.
6. Браммер К. Фильтр Калмана-Бьюси/ К. Браммер, Г.Зиффилинг. – М.: Наука,1982. – 189с.
7. Безвесільна О.М. Вимірювання прискорень: підручник/ О.М. Безвесільна. – К.: Либідь, 2001. – 264с.
8. Синицин И.Н. Фильтры Калмана и Пугачева: учебное пособие / И.Н. Синицин. – М.: Университетская книга; Лоюс, 2006. – 640с.
9. Кузьмин С.З. Основы теории цифровой обработки равнолокальной информации / С.З. Кузьмин. – М.: Советское радио, 1974. – 432с
10. Фалькович С.Е. Статистическая теория измерительных систем / С.Е. Фалькович, Е. Н. Хомяков. – М.: Радио и связь, 1981. – 288с.
11. Руденко О.Г. Штучні нейронні мережі: Навчальний посібник/ О.Г. Руденко, Є.В. Бодянский. – Харків: ТОВ «Компанія СМІТ», 2006. – 404с.
12. Зайченко Ю.П. Основы проектирования интеллектуальных систем: навчальний посібник/ Ю.П.Зайченко. – К.: Видавничий дім «Слово», 2004. – 352с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.С.Ловейкін.*

УДК 631.331

© М.С. Шведик, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

### **АНАЛІЗ ОДНООПЕРАЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ОБРОБІТКУ ГРУНТУ І ЗАРОБКИ НАСІННЯ ТА ЇХ СИНТЕЗ**

*У статті наведено результати аналізу одноопераційних робочих органів для поверхневого обробітку ґрунту і заробки насіння в*

аспекті ефективності їх застосування. Встановлено, що найбільш ефективним технічним рішенням для висіву насіння у свіжозораному ґрунті є застосування розробленої на основі синтезу нової конструкції ґрунтообробно-посівної секції, яка складається з набору кільцевидних котків для ущільнення ґрунту в рядках і кілевидних сошників для формування насінневого ложа з ущільненим дном та конічних котків для загортання насіння і поверхневого ущільнення ґрунту, а також підпружинених зубів для прорізання в поверхневій кірці аераційних щілин.

### **СВІЖОЗОРАНИЙ ҐРУНТ, КІЛЬЦЕВИДНІ КОТКИ, ЩІЛИНИ, КІЛЕВИДНІ СОШНИКИ, ЛОЖЕ, НАСІННЯ, КОНІЧНИЙ КОТОК, ЗУБ**

**Постановка проблеми.** Одним з резервів підвищення врожайності зернових колосових культур є створення оптимальних умов для проростання насіння та наступного росту і розвитку рослин, і відповідно формування врожаю. Традиційні технології виробництва зерна колосових культур забезпечуються за умов виконання комплексу агротехнічних заходів з використанням одноопераційних ґрунтообробних машин в послідовності наведеній на рис. 1.

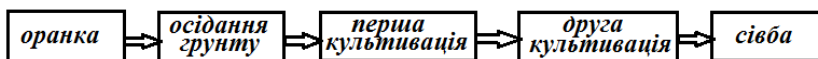


Рис. 1 – Схема технологічного процесу сівби зернових колосових культур

Однак з наведеної схеми видно, що в технологічному процесі сівби зернових колосових культур є одне вразливе місце, яке особливо гостро відчувається тоді, коли період збирання культур-попередників з полів відведених під посів зернових культур затягується, і після основного обробітку ґрунту (оранки) залишається недостатньо часу для його природного самоосідання. Тому постає питання – або переносити сівбу на пізніший термін, або ж висівати насіння у свіжозораний ґрунт. Однак в обох варіантах буде значний недобір урожаю. Це пояснюється тим, що в процесі оранки в ґрунті руйнується капілярна система, і по ній припиняється підйом вологи з нижніх шарів до насіння, що негативно позначається на його проростанні. При цьому, внаслідок самоосідання ґрунту, відбувається обрив коренів після проростання насіння та випирання (оголення) їх вузла кушніня, що призводить не тільки до зниження їх життєдіяльності, а й до загибелі. Отже, можна вважати, що повне осідання ґрунту до початку сівби є основною агротехнічною вимогою, дотримання якої забезпечує

сприятливі умови для проростання насіння та наступного розвитку і росту рослин.

Тому виникає необхідність в розробці нової ґрунтообробно-посівної секції для висіву насіння у свіжозораному ґрунті, яка забезпечить в ньому такі ж самі сприятливі умови для проростання насіння та наступного розвитку і життєдіяльності рослин, що створюються після повного осідання ґрунту.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз літературних джерел [1,2,3,4,5] показує, що намагання вчених і практиків створити оптимальні умови для життєдіяльності рослин зернових колосових культур призвели до розробки різноманітних технологій, які відрізняються між собою головним чином набором окремих операцій і послідовністю їх виконання. Однак для реалізації цих операцій необхідні спеціальні робочі органи, які взаємодіють з ґрунтом, зокрема для виконання передпосівного обробітку ґрунту та заробки насіння.

Необхідно зазначити, що зростання агротехнічних вимог до процесу сівби зернових колосових культур сприяло швидкому розвитку ґрунтообробних машин, яких на даний час нараховується більше 150 назв. Однак таке їх широке різноманіття свідчить не стільки про ефективні шляхи розв'язку даної проблеми, як про недосконалість ґрунтообробних машин і неможливість створення на їх базі якщо не єдиного, то хоча б для кожної ґрунтово-кліматичної зони гнучкого комплексу, який можна було б легко адаптувати до її вимог.

Однак питання, що стосуються застосування робочих органів безпосередньо для висіву насіння у свіжозораному ґрунті в літературних джерелах не висвітлювались, що не сприяє процесу розробки відповідних ефективних технічних рішень.

**Метою дослідження** є аналіз робочого процесу традиційних одно- операційних робочих органів для поверхневого обробітку ґрунту і заробки насіння та виявлення їх найбільш ефективних конструктивних рішень і позитивних властивостей, що в тій чи іншій мірі можуть бути синтезовані в одну структурно-технологічну схему, яка стане основою для розробки нової конструкції ґрунтообробнопосівної секції для висіву насіння у свіжозораному ґрунті.

**Результати досліджень.** Аналіз традиційної технології сівби зернових колосових культур, схема якої наведена на рис. 1, показує, що вона потребує трикратного проходу агрегату по одному й тому ж полю. В той же час аналіз процесів, що відбуваються в ґрунті після основного його обробітку – оранки, показує, що період для природного



осідання ґрунту триває від 3 до 5 тижнів і він є не виправдано доволі тривалим, оскільки його, на нашу думку, можна за рахунок штучного ущільнення ґрунту спеціальними робочими органами скоротити до 1...2 днів і відразу ж провести сівбу [6,7]. Це дасть можливість технологічний процес сівби, що складається з п'яти операцій (рис. 1), за рахунок виключення з нього 3...5-ти тижневого періоду необхідного для самоосідання ґрунту та двох передпосівних культивувань, скоротити до двох операцій, сумістивши ущільнення ґрунту з сівбою, тобто він відповідно до нової ресурсоощадної технології протікатиме за схемою наведеною на рис. 2.

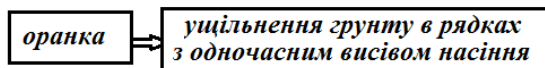


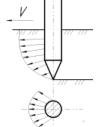
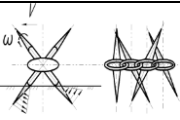
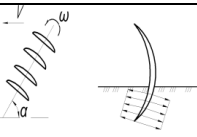
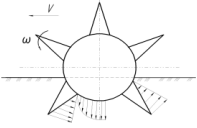
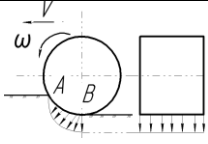
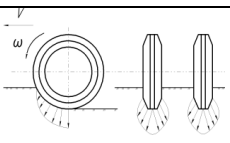
Рис. 2 – Схема технологічного процесу ресурсоощадної технології сівби зернових колосових культур

Для реалізації такої технології необхідно на основі традиційних робочих органів розробити спеціальні робочі органи.

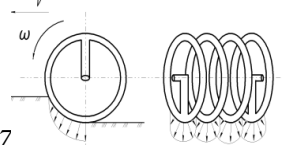
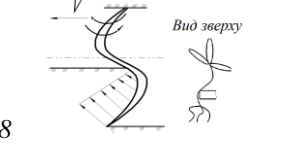
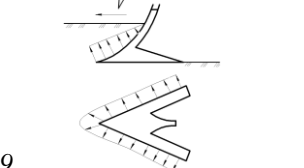
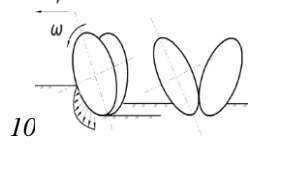
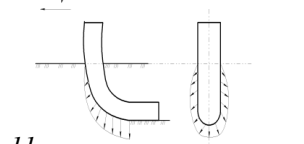
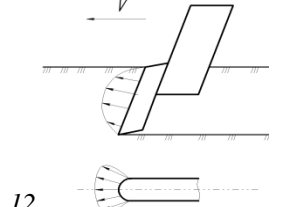
З метою визначення ефективності застосування традиційних робочих органів, що використовуються в сучасних ґрунтообробних машинах і сівалках, проведемо аналіз їх взаємодії з ґрунтом. Результати аналізу відобразимо в таблиці, в якій наведено схеми робочих органів та показано епюри сил, що діють на ґрунт зі сторони робочих органів під час їх переміщення. Лінії контакту робочих органів виділимо жирною лінією. З наведених схем видно, що довжина лінії контакту і її форма залежить від типу і призначення робочого органу.

На нашу думку, з метою спрощення аналізу і полегшення його зоровому сприйняттю, введемо спеціальні позначення. При цьому ті робочі органи, положення яких в процесі роботи не змінюється відносно машини і вони є нерухомими, а їх взаємодія з ґрунтом відбувається внаслідок переміщення машини, віднесемо до пасивного типу і позначимо символом ПТ, а ті що приводяться в рух від реакції ґрунту – назвемо напівактивними і позначимо символом НТ. Робочі органи, які приводяться в рух від валу відбору потужності трактора або опорно-ходових коліс, віднесемо до активних і пропонуємо позначати символом АТ. З урахуванням викладеного такі позначення відображені в стовпчику 2 таблиці 1.

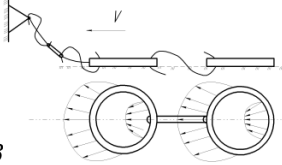
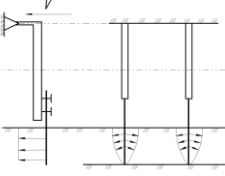
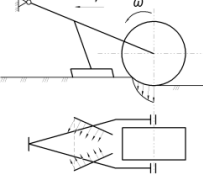
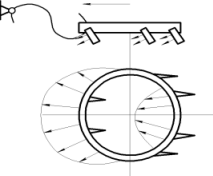
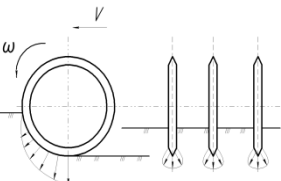
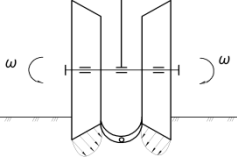
Таблиця 1 – Аналіз робочого процесу робочих органів для поверхневого обробітку ґрунту і заробки насіння в аспекті ефективності їх застосування

Схема взаємодії робочого органа з ґрунтом	Тип робочого органа	Основна виконувана операція	Негативний вплив робочого органа на ґрунт
1	2	3	4
 <p>1</p>	ПС	Р В	Розпорошення ґрунту
 <p>2</p>	НА	Р Г Ш	Викидання з нижніх шарів вологого ґрунту на поверхню поля
 <p>3</p>	НА	Р	Неоднорідна структура ґрунту зі сторони ввігнутої і опуклої сторін диска
 <p>4</p>	НА	Р Г	-
 <p>5</p>	НА	В У Ш	Структура ґрунту стає неоднорідною – під пагорбками ґрунт переущільнюється, а під ямками навпаки, недоущільнюється
 <p>6</p>	НА	Г У В	-

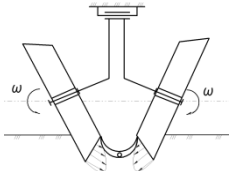
Продовження таблиці

1	2	3	4
 <p>7</p>	НА	Г Ш	-
 <p>8</p>	ПС	Р В	Розпорошення пересушених грунтів
 <p>9</p>	ПС	Р П	-
 <p>10</p>	НА	Б Р	Значна нестабіль- ність ходу у верти- кальній площині і неспроможність сформувати борозенку з уцільненим дном
 <p>11</p>	ПС	Б Л	-
 <p>12</p>	ПС	Б	Неякісна заробка насіння

Продовження таблиці

1	2	3	4
 <p>13</p>	ПС	3	Заробляє тільки вузькі і неглибокі борозенки
 <p>14</p>	ПС	3	Застосовується переважно у районах з недостатнім зволоженням
 <p>15</p>	ПС НА	3 К	Каток на перезволожених ґрунтах схильний до залипання
 <p>16</p>	ПС	3 Г Ш	-
 <p>17</p>	НА	У Б	-
 <p>18</p>	НА	3 К	Котки працюють тільки в парі

Продовження таблиці

1	2	3	4
<p>19</p> 	<p>НА</p>	<p>З К</p>	<p>Котки працюють тільки в парі</p>

Оскільки окремі робочі органи за призначенням одночасно можуть виконувати різні операції, тобто мають широкий діапазон застосування, то для означення технологічних операцій введемо аналогічні позначення: Б – формування посівної борозенки, В – вичищення бур'янів, Г – подрібнення грудок, З – загортання насіння, К – створення контакту насіння з ґрунтом, Л – ущільнення насінневого ложа, П – підрізання пласта і коріння, Р – розпушення ґрунту, У – ущільнення ґрунту, Ш – шлейфування (вирівнювання) поверхні поля.

Ефективність роботи робочих органів будемо оцінювати за основним критерієм – вмістом частинок різних фракцій в ґрунті після його обробітку (%). При цьому за поріг шкідливості роботи знарядь прийнято вважати його здатність розпорозувати не більше 35% ґрунту до таких частинок, які можуть заповнити всі некапілярні проміжки між грудками ґрунту. Розпорозення ґрунту вище зазначеного порогу призводить до того, що пилоподібні частинки заповнюють всі некапілярні проміжки і ґрунт втрачає властивості грудочкуватого ґрунту, оскільки після першого дощу він зливається в суцільну масу [8].

В якості додаткових критеріїв для оцінки ефективності роботи робочих органів приймають енергетичні показники – питомий опір, що виникає при переміщенні робочих органів в ґрунті та затрати потужності на їх переміщення, а також візуальну оцінку – вирівняність поверхні поля, наявність борозенок, валків, залипання робочих органів і т.п. Робота сошників, крім цих показників, оцінюється ще й рівномірністю заробки насіння по глибині, стабільністю ходу у вертикальній площині, наявністю твердого ложа та контакту насіння з ґрунтом.

З урахуванням викладеного проведемо векторно-силовий аналіз взаємодії робочих органів з ґрунтом, який дасть можливість виявити види і якість виконуваних ними операцій. З схеми 1 видно, що зуб борони працює за принципом клина, що встановлений вертикально. Під час переміщення зуб своєю вершиною і бічними

поверхнями тисне на ґрунт, і напруження стиску передаються в напрямку руху і в сторони. При досягненні критичних напружень з обох сторін зуба в моноліті ґрунту утворюються тріщини, по яких відбувається відколювання частинок ґрунту – грудок. При подальшому переміщенні борони зуб цю грудку спрямовує в сторону, залишаючи після себе борозенку. Однак зуб з наступного ряду знову зміщує її в сторону, і оскільки цей процес повторюється в кожному наступному ряді зубів, то грудка набуває обертового руху, і внаслідок тертя її грані поступово стираються, вона розпорошується і грудкувата структура ґрунту руйнується. Тому, з цих міркувань, борона є шкідливим робочим органом. Позитивним є те, що вона витягує з ґрунту бур'яни.

Гнучка обертова борона, схема 2, на відміну від звичайної зубової борони, немає цих недоліків і забезпечує розпушування ґрунту, руйнує брили і грудки, та вирівнює поверхню. Проте внаслідок обертання зубів відбувається викидання з нижніх шарів волого ґрунту на поверхню поля.

Сферичні диски, схема 3, встановлюють увігнутістю вперед на одній осі групами (або індивідуально) під кутом атаки  $\alpha = 0 \dots 25^{\circ}$  до напрямку руху. Під час їх поступального переміщення вони під дією реактивного опору ґрунту вільно обертаються навколо своєї горизонтальної або нахиленої осі, відрізають, кришать, перемішують і зсувають в сторону пласт. Однак внаслідок різкого характеру взаємодії увігнутої і випуклої поверхонь диска і ґрунту, останній набуває неоднорідної структури. Так, відрізаний пласт під час обертання диска переміщується по його увігнутій поверхні, кришиться і відкидається в сторону, в той час як випукла сторона диска чинить бічний тиск на нижні шари ґрунту і ущільнює його, що спричинює утворення грудок, які потім зверху засипаються розпорошеним ґрунтом, що сходить з увігнутої поверхні диска.

Голчаті диски, схема 4, добре руйнують поверхневу кірку і вирівнюють мікронерівності поверхні поля.

Характерною особливістю гладких котків є те, що вони під час перекочування по поверхні поля під дією власної ваги роздавлюють грудки і вдавлюють в ґрунт. При цьому шар ґрунту деформується без його перемішування по всій лінії контакту обода, починаючи з точки входження А і до точки виходу Б, залишаючи після себе тверду і рівну поверхню, схема 5. Однак після проходу гладких котків структура ґрунту стає неоднорідною, оскільки під пагорбками ґрунт переущільнюється, а під ямками навпаки, недоущільнюється.

Кільчаті (схема 6) [9] і спіральні (схема 7) [10] котки добре руйнують грудки, глибоко проникають у ґрунт, ущільнюють його

нижній шар і розпушують верхній, формують гребенисту ущільнену поверхню, що запобігає вітровій ерозії і при цьому не схильні до залипання ґрунтом.

Основним функціональним призначенням робочих органів лапового типу є забезпечення передпосівного обробітку ґрунту. Не дивлячись на їх широке різноманіття за конструктивним виконанням, їх можна розділити на дві групи – розпушувальні (схема 8) і стрілчаті (схема 9). При цьому лапи можуть працювати як з жорсткими, так і з пружними стійками. Останні забезпечують коливання робочих органів, що сприяє їх самоочищенню від забивання лап рослинними рештками. Перевага стрілчатих лап над розпушувальними полягає в тому, що вони своїми крилами підрізають пласт на глибині заробки насіння, а разом з ним і бур'яни, і після свого проходу залишають тверде ложе для насіння.

Основними вимогами, що ставляться до сошників, є: формування борозенки з ущільненим дном без вивертання на поверхню нижніх вологих шарів ґрунту, та заробка насіння на задану глибину вологим шаром ґрунту без утворення високих гребенів і глибоких борозенок. За конструктивними ознаками їх розділяють на дискові і наральникові. З огляду зазначених вимог дискові сошники (схема 10) характеризуються значною нестабільністю ходу у вертикальній площині і неспроможністю сформувати борозенку з ущільненим дном, оскільки опираються на ґрунт в одній точці. Вони не забезпечують рівномірного розподілу насіння по довжині рядка і сильно їх розкидають в сторони. З наральникових сошників найбільш повно задовольняють агротехнічні вимоги сошники ковзного типу – кілевидні і полозовидні (схема 11), які мають тупий кут входження в ґрунт і опираються на нього не в одній точці, а в трьох. Найгірші показники, що визначають якість заробки насіння, мають сошники з гострим кутом входження в ґрунт – анкерні, схема 12.

Для остаточного загортання насіння застосовують спеціальні пристрої – шлейфи, загортачі, борінки та котки. Шлейф (схема 13) заробляє тільки вузькі і неглибокі борозенки. Він становить собою ряд послідовно з'єднаних між собою кілець, що приєднані ланцюгом до сошника і вільно волочаться за ним по поверхні поля. Загортачі використовують переважно в районах недостатнього зволоження. Вони можуть бути виконані у вигляді двох загострених пальців (зубів), встановлених на пружинних стійках (схема 14), або жорстко закріплених відвальників (схема 15). В обох варіантах ґрунт спрямовується в борозенку, але в останньому він ще й ущільнюється котком, що створює надійний контакт насіння з ґрунтом. Борінка

(схема 16) становить собою масивне кільце з зубами, яке тягнеться за сошником по поверхні поля і завдяки коливань краще, ніж шлейф, вирівнює ґрунт і крім цього подрібнює грудки.

Котки застосовують для створення надійного контакту насіння з ґрунтом та запобіганню вітровій ерозії. Вони можуть мати обід циліндричної або клинової форми, яка впливає на якість їхньої роботи. Котки з циліндричною поверхнею працюють разом з загортачами, схема 15, однак на перезволожених ґрунтах вони схильні до залипання. Котки з клиновим профілем обода, схема 17, не схильні до залипання ґрунтом, а тому їх збирають в батареї по шість штук, і вони формують гребенисту ущільнену поверхню, що запобігає вітровій ерозії.

Заслужують уваги котки, що мають форму зрізаного конуса. Однак вони можуть працювати тільки в парі і встановлюються по краях розкритої борозенки на горизонтальній (схема 18) або нахилений (схема 19) осі, що дає можливість зсувати її стінки і закривати насіння, а по середині рядка залишати ґрунт не ущільненим, що сприяє кращому проростанню рослин і їх виходу на денну поверхню.

З наведеного аналізу видно, що в більшості випадків конструктивно-технологічні і експлуатаційні параметри робочих органів сучасних посівних машин і агрегатів призначених для передпосівного обробітку ґрунту, його ущільнення і заробки посівного матеріалу, не відповідають агротехнічним вимогам, але окремі з них мають якісні показники. Тому необхідно синтезувати найкращі властивості традиційних робочих органів і розробити нові, на основі яких створити принципово нову конструкцію ґрунтообробнопосівної секції, яка в повній мірі задовольнятиме агротехнічні вимоги, що ставляться до висіву насіння у свіжозораний ґрунт з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму.

На нашу думку [6,7,11] найбільш ефективними робочими органами для обробітку свіжозораного ґрунту з його ущільненням в рядках і забезпечення розпушеного стану в міжряддях є кільцевидні котки (схема 6), які формують посівні щілини глибиною до 0,08...0,10 м, а для формування насінневого ложа з ущільненим дном є кілеvidні сошники (схема 11). При цьому найбільш повно задовольнити вимоги, що ставляться до загортання насіння і поверхневого ущільнення ґрунту може конічний коток [12], а для прорізання в поверхневій кірці аераційної щілини найбільш придатним є підпружинений зуб (схема 14).

Ці робочі органи покладено в основу синтезованої нами нової конструкції ґрунтообробнопосівної секції для висіву насіння у свіжозораному ґрунті з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму



[6,11], конструктивно-технологічна схема якої наведена на рис. 3. Секція складається з набору робочих органів для означення яких введемо нові терміни. Так для робочих органів призначених для обробки ґрунту введемо новий термін – «Кільцевидний ущільнювач-бороздкоутворювач». Він складається з прямокутної рамки 1, в якій встановлено три кільчатих котки 2. Рамка з'єднується з штабою 3, яка за допомогою радіального повідка 4 і натискної штанги 5 з пружиною 6 з'єднується з рамою посівного агрегату. Ззаду рамки по центру кожного кільчатого котка встановлено тукопроводи 7.

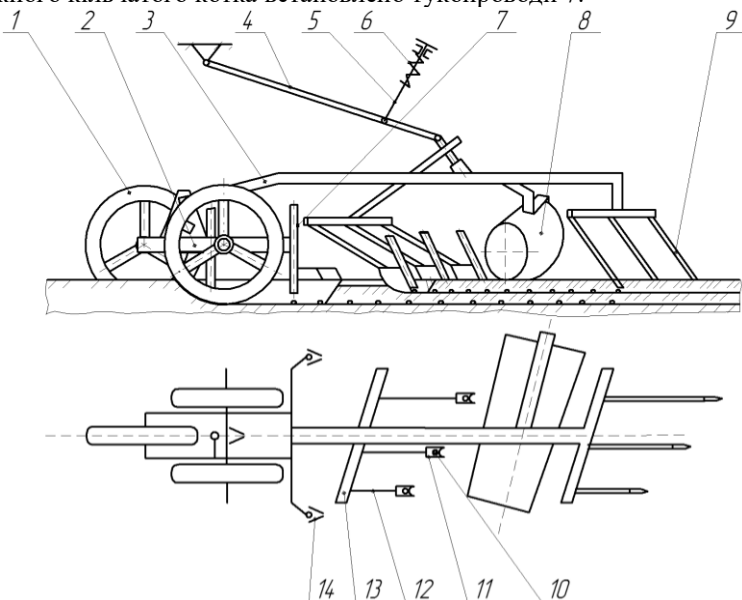


Рис. 3 – Конструктивно-технологічна схема синтезованої ґрунтообробно-посівної секції для висіву насіння у свіжозораному ґрунті з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму: 1 – кільчатий коток; 2 – рамка; 3 – штаба; 4 – повідок; 5 – натискна штанга; 6 – пружина; 7 – тукопровід; 8 – конічний коток; 9 – зубовий загортач; 10 – насіннепровід; 11 – кілевидний сошник; 12 – повідець; 13 – траверса; 14 – загортач

Штаба спирається на конічний коток 8 [12] встановлений віссю обертання під деяким кутом  $\alpha$  до напрямку рядків і орієнтований меншою основою в сторону сошників.

Кільцевидний ущільнювач-бороздкоутворювач працює наступним чином. Під час його переміщення по поверхні поля кільчаті котки наносять інтенсивні удари по великих і малих грудках, внаслідок чого вони подрібнюються. При цьому відбувається вирівнювання поверхні поля та ущільнення ґрунту під ободом котків на всю глибину орного шару, а радіально-балансирна підвіска секції дає можливість коткам добре копіювати мікрорельєф поля. Виконання котків у вигляді кілець з шприхами та їх взаємне розміщення з входженням частини обода середнього котка в робочий простір між двома крайніми котками забезпечує ефективне подрібнення і перемішування ґрунту, яке відбувається внаслідок його взаємодії з зовнішньою і внутрішньою поверхнею обода. При цьому зустрічний рух переднього і двох задніх ободів сприяє процесу інтенсифікації подрібнення ґрунту, знищенню бур'янів та забезпечує самоочищення котків і підвищує їх прохідність на перезволожених ґрунтах. Після проходу ущільнювача-бороздкоутворювача в ґрунті залишається борозенка з заданою глибиною (8...10 см) на дно якої спочатку висіваються туки, а під час подальшого переміщення агрегату вона разом з туками, внаслідок самоосипання ґрунту, закривається.

Відповідно до прийнятого технологічного процесу сошник для заробки насіння повинен йти по сліду ущільнювача-бороздкоутворювача, тобто по сформованій котком щілині і мати з ним однакову товщину, а тому він в порівнянні з аналогами буде працювати в значно легших умовах. У зв'язку з цим його функціональне призначення можна звести до виконання двох операцій – формування твердого насінневого ложа на строго заданій глибині та вкладання насіння. Цим вимогам найбільш повно задовольняє розроблений нами сошник, для означення якого введемо новий термін – «Кілевидний сошник з компенсуючою підвіскою». Він складається з кіля 11, рис. 3, насіннепроводу 10, повідка 12, траверси 13 і загортача 14. Ущільнення ґрунту і формування твердого насінневого ложа здійснюється під дією пружних сил, що виникають внаслідок прогину повідка під час примусового опускання кіля в борозенку на задану глибину заробки насіння. Застосування пружного повідка для установки кіля забезпечує стабільність його ходу у вертикальній площині з незначними коливаннями, що не перевищують допустимі значення межі відхилення від заданої глибини заробки насіння.

Під час подальшого переміщення посівного агрегату відбувається переміщення конічним котком ґрунту від меншої основи в сторону більшої, внаслідок чого борозенки засипаються, а під дією маси котка ґрунт під ним ущільнюється на глибину до 0,04 м і таким

чином штучно створюється вологозахисна кірка [6]. Для прорізання в поверхневій кірці аераційної щілини шириною до 5 мм і глибиною меншою на 10 мм від глибини заробки насіння ззаду конічного котка по центру кожного рядка встановлено пружинний зуб 9.

Таким чином на основі викладеного можна зробити висновок, що в результаті аналізу одноопераційних робочих органів для поверхневого обробітку ґрунту і заробки насіння в аспекті ефективності їх застосування встановлено найкращі їх властивості, які синтезовано в принципово новій конструкції ґрунтообробнопосівної секції, що в повній мірі задовольняє агротехнічні вимоги, які ставляться до висіву насіння у свіжозораний ґрунт з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму.

#### Література

1. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва / За ред. В.В.Адамчука, М.І. Грицишина. – К.: Аграр. наука, 2012. – 416 с.
2. Комплексна механізація виробництва зерна / В.Д.Гречкосій, Д.М.Алімов, В.І.Кифоренко, П.М.Чайка; За ред. В.Д.Гречкосія. – К.: Урожай, 1991. – 216 с.
3. Гудзь В.П. Шляхи підвищення продуктивності інтенсивних сортів озимої пшениці. – К.: Урожай, 1989. – 136 с.
4. Ремесло В.Н., Сайко В.Ф. Сортовая агротехника пшеницы. – К.: Урожай, 1981. – 200 с.
5. Сортовая агротехника зерновых культур / Н.А.Федорова, В.Н.Гармашов, В.М.Костромитин и др.; Под ред. Н.А.Федоровой. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Урожай, 1989. – 328 с.
6. Шведик М.С. Агротехнічні передумови до стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі ґрунту. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей. Вип. 18. – Луцьк, 2009. с. 520–525.
7. Шведик М.С. Агротехнічні передумови до висіву насіння зернових колосових культур у свіжозораному ґрунті. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). Вип. 39. – Луцьк, 2012. С. 223 – 227.
8. Вільямс В.Р. Ґрунтознавство. Землеробство з основами ґрунтознавства. Переклад з 5-го рос. Вид.– Київ, 1948. – 444 с.
9. Проспект німецької фірми FENDT. SPEZIAL FOCUS. Ausgabe Agritechnica 2003. – 2003. – 24 с.

10. Проспект канадської фірми Fiexi-Coil. Coil-PACKERS. – 1997. -100 с.

11. Патент № 72234 Україна, МПК А01С 7/00. Спосіб висіву насіння / М.С.Шведик. – Заявл. 10.08.2012, № U 201201362. Опубл. 10.08.2012. Бюл. № 15.

12. А.с. №1695844 А1 (СРСР), А 01 С 7/00, 7/20. Спосіб сплошного посева зернових культур и устройство для его осуществления / Н.С.Шведик, Кравец И.А., Устименко А.С. – Заявл. 03.06.1988, № 4471613/15. Опубл. 07.12.1991. Бюл. – № 45.

*Рецензент д.т.н., проф. В.І.Швабюк.*

УДК 621.891/892.004.12

© С.П. Шимчук, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТИЗНОСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПЛАСТИЧНИХ МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ**

*Проведено порівняльну оцінку протизносних властивостей  
вибраних зразків пластичних мастильних матеріалів з метою підбору  
оптимального варіанта для змащування пар тертя пелет-преса*

### **ПЛАСТИЧНИЙ МАСТИЛЬНИЙ МАТЕРІАЛ, ПРОТИЗНОСНІ ВЛАСТИВОСТІ, ТРИБОВУЗЛИ, МАШИНА ТЕРТЯ.**

**Постановка проблеми.** Пластичні мастильні матеріали (мастила) являють собою напівтвердий чи твердий продукт, що складається з суміші мінерального і синтетичного масел, загущувача (тверді вуглеводні, різноманітні солі жирних кислот і ін.), присадок і наповнювачів (графіт, дисульфід молібдена і ін.). Згущувачі утворюють трьохмірний структурний каркас, в комірках якого утримується масло. При невеликих навантаженнях пластичні ММ ведуть себе як тверді (не розтікаються, добре утримуються на різного роду поверхнях). При навантаженнях, що перевищують міцність структурного каркаса, вони набувають текучості подібно маслам. Такі фізичні властивості мастил затруднюють проведення коректних досліджень протизносних та антифрикційних властивостей та, як наслідок їх порівняльної оцінки для правильного підбору у вузлі тертя.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На сьогодні єдиним стандартним методом оцінювання протизносних властивостей ММ є метод випробування на чотирьохкульковій машині тертя і спеціальна методика випробувань, але вони мають ряд недоліків [1].

Традиційно, найбільш поширеним контактом у техніці вважається лінійний. Тому використовуючи саме цей вид контакту у роботі [2] було висвітлено розроблену методику випробувань мастил, що дає можливість коректної діагностики мастильної здатності матеріалів. Це досягається перш за все за допомогою поетапного випробування. На першому етапі на поверхні тертя контртіла напрацьовуються вторинні структури (стадія припрацьовки), на другому і третьому етапах проводиться їх випробування у взаємодії з трибохімічно зміненим середовищем. Для усунення проблеми «вилітання» мастила з ємності для випробувань було розроблено та апробовано спеціальне приспособлення.

**Мета дослідження.** На основі аналізу порівняльних випробувань протизносних властивостей вибраних зразків пластичних мастильних матеріалів вибрати найбільш оптимальний зразок для змащування трибовузлів пелет-преса.

**Результати дослідження.** У пелет-пресі для змащування трибовузлів виробником рекомендується використовувати мастило фірми Mobil. Та висока вартість пластичного мастильного матеріалу цього відомого бренду і невисокий ресурс (мастило потрібно відносно часто замінювати) змусили в процесі експлуатації шукати більш дешеві аналоги з близькими експлуатаційними властивостями. Для цього було вибрано термостійкі пластичні масла ( $t_{max} = 90-110$  °C) деяких вітчизняних та зарубіжних виробників (для запобігання антиреклами в статті вказується не марка матеріалу, а його порядковий номер під час випробувань).

Протизносні властивості взятих проб мастил визначалися на машині тертя ПТЛК(рв) при швидкості ковзання 0,3 м/с та мінімальних радіальних відхиленнях контактуючої поверхні контрзразка за методикою розробленою для випробування пластичних мастильних матеріалів [2].

Осьове контактне навантаження становило 1100 Н та визначалось згідно рекомендацій Герца[3]:

$$\sigma_{max}^H = 610 \sqrt{\frac{P}{L_p r}},$$

де  $P$  – осьове навантаження, Н;  $L_p$  – ширина контрзразка, мм;  $r$  – радіус контрзразка, мм.

Величини зносу контролювались на лазерному мікроскопі-профілометрі ЛМП [4]. Загальний вигляд об'ємного зносу приведено на рис. 1.

Стабільність умов випробувань у часі забезпечувалось машиною тертя. Величини зносу на кожному з етапів випробувань для досліджуваних зразків мастил приведено в таблиці 1, а значення об'ємної температури – в таблиці 2. Об'ємна температура досліджуваних мастил визначались методом термопар

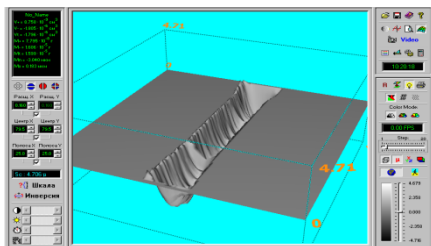


Рис. 1 – Загальний вигляд зношеної поверхні

Таблиця 1 – Величини середнього зносу для кожного з досліджуваних зразків мастил

Номер досліджуваного зразка мастила	Знос I, од <sup>3</sup>				Сумарний знос
	на припрацьовочних етапах			у часі	
	1	2	3	5	
№ 1	1,2	1,2	1,6	4,3	8,3
№ 2	1	1	0,7	2,5	5,2
№ 3	2,7	3,4	2	11,3	19,4
№ 4	2,8	2,6	2	8	15,4
№ 5	3	2,3	1,8	6,6	13,7
№ 6	0,5	0,53	0,6	8,5	10,13
№ 7	0,37	0,75	1,73	9	11,85
№ 8	0,9	1,6	2,9	12	17,4
№ 9	2,7	1,83	2,5	4,7	11,73

Зразок № 9 – це мастило, яке використовувалось для змащування трибовузлів пелет-преса та рекомендувалось заводом-

виробником. Як видно з результатів дослідження практично всі випробовувані зразки мастил є подібні за протизносними властивостями на припрацьовочних етапах. Комплексна оцінка експлуатаційних властивостей показує, що в часі за результатами зносу поверхонь зразки № 3, № 6 та № 8 поводять себе суттєво гірше порівняно з іншими зразками. Це спостерігається і за отриманими результатами об'ємної температури досліджуваних середовищ (табл. 2). Чітко видно, що досліджувані властивості зразків № 1 та № 2 є суттєво кращими порівняно з іншими зразками як за критерієм оцінювання середнього зносу так і за критерієм об'ємної температури.

Таблиця 2 – Об'ємна температура досліджуваних мастил

Досліджуване середовище	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9
Значення об'ємної температури $t, ^\circ\text{C}$	92	92	95	94	94	93	93	94	93

### Висновки

1. Проведено порівняльні випробування протизносних властивостей вибраних зразків пластичних мастильних матеріалів за розробленою методикою [2], що дає можливість підібрати оптимальний варіант для змащування трибовузлів пелет-преса.

2. Показано, що досліджувані властивості зразків № 1 та № 2 є суттєво кращими порівняно з іншими зразками за вибраними критеріями оцінювання та значно дешевшими по відношенню до базового мастила, що рекомендується використовувати заводом-виробником пелет-преса.

### Література

1. Стельмах А.У., Сидоренко О.Ю., Костюник Р.Е. Методика идентификации ГСМ по противозносным и антифрикционным свойствам с учетом реальных условий их работы // Технологические системы. – 2002. – №3. – С. 96 – 101.
2. Шимчук С.П. Методика лабораторних випробувань пластичних мастильних матеріалів // Сільськогосподарські машини: Зб. наук ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ. – 2012. – №23. – С. 176–179.
3. Hertz H., Collected works, 1881.
4. Патент 217 9328 С1 РФ, МКИ 7G02 B21/00, G01 B11/30. Способ дифференциально-фазовой профилометрии и/или профилометрии и устройство для его реализации / С.Н. Кияшко (РФ), Е.Н. Смирнов, Л.Н.

Ильченко, С.А. Коленов, А.У. Стельмах (Україна) – №2001116525/28;  
Заявлено 19.06.01; Опубл. 10.02.02, Бюл. №4. – С. 15.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна.

УДК 621.793.8, 669.268

© В. В. Широков, д.т.н.

Українська академія друкарства, Львів

А. В. Шостак, д.т.н.; С. В. Синій, к.т.н.; В. В. Божидарнік, д.т.н.

Луцький національний технічний університет

Л. А. Арендар, к.т.н.

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів

## **ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОНСТРУКЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ДИФУЗІЙНИМ БОРУВАННЯМ СТАЛЕВИХ ТА ЧАВУННИХ ДЕТАЛЕЙ**

*Надійність конструкції сільськогосподарських машин можна суттєво підвищити зміцненням поверхневих шарів багатьох відповідальних деталей шляхом хіміко-термічної обробки, зокрема дифузійним боруванням. Дифузійно борувати вуглецеві та малолеговані сталі і фосфористі сірі та високоміцні чавуни можна в літій і натрії. Перевага надається використанню в якості транспортного середовища натрію, в якому, на відміну від літію, вдається отримати покриття без внутрішніх розшарувань. Оптимальні температури борування 900...950 °С, за яких товщина покриття 80...300 мкм. Їх максимальна мікротвердість досягає  $H_{\mu}^{0,1} \sim 23$  Гпа та забезпечується утворенням монобориду заліза FeB.*

### **НАДІЙНІСТЬ, КОНСТРУКЦІЯ, ДИФУЗІЙНЕ БОРУВАННЯ, СТАЛЬ, ЧАВУН, ДЕТАЛЬ**

**Постановка проблеми.** В процесі експлуатації сільськогосподарських машин, як правило, повинні зберігатися незмінними конфігурація і властивості робочих поверхонь великої номенклатури деталей, які визначають ресурс роботи та надійність відповідних об'єктів у цілому. Зокрема, вони повинні мати високі твердість, зносотривкість та міцність і достатню в'язкість щоб тривалий час опиратися руйнуванню за згинного і крутильного моментів та динамічних навантажень, неоднорідних та абразивних середовищ,



корозивностійким [1]. Ці вимоги актуальні і після реновації деталей. Такий комплекс властивостей, досягнення якого об'ємним легуванням або неможливо або економічно невігідно, можна надати хіміко-термічною обробкою (ХТО), зокрема боруванням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Висока твердість, зносостійкість поверхневих шарів, що формуються в процесі дифузійного насичення сталей бором, їх порівняно високі жаротривкість, корозійна і ерозійна стійкість сприяють широкому використанню борування для оптимізації властивостей сталевих поверхонь [2-4], від властивостей, геометрії і шорсткості яких суттєво залежать продуктивність, номенклатура та якість оброблюваних виробів. Найперспективнішими для промислового впровадження вважають такі способи борування [5-7]: а) в порошкоподібних сумішах за допомогою герметичних контейнерів та з плавким затвором; б) у розплавах солей і окислів (електролізом і без електролізу); в) газове; г) з паст (обмазок); д) комбіновані із застосуванням після насичення бором високоенергетичних способів (електроннопроменевим, лазерним, тощо) оплавлення поверхневих шарів з метою їх перерозподілу, модифікації чи вирівнювання за складом, структурою і властивостями. Хоча технології нанесення боридних покриттів традиційними методами постійно вдосконалюються, діапазон їх функціонального застосування та довговічність суттєво обмежені порівняно з очікуваними. Насамперед, це зумовлено малою пластичністю боридів, оскільки пористість, забрудненість шкідливими домішками з транспортних та супутніх середовищ, внутрішні напруження, специфічна будова (морфологія, фазовий і хімічний склад) перехідних і функціональних шарів далекі від ідеальних. На насичених контактними способами вуглецевих сталях утворюється дифузійний шар із боридів FeB, іноді з додатком Fe<sub>2</sub>B, а під ним – Fe<sub>2</sub>B з характерною голчастою будовою. Під боридами залягають шар, збагачений вуглецем, відтісненим з поверхні, а також зона твердого розчину бору, вуглецю і легувальних елементів у залізі. Основні рекомендації щодо оптимізації будови і складу боридних покриттів на сталях зводяться до того, що покриття повинне складатися з боридного шару типу Fe<sub>2</sub>B без перехідних прошарків або з перехідним шаром щонайменшої товщини. Перше досягають, насичуючи із середовищ з невеликою активністю бору, друге – суміщаючи процес нанесення покриття із термообробкою (гартування, відпуск) чи з додатковою обробкою після борування. У кожному конкретному випадку, залежно від експлуатаційних умов, вимоги до боридних покриттів змінюються. Але завжди бажано мати міцнісні характеристики “композита”

покриття – сталь, відпорного до утворення тріщин і відшарувань. Останнє зумовлено тим, що незважаючи на високу мікротвердість ( $2000 \text{ кг/мм}^2$ ), яка може зберігатися аж до  $600\text{--}700^\circ\text{C}$ , внаслідок анізотропії теплового розширення боридних фаз ( $\text{FeB}$  і  $\text{Fe}_2\text{B}$ ) та різних значень коефіцієнтів теплового розширення дифузійного шару і основи характер змін від температури, величина і розподіл по глибині виникаючих та залишкових напружень дуже неоднорідні.

Слід узяти також до уваги, що важливе значення має і стехіометрія боридів. Наприклад, моноборид заліза  $\text{FeB}$  із масовим вмістом бору близько 16% має ромбічну структуру з чотирма атомами в елементарній комірці (параметри ґратки  $a=0,5506 \text{ нм}$ ,  $b=0,2952$ ,  $c=0,4061$ ). В процесі утворення боридів атом заліза прагне до утримання валентних електронів бору, заповнюючи ними 3-*d* рівень з відповідним ростом його рівня, якщо збільшується кількість бору [8, 9]. Внаслідок неминучого перерозподілу валентних електронів та в результаті посилення ковалентного зв'язку «бор-бор» зростає загальна міцність міжатомної взаємодії, що в свою чергу з переходом від  $\text{Fe}_2\text{B}$  до  $\text{FeB}$  сприяє підвищенню твердості, модуля пружності, питомого електричного опору, температури плавлення, роботи виходу електрона, тощо. Важливим є і те, що швидкості дифузії бору в аустенітній і феритній складових сталей суттєво відрізняються, а це впливає на кінетику процесів формування боридних шарів, їх товщину та якість. Це підтверджується нашими розрахунками (рис. 1).

Згідно з [12, 13] прийняли, що у фериті передекспоненційний фактор  $D_0$  рівний  $1,2 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , а значення енергії активації  $Q$  –  $84996,1 \text{ Дж/г-атом}$ , в аустеніті  $2 \times 10^{-7}$  і  $88596,92$  відповідно. На основі енергетичної залежності Арреніуса і спрощеного рівняння Фіка, товщина ( $h$ ) борованого шару повинна відповідати залежності  $h = 2\sqrt{D_0 \exp(-Q/RT)\tau}$ , де,  $\tau$  – час насичення, с. Обрахунки проводили для діапазону  $1023\text{--}1223 \text{ К}$  за тривалості процесу насичення 1–10 год. Ці параметри є характерними практично для всіх способів боровання. За  $1173 \text{ К}$  і вище результати для  $\alpha - \text{Fe}$  наводяться лише для порівняння оскільки, у зв'язку із поліморфним  $\alpha \leftrightarrow \gamma$  перетворенням чистого заліза, існування низькотемпературної фази маловірогідне. Встановлено, що набагато більшого проникнення бору слід очікувати у випадку  $\alpha - \text{Fe}$  (напр. при  $1173 \text{ К}$ ), ніж  $\gamma - \text{Fe}$ . Це узгоджується з основними канонами теорії процесу дифузії [12, 13], які постулюють, що він протікає повільніше в матеріалах з більш

щільно упакованими ґратками, а як відомо ступінь упаковки ґратки аустеніту більша ніж фериту.

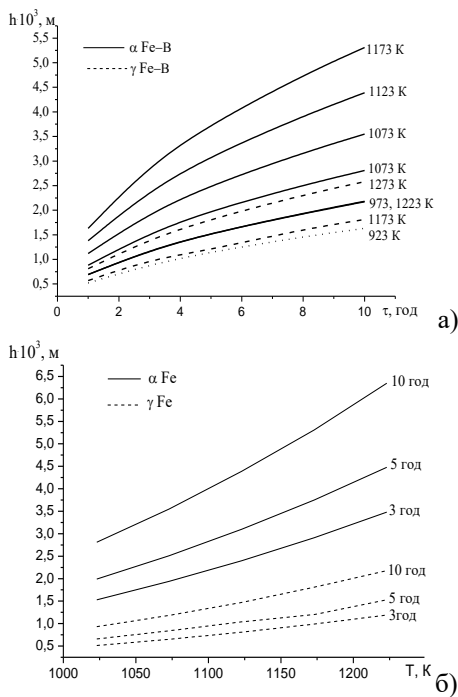


Рис. 1 – Розрахункові залежності глибини проникнення бору в залізо з часом (а) та температурою (б)

На жаль, в одній з найповнішої класифікації існуючих методів борування [5, 7–9] відсутній досить перспективний спосіб його проведення у розплавах легкоплавких металів [14], який має ряд суттєвих переваг перед іншими. Зокрема, він дозволяє в широких межах керувати фізичними параметрами нанесення покриттів, а відтак, фізико-механічними властивостями, мікро- та макроструктурою дифузійних шарів на зовнішніх і внутрішніх поверхнях металевих виробів незалежно від їх конфігурації, а також програмовано впливати на стехіометрію боридних та багатьох інших простих і складнолегованих фаз. Цьому сприяє також багатоваріантність способу (рис. 2).

**Мета дослідження** – оцінити можливості поверхневого борування з розплавів легкоплавких металів (літію та натрію) сталей і чавунів різних класів та встановити закономірності формування і властивості відповідних дифузійних покриттів (табл. 1).

**Результати дослідження.**

**Методика нанесення покриття.** Технологія нанесення покриття із металевих розплавів має певні особливості. Зокрема, застосування літію, натрію, кальцію і багатьох інших металів, розплави яких активно взаємодіють із компонентами повітря, потребує відповідного обладнання, яке повинне забезпечувати заповнення та герметизацію реакційних посудин, витримку в них при температурі у вакуумі чи інертному газі, очистку останнього, перемішування розплаву і т. п. Особливе значення має вибір матеріалу контейнерів. Якщо компоненти конструкційного матеріалу розчиняються у розплаві, то можливе їх перенесення на поверхню виробу, що може сповільнювати формування покриття і небажано змінюють їх хімічний склад та будову.

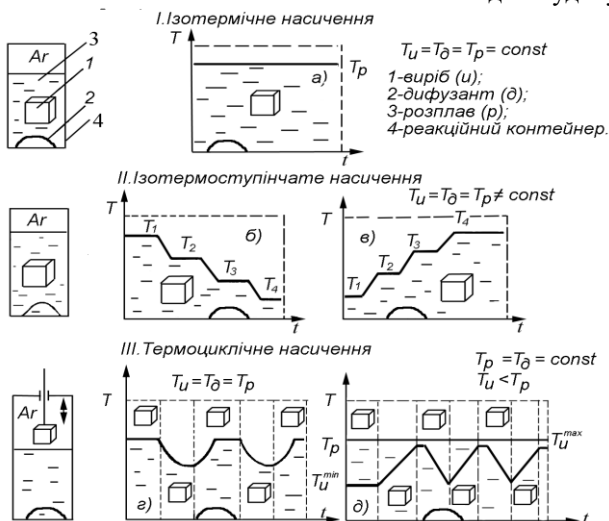


Рис. 2 – Основні варіанти способу отримання дифузійних покриттів у розплавах легкоплавких металів

Термодинамічна оцінка [14-16] можливих основних і супутніх фізико-хімічних процесів під час борування в розплавах літію і натрію свідчить на користь застосування в якості матеріалу реакційних посудин сталі 12X18Н9Т. Після термообробки зразки промивали бензином та етиловим спиртом і вкладали в реакційні контейнери з порошком бору (1...30 мас. %). Їх заповняли розплавом металу й герметизували зваркою в атмосфері спектрально чистого аргону, застосовуючи спеціальну барокамеру з додатковою системою очистки.

Ізотермічно витримували в електропечах типу СШОЛ. З метою інтенсифікації насичення і отримання рівномірних за товщиною покрить розплав перемішували обертанням ампул. Після завершення процесу, ампули вивантажували з печі, охолоджували на повітрі і відкривали. Розплав виливали в тій же камері, де заповнювали ампули. Остаточню зразки вилужували у воді і промивали етиловим спиртом. Взаємодію реагентів зі сталлю та кінетику формування дифузійних шарів оцінювали за результатами вагового, металографічного, мікрорентгенівського аналізів, а також за характером зміни профілів і числовими значеннями мікротвердості, контактної і локальної термоелектрорушійних сил по товщині покриття. Для встановлення оптимальних режимів борували в діапазоні температур 923...1273 К протягом 3...10 год.

Таблиця 1 – Хімічний склад досліджуваних матеріалів

Матеріал	Хімічний склад, мас%							
	C	Cr	Si	V	W	P	S	Mo
1 Ст.3	0,08	-	-	-	-			-
	Сталь 20	0,21	0,21	0,28	-	-		-
	Сталь 35	0,35	0,24	0,22				
	Сталь45	0,46	0,18	0,30	-	-		-
2 40X	0,4	0,9-1,1	-					
	9XC	0,85-0,95	-	1,2-1,6	-	-		-
	У10	1,00	0,10	0,05	-	-		-
3 ХВСГ	0,9-1,0	0,9-1,2	0,15-0,35	-	1,2-1,6			-
	Р6М5	0,08	0,01	-	0,02	6,05		5,1
	Р9	0,85-0,95	3,8-4,4	-	2,0-2,6	8,5-10		-
	Р18	0,70	4,10	-	1,20	17,50		1,00
	4Х8МФСА (ДИ22)	0,40	3,50	0,80	0,80	1,00		1,40
4 ФСЧ	-	-	-	-	-			-
	ФВЧ	-	-	-	-		0,055/0,970	0,69/0,93

**Борування в розплаві літію.** На основі даних металографічного аналізу шляхом інтерполяції побудовано графіки залежностей товщини покриттів від температури (рис. 3 *а-в*) та тривалості процесу насичення (рис. 3 *г-ж*) для різних сталей. Експериментальні точки отримано для часу насичення 3, 5 і 10 год та температур 750, 850, 950 °С.

Результати свідчать, що з підвищенням температури та подовшенням витримки росте і дифузійний шар. Збільшення температури суттєво скорочує тривалість процесу формування покриття потрібної товщини, що надзвичайно важливо з технологічних міркувань. На підставі мікроструктурних досліджень покриттів та мікротвердості по перерізу зразків з'ясовано, що при температурах насичення 650...750 °С утворюються одношарові боридні покриття завтовшки 20...30 мкм (рис. 3, 4). На сталях при температурі 750 °С і витримці протягом 5 год виникає другий шар монобориду FeB, який є дуже тонкий і сколюється. Підвищуючи температуру насичення до 850°С і збільшуючи витримку до 10 год, одержуємо двошарові покриття. Це підтверджує зміна мікротвердості (рис. 5). До того ж, внутрішні напруження спричиняють появу між шарами покриття поперечних тріщин.

За даними рентгеноструктурного аналізу, основною складовою одношарових покриттів є борид  $Fe_2B$ , а в двошарових зовнішній шар є моноборидом FeB. Покриття, сформовані при температурі 1000 °С, відзначаються порівняно низькою якістю. Мікроструктурними дослідженнями перехідної зони встановлено, що завжди безпосередньо під боридним шаром після хімічного травлення виникає темна область, характерна для перлітної складової. Її утворення пояснюється відтісненням вуглецю з боридної зони і збільшенням внаслідок цього його концентрації під боридним шаром. На швидкорізальну та інструментальну сталі боридні покриття наносили від 3 до 20 год. (рис. 5) при температурах 750...1000 °С. Мікроструктурне дослідження сталей дозволило констатувати, що після насичення металу бором із розплавом літію їх серцевина, незалежно від вмісту вуглецю, близька за структурою. У всіх випадках на світлому фоні феритної складової спостерігаються, переважно по границях зерен, темні виділення другої фази. Наприклад, у шарі покриттів, отриманих при 950 °С за 5 год, присутні первинні і вторинні карбіди та продукти розпаду аустеніту. Середня мікротвердість матриці – 4,40...4,50 ГПа. При насиченні бором до температур 900 °С покриття є дуже тонке, а при температурі

950 °С дифузійний шар щільний і відносно рівномірний (рис. 4), його товщина пропорційна тривалості

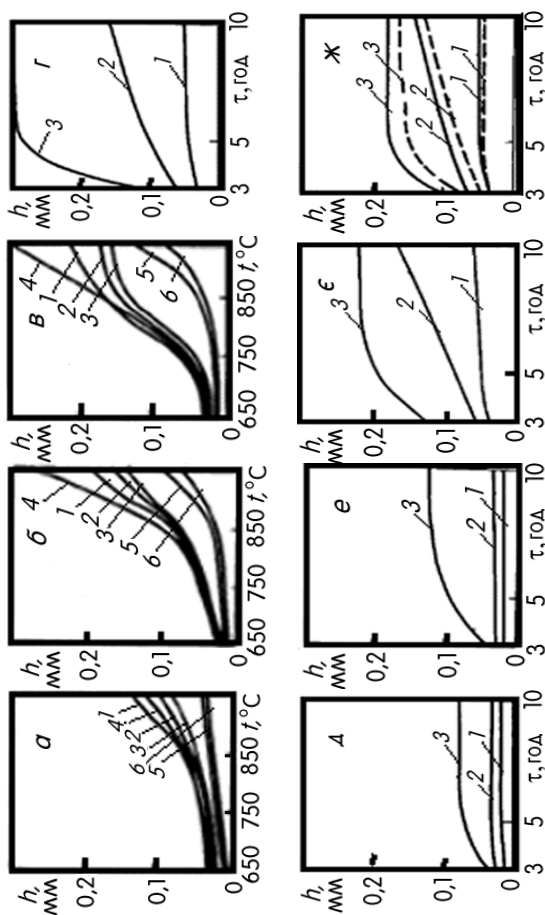


Рис. 3 – Вплив температури (а, б, в) та часу витримки (з, д, е, є, ж) на товщину отриманих у розплаві літню покриття протягом 3 год (а), 5 год (б), 10 год (в) на сталях 20 (1), 35 (2), 45 (3), У10 (4), ДИ22 (5), Р18 (6) та при температурах 750 °С (1), 850 °С (2), 950 °С (3) на сталях У10 (з), Р18 (д), ДИ22 (е), 20 (є), 35 (ж), суцільні лінії) та 45 (ж, штрихові лінії)

витримки. Вище 950 °С в мікроструктурі боридного покриття відсутня голчаста складова і нема чіткої границі між матрицею і покриттям. Аналогічну будову мають боридні покриття і на легованій інструментальній сталі 4ХВМФСА У вихідному стані це феритна сталь із ділянками дрібнозернистого перліту, нерівномірно розподіленими по площині шліфа. Твердість HRC = 48...50 од. Мікротвердість феритних областей  $H_{\mu}^{100} = 3,14...3,15$  ГПа, а перлітних ділянок  $H_{\mu}^{100} = 2,00$  ГПа.

Покриття достатньо товсте, щільне, двофазне, задовільно зчеплене з матрицею. Корозійних змін структура основного металу під впливом літію не зазнала. За низьких температур насичення (750...850 °С) товщина покриття невелика, а підвищення температури до 1000 °С приводить до суттєвого розкиду значень мікротвердості через розширення перехідної зони. У таких покриттях виникають пори і тріщини. Борування за оптимальним режимом (950°С, 5 год.), згідно з даними дюрOMETричного аналізу, зміцнює поверхню (див. рис. 5, б).

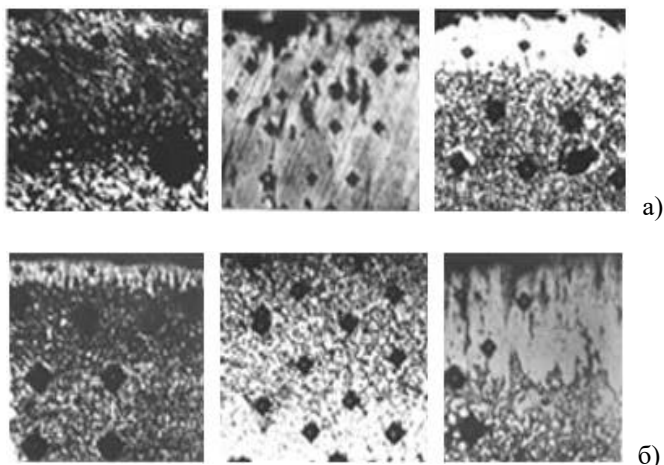


Рис. 4 – Мікроструктура покриттів сталей після борування в літії за різними режимами: *а* – сталь 45: 1) 850 °С, 5 год.; 2) 900°С, 20 год.; 3) 950 °С, 10 год.; *б* – сталь ДИ22: 1) 850 °С, 10 год.; 2) 950 °С, 15 год.; 3) 1000 °С, 5 год. (x300)

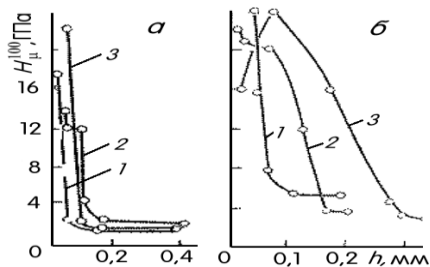


Рис. 5 – Мікротвердість по товщині отриманих із літію боридних покриттів на сталях 35 (*а*, 1– 750°С, 5 год.; 2 – 850 °С, 10 год.; 3– 950 °С, 5 год.), П18 (*б*, 1 – 950 °С, 10 год.), ДИ22 (*б*, 2 – 950 °С, 5 год.), 45 (*б*, 3 – 900 °С, 20 год.



Бажаючи оптимізувати властивості серцевини, сталь 4ХВМФСА попередньо чи після борування термічно обробляли за кількома режимами. Після насичення бором зразки гартували в ампулах, що дещо зменшувало швидкість їх охолодження. Максимальне зміцнення матриці забезпечує гартування від температури 1000 °С, коли мікротвердість досягає 5,55 ГПа. Уведені в сталь легувальні елементи сповільнюють дифузійну рухливість бору [9] і це зменшує товщини отриманих шарів. Такий ефект спричинений насамперед підвищенням енергії активації дифузії бору в складних боридах [4]. Щоб порівняти та глибше виявити переваги борування з розплавів легкоплавких металів, досліджували процес формування покриттів за широко відомим методом [9] у порошковій суміші карбіду бору і бури у співвідношенні 84 : 16 (мас. од.) при 950 °С протягом 5 год. (рис. 5, 6). Встановлено, що на боруваних у розплавах сталях товщина покриттів більша, особливо на внутрішніх поверхнях виробів. Так, на внутрішній поверхні втулок діаметром до 7 мм товщина покриття, отриманого за порошковим методом, становить 20 мкм, максимум 40 мкм, а з розплаву літію – 100...120 мкм і має суттєво вищу чистоту поверхні. Таким чином, щоб досягти високих поверхневих та об'ємних механічних характеристик виробів складної геометрії зі сталей різних класів, ефективно застосовувати борування з розплавів легкоплавких металів, що дає можливість поєднати нанесення покриттів із термічною обробкою.

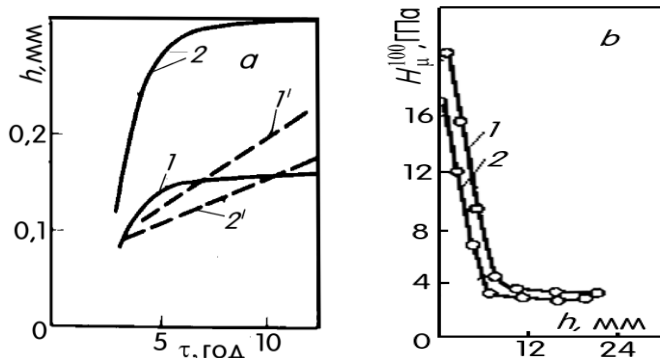


Рис. 6 – Залежність товщини покриттів від тривалості борування при 950 °С (а) для сталей 45(1) і У10 (2) з розплаву, 45 (1') та У10 (2') порошковим методом і зміна мікротвердості по глибині (б) покриттів, нанесених на сталь ДИ22 з розплаву (1) та порошковим методом (2)

**Борування в розплаві натрію.** Як відомо, розчинність вуглецю в натрії значно менша, ніж у літій (при 700–900 °С вона не перевищує 10<sup>-4</sup> мас %). Крім того, у рідкому натрії практично нерозчинні такі розповсюджені компоненти сталей, як хром, ніобій, мідь, залізо, молібден, нікель, вольфрам [14]. Тому натрій, як транспортне середовище, більш сприятливий з точки зору запобігання розчиненню вуглецевих сталей, зокрема легованих, та чавунів, а відтак, покращенню якості дифузійних покриттів та оброблених поверхонь.

Згідно з даними металографічного і дюрOMETричного аналізів, у поверхневих шарах сталей 1 і 2 груп у результаті їх ізотермічної витримки у розплаві Na–В за температури 850 °С протягом 6 год утворюються дифузійні шари. Їх товщина становить 80 – 150 мкм на сталях 1 групи (45, 20, 3) та 50–70 мкм – 2 групи (40Х і 9ХС) (рис. 7, 8). Дифузійні шари однофазні, рівномірні за товщиною по всьому периметру зразків. Їх мікротвердість максимальна в поверхневих шарах покриттів, де досягає 23 ГПа і плавно знижується з глибиною до твердості матриці (рис. 8). У поверхневих шарах легованих сталей 3 групи (ХВСГ, Р9, Р6М5) за таких же умов дифузійні покриття практично не утворюються (рис. 7, 8). Для останніх зафіксовано суттєве зменшення маси (майже у 2 рази) і лінійних розмірів зразків.

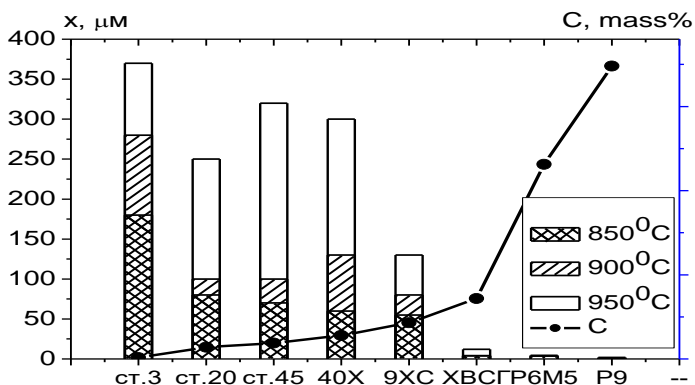


Рис. 7 – Товщина боридних покриттів, отриманих з розплаву натрію на сталях за різних температур. С – сумарна концентрація легувальних елементів у сталях

Підвищення температури ізотермічної витримки понад 850 °С сприяє збільшенню товщини дифузійних покриттів на сталях 1 і 2 груп

у 2–4 рази (рис. 7). Покрыття без видимих тріщин та інших дефектів. Їх мікротвердість свідчить про однорідний фазовий склад і досягає 23 ГПа, характер її розподілу у підповерхневих шарах сталей не залежить від температури насичення (рис. 8). За температури 900 і 950<sup>o</sup>C витримка сталей 3 групи у розплаві Na–В спричиняє незначне збільшення їх маси. При температурі 950<sup>o</sup>C на цих сталях утворюються дифузійні покриття, товщина яких не перевищує 20 мкм (рис. 7, 8).

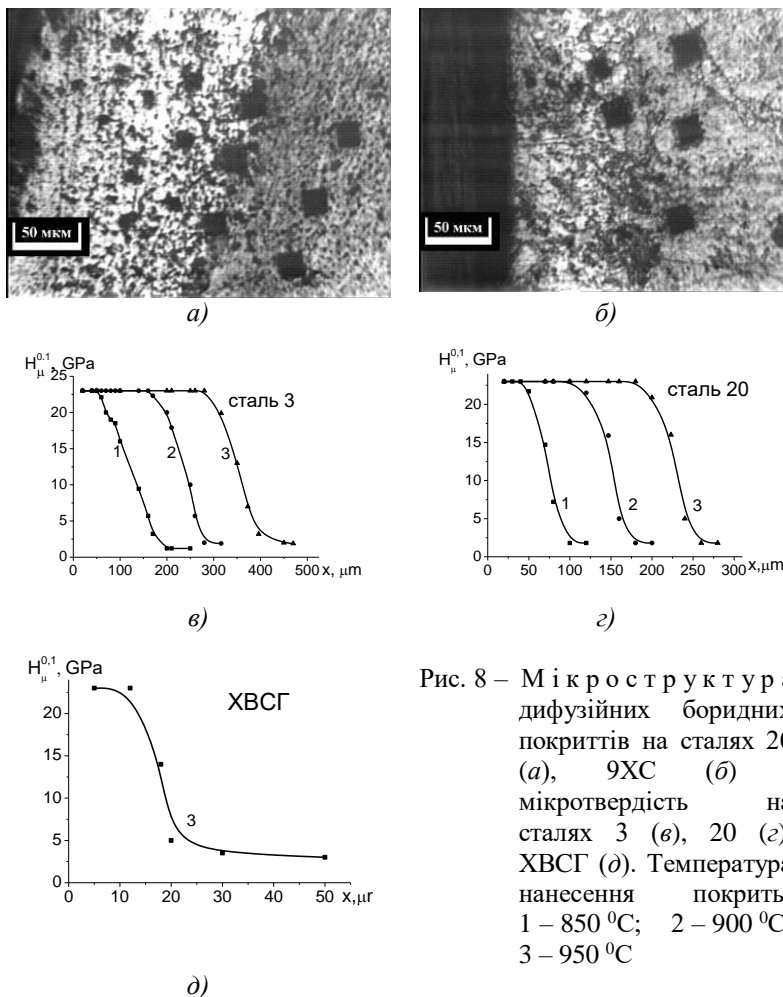


Рис. 8 – Мікроструктура дифузійних боридних покриттів на сталях 20 (а), 9ХС (б) і мікротвердість на сталях 3 (в), 20 (з), ХВСГ (д). Температура нанесення покриттів: 1 – 850<sup>o</sup>C; 2 – 900<sup>o</sup>C; 3 – 950<sup>o</sup>C

Встановлено, що після витримки у розплаві Na–В при 850 °С практично всі зразки сталей втрачають масу, що супроводжується зменшенням лінійних розмірів. Для зразків вуглецевих та хромистих сталей, на яких утворюється покриття, зниження маси незначне ( $10^{-5}$  г/мм<sup>2</sup>). У легованих сталей, на яких покриття не сформувалося, масові втрати на порядок більші. За підвищених температур нанесення маса сталевих зразків суттєво зростає. На профілограмах, знятих з поверхні сталі Р9 після її витримки у розплаві Na–В, зафіксовано суттєве збільшення перепадів висотних характеристик рельєфу порівняно з вихідним станом, шорсткість поверхні збільшується. Механізм масових змін та змін геометрії поверхні досить детально описано в [15].

Отже, розплав натрію, як транспортне середовище, забезпечує утворення на поверхні сталей дифузійних боридних покриттів. Товщина борованого шару визначається хімічним складом матеріалів та умовами насичення (температура, тривалість витримки).

Боридні шари товщиною понад 50 мкм отримано на вуглецевих і малолегованих сталях, у яких загальна концентрація легувальних елементів не перевищує 2 мас%. На легованих сталях Р9, Р6М5, ХВЗГ товщина борованого шару не перевищує 20 мкм навіть за температури насичення 950 °С (рис. 7). На основі дюрOMETричного аналізу покриттів можна припустити наявність у них монобориду заліза, мікротвердість якого становить  $H_{\mu}^{0,1} = 17,6-22,9$  ГПа [6].

Сірі фосфористі чавуни після витримки за 850 °С у розплаві натрій–бор значно втрачають масу. Зразки покриті суцільною скловидною плівкою. Імовірно, за тривалого високотемпературного контакту чавуну з натрієм вуглець та кремній розчиняються, утворюючи біля поверхні пересичений розчин, з якого під час охолодження викристалізовується кремнієвмісна плівка. Зменшення розмірів зразків можна пояснити їх термічним ущільненням.

Концентрація фосфору в межах 0,05...0,97 мас. % у фосфористих високоміцних чавунах при 850 °С не впливає на борування. Покриви мають товщину 40...50 μm (рис. 9), їх основна складова, судячи з мікротвердості, моноборид FeB з вкрапленнями графіту.

Згідно з рис. 10, зі збільшенням температури обробки товщина борованих шарів на сталях зростає за близьким до експоненційного законом (криві 1-5). Температурні залежності товщини боридних шарів

(мкм) в діапазоні 1123–1223 К можуть бути задовільно описані за допомогою емпіричних експоненційних рівнянь (табл. 2).

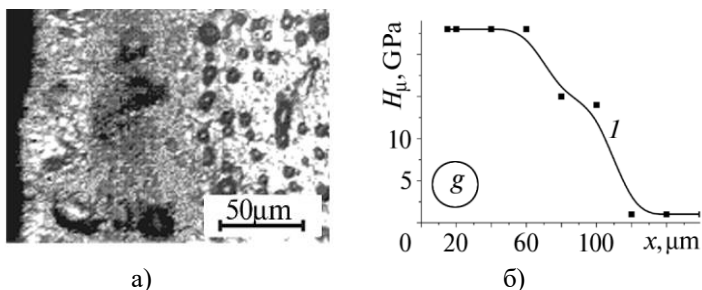


Рис. 9 – Мікроструктура дифузійних боридних покривів (тут а) та б) – зображення та графічна залежність) на чавуні ФВЧ-2 (с) та їх мікротвердість на чавуні ФВЧ-3 (g). Температури борування – 850 °С ( )

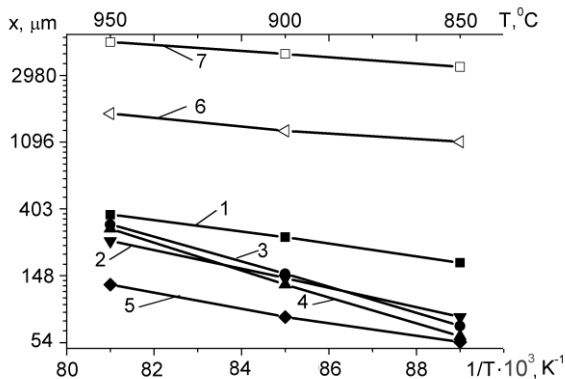


Рис. 10 – Вплив температури на товщину дифузійного покриття на сталях, отриманого в розплаві Na-B: 1 – Ст.3; 2 – сталь 20; 3 – сталь 45; 4 – 40X; 5 – 9XC; 6 – Fe<sub>γ</sub>; 7 – Fe<sub>α</sub>

Розраховано товщину дифузійних шарів бору в  $\alpha$  і  $\gamma$ -залізі згідно формули:  $x = 2\sqrt{D\tau}$ , де  $\tau$  – тривалість процесу насичення,  $D$  – коефіцієнт дифузії бору [12] (табл. 2). Товщина отриманих боридних шарів на сталях менша, ніж розрахована для фериту і аустеніту (рис. 3), оскільки в системі залізовуглецевий сплав-розплав

натрію з неметалевою домішкою та легуючими елементами і дифузантом реалізуються складні процеси масоперенесення. По крайній мірі в діапазоні досліджуваних температур протікають два конкуруючих процеси. З одного боку, це дифузія легувальних компонентів твердої фази у розплав бору. З іншого – відбувається масоперенесення атомів бору з розплаву до твердого металу.

Таблиця 2 – Температурні залежності товщини боридних покриттів на  $\alpha$  і  $\gamma$ -залізі та сталях

Матеріал	Температурна залежність	Теор. чи експер. дані
Fe $_{\alpha}$	$x=319740 \exp(-5144/T)$ ;	Теоретичні дані
Fe $_{\gamma}$	$x=131450 \exp(-5330,7/T)$	Теоретичні дані
Ст. 3	$x=13,31 \exp(-9006,8/T)$ ;	Експериментальні дані
Сталь 20	$x=17,06 \exp(-14242,9/T)$ ;	Експериментальні дані
Сталь 45	$x=21,16 \exp(-18997,8/T)$ ;	Експериментальні дані
40X	$x=21,99 \exp(-20117,9/T)$ ;	Експериментальні дані
9XC	$x=13,56 \exp(-10752,5/T)$ .	Експериментальні дані

За температур, нижчих від 850 °С, в системі превалує процес розчинення компонентів сталей і чавунів у розплаві, швидкість масоперенесення бору порівняно невелика. Згідно з [15], максимальна концентрація вуглецю в чистому натрії за 850-950 °С не перевищує 10<sup>-3</sup> мас %, а заліза, молібдену, вольфраму, хрому та інших компонентів сталей – 10<sup>-4</sup> – 10<sup>-5</sup> мас %. Розчинення цих елементів у розплав натрію у наведених кількостях повинно спричинити зниження маси зразків у 2–4 рази менше, ніж зафіксовано експериментально. Відомо [14], що при контакті твердого сплаву з металевим розплавом, який містить домішки, здатні утворювати стійкі сполуки з окремими компонентами сплаву, може спостерігатися селективне розчинення цих компонентів у рідкій фазі, навіть якщо розчинність кожного з них невелика. Імовірно, розчинення сталей ініціює бор, введений у натрій.

Розрахунки температурних залежностей ізобарно-ізотермічних потенціалів утворення сполук бору [12, 16] свідчать, що бор утворює термодинамічно стійкі інтерметаліди FeB, Fe<sub>2</sub>B, WB, W<sub>2</sub>B, W<sub>2</sub>B<sub>5</sub>, VB<sub>2</sub> тощо, карбіди V<sub>4</sub>C. Енергетично вигідне утворення карбіду натрію Na<sub>2</sub>C<sub>2</sub>. За таких умов компоненти сталей можуть переходити у розплав Na-B, утворюючи в ньому сполуки бору і натрію, навіть якщо їх розчинність у натрії невелика [14]. Отже, присутність бору в розплаві натрію є одним із чинників, які стимулюють розчинення компонентів сталей. З підвищенням температури понад 850 °С у системі “залізовуглецевий сплав – розплав натрію – бор” інтенсифікується

процес масоперенесення бору з рідкої фази до поверхні твердого металу, що призводить до його адсорбції та формування дифузійного покриття. Покриття відіграє роль “бар’єрного шару”, який гальмує подальше розчинення компонентів металу в розплаві.

**Висновки.** Дифузійне борування сталей з концентрацією легувальних елементів до 2 мас. % можна реалізовувати в розплавах літію чи натрію. На відміну від літію, з розплаву натрію покриття формуються без внутрішніх розшарувань, а мала розчинність вуглецю забезпечує можливість отримання боридних покриттів на чавунах. Оптимальні температури борування – 900–950 °С, за яких товщина покриття становить 80–300 мкм. Їх максимальна мікротвердість досягає  $H_{\mu}^{0,1} \sim 23$  ГПа та забезпечується утворенням монобориду заліза FeB.

**Робота виконана за підтримки МОН України**  
(держреєстраційний номер тем № 0112U000290, № 0113U000237).

#### Література

1. Конструкционные материалы. Справочник [Текст] / Под ред. Арзамасова Б. Н. – М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.
2. Лабунец В. Ф. Износостойкие боридные покрытия [Текст] / В. Ф. Лабунец, Л. Г. Ворошнин, М. В. Киндрачук. – К.: Техніка, 1989. – 158 с.
3. Ворошнин Л.Г. Борирование стали [Текст] / Л. Г. Ворошнин, Л.С. Ляхович. – М.: Металлургия, 1978. – 240 с.
4. Глухов В. П. Боридные покрытия на железе и сталях [Текст] / В. П. Глухов. – Киев: Наук. думка, 1978. – 208 с.
5. Химико-термическая обработка металлов и сплавов: Справ. [Текст] / Под. ред. Л. С. Яковлева. – М.: Металлургия, 1981. – 424 с.
6. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Справ. [Текст] / Г. В. Борисенко, Л. А. Васильев, Л. Г. Ворошнин и др. – М.: Металлургия, 1981. – 424 с.
7. Похмурский В. И. Повышение долговечности деталей машин с помощью диффузионных покрытий [Текст] / В. И. Похмурский, В. Б. Далисов, В. И. Голубец. – Киев: Наук. думка, 1980. – 188 с.
8. Серебрякова Т.И. Высокотемпературные бориды [Текст] / Т. И. Серебрякова, В. А. Неронов, П. Д. Пешков. – М.: Металлургия, 1991. – 368 с.
9. Бор – его соединения и сплавы [Текст] / Г. В. Самсонов, Л. Я. Марковский, А. Ф. Жиган, М. Г. Валяшко. – Киев: Наук. думка, 1960. – 590 с.

10. Термическая обработка в машиностроении: Справ. [Текст] / Под. ред. Ю. М. Лахтина и А. Г. Рахштадга. – М.: Машиностроение, 1980. – 285 с.

11. Герцрикен С. Д. Диффузия в металлах и сплавах в твердой фазе [Текст] / С. Д. Герцрикен, И. Я. Дехтяр. – М.: Физматгиз, 1960. – 564 с.

12. Карапетьянц М.Х, Основные термодинамические константы неорганических и органических веществ [Текст] / М. Х. Карапетьянц, М. Л. Карапетьянц. – М.: Химия, 1968. – 470 с.

13. Шатинский В. Ф. Получение диффузионных покрытий в среде легкоплавкого металла [Текст] / В. Ф. Шатинский, О. М. Збожняя, Г. Г. Максимович. – Киев: Наук. думка, 1976. – 97 с.

14. Бескоровайный Н. М. Конструкционные материалы и жидкометаллические теплоносители [Текст] / Н. М. Бескоровайный, А. Г. Иолтуховский. – М.: Атомиздат, 1983. – 164 с.

15. Никитин В.И. Физико-химические явления при воздействии жидких металлов на твердые [Текст] / В. И. Никитин. – М.: Атомиздат, 1967. – 442с.

16. Широков В. В. Особливості борування залізвуглецевих сплавів у розплаві натрію [Текст] / В.В. Широков, Х.Б. Василів, Л.А. Арендар // ФХММ, №2. – 2004. – С. 99–104.

УДК 677.021.11

© О.В. Шовкомуд

Луцький національний технічний університет

## **АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ТРЕСТИ ЛЬОНУ ДОВГУНЦЯ**

*У статті наведено результати теоретичних досліджень, спрямованих на виявлення основних факторів впливу на процес формування якості трести льону під час її вилежування.*

### **ЛЬОН, ТРЕСТА, ЯКІСТЬ, ВИЛЕЖУВАННЯ.**

**Постановка проблеми.** Натуральні волокна набули великого попиту на світовому ринку. Серед них слід виділити волокно льону, використання якого має давню історію. Ще у грецьких та римських рукописах, які датовані 650 роком до нашої ери можна знайти згадування про застосування лляного волокна.



Ляне волокно використовується людством для виготовлення одягу, побутових виробів, тощо. Особливу цінність являє довге волокно, якість якого залежить від якості лляної трести.

Тому науково-практична задача, спрямована на підвищення якості лляної трести є актуальною і потребує вирішення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Наукові основи для вивчення відомих технологій вирощування льону-довгунця розроблялись такими вченими як Б.А. Доспехов [1], В.Б. Ковальов [2], М.І. Афонін [3], Є.І. Дударев [4], Г.А. Хайліс [5, 6], М.М. Ковальов [7] та багатьма іншими.

Вплив різноманітних механізованих прийомів і окремих робочих органів на процес формування якості льонотрести досліджено А.Б. Лур'є [8], Г.А. Хайлісом [5], М.М. Ковальовим [9, 10], М.Н. Биковим [11], С.М. Коб'яковим [12], М.М. Боярченковою [13], В.І. Макаєвим [14] та іншими вченими.

М.М. Боярченкова [13] провела дослідження процесів формування якості льонотрести за умови різних технологій її отримання. Автором проаналізовано вплив строків вилежування стрічки на полі та погодних умов на процес формування якості льонотрести. Автором виконані порівняльні дослідження впливу способів розстилу соломки на якість трести.

Порівняльна характеристика різних технологій збирання льону-довгунця наведена в роботах М.М. Ковальова та Б.О. Позднякова [10]. Авторами виконано порівняння за такими показниками як витрати праці, якість волокна та насіння, енерговитрати. Авторами проаналізовано вплив деяких технологічних прийомів, зокрема обертання, на тривалість вилежування трести.

Аналіз різних технологій збирання проводився авторами за певними критеріями. Питання ж вибору та формування раціональної технології збирання довгостеблового льону не розглядались, хоча потреба у даних дослідженнях визначається необхідністю отримання довгого волокна та відродженням галузі легкої промисловості України.

**Мета роботи** полягає в обґрунтуванні переліку технологічних прийомів, використання яких забезпечить отримання лляної трести і волокна високої якості.

**Результати дослідження.** Якість лляного волокна, в основному, залежить від якості трести. Але, як виявив аналіз чинних досліджень, між ними може проявлятися і деяка невідповідність.

Так, якість трести визначається вмістом основного корисного елементу – волокнистих речовин. Цей показник був введений в ГОСТ 2175-57 «Треста льняная». З введенням цього оціночного показника

треста із вмістом волокна 30% стала оцінюватись вище, ніж треста з вмістом волокна 20%, хоча волокна з обох партій трести могли мати однакові показники якості, якщо визначити їх через номер отриманої пряжі [10].

Треста з вищим вмістом волокнистих речовин оцінюється дорожче як більш «концентрована» сировина. Вона забезпечує економічний ефект, що формується за рахунок зменшення витрат на збирання, транспортування, збереження і сушіння, якщо рахувати цей показник з розрахунку на одиницю маси волокна.

Враховуючи вищесказане, можна стверджувати, що під час вирішення задачі про вибір технологічних прийомів отримання трести необхідно враховувати ті показники якості, які визначають цінність волокна:

- довжина;
- міцність;
- колір;
- гнучкість.

У процесі переробки трести можна отримати довге (тіпане) волокно та коротке.

Проаналізуємо фактори, які впливають на формування основних показників якості.

#### 1. Довжина.

За умови збільшення довжини  $l_c$  стебла під час вирощування льону-довгунця зростає й довжина волокна  $l_g$ .

Якщо  $l_g$  зростає, це веде до збільшення гнучкості та міцності волокна ( $Y_1$  і  $Y_2$ ). Довжина залежить не лише від довжини стебел, а й від їхньої однорідності за ступенем вилежування. Однорідність трести, в свою чергу, залежить від технологічних прийомів і машин, які при цьому застосовуються.

#### 2. Міцність.

Міцність довгого і короткого волокна пов'язана з міцністю трести. У свою чергу, остання залежить від умов вирощування, ступеня вилеженості, вирівняності за довжиною, кількості переплутаних стебел у стрічці.

Однорідність, вирівняність стрічок трести за довжиною, кількість перекошених стебел формуються технологічними прийомами та комплексом технічних засобів.

#### 3. Колір.

Якість трести значною мірою визначається кольором волокна, яке в ній міститься. Згідно ДСТУ 4015–2001 [72] волокно льону ділять

за кольором на 4 групи: зелений та бурий – 1-а група; жовтий, сірий з зеленим відтінком – 2-а група; сірий однорідний – 3-я група; світло-сірий однорідний – 4-а група.

Колір формується залежно від часу стояння льону на корню і відображує ступінь одерев'яніння елементарних луб'яних волокон.

Зелений колір волокна отримують із трести, яка розстелена у товсту стрічку і не оберталась у процесі вилежування. Якщо волокно має зелений колір, то воно є зазвичай грубим і має погані прядивні властивості.

Волокно повинне мати сірий колір. Це досягається однорідністю вилежування стрічок трести.

Таким чином, на формування кольору трести і волокна, яке з неї отримують, теж впливають технологічні процеси.

#### 4. Гнучкість.

Як вже було зазначено вище, показник гнучкості залежить від довжини волокон.

Враховуючи вищесказане, можна зробити висновок про безпосередній вплив технологічних прийомів, які застосовують під час збирання та вилежування льону-довгунця на формування показників якості лляної трести.

З метою аналізу агроприймів, які впливають на урожайність, формування якості та збирання льоносировини у період збирання сформуємо формалізовану модель (рис. 2) із використанням схеми, поданої на рис. 1.

Формування схеми агроприймів проводимо без урахування дій, які спрямовані на обробіток ґрунту та висівання насіння льону.

Розглянемо деякі агротехнічні прийоми, подані на схемі 2.

1. Плющення стебел. Плющення стебел, як виявив аналіз чинних досліджень, дозволяє прискорити строки вилежування трести. Скорочення становить 3...10 днів [10]. При цьому зростає і якість довгого волокна на 0,3...0,8 номера [10].

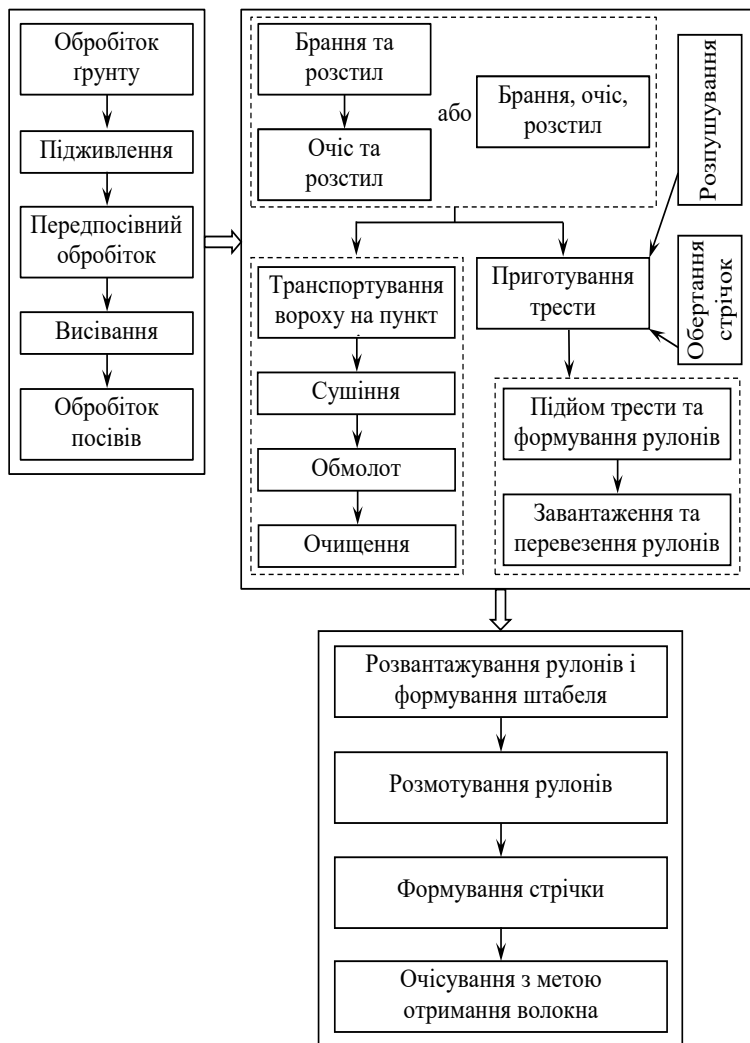


Рис. 1 – Схема технології виробництва льону-довгунця



Рис. 2 – Агроприйоми, спрямовані на підвищення якості та збереження урожаю лляної трести

2. Обертання стрічок льону. Операція обертання, як було зазначено вище, покращує колір льоносоломи. Обертання прискорює вилежування трести, запобігає проростанню стрічки травою. Найбільш ефективно обертання проводити на 4–6 день після брання й потім на 12...15 день.

Обертання – важлива технологічна операція, яка сприяє покращенню показників якості льоносировини та веде до збільшення виходу довгого волокна (табл. 1) [10].

Таблиця 1 – Вплив обертання на вихід і номер довгого волокна

Варіант збирання	Вихід довгого волокна, %	Номер волокна	Відсотко-номер всього волокна
Без обертання	16,4	12,2	235,9
З обертанням	16,7	12,0	237,7

**Висновок.** Виконаний аналіз технологічних і агротехнічних прийомів, які впливають на урожайність і формування якості лляної трести виявив:

1) інтегральні показники якості лляної трести і в подальшому волокна формуються під впливом значної кількості факторів впливу;

2) вибір технологічних прийомів отримання трести льону необхідно проводити з урахуванням їхнього впливу на формування таких параметрів як міцність, колір, гнучкість, довжина;

3) застосування таких агроприймів, як плющення та обертання стрічок льону створює сприятливі умови для отримання трести високої якості. Крім того, застосування обертання сприяє збільшенню виходу довгого волокна.

Література

1. Доспехов Б.А. О качестве волокна при сушке и расстиле соломки на льнищах / Б.А. Доспехов // Лен и конопля. – 1960. – № 6. – С. 18-20.
2. Ковалев В.Б. Влияние микробиологических процессов на выход и качество льноволокна при различных способах приготовления трести: автореф. дис. канд. с.-х. наук / В.Б. Ковалев. – Жодино, 1967. – 24 с.
3. Афонин М.И. О расстиле льна на льнище / М.И. Афонин // Лен и конопля. – 1959. – №5. – С. 30.
4. Дударев Е.И. О расстиле свежесырьевоблещенного льна / Е.И. Дударев // Лен и конопля. – 1959. – №10. – С.29–31.
5. Хайлис Г.А. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.М. Бухаркин, Г.К. Васильев, Б.П. Можаров. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
6. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчет льноуборочных машин / Г.А. Хайлис. – М: Машгиз, 1963. – С. 142–143.
7. Ковалев М.М. Ресурсосберегающая технология и оборудование для переработки льносырья / М.М. Ковалев, А.П. Апыхин, Ф.В. Зубов, Д.Г. Дьяченко // Интенсификация машинных технологий производства и переработки льнопродукции: мат. межд. науч.-практ. конф., 15-16 июля 2004. – Тверь, 2004. – С. 16-26.
8. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье. – Л.: Колос, 1970. – 122 с.
9. Ковалев М.М. Повышение экономической эффективности технологизации инженерно-технической сферы льняного подкомплекса (рекомендации) / Ю.Ф. Лачуга, М.М. Ковалев, Б.А. Поздняков. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2006. – 68 с.
10. Поздняков Б.А. Организационно-экономические аспекты технологизации льняного комплекса: Монография / Б.А. Поздняков, М.М. Ковалев. – Тверь: ГУПТО «Тверская областная типография», 2006. – 208 с.
11. Быков Н.Н. Машинный способ оборачивания соломки льна / Н.Н. Быков, В.И. Соснов // Лен и конопля. – 1972. – №8. – С.16-17.
12. Коб'яков С.М. Удосконалення технології приготування трести льону біологічними способами: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. с.-г. наук: спец. 05.18.03 «Первинна обробка, зберігання зерна та іншої продукції рослинництва» / С.М. Коб'яков. – К., 1993. – 22 с.
13. Боярченкова М.М. Влияние способов содержания тресты на стлеще и сроков ее уборки на качество льнопродукции /

М.М. Боярченкова // Экономика, механизация и первичная обработка льна: сб. науч. тр. ВНИИЛ. – Торжок, 1982. – Вып. XVIII. – С. 135–139.

14. Макаєв В.І. Удосконалення роздільного способу збирання льону-довгунця з метою поліпшення якості продукції / В.І. Макаєв // Межвузовський журнал «Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины». – Херсон, 2004. – №1(8). – С. 96–100.

*Рецензент д.т.н., проф. О.О.Налобіна.*

УДК 620.186

© А. В. Шостак, д.т.н.

Луцький національний технічний університет

В. М. Мельник

Східноєвропейський національний університет ім. Лесі Українки

Ю. А. Мельник

Луцький національний технічний університет

## **МЕТОД РЕМ-АНАЛІЗУ МЕХАНІЧНО СФОРМОВАНИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ КОНСТРУКЦІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

*У статті розглянуто РЕМ-аналіз механічно сформованих поверхонь деталей конструкцій сільськогосподарських машин методом структурних функцій.*

### **МІКРОСКОПІЯ, АНАЛІЗ, ПОВЕРХНЯ, ДЕТАЛЬ, МАШИНИ.**

**Постановка проблеми.** Одним із актуальних напрямків впровадження перспективних методик нанотехнологічних досліджень у виробництві, експлуатації та ремонті, а також розробці нових сільськогосподарських машин є растрова електронна мікроскопія (РЕМ), методи якої дозволяють отримати якісні та кількісні характеристики досліджуваних мікрооб'єктів.

Такі РЕМ-дослідження матеріалів, з яких виконано деталі, вузли, механізми конструкцій сільськогосподарських машин, як аналіз поверхні і приповерхневих шарів, отримання інформації про структуру, її якісний і кількісний склад направлені на вирішення багатьох задач, пов'язаних з отриманням матеріалів та конструкцій з

покращеними характеристиками, оцінкою та прогнозуванням аварійності деталей та конструкцій машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Ефективним методом дослідження шорсткості механічно сформованих поверхонь деталей конструкцій сільськогосподарських машин є метод структурної функції [1], оскільки побудова 3-D структурної функції досліджуваної поверхні дає можливість виявляти анізотропність поверхні. Останнє особливо важливе для конструкції сільськогосподарських машин, оскільки багато їх технічних поверхонь, є анізотропними, тобто мають явно виражену спрямованість.

Застосування автокореляційної функції, яка повинна характеризуватися загальним для всіх профілів початком, можна одержати лише в тому випадку, якщо всі профілі вимірюються від однієї і тієї ж середньої площини. У протилежному випадку на початку функції виникають сингулярності.

Такі випадки спостерігаються при аналізі шліфованих поверхонь, які мають велике число накладених одна на одну рівнобіжних подряпин, довжина кожної з яких може бути в 10–100 разів більше її ширини. Зрозуміло, що така поверхня має сильно анізотропні властивості. Із аналізу автокореляційної функції (АКФ) отримується оцінка шорсткості такої поверхні, тобто середньо-квадратичне відхилення розподілу висот, залежить від напрямку; профілі, паралельні певному виділеному напрямку, мають значно менший вплив при деяких довжинах хвиль, ніж профілі під прямими кутами до цього напрямку. Тобто, такі профілі є більш гладкими. Якщо при цьому спробувати побудувати тривимірну АКФ, то вона буде неоднозначною на початку координат. Якщо спробувати уникнути цього негативного явища шляхом нормування окремих автокореляційних функцій за їхніми відповідними варіаціями, то отримана при цьому тривимірна автокореляційна функція все ж таки буде недостовірно характеризувати просторові зміни (варіації) мікрорельєфу.

**Мета дослідження** – обґрунтування РЕМ-аналізу механічно сформованих поверхонь методом структурних функцій на прикладі модельної поверхні.

**Результати дослідження.** Розглянемо більш детально відзначені вище особливості на прикладі модельної поверхні.

**Структурна функція модельної поверхні.** Оскільки АКФ підсумовує добуток затримок сигналів, то будемо вважати висоти мікрорельєфу поверхні як значення сигналів  $z(x)$ , для яких повинні бути визначені статистичні властивості затримки. Для цього визначимо



математичне очікування  $s(\tau)$  як суму квадратів різниць амплітуд запізнення:

$$S(\tau) = E \left\{ [z(x) - z(x+\tau)]^2 \right\}, \quad (1)$$

де  $E \{ \cdot \}$  означає математичне очікування. Вираз (1) відомий як варіація структурної функції [2], яка не залежить від вибору середньої площини.

Для того, щоб продемонструвати незалежність структурної функції від вибору середньої площини і одержати співвідношення з автокореляційною, розглянемо простий профіль (рис. 1).

$$S(\tau) = E \left\{ [z(x) + h]^2 \right\} + E \left\{ [z(x+\tau) + h]^2 \right\} - 2E \left\{ [z(x) + h][z(x+\tau) + h] \right\}. \quad (2)$$

Після нескладних перетворень маємо:

$$S(\tau) = E \left\{ z^2(x+\tau) \right\} + E \left\{ z^2(x) \right\} - 2E \left\{ z(x)z(x+\tau) \right\}. \quad (3)$$

Доданок з добутком – це коваріаційна функція  $\psi(\tau)$ . Для стаціонарного випадку

$$E \left\{ z^2(x) \right\} = E \left\{ z^2(x+\tau) \right\} = \sigma^2, \quad (4)$$

тобто

$$S(\tau) = 2 \left\{ \sigma^2 \Psi(\tau) \right\},$$

або, якщо виразити за допомогою автокореляційної функції  $R(\tau) = \Psi(\tau) / \sigma^2$ , то  $S(\tau) = 2\sigma^2 \{1 - R(\tau)\}$ .

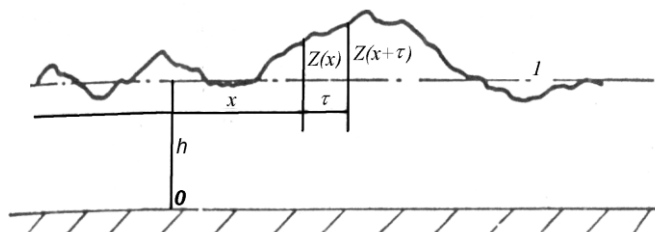


Рис. 1 – Профіль поверхні з випадковим полем шорсткості. Вказані позначення характеризують форму та розміри контактної ділянки;  $l$  – середня площина [348]

Таким чином, профільна структурна функція є січенням тривимірної структурної функції, що взагалі не характерно для автокореляційної функції.

*Ідентифікація на основі структурної функції текстурних особливостей модельної поверхні [1].* Ця задача відноситься до ідентифікації просторових особливостей поверхні, які у певному відношенні однакові, але повторюються випадковим чином. Подібні характеристики мають багато механічно оброблених чи сформованих поверхонь сільськогосподарських машин, наприклад, поверхні, отримані при взаємодії робочих органів коренебульбозбиральних машин з абразивним середовищем ґрунту, або сформовані в результаті кавітаційно-ерозійного зношування. Такі поверхні мають випадковий набір мікрократерів, що відрізняються розмірами, але мають однакову форму. Цікаве у цьому відношенні є те, в якій мірі ця форма представлена структурною чи кореляційною функцією, і чи має ця функція інформацію, що дозволить визначити просторові властивості поверхні. З цією метою скористаємося підходом, запропонованим в роботі [1].

Розглянемо [3] простий приклад цифрової моделі мікрорельєфу (ЦММР), сформованої в результаті механічної обробки (рис. 2). Повторюваною в даному випадку характеристикою є ряд створених на поверхні плоских ділянок. Необхідно визначити ті зміни, які мають місце в структурній і автокореляційній функціях, а також з'ясувати питання, чи можна ці зміни інтерпретувати за допомогою просторових характеристик (таких як довжини плоских ділянок) досліджуваної поверхні.

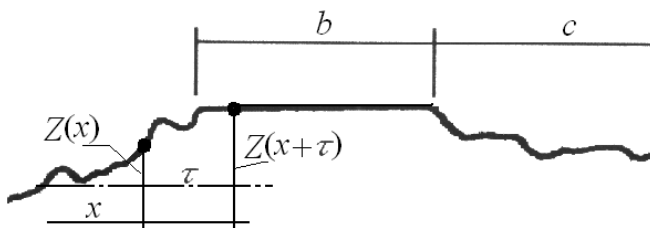


Рис. 2 – Геометрія текстурних особливостей поверхні ЦММР плоских ділянок

Припустимо, що імовірність  $P^k(l)$  зростає, якщо сусіди  $A_i$  мають високі ймовірнісні характеристики відмінностей до  $b$  (рис. 2). Зокрема, на  $k$ -тій ітерації для вузла  $A_i(x_i, y_i)$ , що має сусідів  $A_j(x_j, y_j)$ , кількість  $q_i^k(l)$  визначається так:

$$q_i^k(l) = \sum_{\|l-l'\leq 1\|} P_j^k(b')$$

де розглядаються тільки ті сусіди  $A_j$ , у яких  $b'$  відмінні від  $b$  менше, ніж на 1.

Обчислення ймовірностей  $P$  є типовою задачею і, згідно з теоремою Бюффона, базується на постулаті, що шукана імовірність дорівнює співвідношенню площ  $s$  і  $S$

Для конкретності визначимо повне математичне сподівання, що має  $n$  подій. Відомо, що повне математичне сподівання визначається сумою своїх умовних сподівань, помножених на імовірність кожної події [4]. Скориставшись структурною функцією, одержуємо:

$$E\left\{\left[z(x) - z(x+\tau)\right]^2\right\} = \sum_{i=1}^n P_i E\left\{\left[z(x) - z(x+\tau)\right]^2 \mid A_i\right\}, \quad (5)$$

де  $P_i$  – імовірність події  $A_i$ , а  $E\left\{\left[z(x) - z(x+\tau)\right]^2\right\}$  – умовні сподівання події  $A_i$ , тобто  $E\{\cdot\}$  дійсне, коли подія  $A_i$  відбувається.

Процес обчислення повного математичного сподівання для розглянутого тут модельного прикладу можна вважати як таким, що складається всього лише з трьох подій [2]:

подія  $A_1$ :  $z(x)$  і  $z(x+\tau)$  лежать у незміненій області,

подія  $A_2$ :  $z(x)$  або  $z(x+\tau)$  одне лежить у зміненій області, а друге – ні,

подія  $A_3$ :  $z(x)$  і  $z(x+\tau)$  лежать на плоскій ділянці.

При цьому враховуються просторові особливості, де  $b$  – середній розмір плоскої ділянки, а  $c$  – середня відстань між ними.

Подія  $A_1$ . Очевидно,  $E\left\{\left[z(x) - z(x+\tau)\right]^2 \mid A_1\right\} = S_U(\tau)$ . Коли обидві координати відносяться до непорушеної зони, а математичне сподівання характеризує вихідну поверхню  $S_U(\tau)$ .

Тоді імовірність події  $A_1$  дорівнює

$$P_1 = P(A_1) = 1 - [P(A_2) + P(A_3)] = 1 - [P(A_2) + P(A_3)] \quad (6)$$

і може бути оцінена, якщо відомі  $P(A_2)$  і  $P(A_3)$ .

Подія  $A_2$ . Математичне сподівання для події  $A_2$  залежить від відстані між координатами  $\tau$  :

$$E \left\{ \left[ z(x) - z(x+\tau) \right]^2 | A_2 \right\} \approx S_U (\tau/2), \text{ коли } \tau < b. \quad (7)$$

$$E \left\{ \left[ z(x) - z(x+\tau) \right]^2 | A_2 \right\} \approx S_U (\tau - b/2), \text{ коли } \tau > b. \quad (8)$$

Якщо  $c$  – середня відстань між плоскими ділянками, а  $b$  – середній розмір такої ділянки, то відношення площ дорівнює:

$$\frac{S}{S_n} = \frac{b}{b-c} = a, \quad (9)$$

а щільність плоских ділянок така:

$$q = 1/(b+c). \quad (10)$$

Просторову імовірність подій можна визначити наступним чином  $P(A_i) = \frac{L_p}{L_3}$ , де  $L_p$  – довжина області, в якій має місце подія;

$L_3$  – загальна можлива довжина досліджуваних областей.

Якщо  $\tau \leq b$ , то

$$P(A_2) = 2\tau / (b+c) = 2q\tau, \quad (11)$$

а при  $b \leq \tau < c$

$$P(A_2) = 2\tau / (b+c) = 2q\tau. \quad (12)$$

Якщо  $\tau \rightarrow c$ , то імовірність, згідно з рівнянням (12), буде зменшуватися внаслідок зміни  $c$ . Це приведе до того, що одна координата події буде відповідати іншому контакту, а не непорушеній поверхні. Якщо  $\tau$  перевищить  $c$ , то імовірність того, що ця координата виявиться на непорушеній поверхні, буде функцією відношення площ  $a$  і при  $\tau > c$  імовірність події  $A_2$  буде дорівнювати:

$$P(A_2) = 2b(1-a) / (b+c) = 2a(1-a) \quad \tau > c. \quad (13)$$

Подія  $A_3$ . Для цієї події математичне сподівання

$$E \left\{ \left[ z(x) - z(x+\tau) \right]^2 | A_3 \right\} = 0, \quad (14)$$

якщо ця операція створює плоскі ділянки.

Застосовуючи такий же підхід, як і для події  $A_2$ , можна показати, що

$$P(A_3) = (b-\tau) / (b+c) = a - q\tau \quad \tau \leq b. \quad (15)$$

$$P(A_3) = 0 \quad b \leq \tau < c. \quad (16)$$

Отже, для детермінованої геометрії взаємного розташування елементів модельної ЦММР умовні математичні сподівання та імовірності кожної події описуються наступними співвідношеннями:

$$\begin{aligned}
 E_1 = S_U(\tau) \quad \text{для всіх } \tau; & \quad P_1 \begin{cases} = 1 - a - \tau q & \tau < b \\ = 1 - 2a & b < \tau < c \\ = (1 - a)^2 & \tau > c \end{cases} \\
 E_2 \begin{cases} = S_U(\tau/2) & \tau < b \\ = S_U(\tau - b/2) & \tau > b \\ = 0 & \text{для всіх } \tau; \end{cases} & \quad P_2 \begin{cases} = 2\tau q & \tau < b \\ = 2a & b < \tau < c. \\ = 2a(1 - a) & \tau > c \end{cases} \quad (17) \\
 E_3 = 0 \quad \text{для всіх } \tau; & \quad P_3 \begin{cases} = a - \tau q & \tau < b \\ = 0 & b < \tau < c, \\ = a^2 & \tau > c \end{cases}
 \end{aligned}$$

де  $S_U(\tau)$  – вихідна поверхня структурної функції, наприклад, до обробки;  $a$  – відношення площ плоских ділянок до номінальної площі;  $q$  – щільність плоских ділянок.

За допомогою (17) можна кількісно оцінити зміни структурної функції. Наприклад, для  $\tau > c$  і стаціонарного поля маємо

$$S_U(\tau - b/2) \approx S_u(\tau). \quad (18)$$

Аналізуючи (17) і (18) бачимо, що значення  $a$  і  $b$  визначають щільність  $q$  та середню відстань  $c$ . Значення цих параметрів дозволяє отримувати в аналітичному вигляді функцію  $S_U(\tau)$ .

Проте отримання структурної функції в явному вигляді можливе лише для найпростіших випадків. В загальному випадку структурна функція визначається емпірично [5].

$$S(\tau) = S(k, m) = \frac{1}{N - k} \frac{1}{N - m} \sum_{i=1}^{N-k} \sum_{j=1}^{N-m} (z(i, j) - z(i + k, j + m))^2 \quad (19)$$

$$k, m = 0, 1, 2, \dots, N - 1,$$

де  $N$  – кількість точок в кожному напрямку регулярної сітки;

$\tau$  – евклідова відстань між точками  $(i, j)$  та  $(i + k, j + m)$  на площині.

При такому підході необхідне 3D-моделювання.

**Висновок.** З використанням виконаного на прикладі модельної поверхні обґрунтування РЕМ-аналізу шорсткості механічно сформованих поверхонь деталей конструкцій сільськогосподарських машин методом структурних функцій можливе проведення оцінки анізотропності досліджуваної поверхні за побудовою її 3D структурної функції.



*Робота виконана за підтримки МОН України  
(держреєстраційний номер теми № 0112U000290).*

Література

1. Sayles R. Surface topography as a no stationary random process [Text] / R. Sayles, T. Thomas // Nature. – 1978. –V. 281. – P. 431–434.
2. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров [Текст] / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1973 – 681 с.
3. Шостак А. В. РЕМ-стереометрична оцінка чистоти технологічної поверхні [Текст] // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» -Луцьк, 2001. – С. 271–276.
4. Корн Г. Справочник по математике [Текст] / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1970. – 720 с.
5. Гаврилова О. В. Метод аппроксимации автокорреляционных функций для описания площадных объектов фотоизображения [Текст] / О. В. Гаврилова // Изв. вузов. Геодезия и аэрофотосъемка. –1984. – № 2. – С. 68–72.

УДК 515.2 : 631.3

© В. П. Юрчук, д. т. н.; В.В. Карпюк; М. А.Святина  
НТУУ«Київський політехнічний інститут»,

## **ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ СПРЯЖЕННЯ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ГРУНТООБРОБНИХ ДИСКІВ**

*В статті розглядаються методи ремонту та виготовлення робочих органів сільськогосподарських машин, а саме, дисків сферичних борін із застосуванням методу спряження методом точіння.*

**РОБОЧІ ОРГАНИ, ШТАМПУВАННЯ ДИСКІВ,  
ВИРІЗАННЯ ДИСКІВ, НАВАРЮВАННЯ В СТИК, ПРОТОЧЕНИЙ  
ДІАМЕТР, СПРЯЖЕНА ГЕОМЕТРИЧНА ФОРМА ДИСКА ТА  
ЗУБІВ.**

**Постановка проблеми.** На сучасному етапі розвитку нашої країни у сільськогосподарському машинобудуванні проводяться значні роботи, направлені на вирішення науково-технічних задач по збільшенню продуктивності, функціональності сільськогосподарських машин, які крім цього, повинні бути надійними та довговічними, простими в конструкції і роботі та відповідати сучасним агротехнічним

вимогам. Встановлення найбільш раціональних форм та параметрів поверхонь робочих органів, знаходження оптимальних технологічних параметрів їх роботи – найважливіше завдання, яке стоїть перед науковими працівниками. Інженерний розрахунок поверхонь робочих органів зі всебічним врахуванням функціональних показників роботи ґрунтообробних знарядь вимог, пред'явлених до робочих органів, з точки зору продуктивності праці, стає можливим лише при наявності удосконалення засобів їх конструювання [1].

**Аналіз останніх досліджень.** Головним недоліком сучасних методів конструювання робочих органів ґрунтообробних машин є певне традиційне мислення, пов'язане з використанням при проектуванні конструкторських схем машин та рішень, які вже раніше застосовувались [2]. Не викликає сумніву, що вони перевірені в роботі і, отже, надійні і ефективні. Але вочевидь, немає межі досконалості і потрібно шукати нові перспективні види знарядь та методи їх виготовлення, ретельно досліджуючи агротехнічні процеси, що проводяться ними, розширювати варіанти схем дії на ґрунт, збільшуючи кількість нових типів конструювання, які в польовій апробації можуть дати більш високі показники їх ефективності [3].

**Мета дослідження.** На сучасному етапі важливою задачею прикладної геометрії є розробка таких методів конструювання поверхонь, які задовольняли б максимальній кількості основних наперед заданих умов функціонування. Описуваний нами спосіб належить до методів виготовлення та ремонту робочих органів сільськогосподарських машин, а саме, дисків сферичних борін із застосуванням методу з'єднання шляхом приварювання спряжених поверхонь з використанням повітряно-плазмового або іншого різання чи точіння.

**Результати дослідження.** Відомий спосіб виготовлення робочих органів сільськогосподарських машин, який включає операції вирізки та фрезерування ріжучих зубів з використанням металорізального обладнання та подальшу хіміко-термічну обробку робочих кромки. Він використовується в даний час у масовому виробництві [4,5].

Перевагою пропонованого способу є незначне за вартістю виготовлення, яке міститься у відновленні дисків ґрунтообробних знарядь, яке можна провести у звичайних майстернях фермерських господарств як при відновленні, так і при виготовленні дисків. Для проведення такої операції не потрібно мати досить дороге пресове обладнання. Відомий спосіб виготовлення дисків робочих органів сільськогосподарських машин включає операції штампування на

потужних пресах чи повітряно-плазмового вирізування контуру з листа металу.

Таке пристосування є не на всіх підприємствах, тому беруть старі спрацьовані диски (1) і проводять проточування дисків до певного діаметра, яке виконують підрізними різцями, оснащеними пластинками з твердого сплаву. На поворотному пристосуванні зварювальним напівавтоматом до них приварюють накладки (2) з квадратним отвором, виготовленим зі сталеві смуги на механічному пресі (рис. 1). Диск відновлюють по квадратному отворі на столі газорізальної машини, при цьому із нього зрізають затуплені та зношені зубці і відправляють у металобрухт. До основа диска приварюють кільцевим швом нові зубці (3), яким надають нову форму, спряжену із діаметром проточеного диска.

Після заточення ріжучих крайок на фрезерному верстаті загартовані зубці піддають нагріванню в печі і згинанні по формівним спряженим сферам в штампі на фрикційному пресі. Після цього вони проходять операції загартовування, відпуску та надання поверхням зубців такої геометричної форми  $\Sigma_2$ , яка спряжена із зовнішнім діаметром проточеного диска  $\Sigma_1$  (1). Після чого зубці (3) приварюють до проточеного зовнішнього діаметра диска.

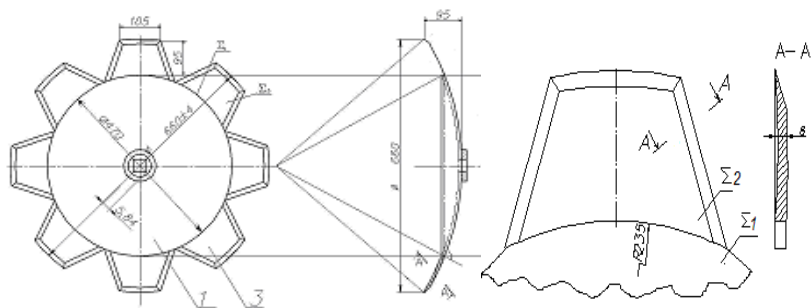


Рис. – Схема спряження диска та зубців: 1 – проточений диск, 2- шайба, 3 – зуб

Сам процес спряження внутрішньої поверхні диска  $\Sigma_1$  та нової поверхні зубців  $\Sigma_2$  з геометричної точки зору можна уявити як обкатне переміщення спряжених поверхонь, тобто як кочення без ковзання кінцевого аксоїда поверхні зуба по кінчній проточеній поверхні  $\Sigma_1$  диска. При цьому вісю миттєвого обертання є кінчна поверхня, за напрямком твірної якої відбувається взаємне спряження поверхні зуба  $\Sigma_2$  з поверхнею  $\Sigma_1$  проточеного диска.



Відомо, що найчастіше у якості аксоїдів використовуються площини, кругові циліндри чи конуси, та інші поверхні. У нашому випадку таким аксоїдом виступає конічна поверхня [6].

Процес приварювання зубців до диска є складним з геометричної точки зору, оскільки сам диск має сферичну форму, яка відрізається на діаметрі 470 мм, а зуби вирізуються із плоского матеріалу товщиною 6 мм. А це означає, що поверхні самих зубців необхідно також при основі обрізати по розміру спряженого діаметра 470 мм та надати сферичну форму.

У цьому випадку даний діаметр диска виступає як спряжений, за яким приєднуються зубці до сферичного диска. Для надання зубу форми спряженої поверхні необхідно зубці при основі прогнути (під час нагрівання чи спеціальним прокатуванням), що надасть даному приварюванню міцність та технологічну відповідність (не буде відбуватись процесу биття при роботі диска).

За даними дослідженнями отримано патент № 66246 – «Спосіб відновлення (виготовлення) ґрунтообробних дисків», зареєстрований у Державному реєстрі патентів України від 26.12.2011 р.

**Висновки:** 1) Таким чином метою даного способу є незначне за вартістю відновлення дисків ґрунтообробних знарядь, оскільки відремонтований диск представляє собою зварений виріб, що складається з остова існуючого диска з привареними до нього вісьмома чи більше зубцями, 2) Головним досягненням даного методу є те, що відновлення (чи виготовлення) ґрунтообробних дисків зазначеним способом можна проводити в спеціалізованому цеху з відновлення сільськогосподарських знарядь фермерських господарств шляхом вирізання зубців або ж методом вирубування зі сталевोї смуги на пресі чи у спеціальних штампах.

#### Література

1. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И., Султан-Шах Е.Г., Теория, конструкция и расчёт сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1977-568 с.
2. Горячкин В. П. Земледельческая механика. Собр. соч. в 3-х т. М. Колос, 1965. – Т.1. – 282с.
3. А.Ф. Завгородний, В.І. Кравчук, В.П.Юрчук. Геометрическое конструирование рабочих органов корнеуборочных машин. – Киев: Аграрна наука, 2004. – 240 с.
4. Желиговский В.А. Основы теории технологического процесса вспашки // Докл. ВАСХНИЛ. – 1947. – Вып.11.

5. Пат. № 4635 України. Спосіб виготовлення робочих органів сільськогосподарських машин, заявл. 25.11.92.

6. Ф. Л. Литвин. Теория зубчатых зацеплений. Изд. «Наука», 1968. –584 с.

УДК 631.35:633.521

© С.Ф. Юхимчук, к.т.н., М.М. Толстушко, к.т.н., Г.А. Хайліс, д.т.н., В.Л. Мартинюк, к.т.н.

Львівський національний технічний університет

### **ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕКОСУ СТЕБЕЛ У СТРІЧЦІ ПІСЛЯ ЇЇ РОЗСТИЛАННЯ ЛЬОНОКОМБАЙНОМ**

*У статті наведено методику та результати експериментального дослідження зміни перекосу стебел у стрічці залежно від початкового кута перекосу стебел і різної кількості стебел у стрічці після її розстилання льонокомбайном.*

#### **АГРЕГАТ, ЛЬОНОКОМБАЙН, РОЗСТИЛАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, БРАЛЬНИЙ АПАРАТ, СТРІЧКА ЛЬОНУ.**

**Постановка проблеми.** У сучасних умовах уся льонотреста в Україні готується в господарствах на льоновищі у стрічках, що розстилаються льонозбиральними комбайнами. Найвні розстилальні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують процес розстилання стрічки стебел на льоновищі. Розстелені ними стеблові стрічки мають високі значення відносної розтягнутості та перекосу стебел, а також є нерівномірними за товщиною і містять розриви. А тому актуальним є завдання підвищення якості розстилання стрічки стебел льонокомбайном. Досягти цього можна завдяки підрівнюванню стрічки стебел під час її розстилання. У відомих конструкціях льонозбиральних комбайнів не передбачено такої операції. Тому виникла потреба у розробці та обґрунтуванні параметрів і режиму роботи пристрою комбайна для одночасного підрівнювання й розстилання стрічки стебел льону [1, 2, 3, 4, 5].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій** свідчить про те, що є багато досліджень присвячених вивченню взаємодії стеблової стрічки льону з робочими поверхнями вивідних пристроїв льонокомбайнів, але окремі головні параметри цих пристроїв та характеристики стеблової стрічки між собою неузгоджені [1, 2, 3, 4].

**Мета дослідження** – встановити вплив підрівнювання стрічки підрівнювачем на зміну перекосу стебел у стрічці залежно від початкового кута перекосу стебел і різної кількості стебел у стрічці.

**Результати дослідження.** Досліди проводились у польових умовах на підрівнювально-розстиляльному пристрої (рис. 1), приєднаному до льонокомбайна ЛК-4А. Льонокомбайн працював в агрегаті з трактором і причепом.



Рис. 1 – Фото підрівнювача-розстиляча стрічки льону в роботі

Перед початком дослідів відповідно до висоти стеблостою, за рекомендаціями по експлуатації льонокомбайна [1, 3], регулювався кут встановлення брального апарата. На льонокомбайні виставляли кут нахилу повертального стола. Після чого приєднували підрівнювач, конструкція якого описана раніше [3]. Регулювання цього пристрою

здійснювалось за даними дослідів, проведених за описаною методикою в [3]. Льюнокомбайн працював на полі 20 хв для того, щоб привести робочі поверхні повертального стола і підрівнювача до робочого стану (під час ковзання на них стебел льону відбувається їх шліфування і змочування).

На ділянці поля, де планувалось проведення дослідів, підраховували щільність стеблостою льону.

Досліди проводились на стрічках льону із різною кількістю стебел на погонний метр стрічки, яка визначалась за формулою  $i_t = i_0 \cdot b_1 \cdot n_1$  (де  $i_0$  – кількість стебел на 1 м<sup>2</sup> поля;  $b_1$  – ширина захвату однієї бральної секції льюнокомбайна;  $n_1$  – кількість працюючих бральних секцій комбайна) і змінювалась за рахунок зменшення ширини захвату брального апарата. У дослідях ширина захвату була рівною двом і чотирьом бральним секціям. Різний кут перекосу  $\chi$  стебел у стрічці, яка подається на підрівнювання, забезпечували зміною кута  $\beta$  нахилу повертального стола.

Досліди проводились таким чином. Агрегат рухався на полі, збираючи льон. З причепа робилися фотографії підрівнювача. Використовували цифровий фотоапарат Pretec DC 1310 Digital. Номер кадру записували у журнал із зазначенням навпроти нього швидкості руху агрегата, ширини захвату та кута  $\beta$  нахилу повертального стола. Для кожного дослідів робилися три фотознімки.

Після закінчення польових дослідів у лабораторії цифрова інформація із фотоапарата вносились у пам'ять ПЕОМ, де за допомогою програми Adobe Photoshop фотознімки збільшувались і аналізувались. На фотознімках визначали кут перекосу стебел у стрічці при поступленні на підрівнювач  $\chi_i$  і на виході з нього –  $\chi_e$ . Кут  $\chi_i$  визначали, беручи середнє значення кута між стеблами, що знаходяться на виході з поверхні повертального стола, і кромкою (кінцем) повертального стола. Значення  $\chi_i$  вважається додатнім, якщо стебла виходять з повертального стола верхівками вперед і від'ємним – якщо навпаки. Аналогічно визначається кут  $\chi_e$ , тільки вже розглядаються стебла на виході з підрівнювача і кінець щита з буртиком.

Після цього отримані експериментально дані оброблялись.

Характеристики стеблостою льону були такими: сорт льону – «Чарівний», середня кількість стебел на 1 м<sup>2</sup> поля – 1824 штук, забур'яненість – 10,7 %, середня загальна довжина стебла – 76,4 см, середня технічна довжина стебла – 59,8 см, середній діаметр стебла (на

1/3 довжини від кореня) – 1,8 мм, вологість стебел – 61,4 %, фаза стиглості – жовта, полеглисть стеблостою відсутня.

Льонокомбайн ЛК-4А із встановленим підрівнювально-розстиляльним пристроєм агрегувався з трактором МТЗ-80 і тракторним причепом 2ПТС-4М-785А.

Кут нахилу брального апарата льонокомбайна до горизонту був 54°, а кут нахилу до горизонту поворотального стола у вертикальній площині, паралельній напрямку руху машини, складав 30°. Підрівнювач регулювався на коливання з амплітудою 50 мм і частотою 10 Гц.

За отриманими середніми значеннями кутів  $\chi_i$  і  $\chi_e$  визначали різницю  $\Delta\chi = \chi_e - \chi_i$  та будували графік залежності  $\Delta\chi$  від  $\chi_i$  для різних товщин стеблової стрічки (рис. 2).

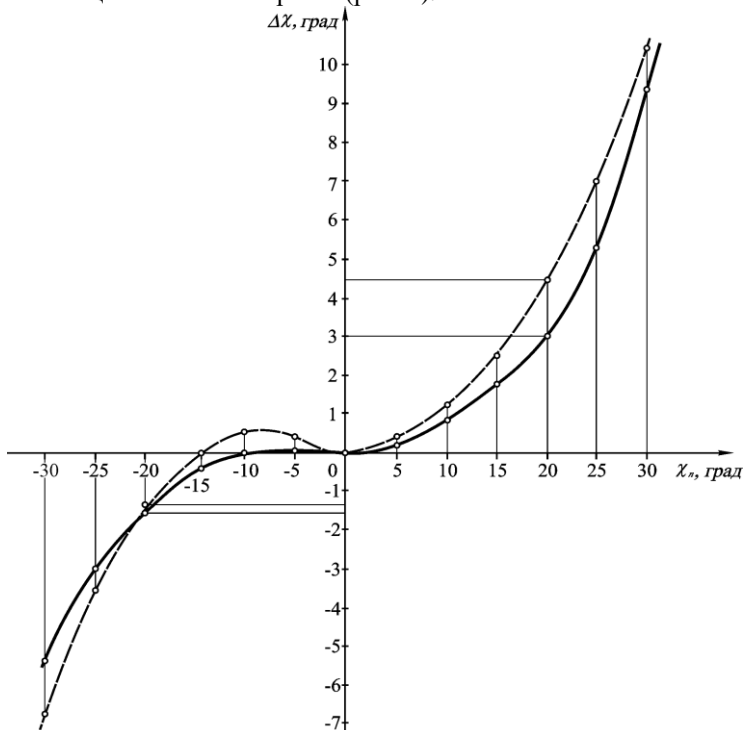


Рис. 2 – Залежність перекосу стебел  $\Delta\chi$  у стрічці після підрівнювання від початкового кута перекосу стебел  $\chi_i$  у стрічці різної товщини: - - - - - 2,2...2,4 мм; ————— 5,6...6,1 мм

При аналізі кривих на рис. 2 видно, що зміна перекоосу стебел у тонкій стрічці більша, а в товстій – менша. Крім того видно, що коли стебла попадають на підрівнювач верхівками вперед ( $\chi_i$  додатне), то  $\chi_e$  збільшується. Хоча для  $\chi_i \leq 20^\circ$  це збільшення незначне (для тонкої стрічки –  $4,4^\circ$ , а для товстої –  $3^\circ$ ), а починаючи з  $20^\circ$  воно різко зростає.

Коли ж стебла потрапляють на підрівнювач коренями вперед, тоді видно, що для товстішої стрічки до кута  $\chi_i = -10^\circ$  кут перекоосу стебел не змінюється ( $\Delta\chi = 0^\circ$ ). А для тонкої стрічки на проміжку  $\chi_i$  від  $0^\circ$  до  $-15^\circ$  спостерігається деяке вирівнювання перекошених стебел. До  $\chi_i = -20^\circ$  зміна перекоосу стебел у стрічці незначна, а для  $\chi_i < -20^\circ$  різниця  $\Delta\chi$  починає різко змінюватися.

**Висновки.** При аналізі фотознімків було видно, що для  $\chi_i$  менше  $-20^\circ$  і більше  $20^\circ$  погіршується процес підрівнювання стрічки стебел льону. Тому робимо висновок, що допустимий перекіс стебел у стрічці, яка подається на підрівнювач, становить від  $-20^\circ$  до  $+20^\circ$ . За такої умови процес підрівнювання незначно впливає на зміну перекоосу стебел у стрічці.

#### Література

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Толстушко М.М. Обґрунтування параметрів і режиму роботи підрівнювача-розстилача стрічки стебел льону: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Толстушко Микола Миколайович. – Луцьк, 2004. – 229 с.
4. Vanot J. La passion le lin. – Notre Dame de Gravenchon: Corlet, 2003. – 72 p.
5. Union. Flax harvesting machines [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.unionmachines.com/functions/list.asp?Lid>. – Title from the screen.

УДК 631.365.22

© А. А. Ящук; Р.В. Кірчук, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **РОЗРОБКА МОДЕЛІ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЧАСТИНКИ МАТЕРІАЛУ ПОВЕРХНЕЮ СПІРАЛЕПОДІБНОГО АКТИВАТОРА СУШАРКИ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ**

*В статті представлено модель переміщення частинки поверхню спіралеподібного активатора нової конструкції сушарки для сушіння сипких матеріалів, що враховує взаємодію цієї частинки з матеріалом.*

### **СУШАРКА, АКТИВАТОР, СИПКИЙ МАТЕРІАЛ, МОДЕЛЬ, ВЗАЄМОДІЯ, ТРАЄКТОРІЯ.**

**Постановка проблеми.** Запропонована конструкція сушарки сипких сільськогосподарських матеріалів [1, 2], в якій передбачені спіралеподібні робочі органи, які обертаючись навколо своєї осі розпушують і переміщують матеріал, інтенсифікуючи процес видалення вологи і підвищуючи рівномірність сушіння.

Для обґрунтування раціональних конструктивних і режимних параметрів спіралеподібного активатора сушарки необхідно дослідити процес переміщення матеріалу його поверхню.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Дослідженням процесу сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів присвячені роботи Ликова А. В. [3], Дідуха В. Ф. [4], Котова Б. І. [5] та інших науковців. Серед науковців, що займалися дослідженням переміщення частинки матеріалу на поверхні робочих органів можна виділити Василенка П.М. [6], Заїку П.М. [7] та інших. Проте процес переміщення частинки поверхню активатора нової конструкції сушарки з врахуванням взаємодії частинки з матеріалом вимагає додаткових досліджень.

**Мета дослідження.** Метою є розробка математичної моделі, що описує процес переміщення частинки шорсткою спіралеподібною поверхню активатора, який запропоновано використовувати в новій конструкції сушарки для розпушування і перемішування матеріалу, що дасть можливість вийти на раціональні режимні параметри цього робочого органу.

**Результати дослідження.** Розглянемо форму спіралеподібного активатора, що використовується в нашій сушарці. Активну поверхню (поверхню взаємодії з матеріалом) робочого органу запропонованої

конструкції можна розглядати як об'ємну геометричну фігуру, поверхня якої описана колом, точка центру якого  $o' - o'' - o'''$  переміщується в просторі в напрямку циліндричної спіралі з постійним кроком. При цьому, дотична до об'ємної кривої у формі циліндричної спіралі проходить перпендикулярно до площини кола  $p' - p'' - p'''$  (рис. 1).

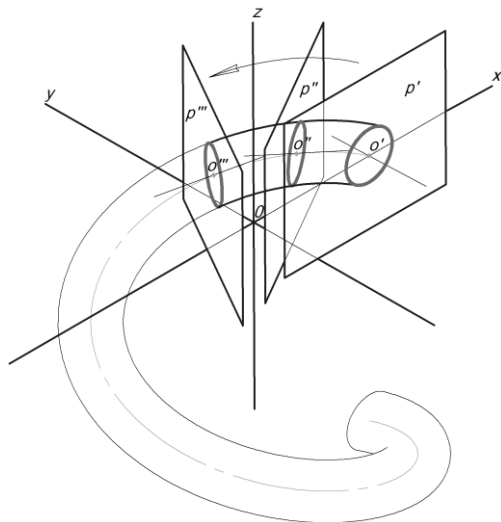


Рис. 1 – Утворення поверхні активатора переміщенням кола з центром  $o$  вздовж кривої у формі циліндричної спіралі

Рівняння, що описує форму цієї поверхні (рівняння зв'язку), доцільно представити в циліндричній системі координат, які задаються через радіус  $r$ , кут  $\alpha$  і координату  $z$ . Рівняння спіральної поверхні, що в даному випадку є рівнянням зв'язку у формі  $f = f(r, \alpha, z) = 0$  матиме наступний вигляд:

$$z - \sqrt{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2} + \frac{\alpha \cdot k}{2 \cdot \pi} = 0, \quad (1)$$

де  $R_{cn}$  – діаметр витка твірної гвинтової лінії спіралі, м;  $r_{cn}$  – діаметр кола, що описує поверхню спіралі (товщина витка), м;  $k$  – крок спіралі, м.

Відносний рух частинки шорсткою поверхнею в проєкціях на циліндричну систему координат опишемо системою диференціальних рівнянь [6]:



$$\left. \begin{aligned}
 & m \cdot (\ddot{r} - r \cdot \dot{\alpha}^2) = F_r + N \cdot \cos(\bar{e}_r, \bar{n}) - \\
 & -\kappa \cdot |N| \cdot \frac{\dot{r}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\alpha}^2 + \dot{\zeta}^2}} + (-m \cdot w_{er}) + (-m \cdot w_{kr}), \\
 & m \cdot (2 \cdot \dot{r} \cdot \dot{\alpha} + r \cdot \ddot{\alpha}) = F_\alpha + N \cdot \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n}) - \\
 & -\kappa \cdot |N| \cdot \frac{r \cdot \dot{\alpha}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\alpha}^2 + \dot{\zeta}^2}} + (-m \cdot w_{e\alpha}) + (-m \cdot w_{k\alpha}), \\
 & m \cdot \ddot{\zeta} = F_\zeta + N \cdot \cos(\bar{e}_\zeta, \bar{n}) - \\
 & -\kappa \cdot |N| \cdot \frac{\dot{\zeta}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\alpha}^2 + \dot{\zeta}^2}} + (-m \cdot w_{e\zeta}) + (-m \cdot w_{k\zeta}),
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $m$  – маса частинки, кг;  $r, \alpha$  і  $\zeta$  – координати відносного руху частинки, м;  $\kappa$  – коефіцієнт тертя шорсткою поверхнею;  $F_r, F_\alpha$  і  $F_\zeta$  – проекції активних сил на осі рухомої системи координат;  $\bar{e}_r, \bar{e}_\alpha$  і  $\bar{e}_\zeta$  – одиничні вектори місцевого координатного базису, направлені по дотичних до координатних ліній  $r, \alpha$  і  $\zeta$ ;  $\bar{n}$  – орт нормалі до поверхні;  $w_{er}, w_{e\alpha}$  і  $w_{e\zeta}$  – проекції прискорень переносного руху, м/с<sup>2</sup>;  $w_{kr}, w_{k\alpha}$  і  $w_{k\zeta}$  – проекції Коріолісових прискорень, м/с<sup>2</sup>.

Знайдемо значення направляючих косинусів нормальної реакції  $\cos(\bar{e}_r, \bar{n})$ ,  $\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n})$  і  $\cos(\bar{e}_\zeta, \bar{n})$ , що входять до системи рівнянь (2) на основі теореми векторного числення про значення косинуса кута між двома відрізками прямих, що перетинаються [6]:

$$\begin{aligned}
 \cos(\bar{e}_r, \bar{n}) &= \cos(\bar{e}_r, \bar{e}_\xi) \cdot \cos(\bar{e}_\xi, n) + \\
 &+ \cos(\bar{e}_r, \bar{e}_\eta) \cdot \cos(\bar{e}_\eta, n) + \cos(\bar{e}_r, \bar{e}_\zeta) \cdot \cos(\bar{e}_\zeta, n),
 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n}) &= \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_\xi) \cdot \cos(\bar{e}_\xi, n) + \\
 &+ \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_\eta) \cdot \cos(\bar{e}_\eta, n) + \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_\zeta) \cdot \cos(\bar{e}_\zeta, n),
 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\cos(\bar{e}_\zeta, \bar{n}) = \cos(\bar{n}, \bar{\zeta}), \quad (5)$$

де

$$\left. \begin{aligned} \cos(\bar{e}_\xi, \bar{n}) &= \cos(\bar{\xi}, \bar{n}) = \frac{\frac{\partial f}{\partial \xi}}{\Delta f}, \\ \cos(\bar{e}_\eta, \bar{n}) &= \cos(\bar{\eta}, \bar{n}) = \frac{\frac{\partial f}{\partial \eta}}{\Delta f}, \\ \cos(\bar{e}_\zeta, \bar{n}) &= \cos(\bar{\zeta}, \bar{n}) = \frac{\frac{\partial f}{\partial \zeta}}{\Delta f}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

а також

$$\cos(\bar{e}_r, \bar{e}_\xi) = \frac{\xi}{r} = \cos(\alpha), \quad (7) \quad \cos(\bar{e}_r, \bar{e}_\eta) = \frac{\eta}{r} = \sin(\alpha), \quad (8)$$

$$\cos(\bar{e}_r, \bar{e}_\zeta) = 0, \quad (9) \quad \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_\xi) = -\sin \alpha, \quad (10)$$

$$\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_\eta) = \cos \alpha, \quad (11) \quad \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_\zeta) = 0. \quad (12)$$

$$\text{В (6) } \Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2} - \text{модуль градієнта.}$$

Після підстановки (6–12) в (3–5) із врахуванням залежностей, що описують взаємозв'язок між декартовими і циліндричними координатами

$$\left. \begin{aligned} \xi &= r \cdot \cos(\alpha), \\ \eta &= r \cdot \sin(\alpha), \\ \zeta &= \zeta, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

отримаємо:

$$\cos(\bar{e}_r, \bar{n}) = - \frac{4 \cdot \pi \cdot r \cdot (R_{cn} - r)}{\sqrt{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2} \cdot \sqrt{k^2 + \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot r_{cn}^2}{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2}}}, \quad (14)$$

$$\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n}) = \frac{2 \cdot k}{\sqrt{k^2 + \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot r_{cn}^2}{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2}}}, \quad (15)$$

$$\cos(\bar{e}_\zeta, \bar{n}) = \frac{4 \cdot \pi \cdot r}{\sqrt{k^2 + \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot r_{cn}^2}{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2}}}. \quad (16)$$

Знайдемо прискорення переносного руху  $w_e$  за умови, що початки нерухомої і рухомої систем координат лежать в одній точці,  $z = \zeta$  і обертання рухомої системи координат навколо осі  $z$  відбувається з постійною кутовою швидкістю:

$$w_e = r \cdot \omega_e^2, \quad (17)$$

де  $\omega_e$  – кутова швидкість обертання робочого органа, рад./с.

В проекціях на дотичні до координатних ліній:

$$\left. \begin{aligned} w_{er} &= r \cdot \omega_e^2, \\ w_{e\alpha} &= 0, \\ w_{e\zeta} &= 0, \end{aligned} \right\}. \quad (18)$$

Прискорення Кориоліса:

$$\left. \begin{aligned} w_{kr} &= -2 \cdot \omega_e \cdot r \cdot \dot{\alpha}, \\ w_{k\alpha} &= 2 \cdot \omega_e \cdot \dot{r}, \\ w_{k\zeta} &= 0, \end{aligned} \right\}. \quad (19)$$

Розглянемо проекції активних сил  $F_r$ ,  $F_\alpha$  і  $F_\zeta$  на координатні осі  $r$ ,  $\alpha$  і  $\zeta$ , що діють на частинку.

На частинку масою  $m$  діє сила тяжіння  $m \cdot g$  направлена вздовж координатної осі  $\zeta$ , направлена в протилежному до неї напрямку:

$$F_{тяж.} = -m \cdot g. \quad (20)$$

Частинка, перебуваючи в середовищі сипкого матеріалу, постійно взаємодіє з іншими частинками матеріалу, що визначає характер переміщення цієї частинки. Зважаючи на це розглядати переміщення цієї частинки без врахування її взаємодії з іншими частинками не можна.

Перемішування сипкого матеріалу є складним процесом. Характер переміщення частинок матеріалу в сипкому середовищі залежить від багатьох факторів, зокрема властивостей матеріалу, конструктивних і режимних параметрів робочих органів машин і є складним для опису. Теорія, пов'язана з перемішуванням сипкого середовища, розвинена досить слабо і, в основному, базується на емпіричних залежностях і експериментальних коефіцієнтах

встановлених для окремих матеріалів при їх взаємодії з певними робочими органами машин.

Ставлячи за мету дослідити вплив конструктивних і режимних параметрів робочих органів на інтенсивність розпушування і перемішування матеріалу (такого як ворох насіння льону олійного) шляхом визначення впливу цих параметрів на характер траєкторії руху частинки спіралеподібною поверхнею, процес взаємодії частинки з сипким середовищем розглядатимемо з певним наближенням, керуючись наступними припущеннями:

- в будь-який момент часу частинка, що перебуває в об'ємі матеріалу, контактує одночасно з  $n$  іншими частинками матеріалу. Кількість частинок  $n$  є непостійною в часі і змінюється в певному інтервалі. Їх мінімальна і максимальна кількість залежить від форми частинок, їх орієнтації в просторі, насипної щільності матеріалу та інших факторів;

- сили, які діють на частинку в результаті її взаємодії з іншими частинками середовища, розглядаються як результуюча сила рівна векторній сумі цих сил. Величина і напрям цієї сили приймається випадково величиною, що варіюються з часом в певних інтервалах;

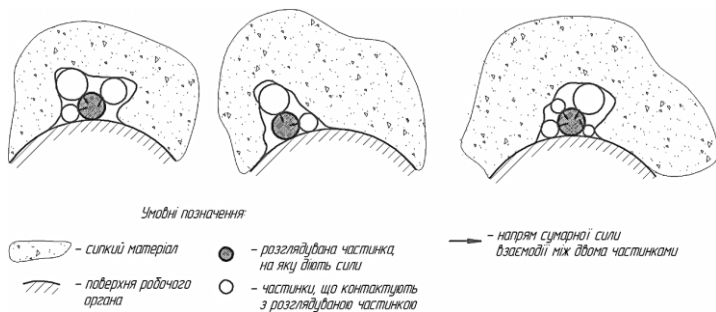


Рис. 2 – Схематичне зображення можливих варіантів взаємодії частинки з матеріалом на поверхні робочого органа

- вектор результуючої сили взаємодії матеріалу з частинкою, яка розглядається, лежить на площині, що дотична до спіралеподібною поверхні робочого органа в точці його контакту з цією частинкою. Оскільки, за умовами задачі, траєкторія руху частинки лежить на поверхні спіралеподібною поверхні активатора, то враховуємо лише складову проекції цієї сили на дотичну до поверхні площину в точці контакту з частинкою. Перпендикулярна до цієї площини складова сили урівноважується нормальною реакцією  $N$  ;

- величина результуючої сили змінюється від 0 до певного максимального значення, що залежить від властивостей матеріалу, умов і режимів роботи сушарки.

Точність моделі визначатиметься тим, на скільки правильно підібрані значення максимальної результуючої сили, а також характеру зміни її величини і напрямку відповідно до реальних умов.

Сила взаємодії:

$$\bar{F}_{\text{вз.}} = \bar{F}_{\text{вз.}}^{\tau} + \bar{F}_{\text{вз.}}^n. \quad (21)$$

Приймаючи, що нормальна складова результуючої сили  $\bar{F}_{\text{вз.}}^n$  урівноважується нормальною реакцією поверхні  $N$ , то достатньо буде задати проекцію тангенціальної складової сили  $\bar{F}_{\text{вз.}}^{\tau}$  на дотичні до координатних ліній  $r$ ,  $\alpha$  і  $\zeta$ .

$\bar{F}_{\text{вз.}}^{\tau}$  лежить в площині  $T$ , дотичній до криволінійної поверхні в точці контакту з частинкою (рис. 3).

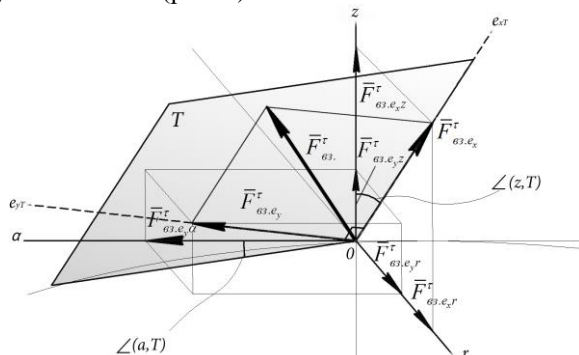


Рис. 3 – Тангенціальна складова сили взаємодії частинки на поверхні робочого органа з матеріалом і її проекція на циліндричні координати  $r$ ,  $\alpha$  і  $\zeta$

Розглянемо тангенціальну складову сили взаємодії частинки з матеріалом  $\bar{F}_{\text{вз.}}^{\tau}$ , яка лежить в площині  $T$ . Щоб задати напрямок дії цієї сили введемо місцевий координатний базис прямокутної системи координат на площині  $T$  з ортами осей  $\bar{e}_{x',\tau}$  і  $\bar{e}_{y',\tau}$  і початком відліку в точці  $O$  контакту частинки з поверхнею, розмістивши при цьому один з одиничних векторів  $\bar{e}_{x',\tau}$  в площині дотичній до координатних ліній  $r, z$ , тоді

$$\bar{F}_{\alpha}^{\tau} = \bar{F}_{\alpha x'}^{\tau} + \bar{F}_{\alpha y'}^{\tau} \quad (22)$$

$$|\bar{F}_{\alpha}^{\tau}| = \sqrt{|\bar{F}_{\alpha x'}^{\tau}|^2 + |\bar{F}_{\alpha y'}^{\tau}|^2} \quad (23)$$

Тангенціальну складову сили взаємодії  $\bar{F}_{\alpha}^{\tau}$  і її проєкції на координати з ортами осей  $\bar{e}_{x'\tau}$  і  $\bar{e}_{y'\tau}$  визначатимемо в такій послідовності:

$$|\bar{F}_{\alpha}^{\tau}| = \text{rand} \left[ 0, |\bar{F}_{\alpha \max}^{\tau}| \right], \quad (24)$$

$$\pm \bar{F}_{\alpha x'}^{\tau} = \text{rand} \left[ 0, |\bar{F}_{\alpha}^{\tau}| \right], \quad (25)$$

$$\pm \bar{F}_{\alpha y'}^{\tau} = \sqrt{|\bar{F}_{\alpha}^{\tau}|^2 - |\bar{F}_{\alpha x'}^{\tau}|^2}, \quad (26)$$

де  $\text{rand}[a, b]$  – випадкова величина, що підкоряється нормальному закону розподілу та імітує значення результуючої сили взаємодії частинки з матеріалом. Генерується з певною періодичністю в інтервалі чисел від мінімального  $a$  до максимального  $b$ .

Знак « $\pm$ » означає, що сили можуть бути прикладені як в прямому, так і в протилежному напрямку відносно орт  $\bar{e}_{x'\tau}$  і  $\bar{e}_{y'\tau}$  координатних осей місцевого координатного базису на дотичній площині.

Знайдемо проєкції  $\bar{F}_{\alpha x'}^{\tau}$  і  $\bar{F}_{\alpha y'}^{\tau}$  тангенціальної складової сили  $\bar{F}_{\alpha}^{\tau}$  на дотичні до координатних ліній  $r$ ,  $\alpha$  і  $\zeta$  циліндричної системи координат як

$$\left. \begin{aligned} \bar{F}_{\alpha r}^{\tau} &= \bar{F}_{\alpha x' r}^{\tau} + \bar{F}_{\alpha y' r}^{\tau} = \bar{F}_{\alpha x'}^{\tau} \cdot \cos(\bar{e}_{x'\tau}, \bar{e}_r) + \bar{F}_{\alpha y'}^{\tau} \cdot \cos(\bar{e}_{y'\tau}, \bar{e}_r), \\ \bar{F}_{\alpha \alpha}^{\tau} &= \bar{F}_{\alpha x' \alpha}^{\tau} + \bar{F}_{\alpha y' \alpha}^{\tau} = \bar{F}_{\alpha x'}^{\tau} \cdot \cos(\bar{e}_{\alpha}, \bar{e}_{x'\tau}) + \bar{F}_{\alpha y'}^{\tau} \cdot \cos(\bar{e}_{\alpha}, \bar{e}_{y'\tau}), \\ \bar{F}_{\alpha \zeta}^{\tau} &= \bar{F}_{\alpha x' \zeta}^{\tau} + \bar{F}_{\alpha y' \zeta}^{\tau} = \bar{F}_{\alpha x'}^{\tau} \cdot \cos(\bar{e}_{x'\tau}, \bar{e}_{\zeta}) + \bar{F}_{\alpha y'}^{\tau} \cdot \cos(\bar{e}_{y'\tau}, \bar{e}_{\zeta}). \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Щоб спроектувати складові сили  $\bar{F}_{\alpha e_{x\tau}}^{\tau}$  і  $\bar{F}_{\alpha e_{y\tau}}^{\tau}$  на дотичні до координатних ліній  $r$ ,  $\alpha$  і  $\zeta$  необхідно встановити значення кутів  $\angle(\bar{e}_r, \bar{e}_{x'\tau})$ ,  $\angle(\bar{e}_r, \bar{e}_{y'\tau})$ ,  $\angle(\bar{e}_{\alpha}, \bar{e}_{x'\tau})$ ,  $\angle(\bar{e}_{\alpha}, \bar{e}_{y'\tau})$ ,  $\angle(\bar{e}_{\zeta}, \bar{e}_{x'\tau})$  і  $\angle(\bar{e}_{\zeta}, \bar{e}_{y'\tau})$ .

Зважаючи на те, що складова результуючої сили  $\bar{F}_{\alpha x'}^{\tau}$  лежить в площині  $r\zeta$ ,  $\angle(\bar{e}_{\alpha}, \bar{e}_{x'\tau}) = 0$ .

Визначимо значення кутів  $\angle(r, \bar{e}_{x'\tau})$  і  $\angle(\bar{e}_\zeta, \bar{e}_{x'\tau})$ . Для цього розглянемо рівняння поверхні (1) з фіксованим значенням  $\alpha$  (рис. 4). Тоді функція набуде вигляду  $\zeta = f(r)$  і опише коло на площині  $r\zeta$  утворене перетином об'ємної спіральної поверхні (1) цією площиною.

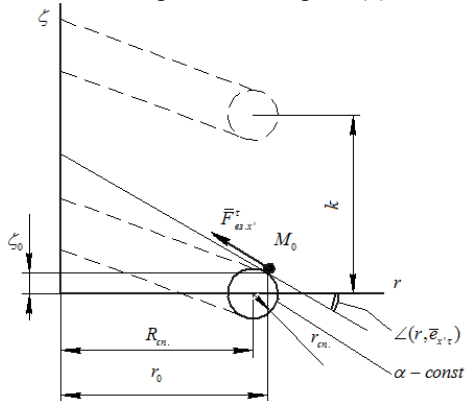


Рис. 4 – Схема до визначення кутів  $\angle(\bar{e}_r, \bar{e}_{x'\tau})$  і  $\angle(\bar{e}_\zeta, \bar{e}_{x'\tau})$

Значення кута  $\angle(\bar{e}_r, \bar{e}_{x'\tau})$  для нашої функції  $\zeta = f(r)$  можна знайти за формулою [8]:

$$\operatorname{tg}(\bar{e}_r, \bar{e}_{x'\tau}) = \frac{df}{dr}. \quad (28)$$

Тоді

$$\angle(\bar{e}_r, \bar{e}_{x'\tau}) = 90^\circ - \angle(\bar{e}_\zeta, \bar{e}_{x'\tau}) = \operatorname{arctg} \left( \frac{R_{cn} - r}{\sqrt{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2}} \right). \quad (29)$$

Значення кутів  $\angle(\bar{e}_r, \bar{e}_{y'\tau})$ ,  $\angle(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_{y'\tau})$  і  $\angle(\bar{e}_\zeta, \bar{e}_{y'\tau})$  знайдемо за відомими косинусами кутів  $\cos(\bar{e}_r, \bar{n})$ ,  $\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n})$  і  $\cos(\bar{e}_\zeta, \bar{n})$ , (21–23), між нормаллю до поверхні і дотичними до координатних ліній  $r$ ,  $\alpha$  і  $\zeta$  (рис. 5).

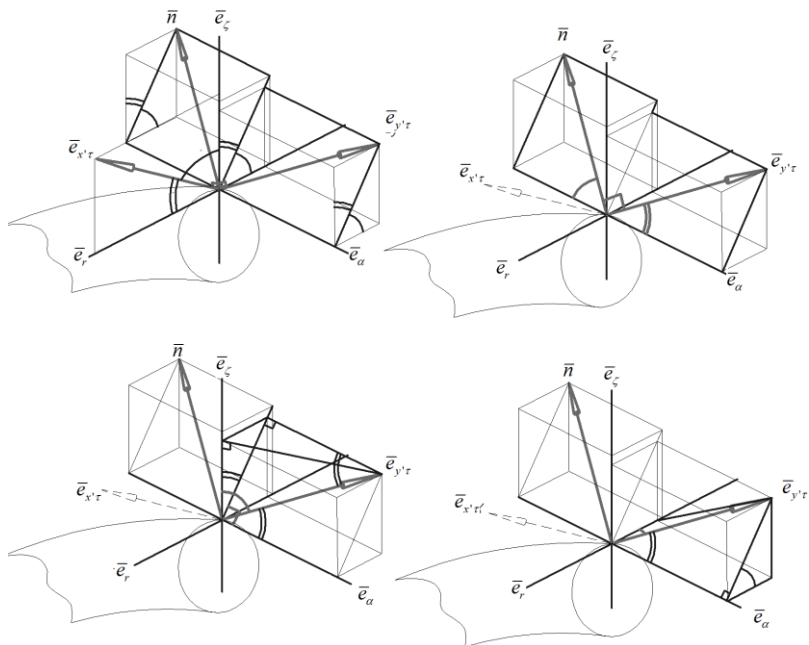


Рис. 5 – Схема до визначення кутів  $\angle(\bar{e}_r, \bar{e}_{y'\tau})$  ,  $\angle(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_{y'\tau})$  і  $\angle(\bar{e}_z, \bar{e}_{y'\tau})$

$$\angle(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_{y'\tau}) = 90^\circ - \angle(\bar{e}_\alpha, \bar{n}), \quad (30)$$

$$\cos(\bar{e}_z, \bar{e}_{y'\tau}) = \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n}) \cdot \cos(\bar{e}_z, \bar{e}_{x'\tau}) \quad (31)$$

і

$$\cos(\bar{e}_r, \bar{e}_{y'\tau}) = \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n}) \cdot \cos(\bar{e}_{x'\tau}, \bar{e}_z). \quad (32)$$

Сумарні проекції сил на дотичні до координатних ліній

$$\left. \begin{aligned} F_r &= \bar{F}_{r.гз.}^\tau \\ F_\alpha &= \bar{F}_{\alpha.гз.}^\tau \\ F_z &= -m \cdot g + \bar{F}_{z.гз.}^\tau \end{aligned} \right\}. \quad (33)$$

Підставивши (14–20) в (2) і приєднавши рівняння зв'язку (1) отримаємо систему:



$$\left. \begin{aligned}
 m \cdot (\ddot{r} - r \cdot \dot{\alpha}^2) &= \bar{F}_{r, \theta 3}^{\tau} - N \cdot \frac{4 \cdot \pi \cdot r \cdot (R_{cn} - r)}{\sqrt{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2} \cdot \sqrt{k^2 + \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot r_{cn}^2}{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2}}} - \\
 &- \kappa \cdot |N| \cdot \frac{\dot{r}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\alpha}^2 + \dot{\zeta}^2}} - m \cdot (r \cdot \omega_e^2 - 2 \cdot \omega_e \cdot r \cdot \dot{\alpha}), \\
 m \cdot (2 \cdot \dot{r} \cdot \dot{\alpha} + r \cdot \ddot{\alpha}) &= \bar{F}_{\alpha, \theta 3}^{\tau} + N \cdot \frac{2 \cdot k}{\sqrt{k^2 + \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot r_{cn}^2}{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2}}} - \\
 &- \kappa \cdot |N| \cdot \frac{r \cdot \dot{\alpha}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\alpha}^2 + \dot{\zeta}^2}} - m \cdot 2 \cdot \omega_e \cdot \dot{r}, \\
 m \cdot \ddot{\zeta} &= -m \cdot g + \bar{F}_{z, \theta 3}^{\tau} + N \cdot \frac{4 \cdot \pi \cdot r}{\sqrt{k^2 + \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot r_{cn}^2}{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2}}} - \\
 &- \kappa \cdot |N| \cdot \frac{\dot{\zeta}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\alpha}^2 + \dot{\zeta}^2}}, \\
 \zeta - \sqrt{r_{cn}^2 - (R_{cn} - r)^2} + \frac{\alpha \cdot k}{2 \cdot \pi} &= 0.
 \end{aligned} \right\} (34)$$

Система складається з чотирьох рівнянь, які містять три невідомі координати, перші і другі похідні від них по часу, а також невідому нормальну реакцію  $N$  і з врахуванням (24–33) у випадку взаємодії частинки з матеріалом, підлягає розв’язку на комп’ютері з використанням числових методів.

Розв’язок системи одержано за допомогою програми ModelVision Studium 3.2 Free методом Рунге–Кутти 4-го порядку (рис. 6).

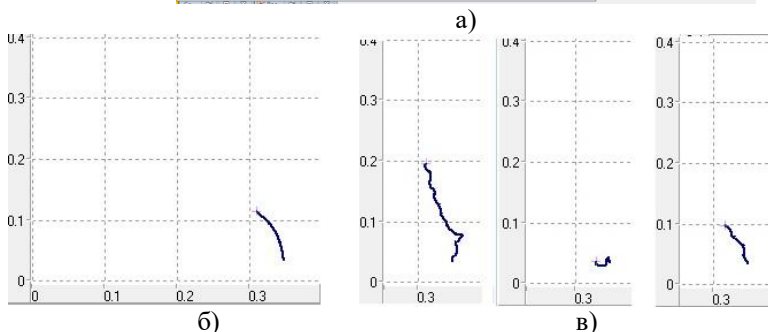
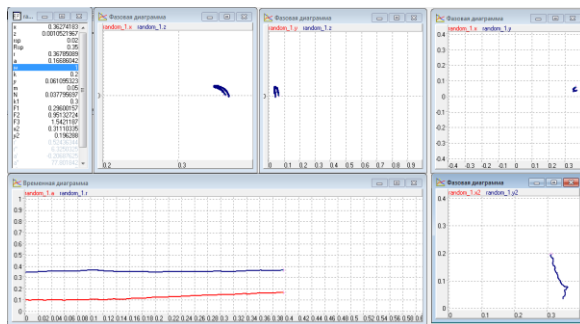


Рис. 6 – Реалізація моделі для наступних параметрів:  $r_{cn} = 0,02$  м,  $R_{cn} = 0,35$  м,  $k = 0,3$  м,  $\omega = 1$  рад./с.,  $\kappa = 0,2$ ,  $m = 0,05$  кг,  $|\bar{F}_{вз. max}^r| = 3,5$  Н: а) графіки, що характеризують зміну параметрів  $r$ ,  $\alpha$  і  $\zeta$  з часом для заданих параметрів; б) горизонтальна проекція траєкторії абсолютного руху частинки на шорсткій спіральній поверхні без врахування сил взаємодії частинки з матеріалом; в) характер руху частинки при врахуванні сил взаємодії частинки з матеріалом

**Висновки.** Розроблено математичну модель, що описує переміщення частинки шорсткою поверхнею активатора спіралеподібної форми запропонованої сушарки і враховує взаємодію матеріальної частинки з матеріалом, в якому вона перебуває під час руху. Одержано розв’язок диференціальних рівнянь моделі у вигляді графіків траєкторії руху частинки з часом. Одержана модель дає можливість аналізувати вплив різних факторів на характер руху частинки сипкого матеріалу на поверхні робочого органу, що дозволить вийти на раціональні режимні і конструктивні параметри

спіралеподібного робочого органа, призначеного для розпушування і перемішування матеріалу в процесі сушіння.

Література

1. Пат. № 69227 Україна, МПК (2006) F26 B17/12, F26 B17/18. Сушарка для сипких матеріалів / Ящук А.А., Кірчук Р.В., Дідух В.Ф. заявник і власник патенту Луцький національний технічний університет.; заявл. 26.09.2011.; опубл. 25.04.2012. Бюл. № 8.

2. Ящук А.А. Обґрунтування параметрів спіралеподібних робочих органів сушарки для насіння льону олійного / А.А. Ящук, Р.В. Кірчук // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету [Текст] : серія: Технічні науки. – Вінниця : Видавничий центр ВНАУ, 2012. – Вип. 10 Т.2. (59), – С. 96 – 101.

3. Лыков А. В. Теория сушки / А. В. Лыков – М.: Энергия, 1968. – 472 с., ил.

4. Дідух В. Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів: монографія / Володимир Федорович Дідух. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.

5. Котов Б. И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / УААН, Ин-т механизации и электрификации с.х. / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.

6. Василенко П.М. Методика построения расчётных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов): учебное пособие / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – К: КИСМ, 1980. – 138 с.

7. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики: практ. пособие / П.М. Заика. – Киев: УСХА, 1992. – 512 с.

8. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления: В 3-х т. (Т.1) / Г.М. Фихтенгольц. – М.: Наука, 1962. – 616 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*



**ANNOTATIONS**

**Abramova V., Vasylovskiy M., Shokin M. Improvement of construction of pneumomassage seedmeter.** *The article is sanctified to the problem of upgrading of implementation of technological process of sowing of seed of the cultivated cultures by pneumomassage seedmeters.*

**Artiomov M. Identification of movable machine-tractor units degrees and their influence on controllability.** *The analysis of degrees number of tractor units mobility, depending on the drive circuit and the number of the leading guide wheels. The influence of mobility degrees number for handling mobile units.*

**Baranovsky V. Transport and technological systems of purification operating devices of adapted root harvesting machine.** *The stages of improvement, structure and working principle of the adapted treatment of transport and technological systems of root harvesting machine that was designed for the simultaneous collection of sugar beet, fodder, beet and carrot are submitted.*

**Boyko A., Bondarenko O., Savchenko V. The research of changes in the reliability passively redundant system.** *The reliability changes of passive reservation system with damaged and proper duplicating elements are researched. The dependence of operation passive*

**АННОТАЦИИ**

**Абрамова В.В., Васильковский О.М., Шокин М.М. Усовершенствование конструкции пневмомеханического высевающего аппарата.** *Статья посвящена проблеме повышения качества выполнения технологического процесса посева семян пропашных культур пневмомеханическими высевающими аппаратами.*

**Артёмов М.П. Определение числа степеней подвижности машинно-тракторных агрегатов и их влияние на управляемость.** *Проведен анализ числа степеней подвижности машинно-тракторных агрегатов в зависимости от схемы привода ведущих и количества направляющих колес. Определено влияние числа степеней подвижности на управляемость мобильных агрегатов.*

**Барановский В.М. Транспортно-технологические системы очистных рабочих органов адаптированной коренуборочной машины.** *Приведены этапы усовершенствования, устройство и принцип функционирования адаптированных рабочих органов очистных транспортно-технологических систем коренуборочной машины, которая предназначена для одновременного сбора корнеплодов сахарной, кормовой, столовой свеклы и моркови.*

**Бойко А.И., Бондаренко А.В., Савченко В.Н. Исследование изменения показателей надежности пассивно резервированной системы.** *Исследованы изменения показателей надежности пассивно резервированной системы при поврежденном основном и исправном дублирующем элементе.*

*redundant system's time effect to average time of its second operating condition was plot assay.*

*Построена зависимость влияния времени эксплуатации пассивно дублированной системы на среднюю наработку ее во втором работоспособном состоянии.*

**Bundza O.Z., Nikitin V.G. Research of the process of holding of the segment to liquids on cut of the plant. The considered question to ecological safety at fixing of the herbicide on cut plants. Proved efficiency scythe cut and is found optimum corner of the cut.**

**Бундза О.З., Никитин В.Г. Исследование процесса удержания сегмента жидкости на срезе растения. Рассмотрено вопрос экологической безопасности при нанесении гербицида на срез стебля растения. Доказано эффективность среза под углом и найдено оптимальный угол среза.**

**Gevko B.M., Djachun A.E., Ljubachivskij R.A. . Structural synthesis of flexible screw conveyors working bodies. Synthesis of screw working bodies by morphological analysis method was performed and their main morphological characteristics were chose. Is established that the choice of design variant of screw working bodies depend primarily on the nature of process and load of the screw. Therefore, based on the necessity to ensure the design of equally strong spirals, you can limit the number of design solutions variants and to generate a significant amount of workable designs.**

**Гевко Б.М., Дячун А.Е., Любачивский Р.А., Клендий В.М. Структурный синтез гибких винтовых рабочих органов конвейеров. Проведен синтез винтовых рабочих органов методом морфологического анализа и избраны их основные морфологические признаки. Установлено, что выбор варианта конструкции винтовых рабочих органов зависит, в первую очередь, от характера выполнения процесса и нагрузки на винт. Поэтому, исходя из необходимости обеспечения проектирования спиралей, можно ограничить количество вариантов конструктивных решений и сгенерировать значительное количество трудоспособных конструкций.**

**Gevko R., Zalutskiy S. Low damage granular materials during their transportation screw working bodies. The article presents an analysis of structures of screw working with supple outer surface, to reduce the damage of granular materials in agricultural production. Presented a new method of making**

**Гевко Р., Залуцкий С. Направления снижения повреждения сыпучих материалов при их транспортировке винтовыми рабочими органами. В статье приведен анализ конструкций шнековых рабочих органов с эластичной наружной поверхностью, обеспечивающих снижение повреждения сыпучих материалов**



*spiral auger with peripheral holes for attaching elastic straps. A stand for the research degree of damage granular materials and methods for experimental research.*

*сельскохозяйственного производства. Приведен новый способ изготовления спирали шнека с периферийными отверстиями для крепления эластичных накладок. Предложено стенд для исследования степени повреждения сыпучих материалов и методику проведения экспериментальных исследований*

**Gevko B.M., Lyashuk O.L., Gevko I.B., Kurchava I.M. Results of experimental investigations of determination technological factors influence on structural parameters of screw parts.** *The results of experimental investigations of determination technological factors influence on the structural parameters of screw elements transport and technological machines systems were presented. Analytical dependences for determining external and internal diameters of screw parts due to the size of step of screw element, and also empiric dependences for determination shrinkage size were refined.*

**Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко И.Б., Кучвара И.М. РЕЗУЛЬТАТЫ Экспериментальных исследований из определения влияния технологических факторов на конструктивные параметры винтовых заготовок.** *Приведены результаты экспериментальных исследований из определения влияния технологических факторов на конструктивные параметры винтовых элементов транспортно – технологических систем машин. Уточнены аналитические зависимости для определения внешних и внутренних диаметров винтовых заготовок от величины шага винтового элемента, а также уточнены эмпирические зависимости для определения величины усадки.*

**Gevko B.M., Pavelchuk Y.F., Lototskij R.I., Navrotska T.D. Technological of constructions of one grain seeding devices.** *Analysis of technological constructions of one grain seeding devices was presented. Analytical dependences for determining accuracy parameter of construction of seeding devices for precise seeding were selected. A new construction of precise seeding device with detrude elastic element was presented.*

**Гевко Б.М., Павельчук Ю.Ф., Лотоцкий Р.И., Навроцкая Т.Д. Технологичность конструкций однозерновых высевальных аппаратов сеялок.** *Представлен анализ технологичности конструкции однозернового высевальных аппаратов. Выведенные аналитические зависимости для определения параметров высевальных аппаратов точного посева. Приведенная новая конструкция аппарата точного посева семян с упругим выталкивающим элементом.*

**Gevko R.B., Klendiy O.M. Methodology of research of the screw conveyor with the safety device.** *Design of the screw conveyor with the safety device, application of which makes possible raise the efficiency of the conveyors operation in the extreme operating conditions, is presented in the article. To prevent the jamming of the screw conveyor operating unit while transporting material, safety device with separated in time skidding regimes and the axial displacement of the screw for the automatic recovering of the conveyor operating state, has been proposed to be applied. Also developed by stand and methodology of the experiment research to determine the optimal parameters and modes of operation the screw conveyor in congested working body.*

**Гевко Р.Б., Клендий А.Н. Методика проведения исследований шнекового транспортера с предохранительным устройством.** *В статье представлена конструкция шнекового транспортера с предохранительным устройством, использование которой позволяет повысить эффективность функционирования конвейеров в экстремальных условиях эксплуатации. С целью устранения заклинивания рабочего органа шнекового транспортера при перемещении материала предложено использовать предохранительное устройство с разделенными во времени режимами буксировки и осевого смещения шнека для автоматического восстановления рабочего состояния конвейера. Также разработан стенд и методика проведения эксперимента исследования для определения оптимальных параметров и режимов работы шнекового транспортера при перегруженном рабочем органе.*

**Gerasymchuk O. Substantiation of directions of development of pulling apparatus of flax puller.** *In the article on the basis of the «curve of» analysis technical system «pulling apparatus» expedience search of her new operation principle.*

**Герасимчук А.П. Обоснование направлений развития теребильных аппаратов льноуборочных машин.** *В статье на основании анализа «кривой развития» технической системы «теребильный аппарат» обосновано целесообразность поиска ее нового принципа действия.*

**Goliy A., Yashchuk A., Faranz R., Lyashuk A. Analysis and research of drying flax oil seeds.** *This article is an analysis of technologies of drying flax oil seeds. The dryer design with mixing of dry material for intensification process is submitted in the article*

**Голий А.В., Ящук А.А., Ференц Р.В., Ляшук А.В. Анализ и исследование процесса сушки вороха льна масличного.** *В статье проведен анализ существующих технологий сушки вороха льна масличного, предложена конструкция сушилки с перемешиванием слоя материала с целью активизации процесса сушки.*



**Golij A.V. Research of shrinkage of organic-mineral mixtures on the basis of sapropel.** *In the article a method and results of research of by volume shrinkage of organic-mineral of mixture is resulted on the basis of sapropel in the process of its drying. Empiric dependences are got describing this process.*

**Derevyanko D.A., Orobinsky V.I., Syniavska A.I. The grain chaff weevil damages and seed quality.** *The paper examines the results of the weevil damages as well as the seed quality when after-harvesting fractioning. The paper analyses the indexes of grain quality caused by grain damages, the speed of the air movement as well the width of sieve openings.*

**Didukh V.F., Busnyuk S.V. Efficiency of technological systems agriculture complex.** *The article presents a brief analysis of the current state of the production process in agriculture, presented a view out of the crisis in some areas using the principles of construction technology systems.*

**Dudarev I.M. Reasoning of parameters of the roller flax pulling mechanism.** *A construction of the roller flax pulling mechanism is offered in the article. Results of theoretical researches of parameters of the roller flax pulling mechanism are presented.*

**Голий А.В. Исследование усадки органоминеральных смесей на основе сапропеля.** *В статье приведена методика и результаты исследования объемной усадки органоминеральной смеси на основе сапропеля в процессе её сушки. Получены эмпирические зависимости, описывающие данный процесс.*

**Деревянко Д.А., Оробинский В.И., Синявская А.И. Фракционирование зернового вороха, травмирование зерновок и качество семян.** *В статье рассматриваются результаты исследований травмирования зерновок и качество семян при послеуборочной обработке и фракционировании. Анализируются показатели качества семян в связи со скоростью воздушного потока и шириной отверстий решета.*

**Дидух В.Ф., Буснюк С.В. Эффективность использования технологических систем в агропромышленном комплексе.** *В статье представлен краткий анализ современного состояния производственного процесса в АПК, изложено видение выхода из кризисного состояния отдельных отраслей с использованием принципов построения технологических систем.*

**Дударев И.Н. Обоснование параметров вальцевого льнотеребильного аппарата.** *В статье предложена конструкция вальцевого льнотеребильного аппарата. Представлены результаты теоретических исследований по обоснованию параметров вальцевого льнотеребильного аппарата.*



**Zabrodotska L. Research the physical and mechanical characteristics of herb seed layer.** *The results of experimental research the physical and mechanical characteristics of herb seed layer are submitted in the article.*

**Zaluzhniy V.I., Haylis G.A., Providing of technological reliability of combined machines.** *The terms of the capacity of the combined machines with different order of execution of manufacturing operations are submitted in the article.*

**Zakharchuk O. Determination of expedient rates of a withstand movement of the wheeled tractor with a gas engine.** *The results of theoretical researches of indexes of the wheeled tractor with a gas engine are resulted in one of the characteristic modes of a transport process – motion with a withstand speed.*

**Ilchenko V., Ponomarenko N. Energy aspects of using of disc harrows with different adaptability to maintenance and storage operations stubble disking.** *The methodology and results of energy technical operations stubble disking and adaptability design harrows to maintenance and storage. Based management mode. The data on reducing the energy operations depending on the composition of the unit.*

**Забродоцька Л.Ю. Исследования физико-механических характеристик вороха семян трав.** *В статье представлены результаты экспериментальных исследований физико-механических характеристик вороха семян трав.*

**Залужный В.И., Хайлис Г.А., Обеспечение технологической надежности комбинированных машин.** *В статье раскрыты условия обеспечения пропускной способности комбинированных машин с разным порядком выполнения технологических операций.*

**Захарчук О.В. Определение целесообразных скоростей установившегося движения колесного трактора с газовым двигателем.** *Приведены результаты теоретических исследований показателей колесного трактора с газовым двигателем в одном из характерных режимов транспортного процесса – движения с установившейся скоростью.*

**Ильченко В.Ю, Пономаренко Н.А. Энергетические аспекты использования дисковых борон с разной приспособленностью к ТО и хранению на операциях дискование стерни.** *Изложена методика и результаты исследования энергоёмкости технических операций дискования стерни и приспособленности конструкции дисковых борон до ТО и хранения. Обосновано рациональный состав агрегата. Приведены данные о снижении энергоёмкости операций в зависимости от состава агрегата.*



**Kalnaguz A.N., Golovchenko G.S., Gorovaya M.V., Kudrya V.A. Investigation of speed screw machine for tukovysevayushego fertilizer rates.** *The object of the study is tukovysevayushego machine. The paper presents the studies to determine the factors rendering fertilizer hopper tukovysevayushego apparatus and lagging speed rendering of fertilizer from the axial velocity of the screw turns.*

**Kirchuk R., Tsyz K. Research velocities of motion soybean seeds in device of preparation of drying process.** *The article presents the theoretical and experimental studies of intensification of the drying process, determines the velocity required to break the seed surface in the device by strike for preparation of drying process.*

**Kobec' A.S., Naumenko M.M., Ponomarenko N.A. Operating device for throwing of bulk materials.** *Grounding of construction of operating device for throwing of bulk material is submitted*

**Kolomiets L.V., Reznichenko V.P., Prischepova O.V. Sideration as alternative to the traditional fertilizer.** *The importance of sideration cultures for renewal of soilfertility, improvement of the anitary cleanness of sowing, providing of necessary level of productivity of agricultural cultures at the simultaneous declining of level of the use of mineral fertilizers were analysed. The features of*

**Калнагуз А.Н., Головченко Г.С., Горовий М.В., Кудря В.А. Исследование влияния частоты вращения шнека туковывсевающего аппарата на нормы внесения удобрений.** *Объектом исследования является туковывсевающий аппарат. В статье приведены исследования по определению коэффициентов вынесения удобрений в воронку туковывсевающего аппарата и отставание скорости вынесения удобрений от осевой скорости витков шнека.*

**Kirchuk P.V., Цызь К.Е. Обоснование скорости движения семени сои в обрушающем устройстве для подготовки процесса сушки.** *В статье представлены теоретические и экспериментальные исследования процесса обрушения семян сои, как способа интенсификации процесса сушки, обоснована скорость семян, необходимая для разрушения поверхности семени при ударе в устройстве для подготовки к сушке.*

**Kobec' A.S., Naumenko M.M., Ponomarenko N.A. Рабочий орган для разбрасывания сыпучих материалов.** *Приведено обоснование конструкции рабочего органа для разбрасывания сыпучего материала.*

**Kolomiets L.V., Reznichenko V.P., Prischepova E.V. Сидерация как альтернатива традиционному удобрению.** *Проанализировано значение сидеральных культур в процессе восстановления плодородия почвы, улучшение фитосанитарного состояния посевов, обеспечение достаточного уровня урожайности сельскохозяйственных культур с одновременным уменьшением количества минерального удобрения.*

*microbiological processes in soil, which are favorable in renewal of natural soil fertility were pointed.*

*Приведены особенности микробиологических процессов почвы, благоприятствующих улучшению ее показателей.*

**Kryszak F. Influence of hydrodynamic action of water on the process of washing of root crops.** *In the articles considered the last researches of influence of hydrodynamic action of water are on the process of washing of root crops with the purpose of improvement of processes structural decisions of new washings machines.*

**Крисак Ф.М. Влияние гидродинамического воздействия воды на процесс мойки корнеплодов.** *В статье рассмотрены последние исследования влияния гидродинамического воздействия воды на процесс мойки корнеплодов с целью усовершенствования процессов и конструктивных решений новых моечных машин.*

**Kuzmenko V.F., Sereda L.P., Holoduk O.V. Determination of friction factor movement mass lucerne on a metal surface.** *The method of determining the coefficient of friction of stem mass movement on the disk. The structure of the laboratory setup and the principle of its operation. The dependence of the coefficient of friction of the mass movement of stem lucerne on the disk on the pressure and speed of interaction for different humidity.*

**Кузьменко В.Ф., Серeda Л.П., Холодюк О.В. Определение коэффициента трения движения массы люцерны по металлической поверхности.** *Рассмотрен метод определения коэффициента трения движения стебельной массы по диску. Описано строение лабораторной установки и принцип ее действия. Определена зависимость коэффициента трения движения стебельной массы люцерны по диску от давления и скорости взаимодействия для разной влажности.*

**Kukharets S., Golub G. The of regulating use of organic resources for the biofuel production.** *The paper presents the algorithm of regulating the use of organic resources for the biofuel production. The application of the above algorithm makes it possible to determine the available potentials of the organic raw materials, as well as to specify the directions for the organic raw material conversion.*

**Кухарец С.Н., Голуб Г.А. Регулирование использования органических ресурсов для производства биотоплива.** *В статье представлен алгоритм регулирования использования органических ресурсов для производства биотоплива. Выполнение такого алгоритма позволяет определить доступный потенциал органического сырья и установить направления конверсии органического сырья.*



**Limont A. Relative and absolute humidity of fiber straw under the preparation of the spread rotted straw.** *The paper presents the investigation info the distribution of relative and absolute humidity of fiber straw when preparing rotted straw through dew retting. The author determines the quantitative correlation between these straw humidity indices. The model and regression lines of absolute humidity of straw on the relative one.*

**Linnik M.K., Sirenko V.F., Zhabko A.I. Experimental research of rapeseed losses by harvesting of grain combines for direct harvesting of crops.** *The article presents the results of experimental research of rapeseed losses for reaper of combine harvesters for direct harvesting of crops.*

**Loveykin V., Romasevich Y., Lymar P. Optimization of the dynamic mode of movement grapples.** *In this paper we solve the problem of optimization of the movement grapples with a direct variational method. Obtained optimal cylinder movement, managing jaws grip which minimizes the dynamic loads.*

**Лимонт А.С. Относительная и абсолютная влажность льносолумы при приготовлении стланцевой тресты.** *Исследованы распределения относительной и абсолютной влажности льносолумы при приготовлении тресты росяной мочкой. Определена количественная связь между этими влажностями соломы. Проанализированы модели и линии регрессии абсолютной влажности соломы на относительную.*

**Линник М.К., Сиренко В.Ф., Жабко А.И. Экспериментальные исследования потерь семян рапса при уборке зерноуборочными комбайнами прямым комбайнированием посевов.** *В статье приведены результаты экспериментальных исследований потерь семян рапса за жаткой зерноуборочных комбайнов при прямом комбайнировании посевов.*

**Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.А., Лымарь П.В. Оптимизация динамического режима движения грейферного захвата.** *В работе решена задача оптимизации режима движения грейферного захвата с помощью прямого вариационного метода. Получен оптимальный режим движения гидроцилиндра, управляющий челюстями захвата, который обеспечивает минимум динамических нагрузок.*

**Loveykin V.S., Melnichenko V.V. Optimization of jerk motion mode of turning mechanism of jib cranes.** *The method of cargo oscillation reduction, during the lifting machines operation, has been considered in the article. The start-up mode of the crane swinging mechanism optimization has been carried out by means of variational calculation. The criterion which is the integrand energy of spurts. And this criterion has been subject to minimization. The torque moment of the driving mechanism, acting towards the crane swinging mechanism, has been selected as a control parameter.*

**Loveykin V.S., Chovnyuk Y.V., Dyachenko L.A.. Mathematical modeling of movement of particles of handled soil along frictional operating surfaces of vibro-plows.** *The method for drafting differential equations of the motion of particles of the tillable soil along the friction working surfaces of the vibration plough has been proposed. In order to determine optimal geometric parameters and kinematic working modes of rough (friction) surfaces which serve as working parts of the vibration plough the P. Vasylenko approach has been used.*

**Loveykin V.S., Chovnyuk Y.V., Kostyna O.U. Analysis of process of self-oscillations in quasilinear systems with friction.** *Analysis of process of established self-oscillations in quasilinear systems with friction is carried out. Friction force causes rocking of self-oscillations. Key kinematic parameters of self-*

**Ловеikin В.С., Мельниченко В.В. Оптимизация рывкового режима движения механизма поворота стрелочного крана.** *В статье рассмотрены способы устранения колебаний груза при работе подъемно-транспортных машин. Оптимизация режима пуска механизма поворота крана производится с помощью вариационного исчисления. Использован критерий подынтегральной функцией которого служит энергия рывков, который подлежит минимизации. В качестве управляющего параметра выбрано усилие, которое действует на механизм поворота со стороны приводного механизма.*

**Ловеikin В.С., Човнюк Ю.В., Дяченко Л.А. Математическое моделирование движения частиц обрабатываемой почвы вдоль фрикционных рабочих поверхностей виброплугов.** *Предложена методика составления дифференциальных уравнений движения частиц обрабатываемого грунта вдоль фрикционных рабочих поверхностей виброплугов. Для определения оптимальных геометрических параметров и кинематических режимов работы шероховатых (фрикционных) поверхностей, которые служат в качестве рабочих органов виброплугов, использован подход П.М. Василенко.*

**Ловеikin В.С., Човнюк Ю.В., Костына О.Ю. Анализ процесса автоколебаний в квазилинейных системах с трением.** *Проведен анализ процесса установившихся автоколебаний в квазилинейных системах с трением. Сила трения является причиной раскачивания автоколебаний. Установлены основные*



*oscillations are established.*

*кинематические параметры указанных автоколебаний.*

**Lukyanenko P.V. Quality of hemp fiber by harvesting of fiber straw in autumn and spring periods.** *The questing of processing compositions of fiber hemp straw, received after seeds harvesting by combine is investigated. The analysis of qualitative indexes of compositions of fiber hemp straw by harvesting in autumn and spring periods are analyzed.*

**Лукьяненко П.В. Качество волокна конопли при уборке тресты в осенний и весенний периоды.** *Изучен вопрос переработки составляющих тресты конопли, полученных после уборки семян зерноуборочным комбайном. Осуществлен анализ показателей качества волокна из составляющих тресты конопли при их уборке в осенний и весенний периоды.*

**Lyashuk O.L., Badyschuk V.I., Oleksyshyn O.V. The synthesis of transport and process systems with flexible rope and chain operating devices.** *The improved designs of flexible oberating devices of rope and chain conveyor that provide the decreasing of power to transport the bulk materials in round tubes and improve transportation conditions and accordingly increase the exploitative reliability and durability of working body were generated.*

**Ляшук А.Л., Бадишук В.И., Олехишин А.В. Синтез транспортно-технологических систем с гибкими канатными и цепными рабочими органами.** *Сгенерировано усовершенствованные конструкции гибкого рабочего органа канатного и цепного конвейера, которые обеспечивают уменьшение силы транспортировки сыпучих материалов в круглых трубах и улучшает условия транспортировки и соответственно повышает эксплуатационную надежность и долговечность рабочего органа.*

**Martyniuk V.L. Improvement of potato planting machines with bases of morphological analysis and synthesis.** *The results of works, directed for development of new devices for a la carte bringing of fertilizers in potato planting machines are shown in the article.*

**Мартынюк В.Л. Усовершенствование машин для посадки картофеля с основами морфологического анализа и синтеза.** *В статье приведены результаты работ, направленных на разработку новых устройств для порционного внесения удобрений в машинах для посадки картофеля.*

**Moroz S.N., Vasilkovskiy M.I., Vasilkovskiy A.M., Anisimov A.V. Program and methodology of experimental studies of the conveyor-separator grain cleaning machine.** *the program and the*

**Мороз С.Н., Васильковский М.И., Васильковский А.М., Анисимов А.В. Программа и методика экспериментальных исследований транспортера-сепаратора зерноочистительной машины.**

*research method of the conveyor-separator grain cleaning machine were developed*

*Разработано программу и методику исследований транспорта-сепаратора зерноочистительной машины*

**Nalobina O. Analysis by saving of interaction of agricultural machines working with soil.** *The article considers the factors influencing the formation energy of the process of interaction work of agricultural machinery from soil.*

**Налобина Е.А. Анализ путей энергосбережения процесса взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных машин с почвой.** *В статье рассмотрены факторы влияния на процесс формирования энергопотребления процесса взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных машин с почвой.*

**Petrachenko D. To the question of quality of preparation of fiber flax straw.** *Technologies of fiber flax harvesting are analyzed, influence of operations of fiber flax straw preparation on quality of produced raw material is investigated.*

**Петраченко Д.О. К вопросу качества приготовления тресты льна-долгунца.** *Проанализированы технологии уборки льна-долгунца, исследовано влияние операций приготовления льнотресты на качество заготовленного сырья.*

**Pozhydaiev S.P. Refining of the theory of rolling of elastic wheel.** *Shown that the uncritical application of the rules of theoretical mechanics to describe the kinematics and force equilibrium elastic wheels leads to errors. They lie in the improper application of dynamic wheel radius instead of rolling radius.*

**Пожидаев С.П. К уточнению теории качения эластичного колеса.** *Показано, что некритическое применение правил теоретической механики к описанию кинематики и силового равновесия эластичного колеса приводит к ошибкам. Они заключаются в непропорциональном применении динамического радиуса колеса вместо радиуса качения.*

**Polishchyk M.M., Babaryka S.F. Probe a grinding operation exposed to frost sapropel.** *In the paper probes of change of properties exposed to frost sapropel are presented at long-term storage in collars and searching of paths of heightening of fertility of soils at the expense of their local importation.*

**Полищук Н.Н., Бабарыка С.Ф. Исследование процесса измельчения прознобившего сапропелю.** *В статье представлены исследования изменения свойств прознобившего сапропеля при длительном хранении в буртах и поиск путей повышения плодородия почв за счет их локального внесения.*



**Prydiuk V. Analysis of efficiency of mobile technical service for vehicles and agricultural technique.** *This article analyzes the use of mobile technical service for vehicles and agricultural equipment. The proposed recommendations of improving of the efficiency of technical service to improve the functionality and operability of automobile and tractor fleet by development of its organization.*

**Primakov O.A., Koropchenko S.P. Investigation of changes in humidity trusts cannabis in a new way of cleaning.** *The article analyzes the changes in humidity trusts cannabis during spring cleaning as part of a new technology using a mix of general purpose machinery*

**Puts' V., Tkachuk O., Klimentko O. Experimental researches of curvature of stems of flax at longitudinal compression.** *In the article a method and results of experimental researches of curvature of stems is resulted with the purpose of determination of the possible moving of workings organs of devices for trimming of ribbons of flax*

**Say V., Bondar D. The survey results of the drying process of oil flax stock.** *The article presents the methods and results of experimental studies of dependence retted moisture of flax oily from the drying period.*

**Придюк В.М. Анализ эффективности мобильного технического сервиса для автотранспортных средств и сельскохозяйственной техники.** *В работе проведен анализ использования мобильного технического сервиса для автотранспортных средств и сельскохозяйственной техники и предложенные рекомендации для повышения его эффективности с целью улучшения работоспособности и оперативности автотракторного парка путем усовершенствования организации технического сервиса.*

**Примаков О.А., Коропченко С.П. Исследование изменения влажности тресты конопли в рамках нового способа уборки.** *В статье проводится анализ изменений влажности тресты конопли в период весенней уборки в рамках новой технологии с использованием комплекса техники общего назначения*

**Пуць В.С., Ткачук О.Л., Клименко А.Д. Экспериментальные исследования искривления стеблей льна при продольном сжатии.** *В статье приведена методика и результаты экспериментальных исследований искривления стеблей с целью определения допустимых перемещений рабочих органов устройств для подравнивания лент льна.*

**Сай В.А., Бондар Д.О. Результаты исследования процесса сушки тресты льна масличного.** *У статье наведено методіку і результати експериментальних досліджень залежності вологості тресты льна масличного від часу сушки.*



**Satsiuk V.V., Tolstushko M.M.** **Theory of grounding of angular velocity of grinding beater.** *The results of the study of parameters of beater grinding machines for making local sapropel fertilizers are submitted in the article. The differential equations of motion of a particle on the surface of the blade grinding beater are suggested.*

**Seleznov E.L., Myskovets S.V., Shymchuk S.P.** **The problem of wearout of fuel equipment of diesel engines.** *The problem of wearout of fuel equipment of diesel engines was analyzed, the most inclined to wearout parts were defined, classification of the most wearing parts by type of friction was suggested*

**Synii S.V., Voznyuk S.V., Vargolyak M.J.** **New designs of potato harvesters and technique to study their operating devices.** *A perspective way to clean the roots and bulb potatoes, aimed to reduce their damage is suggested in the article. The results of the analysis of the structure and operation of potato harvesting machines with two-level separation system. An experimental stand and the technique of research were suggested.*

**Smal M.V., Gerasymchuk A.A., Baranowski V.M.** **Mathematical model of cutting of beet roots by the passive knife of postcutter.** *The results of the theoretical investigations of the removal process of remaining tops by postcutter of*

**Сацюк В.В., Толстушко Н.Н.** **К теории обоснования угловой скорости измельчающего битера.** *В статье представлены результаты исследования параметров измельчающего битера машины для локального внесения сапропелевых удобрений. Приведены дифференциальные уравнения движения частицы на поверхности лопасти измельчающего битера.*

**Селезнев Е.Л., Мисковец С.В., Шимчук С.П.** **Проблема износа топливной аппаратуры дизельных двигателей.** *Проанализирована проблема износа топливной аппаратуры дизельных двигателей, выделены наиболее изнашиваемые детали, предложено классифицировать наиболее изнашиваемые элементы по виду трения.*

**Синий С.В., Вознюк С.В., Варголяк М.Я.** **Новые конструкции картофелеуборочных машин и методика исследования их рабочих органов.** *В статье предложено перспективный способ очищения корнебульбоплодов, который направлен на уменьшение их повреждений. Приведены результаты анализа конструкций и принцип работы картофелеуборочных машин с двухъярусной системой сепарации. Разработан экспериментальный стенд и предложена методика проведения исследований.*

**Смаль М.В., Герасимчук А.А., Барановский В.М.** **Математическая модель процесса резания головок корнеплодов пассивным ножом дообрезчика.** *Приведены результаты теоретических исследований процесса удаления остатков ботвы дообрезчиком*



"passive copier -passive knife" type are submitted. We construct deterministic mathematical model which describes the relationship of the variation of cutting head blade root passive depending on the process parameters

**Tesluk G.V. Disk plough for work on small areas placed on slopes.** *The construction of motoblock is argued for external environments on areas with the slope of surface. The basic results of the field researches are resulted.*

**Tymoshchuk O.M. Alternative biofuel.** *In this publication analyzed of different types of biofuels and the advantages production of biofuels from algae.*

**Tolstushko N.O., Yukhymchuk S.F., Kuz'menko V.F. Analysis of the transport belt in flax bale chamber of baler.** *The results of the analysis of the transporting process of belt stalks of flax bale chamber of variable volume baling are submitted in the article. Dependences for determination of the parameters of flax stalks belt are submitted*

**Usenko M.V., Voytovych V.V. Research of process of the deflection of movement direction on slopes of the motor-block with seedlings planting machine.** *The employment of seedlings planting machine with the mechanism of transverse displacement of planting sections is substantiated. On the basis*

типа «пассивный копир-пассивный нож». Построено детерминированную математическую модель, которая характеризует взаимосвязь изменения силы резания головок корнеплодов пассивным ножом в зависимости от параметров процесса.

**Теслюк Г.В. Дискový плуг для работы на небольших участках размещенных на склонах.** *Аргументирована конструкция мотоблока для условий эксплуатации на участках с уклоном поверхности. Приведены основные результаты полевых исследований.*

**Тимошук А.Н. Альтернативное биотопливо** *В этой публикации проанализировано различные виды биотоплива и преимущества производства биотоплива из водорослей.*

**Толстушко Н.О., Юхимчук С.Ф., Кузьменко В.Ф. Анализ транспортирования ленты льна в прессовальную камеру пресс-подборщика.** *В статье приведены результаты анализа процесса транспортирования ленты стеблей льна в прессовальную камеру переменного объема рулонного пресс-подборщика. Приведены зависимости для определения параметров ленты стеблей льна.*

**Усенко М.В., Войтович В.В. Исследование процесса отклонения от направления движения на склонах мотоблока с посадочной машиной.** *Обосновано применение рассадопосадочной машины с механизмом поперечного перемещения посадочных секций. На основе многофакторного эксперимента*

*of multiple-factor experiment optimum values of factors by which the deflections of the unit of the set direction of movement are minimum are defined.*

*определены оптимальные значения факторов, при которых отклонения агрегата от заданного направления движения минимальны.*

**Flonts I.** **Improvement of transporter-separator for root-crops.** *The analysis of methods and constructions of root-crops of sugar beet purifying with the little intensity in the article is concluded. The improved construction of conveyor-separator for root-crops, which allows improving its performance properties is suggested. The results of conducting experimental researches have been cited.*

**Фльонц И.В.** **Усовершенствование транспортера-сепаратора для корнеплодов.** *В статье проведен анализ способов и конструкций очистителей с малой интенсивностью взаимодействия рабочих органов на корнеплоды сахарной свеклы. Предложена усовершенствованная конструкция транспортера-сепаратора для корнеплодов, которая позволяет улучшить эксплуатационные свойства. Приведены результаты проведенных экспериментальных исследований.*

**Haylis G.A., Vasylyuk V.I., Shevchuk V.V.** **Determining the direction of the puncture of soil by needle of a harrow.** *The paper considers the determination of the direction of motion of needles when the needle of harrow punctures the soil.*

**Хайлис Г.А., Василюк В.И., Шевчук В.В.** **Определение направления прокола почвы иглами игольчатой бороны.** *В статье рассмотрено определение направления движения игл игольчатой бороны при проколе почвы.*

**Haylis G.A., Shevchuk V.B.** **The determination of the hardness of the soil and its resistance to puncture by harrow needle .** *The article considers the devices to determine the hardness of the soil and its resistance to puncture needle bevel harrow.*

**Хайлис Г.А., Шевчук В.В.** **Об определении твердости почвы и ее сопротивления при проколе иглами бороны.** *В статье рассмотрены приборы для определения твердости почвы и её сопротивления при проколе конусной иглой бороны.*

**Khomuch A.V., Suchoveckij A.S.** **Efficiency sapropel in growing of agricultural crops.** *The results of studies on the use of lake sapropel promorozhennaya for crop production in Lyubeshovskogo district, Volyn region, taking into account the proposed rotation.*

**Хомич А.В., Суховецкий А.С.** **Эффективность использования сапропелей при выращивании сельскохозяйственных культур.** *В статье представлены результаты исследований использования замороженных озерных сапропелей при выращивании сельскохозяйственных*



культур в условиях Любешовского района, Волынской области с учётом предложенного севооборота.

**Homych S., Tsyz I., Korobka M.** The research of dynamic viscosity coefficient of organic sapropel. *The methodology and experimental studies of dynamic viscosity coefficient of organic sapropel were submitted in the article. The analysis of the results was carried out.*

**Хомич С.М., Цизь И.Е., Коробка М. И.** Исследование коэффициента динамической вязкости органического сапропеля. В статье приведены методика и экспериментальные исследования коэффициента динамической вязкости органического сапропеля. Проведен анализ полученных результатов.

**Tsykaliuk Y. O., Yukhymchuk S.F., Datsyuk L.M.** The heavy-duty engines testing. *In the article got and analysed balances of engine, working with a few power-off cylinders power, and equalizations which determine the expense of fuel a separate cylinder. Power, brake setting, engine, cylinder, fuel.*

**Цикалюк Ю.А., Юхимчук С.Ф., Дацюк Л.Н.** Испытания двигателей большой мощности. В статье получены и проанализированы балансы мощности двигателя, работающего с несколькими отключенными цилиндрами, и уравнения, которые определяют расход топлива отдельным цилиндром. Мощность, тормозная установка, двигатель, цилиндр, топливо.

**Chovnyuk Y., Shimko L.S., Sivak I.N.** Identification of the parameters of agricultural machines with mechatronic control systems. *Algorithmic methods for determining the parameters of the mechanical design of agricultural machines mechatronic control systems in real time are considered. The identification of the object of measurement vector consisting of the current position, velocity and acceleration was carried out. It is submitted to provide mechanotronic management system of agricultural machinery artificial neural networks to improve the accuracy of measurements in stationary and disadvantaged.*

**Човнюк Ю.В., Шимко Л.С., Сивак И.М.** Идентификация параметров движения сельскохозяйственных машин с мехатронными системами управления. Рассмотрены алгоритмические методы определения параметров движения механических конструкций сельскохозяйственных машин с мехатронными системами управления в реальном времени. Проведена идентификация вектора состояния объектов измерений, которая состоит из текущей координаты, скорости и ускорения. Для повышения точности измерений в нестационарных и неблагоприятных условиях предложено обеспечить мехатронные системы управления сельскохозяйственных машин

*искусственной нейронной сетью.*

**Shvedik M.S. Analysis of single-operational working organs for superficial till of soil and sealing-off of seed and their synthesis.** *In the article the results of analysis of single-operational working organs for superficial till of soil and sealing-off of seeds in the aspect of efficiency of their application are expounded. It is set that the most effective technical decision for sowing of seed in freshly plowed soil there is an application of the new construction of tillage tool sowing section which consists of set of rink-shaped rolls for the compression of soil in rows and keel-shaped coulters for forming of seedbed with making more compact bottom and conical rolls for the sealing-off of seed and superficial compression of soil worked out on the basis of synthesis, and also spring load spikes for a running-through in the superficial crust of aeration cracks.*

**Шведик Н.С. Анализ однооперационных рабочих органов для поверхностного возделывания почвы и заделки семян и их синтез.** *В статье изложены результаты анализа однооперационных рабочих органов для поверхностного возделывания почвы и заделки семян в аспекте эффективности их применения. Установлено, что наиболее эффективным техническим решением для высева семян в свежеспаханной почве является применение разработанной на основе синтеза новой конструкции почвообрабатывающей посевной секции, которая состоит из набора кольцевидных катков для уплотнения почвы в рядах и килеобразных сошников для формирования семенного ложа с уплотняющим дном и конических катков для заделки семян и поверхностного уплотнения почвы, а также подпружиненных зубьев для прорезания в поверхностной корке аэрационных щелей.*

**Shymchuk S.P. Comparative research of anti-wear properties of plastic materials.** *A comparative evaluation of anti-wear properties of selected samples of plastic materials for selecting the best option for the lubrication of friction pairs pellet-press was carried out*

**Шимчук С.П. Сравнительные исследования противозносных свойств пластических смазочных материалов.** *Проведена сравнительная оценка противозносных свойств выбранных образцов пластических смазочных материалов с целью подбора оптимального варианта для смазывания пар трения пеллет-пресса*

**Shyrovkov V. V., Shostak A.V., Synii S. V., Bozhydarnyk V. V., Arendar L. A. Improving of reliability of construction of agricultural machinery by diffusive borating of steel and cast iron parts.** *Reliability design of agricultural machinery can*

**Широков В. В., Шостак А. В., Синий С. В., Божидарник В. В., Арендар Л. А. Повышение надёжности конструкции сельскохозяйственных машин диффузионным борированием стальных и чугуновых деталей.**



significantly increase the strengthening of the surface layers of many critical components by chemical-thermal processing, including diffusion borating. Carbon and low doped steel, phosphorous gray and ductile iron can be diffusion borating in lithium and sodium. Preference is given to use as a transport medium sodium, which, unlike lithium, can get covers without internal bundles. Optimum temperature of borating is 900...950 °C, in which the coating thickness is about 80...300 m. the formation monoboride of iron FeB is ensured the formation of microhardness reaches maximum  $H_{\mu}^{0,1} \sim 23 \text{ Gpa}$ .

Надёжность конструкции сельскохозяйственных машин можно существенно повысить упрочнением поверхностных слоев многих ответственных деталей путем химико-термической обработки, в частности диффузионным борированием. Диффузионно борировать углеродные и малолегированные стали и фосфористые серые и высокопрочные чугуны можно в литии и натрии. Предпочтение отдается использованию в качестве транспортной среды натрия, в котором, в отличие от лития, удастся получить покрытия без внутренних расслоений. Оптимальные температуры борирования 900...950 °C, при которых толщина покрытий 80...300 м. Их максимальная микротвёрдость достигает  $H_{\mu}^{0,1} \sim 23 \text{ Гпа}$  и обеспечивается образованием моноборида железа FeB.

**Shovkomud O. Analysis of quality of trust of flax .** The results of theoretical studies aimed at identifying the main factors of influencing the formation of quality of flax trusts during its rotation processare submitted in the article.

**Шовкомуд А.В. Анализ показателей качества треста льна долгунца.** В статье приведены результаты теоретических исследований, направленных на выявление основных факторов влияния на процесс формирования качества тресты льна при ее вылежке.

**Shostak A. V., Melnik V. M., Melnik J.A. Method for scanning electron microscopic analysis (SEM-analysis) of mechanically formed surfaces of details of the construction of agricultural machines.** In the article the scanning electron microscopic analysis (SEM-analysis) of mechanically formed surfaces of details of the construction of agricultural machines of method of structure functions

**Шостак А. В., Мельник В. М., Мельник Ю.А. Метод РЭМ-анализа механически сформированных поверхностей деталей конструкций сельскохозяйственных машин.** В статье рассмотрен РЭМ-анализ механически сформированных поверхностей деталей конструкций сельскохозяйственных машин методом структурных функций.

**Yurchuk V., Karpuk V., Sviatina**

**Юрчук В.П., Карпук В.В., Святинна**

**M. Using of method of interface is for proceeding (making) in disks of agricultural instruments.** *The article deals with methods of repair and manufacturing business of agricultural machines, namely, disc harrows using spherical method of coupling and air-plasma or other cutting or turning.*

**Yukhymchuk S.F., Tolstushko N.N., Haylis G.A., Martynyuk V.L. Determination of bias stems in ribbon after her distance flax pullers.** *The article describes the methodology and results of the pilot study changes skew the stems in ribbon depending on the initial skew angle of stalks and in the different amount stems in the ribbon after its spreading of the flax puller.*

**Yaschuk A., Kirchuk R. Development of model of material particle motion on the surface of spiral activator of dryer for granular materials.** *The model of particle motion on the surface of spiral activator of new dryer for granular materials taking into account the interaction of the particle with the material is submitted in the article.*

**M. А., Использование метода сопряжения при изготовлении почвообрабатывающих дисков.** *В статье рассматриваются методы ремонта и изготовления рабочих органов сельскохозяйственных машин, а именно, дисков сферических борон с применением метода сопряжения методом точения.*

**Юхимчук С.Ф., Толстушко Н.Н., Хайлис Г.А., Мартынюк В.Л. Определение перекоса стеблей в ленте после ее расстила льнокомбайном** *В статье приведена методика и результаты экспериментального исследования изменения перекоса стеблей в ленте в зависимости от начального угла перекоса стеблей и разного количества стеблей в ленте после ее расстила льнокомбайном.*

**Ящук А.А., Кирчук Р.В. Разработка модели перемещения частицы материала поверхностью спиралевидного активатора сушилки сыпучих материалов.** *В статье представлена модель перемещения частицы по поверхности спиралевидного активатора новой конструкции сушилки для сыпучих материалов, что учитывает взаимодействие этой частицы с материалом.*

## ЗМІСТ

1. Абрамова В.В., Васильковський О.М., Шокін. М.М. Удосконалення конструкції пневмомеханічного висівного апарата.....	3
2. Артёмов М.П. Визначення кількості ступенів рухливості машинно-тракторних агрегатів та їх вплив на керованість.....	9
3. Барановський В.М. Транспортно-технологічні системи очисних робочих органів адаптованої коренезбиральної машини.....	18
4. Бойко А.І., Бондаренко О.В., Савченко В.М. Дослідження змін показників надійності пасивно резервованої системи при пошкодженню основному і справному дублюючому елементах..	28
5. Бундза О.З., Нікітін В.Г. Дослідження процесу утримання сегменту рідини на зрізі рослини.....	35
6. Гевко Б.М., Дячун А.Є., Любачівський Р.О., Клендій В.М. Структурний синтез гнучких гвинтових робочих органів конвеєрів.....	40
7. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Кучвара І.М. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових заготовок.....	53
8. Гевко Б.М., Павельчук Ю.Ф., Лотоцький Р.І., Навроцька Т.Д. Технологічність конструкцій однозернових висівних апаратів сівалок.....	61
9. Гевко Р.Б., Клендій О.М. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм.....	67
10. Гевко Р.Б., Залуцький С.З. Напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами.....	75
11. Герасимчук О.П. Обґрунтування напрямків розвитку бральних апаратів льонозбиральних машин.....	81



12. Голій О.В., Ящук А.А., Ференц Р.В., Ляшук О.В. Аналіз та дослідження процесу сушіння вороху льону олійного ..... 87
13. Голій О.В. Дослідження усадки органо-мінеральних сумішей на основі сапропелю..... 94
14. Дерев'яно Д.А., Оробінський В.І., Синявська А.І. Фракціонування зернового вороху, травмування зернівок і якість насіння..... 99
15. Дідух В.Ф., Буснюк С.В. Ефективність використання технологічних систем в агропромисловому комплексі ..... 109
16. Дударев І.М. Обґрунтування параметрів вальцювого льонобрального апарата..... 119
17. Забродощка Л.Ю. Дослідження фізико-механічних характеристик вороху насіння трав ..... 125
18. Залужний В.І., Хайліс Г.А. Забезпечення технологічної надійності комбінованих машин..... 129
19. Захарчук О.В. Визначення доцільних швидкостей усталеного руху колісного трактора з газовим двигуном..... 136
20. Ільченко В.Ю., Пономаренко Н.О. Енергетичні аспекти використання дискових борін з різною пристосованістю до ТО і зберігання на операціях дискування стерні..... 141
21. Калнагуз О.М., Головченко Г.С., Горовий М.В., Кудря В.О. Дослідження впливу частоти обертання шнека туковисівного апарата на норму внесення добрив..... 145
22. Кірчук Р.В., Цизь К.Є. Обґрунтування швидкості руху насіння сої в обрушувальному пристрої для підготовки процесу сушіння... 152
23. Кобець А.С., Науменко М.М., Пономаренко Н.О. Робочий орган для розкидання сипучих матеріалів..... 161
24. Коломієць Л.В., Резніченко В.П., Прищєпова О.В. Сидерація як альтернатива традиційному удобренню..... 167

25. Крисак Ф.М. Вплив гідродинамічної дії води на процес миття коренеплодів..... 174
26. Кузьменко В.Ф., Серeda Л.П., Холодюк О.В., Визначення коефіцієнта тертя руху маси люцери по металевій поверхні..... 178
27. Кухарець С.М., Голуб Г.А. Регулювання використання органічних ресурсів для виробництва біопалива..... 187
- Лімонт А.С. Відносна і абсолютна вологість льоносоломи
28. При готуванні рошенцевої трести ..... 194
29. Лінник М.К., Сіренко В.Ф., Жабко А.І. Експериментальні дослідження втрат насіння ріпаку при збиранні зернозбиральними комбайнами прямим комбайнуванням посівів.. 201
30. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Дяченко Л.А. Математичне моделювання руху частинок оброблювального ґрунту вповодж фрикційних робочих поверхонь віброплугів..... 210
31. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Лимар П.В. Оптимізація динамічного режиму руху грейферного захвату..... 218
32. Ловейкін В.С., Мельніченко В.В. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повороту стрілового крана..... 227
33. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Костина О.Ю. Аналіз процесу усталених автоколивань в квазілінійних системах з тертям..... 234
34. Лук'яненко П.В. Якість волокна конопель при збиранні трести в осінній та весняний періоди..... 247
35. Ляшук О.Л., Бадишук В.І., Олексишин О.В. Синтез транспортно-технологічних систем з гнучким канатним і ланцюговим робочим органам ..... 251
36. Мартинюк В.Л. Удосконалення машин для висаджування картоплі з основами морфологічного аналізу та синтезу..... 261

37. Мороз С.М., Васильковський М.І., Васильковський О.М, Анісімов О.В. Методика експериментальних досліджень транспортера–сепаратора зерноочисної машини..... 270
38. Налобіна О.О. Аналіз шляхів енергозбереження процесу взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин з ґрунтом..... 280
39. Петраченко Д.О. До питання якості приготування трести льону-довгунця..... 284
40. Пожидаєв С.П. До уточнення теорії кочення еластичного колеса.. 289
41. Поліщук М.М., Бабарика С.Ф. Дослідження процесу подрібнення замороженого сапропелю..... 298
42. Придюк В.М. Аналіз ефективності мобільного технічного сервісу для автотранспортних засобів та сільськогосподарської техніки..... 305
43. Примаков О.А., к.т.н., Коропченко С.П. Дослідження зміни вологості трести конопель у межах нового способу збирання..... 310
44. Пуць В.С., Ткачук О.Л., Клименко О.Д. Експериментальні дослідження викривлення стебел льону під час поздовжнього стиску..... 316
45. Сай В.А., Бондар Д.О. Результати дослідження процесу сушіння трести льону олійного..... 322
46. Сацюк, В.В., Толстушко М.М. До теорії обґрунтування кутової швидкості подрібнюючого бітера ..... 326
47. Селезньов Е.Л., Мисковець С.В., Шимчук С.П. Проблема спрацювання паливної апаратури дизельних двигунів..... 330
48. Синій С.В., Вознюк С.В., Варголяк М.Я. Нові конструкції картоплезбиральних машин та методика дослідження їх робочих органів..... 333

49. Смаль М.В., Герасимчук О.О., Барановський В.М. Математична модель процесу різання головок коренеплодів пасивним ножом дообрізчика.....	343
50. Теслюк Г.В., Дисковий плуг для роботи на малих ділянках, що розташовані на схилах.....	354
51. Тимощук О.М. Альтернативне біопаливо.....	359
52. Толстушко Н.О., Юхимчук С.Ф., Кузьменко В.Ф. Аналіз транспортування стрічки льону в пресувальну камеру прес-підбирача.....	363
53. Усенко М.В., Войтович В.В. Дослідження процесу відхилення від напрямку руху на схилах мотоблока з садильною машиною.....	369
54. Фльонц І.В. Удосконалення транспортера-сепаратора коренеплодів.....	378
55. Хайлис Г.А., Шевчук В.В., Шевчук В.Г. Об определении твердости почвы и ее сопротивления при проколе иглами бороны	385
56. Хайлис Г.А., Василюк В.И., Шевчук В.В. Определение направления прокола почвы иглами игольчатой бороны .....	390
57. Хомич А.В., Суховецький А.С., Хомич Ю.А. Ефективність використання сапропелів при вирощуванні сільськогосподарських культур .....	395
58. Хомич С.М., Цизь І.Є., Коробка М.І. Дослідження коефіцієнта динамічної в'язкості органічного сапропелю.....	404
59. Цикалюк Ю.О., Юхимчук С.Ф., Дацюк Л.М. Випробування двигунів великої потужності .....	413
60. Човнюк Ю.В., Шимко Л.С., Сівак І.М. Ідентифікація параметрів руху сільськогосподарських машин з мехатронними системами управління.....	417
61. Шведик М.С. Аналіз одноопераційних робочих органів для поверхневого обробітку ґрунту і заробки насіння та їх синтез.....	426

62.	Шимчук С.П. Порівняльні дослідження протизносних властивостей пластичних мастильних матеріалів.....	440
63.	Широков В. В., Шостак А.В., Синій С.В., Божидарнік В.В., Арендар Л.А. Підвищення надійності конструкції сільськогосподарських машин дифузійним боруванням сталевих та чавунних деталей.....	444
64.	Шовкомуд О.В. Аналіз показників якості трести льону довгунця..	460
65.	Шостак А.В., Мельник В.М., Мельник Ю.А. Метод рем-аналізу механічно сформованих поверхонь деталей конструкцій сільськогосподарських машин.....	467
66.	Юрчук В.П., Карпюк В.В., Святина М.А. Використання методу спряження при виготовленні ґрунтообробних дисків.....	474
67.	Юхимчук С.Ф., Толстушко М.М., Хайліс Г.А., Мартинюк В.Л. Визначення перекосу стебел у стрічці після її розстилання льонокомбайном.....	478
68.	Ящук А.А., Кірчук Р.В. Розробка моделі переміщення частинки матеріалу поверхнею спіралеподібного активатора сушарки сипких матеріалів.....	483
	Анотації.....	496



## **ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

### **ПЛАН СТАТТІ**

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. Формулювання цілей статті (**мета дослідження**).
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

### **ТЕКСТ**

1. Стаття подається на CD або DVD носіях, а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату А5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; брошування – 1 см; від краю до колоннитулу верхнього – 1,25 см, до нижнього – 1,25 см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (–ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то

в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.

3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (ДСТУ **ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами.
8. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

#### **ФОРМУЛИ**

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Значення кожного символу і числового коефіцієнта записують з нового рядка. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші номерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого краю сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять

відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації: а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

### **ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ**

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування), а також подаються на CD або DVD носіях в окремих файлах з розширенням **JPG, TIFF**. Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.», далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, тире, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

### **ТАБЛИЦІ**

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1 – і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

### **ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ**

1. Анкетні дані автора (–ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

**Подані матеріали будуть редагуватись.**

Офіційний сайт видання: [agrmash.info](http://agrmash.info)

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.  
Тел. (0332) 74–61–32.  
E–mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)



Наукове видання

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ**

Збірник наукових статей  
Випуск 24. 2013

**Збірник входить до „Переліку наукових фахових видань  
України...”. Галузь наук – технічні.  
(Постанова президії ВАК України від 10.02.2010 р. № 1–05/1)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.  
Редактори: О.С. Гордіюк, О.М. Боднар, В.Є. Костюхіна.  
Комп'ютерна верстка: А.А. Ящук.

Підписано до друку 29.05.2013 р., Формат 60×84/16.  
Ум. друк. арк. 33,0 . Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 231

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ  
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво  
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР