

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Таврійський державний агротехнологічний університет



**Науковий вісник**

Таврійського державного агротехнологічного університету



*Випуск 5, Том 1*

Електронне наукове фахове видання

Мелітополь – 2015 р.

УДК 631.3

ПЗ8

Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип.5, Т.1. – Режим доступу:

<http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,  
Протокол № 8 від 28 квітня 2015 р.

Представлені результати досліджень вчених України в галузі механізації сільського господарства, енергетики і автоматизації процесів сільськогосподарського виробництва та прикладної геометрії, інженерної графіки.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. - к.т.н., проф., ректор ТДАТУ (головний редактор); Надикто В.Т. - чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф. (заступник головного редактора); Діордієв В.Т. - д.т.н., проф. (відповідальний секретар); Гнатушенко В.В. - д.т.н., проф.; Дідур В.А. - д.т.н., проф.; Єремєєв В.С. - д.т.н., проф.; Кушнарьов А.С. - чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф.; Куценко Ю.М. – д.т.н., доц.; Леженкін О. М. - д.т.н. доц.; Малкіна В.М. – д.т.н., проф.; Овчаров В.В. - д.т.н., проф.; Панченко А.І. - д.т.н., проф.; Скляр О.Г. - к.т.н., доц.; Тарасенко В.В. - д.т.н., проф.; Шацький В.В. - д.т.н., с.н.с.; Федюшко Ю.М. – д.т.н., проф.; Фурман І.О.- д.т.н., проф.; Ялпачик Ф.Ю. - к.т.н., проф.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Надикто В.Т.

Адреса редакції: ТДАТУ  
Просп. Б. Хмельницького 18,  
м. Мелітополь, Запорізька обл.,  
72312 Україна

**ISSN 2220-8674**

**© Таврійський державний  
агротехнологічний університет, 2015.**



## ЗМІСТ

**МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

1. *Булгаков В.М., Свірень М.О., Кісільов Р.В., Орищенко С.Б., Лісовий І.О.* Дослідження вібраційних процесів при основному обробітку ґрунту ..... 3
2. *Кувачов В.П.* До питання вибору шин спеціалізованих ширококоліїєних засобів сільськогосподарського призначення ..... 14
3. *Кувачов В.П., Теслюк Г.В.* Стабілізація тягових навантажень чизельно-полицевого робочого органу для основного обробітку ґрунту в системі колійного та мостового землеробства..... 21
4. *Глущенко В.В., Подригало М.А., Клець Д.М., Дубінін Є.О., Абрамов Д.В.* Експериментальне дослідження параметрів стійкості та динамічності автомобільних цистерн в дорожніх умовах ..... 30
5. *Антощенков Р.В.* До визначення кінематичних зв'язків, кутів і швидкостей коліє трактора класичної компоновки при повороті..... 39
6. *Антощенков Р.В., Кашин Д.В.* Аналіз буксування двигачителіє машинно-тракторного агрегату ..... 47
7. *Дубинин Е.А., Полянський А.С., Руднев Ю.И.* Математическое моделирование движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям ..... 53
8. *Болтянський В.М., Мітков Б.В., Болтянський Б.В., Ігнат'єв Є.І., Шульга О.В.* Стан ресурсної забезпеченості підприємств АПК на прикладі Запорізької області..... 67



9. *Болтянський В.М., Мітков Б.В., Болтянський Б.В., Ігнат'єв Є.І., Шульга О.В.* Метод визначення оптимального терміну збирання зернових ..... 74
10. *Чижиков І.О.* Результати досліджень з дотримання заданої глибини садіння підщеп плодових культур апаратом дискового типу ..... 81
11. *Арт'юмов М.П.* Керованість і стійкість руху ґрунтообробних мобільних сільськогосподарських агрегатів моделюванням парціальних прискорень ..... 89
12. *Теслюк Г.В., Волик Б.А., Чижиков О.І.* Обґрунтування технологічного процесу та параметрів копача цибулевих культур ..... 100
13. *Кюрчев С.В., Верхованцева В.А.* Конструктивные особенности установки для охлаждения и сушки зерна активным вентилярованием ..... 108
14. *Скляр О.Г., Зоря М.В.* Порівняльна оцінка технологій вирощування кукурудзи в південній степовій зоні України ..... 114
15. *Дереза О.О., Дереза С.В.* Дослідження інерційних приводів для сільськогосподарських машин ..... 119
16. *Паніна В.В., Новік О.Ю.* Побудова номограми для визначення режимів вібронакаткування золотників ..... 130
17. *Паніна В.В., Дашивець Г.І.* Спосіб відновлення гільз циліндрів з використанням ФАБО ..... 134
18. *Дашивець Г.І., Новік О.Ю.* Контроль технічного стану двигунів методом спектрального аналізу моторного мастила ..... 140
19. *Братишко В.В.* Дисипація енергії у каналі гвинтового гранулятора кормів ..... 146
20. *Вороновский И.Б., Назарова О.П.* Надежность систем капельного орошения плодовых насаждений ..... 152





21. *Рубців М.О., Матковський О.І.* Дослідження переміщення ґрунту з садженцем коливальним розпушувачем викопувального плуга ..... 159

### ***ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ***

22. *Горобець В.Г., Трохоняк В.І.* Комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу при вентиляції повітря в птахівничих приміщеннях ..... 168
23. *Антипов Є.О.* Енергозберігаюча система теплопостачання на базі сезонного акумулятора теплоти ..... 177
24. *Кулагін Д.О., Андрієнко П.Д.* Критерій керування переміщенням автономних рухомих електротехнічних комплексів ..... 185
25. *Кашкарьов А.О.* Система керування елеваторним комплексом з функцією моніторингу на основі сіток Петрі ..... 204
26. *Бойко С.Б.* Метод втручання теплових стаціонарних полів у двушаруватих конструкціях ..... 215
27. *Надикто В.Т., Величко О.В.* Застосування МНК для визначення параметрів раціональної функції ..... 223

Електронне наукове фахове видання

**Науковий вісник**  
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 5, Том 1.

Відповідальний за випуск – Надикто В.Т.

Комп'ютерна верстка – Чорна Т.С.

---

Підписано до друку 25.05.2015 р. друк. Rizo. Друкарня "Люкс".  
14,44 умов. друк. арк. тираж 2 прим.

73312 ПП Верескун.  
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10  
тел. (06192) 6-88-38



## **МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

УДК 62-868:631.17

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ОСНОВНОМУ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ**

Булгаков В.М., д.т.н.,

*Національний університет біоресурсів і природокористування України,*

Свірень М.О., д.т.н.,

Кісільов Р.В., к.т.н.,

Орищенко С.Б., інж.,

*Кіровоградський національний технічний університет*

Лісовий І.О., к.т.н.,

*Уманський національний університет садівництва*

E-mail: vbulgakov@meta.ua

**Анотація** – в статті проведений аналіз літературних досліджень і наукових публікацій та запропоновано конструкції віброуючих робочих органів плугів для виконання основного обробітку ґрунту.

**Ключові слова** – основний обробіток ґрунту, вібрація, плуги, дослідження.

*Постановка проблеми.* Обробіток ґрунту є однією з найбільш енергоємних операцій в сучасному сільськогосподарському виробництві. Тому застосування тут вібраційних технологій може дати значний ефект. Вібраційна техніка і технологія радикальним чином відрізняється від традиційних прототипів. Часто прояви вібраційних процесів значно складніші і ширші, ніж можливості традиційної техніки. З одного боку, небажані, некеровані прояви вібрації можуть стати причиною аварій і катастроф, заподіяти шкоду здоров'ю людини. З іншого боку, застосування вібраційних методів у різних сферах людської діяльності відкриває великі перспективи прискорення технічного прогресу на якісно новій основі.

Застосування новітньої вискоефективної техніки і обладнання при зменшенні металоємності та енерговитрат є однією з головних задач розвитку сучасного машинобудування. Але на цьому шляху існують обмеження продуктивності традиційних машин, коефіцієнт кори-

сної дії яких коливається у межах 0,19-0,38. Для створення машин більшої ефективності необхідно звертатися до нових принципів і технологій, у тому числі і вібраційних.

*Аналіз останніх досліджень.* Деякі відомості про характер і параметри коливань для вібраційних машин різного технологічного призначення, є в наукових виданнях, що присвячені вібраційній техніці та вібраційним технологіям [1 – 9].

*Формулювання цілей статті.* Метою статті є зменшення загальної величини тягового опору, тертя ковзання ґрунту по лемешно-полицевій поверхні та залипання робочих органів з використанням вібраційних принципів під час їх застосування.

*Задачі.* Застосування вібраційних процесів і технологій у сільськогосподарському і лісогосподарському виробництвах під час основного обробітку вимагає: підвищити коефіцієнт корисної дії, покращити якість виробничих процесів, механізувати і автоматизувати технологічні процеси, які досі вдавалося застосовувати на базі існуючих технологій.

*Основна частина.* Експериментально встановлено, що при використанні вібрацій в плугах значно зменшується тертя ковзання ґрунту по лемішу і полиці, що є основною складовою в загальній величині тягового опору. Зменшується також і залипання робочих органів. У зв'язку з цим останнім часом з'явилося багато конструкцій плугів з вібруючими робочими органами.

Розглянемо пристрій запобігання залипання поверхні плужного корпусу (рис. 1), який складається з електродвигуна 6 з вібратором (дебалансом) 10, що закріплений на валу 9 ротора; вібруючої полиці 4 із затискною пластиною 8 і пружних пластин 3.

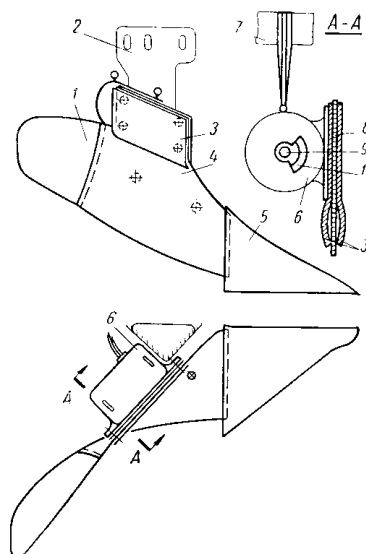


Рис. 1. Корпус плуга з пристроєм, що запобігає залипання лемешно-полицевої поверхні.

Вібрація від електродвигуна передається тільки частині полиці, яка найбільше схильна до залипання. Корпус і рама плуга ізольовані від коливань. На стійці 2 плужного корпусу нерухомо змонтовані леміш 5 і крило 1, а на Т-подібних болтах з овальними голівками встановлена полиця. Болти приварені до тильної сторони полиці і голівками входять у відповідні гнізда сідла стійки. Проміжок між поверхнею голівки болта і поверхнею гнізда повинен допускати коливання полиці на всіх напрямках з амплітудою 3-4 мм. Передня частина полиці заходить під край леміша на 6-10 мм, отже, проміжок в стику леміша з полицею не перешкоджає переходу пласта з леміша на полицю. Верхня кромка полиці 4 переходить в пластину 8, на яку з обох боків встановлюють пружні пластини 3. До пластин кріпиться електродвигун, який, крім того, за допомогою кронштейна сполучений із гряділем 7. На вал електродвигуна насаджений чавунний вібратор (дебаланс) 10, що обертається разом з валом і приварений до нього в трьох точках для запобігання від осьового зміщення. Вібратор виконаний у вигляді сектора і є нерівноваженою масою загальною вагою близько 1 кг, яка створює при обертанні відцентрове зусилля. Під впливом цього зусилля виникає вібрація (коливання) ротора, що передається на закріплену на шарнірах частину полиці.

В результаті експериментальних досліджень з'ясовано, що вібрації частотою 2800 коливань за хвилину при амплітуді 2-3 мм перешкоджають налипанню ґрунту [1].

Розглянемо тепер конструкцію вібраційного плужного корпусу з електромагнітним вібратором (рис. 2), що застосовується для тракторного плуга загального призначення.

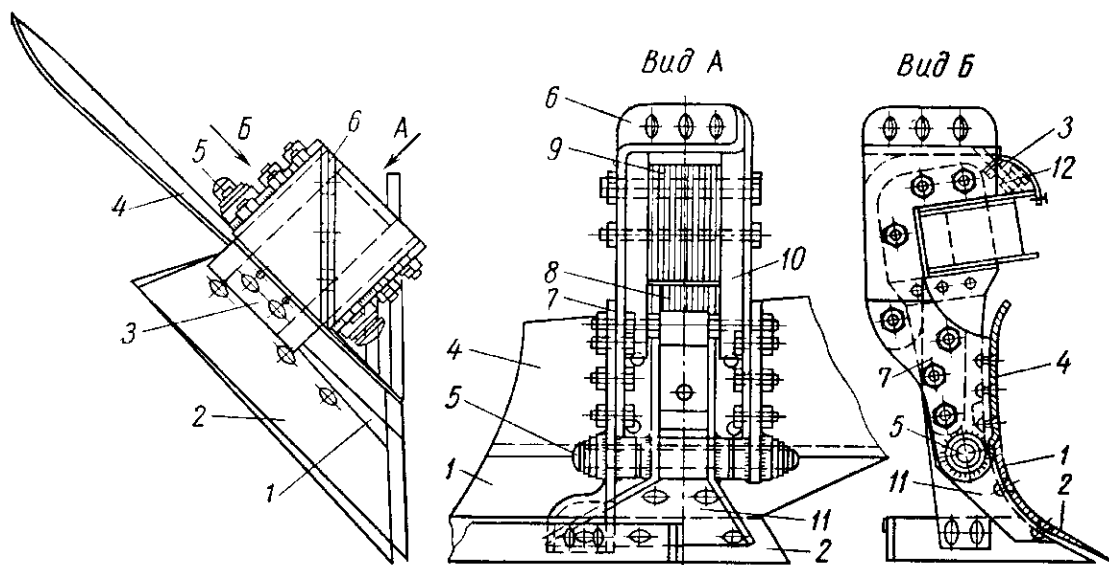


Рис. 2. Вібраційний плужний корпус з електромагнітним вібратором.



Полиця плуга розрізана по горизонтальній твірній циліндра приблизно на третину висоти від стику з лемішем. Нижня частина полиці 1 з лемішем 2 жорстко закріплена на важелі 11, який одночасно є важелем віброелемента, що сполучає його з якорем 8 вібратора. Стійку корпусу плуга замінено двома деталями: кронштейном 6 вібратора і кронштейном 7 верхньої частини полиці, які жорстко з'єднані між собою болтовим з'єднанням. Важіль 11 віброелемента встановлюють на осі 5 таким чином, щоб рухома частина полиці з лемішем і нерухома частина полиці склали нормальний корпус плуга. До верхньої частини кронштейна 6 вібратора приєднано за допомогою діамантної рамки 10 електромагніт 9 вібратора. Увесь корпус кріпиться до рами плуга за допомогою кронштейна вібратора. Проміжок між площиною якоря і сердечником електромагніту повинен складати 1,5 мм, в цих же межах встановлюється проміжок між віссю 5 і гніздами шарнірного кріплення важеля 11. При включенні електромагніту коливання якоря створюють коливання віброелемента (частини полиці з лемішем) в напрямку перпендикулярно поверхні лемеша.

Принцип роботи вібраційного корпусу полягає в наступному. Імпульси струму подаються на котушку електромагніту вібратора, примушуючи притягуватися якір разом із рухливою частиною робочого органу з частотою близько 50 коливань у секунду. В період відсутності імпульсів струму під дією реакції ґрунту якір віджимается. Отримані коливання рухливої частини робочого органу спрямовані по нормалі до леза лемеша. Випробування плужного корпусу проводились на чорноземних ґрунтах щільністю  $25-35 \text{ кг/см}^2$ . Плуг агрегувався з трактором типу Т-75. Глибина оранки коливалась в межах 18-20 см. Отримані експериментальні данні показали, що при підвищенні швидкості оранки ефект вібрації робочих органів підвищувався.

Заслужують уваги також дві конструкції плугів загального призначення з гідравлічним напівавтоматичним та автоматичним налаштуванням вібраторів. Конструкція цих плугів розроблена на базі плуга ПН-3-35. Стійка кожного корпусу тут розрізана на дві частини, які шарнірно з'єднані між собою. Верхня частина стійки приєднана до рами плуга, а нижня зв'язана з нею шарніром, який розташований нижче за умовний центр опору корпусу. Зміщення шарніра від центру опору повинне забезпечити необхідну силу для автоматичного регулювання режимів вібрацій [1].

Для утворення коливань плуг обладнаний тригвинтовим гідравлічним насосом-вібратором, гідромотором і гідроциліндрами, які встановлені на плужному корпусі.

На принциповій схемі вібраційного плуга з напівавтоматичним налаштуванням гідравлічного вібратора, представлено (рис. 3): 1 – рухома частина корпусу плуга; 2 – гідроциліндр із поршнем; 3 – нерухо-

ма частина стійки корпусу плуга; 4 – дросель для регулювання подачі масла в насос-вібратор; 5 – насос-вібратор; 6 – сполучна муфта; 7 – дросель для регулювання числа обертів гідромотора; 8 – лопатевий масляний насос; 9 – редуктор; 10 – гідромотор; 11 – масляний бак (на тракторі).

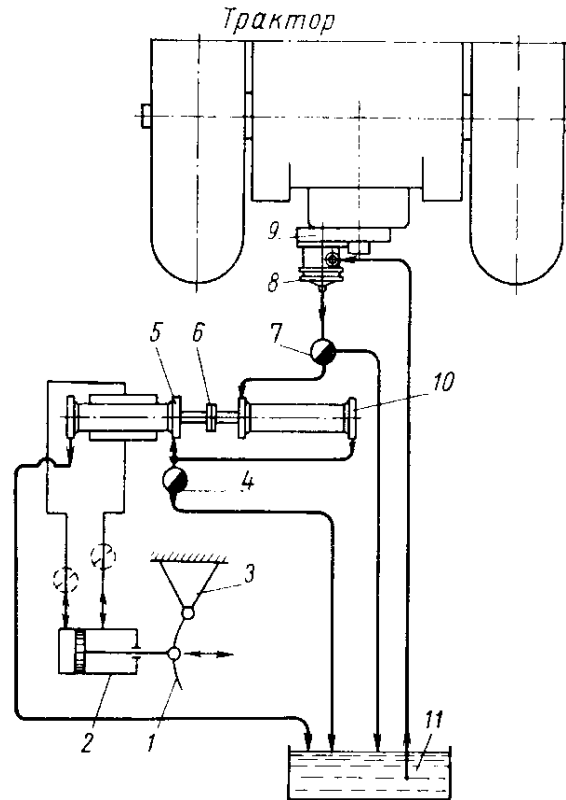


Рис. 3. Принципова схема вібраційного плуга з напівавтоматичним налаштуванням гідравлічного вібратора.

Система збудження коливань діє таким чином. Від трактора через редуктор 9 приводиться в обертання лопатевий насос 8, який через дросель 7 подає масло з бака 11 до гвинтового гідромотора 10. Гідромотор сполучений муфтою 6 з насосом-вібратором 5. Масло з гідромотора 10 по шлангу подається в насос-вібратор 5. За кожен оберт ведучого гвинта насоса-вібратора по маслопроводу подається два імпульси штоку гідроциліндра 2. Шток гідроциліндра приводить у дію нижню (рухливу) частину корпусу плуга. З насоса-вібратора через дросель 4 масло частково зливається в масляний бак.

Вібраційний плуг з автоматичним налаштуванням вібраторів відрізняється тим, що вібратори встановлені на кожному корпусі і автоматизація подачі імпульсів здійснюється за допомогою золотника з дроселем.

Заводські випробування вібраційних плугів з гідравлічними вібраторами показали, що гідравлічні гвинтові вібратори забезпечують збудження коливань з частотою 6000-9000 коливань за хвилину. Про-





те отримати розрахункову амплітуду коливань робочого органу дуже важко, оскільки вібрації масла гасяться, проходячи по маслопроводах. Тому треба продовжувати роботу по удосконаленню конструкцій гідравлічних вібраторів з автоматичним настроюванням.

Наведемо ще одну елементарну схему автоматичного налаштування вібрацій плужного корпусу на оптимальний режим. Для цього розглянемо конструкцію плужного корпусу з ексцентриковим вібратором та приводом від мотоциклетного двигуна. Вібраційний плужний корпус даної конструкції виготовлено із стандартного плужного корпусу з циліндричною робочою поверхнею. У нижній частині стійки корпусу є шарнір, навколо якого вібує ця частина з лемешем і полицею. Плужний корпус 1 навішується на спеціальну тензометричну чотириланкову навісну систему.

Для надання коливань корпусу на рухливій платформі 3 встановлений ексцентриковий вібратор 6, який за допомогою троса з'єднаний з рухомою частиною корпусу.

Привод вібратора здійснюється від мотоциклетного двигуна, у якого автоматично регулюється відкриття дросельної заслінки. Обертальний момент передається від валу двигуна до валу ексцентрикового вібратора 1, а від нього через трос 2 (рис. 4) важелю 3, який закріплений на нижній частині плужного корпусу, викликаючи її коливання навколо шарніра. Натяг троса 2 регулюється зміною положення гайки 4 на гвинті 5. Застосування гнучкої ланки для передачі коливань у вібраційних пристроях полегшує умови пуску і дозволяє регулювати переміщення рухомої платформи 3 (рис. 4), зв'язаної з системою налаштування вібратора на оптимальний режим. При цьому налаштування вібратора здійснюють таким чином: спочатку зміною натягу троса регулюють амплітуду коливань, після того, як амплітуда встановлена, підтягують пружину, що розташована під нерухою платформою, потім гідравлічний амортизатор 4 з'єднують з дросельною заслінкою двигуна. Таким чином, зміна опору ґрунту автоматично викликає збільшення або зменшення частоти вібрації.

Вібраційний плужний корпус з приводом від мотоциклетного двигуна і механічним вібратором був випробуваний в польових умовах на легких суглинних ґрунтах. Проведені випробування показали, що розроблена система автоматичного регулювання режимів вібрації за допомогою дросельної заслінки двигуна і зворотного зв'язку працювала задовільно, при збільшенні навантаження забезпечувала зміну числа оборотів двигуна і відповідно частоти коливань. Було з'ясовано, що із збільшенням навантаження збільшується частота коливань, але зменшується амплітуда.

Розглянемо ще одну конструкцію плужного корпусу, який іпіншого опору ґрунту (рис. 5).

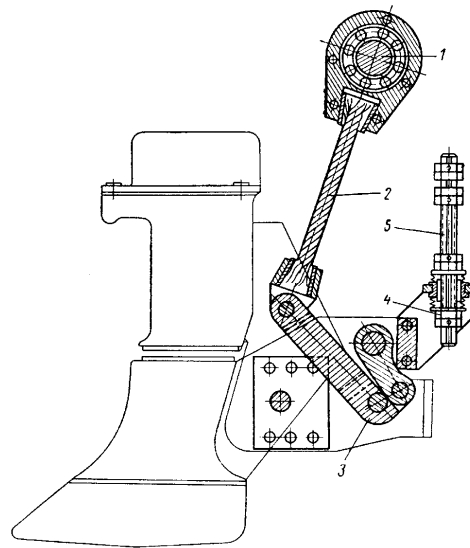


Рис. 4. Корпус плуга з гнучкою ланкою для передачі коливань.

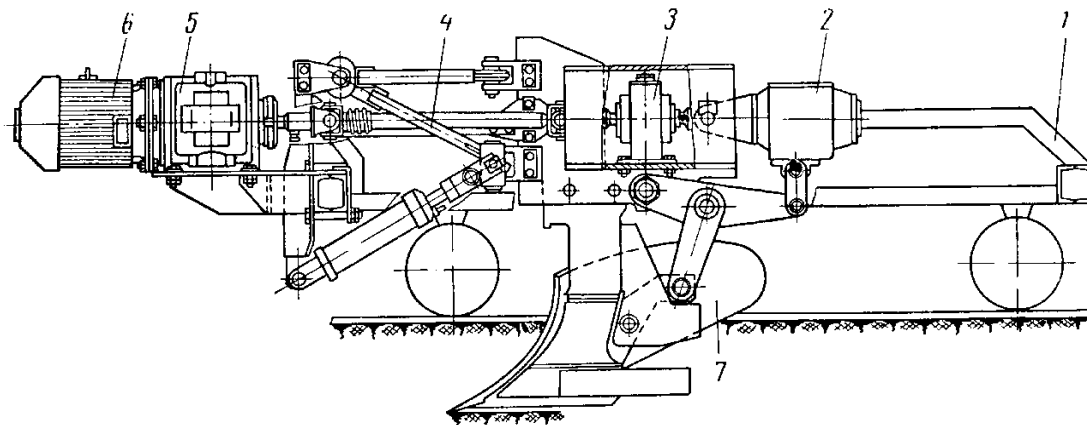


Рис. 5. Плуг з автоматичним налаштуванням на оптимальний режим вібрації.

Даний вібраційний плужний корпус складається з наступних вузлів: рами 1 зі стійкою плуга, що може бути встановлена на самохідному візку або начіплена на трактор; шарнірно підвішеного до стійки вібраційного лемеша 7 з полицею; важільного передаточного механізму 4; дебалансового вібратора 2 з направленими коливаннями (рис. 6); редуктора 3 для синхронізації обертання дебалансів вібратора; електродвигуна 6 та безступінчастого фрикційного варіатора 5, який дозволяє змінювати число обертів в межах 1500- 6000 за хвилину; системи управління варіатором електричної або гідравлічної (рис. 7); власне оптимізуючого пристрою, що дає сигнали на систему управління варіатора (рис. 8).

Система оптимального регулювання з гідроприводом представлена окремо та складається з привода важеля варіатора 1, розподільника 2 і оптимізатора 3 (рис. 7).

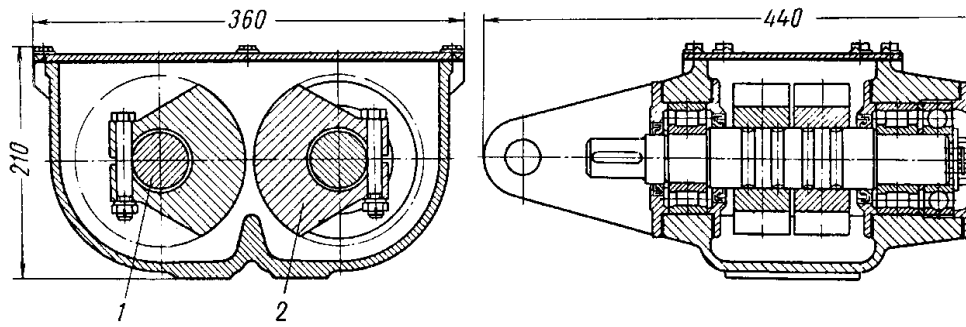


Рис. 6. Дебалансовий вібратор з направленими коливаннями.

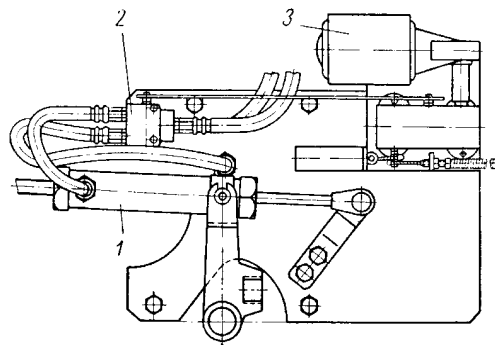


Рис. 7. Система управління приводами.

Основні конструктивні елементи оптимізатора (рис. 8): кришка 1, корпус 2, уловлювач 3.

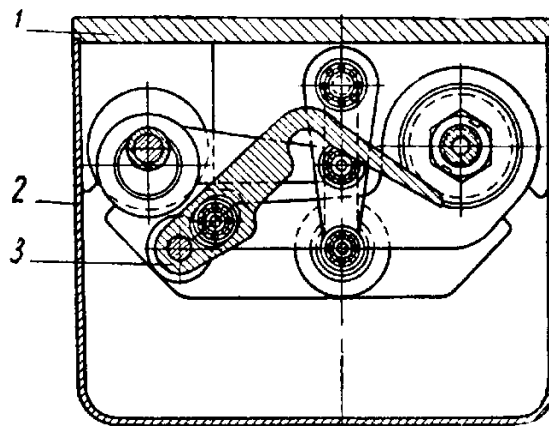


Рис. 8. Оптимізатор коливань.

Привод варіатора здійснюється від трактора через проміжний редуктор або безпосередньо від електродвигуна змінного струму ( $n = 2800 \text{ об/хв}$ ).

Збурювальна сила вібратора може регулюватись не тільки за рахунок зміни числа обертів, але і за рахунок зміни ексцентрицитету дебаланса.

Польові випробування вібраційного плужного корпусу проводилися на причіпному чотирьокорпусному плузі. Принцип роботи вібраційного плужного корпусу з автоматичним налаштуванням на оптимальний режим залежно від питомого опору ґрунту полягає в наступному. Опір, що діє на корпус, через систему важелів викликає стискання пружини оптимізатора. В результаті перемикальний важіль повертає храповик до замикання контакту. При замиканні контакту включається реверсивний двигун, який управляє важелем варіатора. При зміні опору корпусу реверсивний двигун міняє напрям обертання, змінюючи тим самим, кількість обертів вібратора і тим самим підтримує оптимальні параметри вібрації [1].

Польові дослідження даних пристроїв показали наступне. Основні принципи використання вібрацій з метою зниження тягового опору ґрунтообробних знарядь і обґрунтування оптимальних режимів підтвердилися. Зокрема підтвердилося, що ефективність вібрацій тим вища, чим більша частота і амплітуда вимушених коливань, менша поступальна швидкість і вищий питомий опір ґрунту.

На легких і середніх ґрунтах тяговий опір зменшується на 20-30%, а на особливо важких – більше ніж на 50% (при оптимальних режимах вібрації).

Удосконалюючи систему управління режимами вібрації залежно від питомого опору ґрунту, було розроблено схему плужного корпусу з електромагнітним вібратором і перемикальним пристроєм з кремнієвими керованими вентилями (рис. 9).

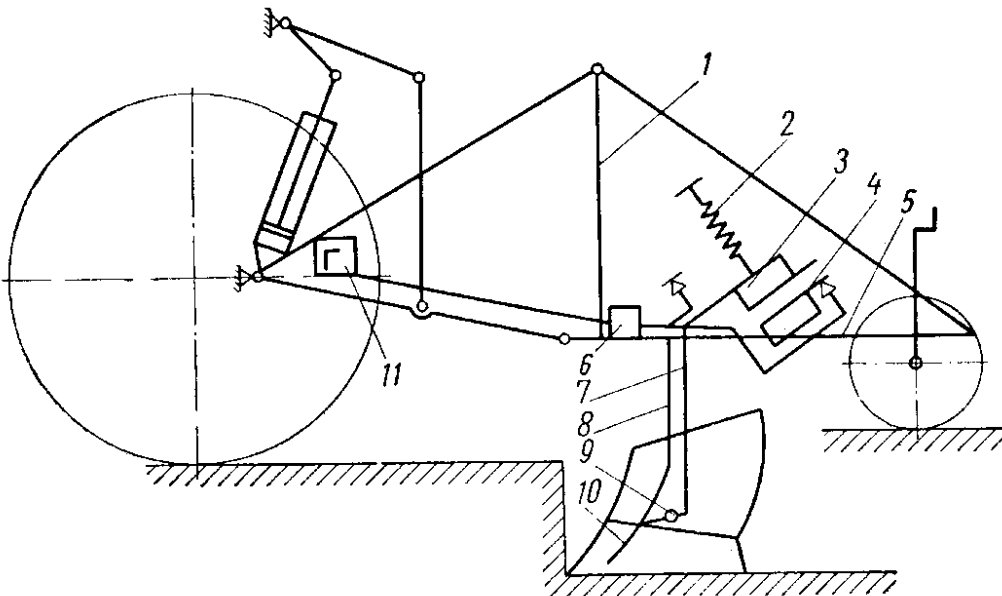


Рис. 9. Плуг з електромагнітним вібратором.

Вібраційний плужний корпус складається з рами 5; навісного пристрою 1; електромагніту 3; генератора 11; перемикального пристрою 6; нерухомої 8 верхньої частини стійки і рухомої 10, з якою



з'єднані леміш і полиця; вісі шарніра 9, який через важіль і пружину з'єднаний з електромагнітом. Шарнір розташований вище за умовний центр опору корпусу так, щоб сумарна сила діючих на корпус зусиль через важіль 7 і пружину 2 передавалася на магніт 3, викликаючи його спрацьовування.

При роботі плуга в ґрунті зусилля, що діє на корпус, зростає, викликаючи розтягування пружини 2. Внаслідок цього відбувається замикання контакту і сердечник магніту притягується. У наступний момент магніт вимикається і сердечник відходить від вимикаючого контакту 4. Потім процес повторюється. Перемикальний пристрій забезпечує автоматичне включення і виключення електромагніту. Параметри магніту можна розрахувати так, щоб імпульси подавалися в моменти сколювання ґрунту.

Закінчуючи огляд робіт із створення вібраційних плугів і культиваторів, необхідно відмітити наступне. Усі описані конструкції плугів і культиваторів слід розглядати не як машини, рекомендовані для застосування у виробництві, а як макети знарядь з вібруючими робочими органами, на яких можна здійснити перевірку різних режимів вібрації і вибрати тип вібратора. На даному етапі розвитку конструкцій вібраційних плугів головним завданням є створення системи регулювання вібрацій, що автоматично налаштовуються на оптимальний режим залежно від питомого опору ґрунту і швидкості знарядь.

*Висновки.* Вібраційні технології надають можливість досягти суттєвої інтенсифікації існуючих технологічних процесів і розробити нові способи обробки матеріалів та середовищ, знизити енерговитрати і покращити якість обробки, а також досягти нового рівня механізації і автоматизації ручної праці.

Подальші дослідження цієї галузі зможуть привести до нових ефективних технічних рішень, які забезпечать високу якість, інтенсивність технологічного процесу та сприятимуть розв'язанню проблем екологічно чистих технологій.

### *Література*

1. Вібраційні машини сільськогосподарського виробництва: Монографія. / В.М. Булгаков, М.О. Свірень, І.П. Паламарчук, В.В. Дрига, О.М. Черниш, В.В. Яременко. – Кіровоград: КОД, 2012. – 512 с.

2. Головач І.В. Мінімально допустима частота коливань вібраційного викопуючого робочого органу / І.В. Головач, І.П. Паламарчук, М.О. Свірень // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вібрації в техніці та технологіях". – : Вінниця – №4(68), 2012. – С. 35 – 41.

3. М.О. Свірень Визначення умов захвату коренеплоду при вібраційному викопуванні / М.О. Свірень // Всеукраїнський науково-



технічний журнал "Вібрації в техніці та технологіях". – : Вінниця – №4(68), 2012. – С. 75 – 83.

4. Бауман В.А., Выховский И.И. Вибрационные процессы в строительстве / В.А. Бауман, И.И. Выховский. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.

5. Вайнкоф Я.Ф., Квитко А.К. Вибрационная техника на вспомогательных транспортных операциях / Я.Ф. Вайнкоф, А.К. Квитко. – М.: Машиностроение, 1964. – 270 с.

6. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. З.З. Лавендела. 1981. – 509 с.

7. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов: Справочник / Под редакцией В.А. Баумана и др. – М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.

8. Гончаревич И.Ф. Динамика вибрационного транспортирования / И.Ф. Гончаревич. – М.: Наука, 1972. – 244 с.

9. Повидайло В.А. Вибрационные устройства в машиностроении / В.А. Повидайло, Р.И. Силин, В.А. Шигель. – К.: Машигиз, 1962. – 111 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ОСНОВНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЧВЫ

В.М. Булгаков, Н.А. Свирень, Р.В. Кисилёв, С.Б. Орищенко,  
И.А. Лисовый

**Аннотация** - в статье проведенный анализ литературных исследований и научных публикаций, предложены конструкции вибрирующих рабочих органов плугов для выполнения основной обработки почвы.

## RESEARCH OF VIBRATION PROCESSES AT THE MAIN PROCESSING OF THE SOIL

V. Bulgakov, M. Sviren, R. Kisilov, S. Orischenko, I. Lisovoi

### *Summary*

In article the carried-out analysis of literary researches and scientific publications designs of the vibrating working bodies of plows for performance are offered the main processing of the soil.





УДК 631.37:629.114

## ДО ПИТАННЯ ВИБОРУ ШИН СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Кувачов В.П., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел./факс (0619) 42-12-65, e-mail: kuvachoff@mail.ru

**Анотація** – в роботі представлена методика вибору раціональних параметрів пневматичних шин для ширококолієвих спеціалізованих агрозасобів.

**Ключові слова** – мостовий засіб, технологічна колія, пневматична шина, ККД колеса, опір коченню, раціональний оптимум.

*Постановка проблеми.* Методика вибору шин коліс мобільних енергетичних засобів науково-практичним досвідом добре відпрацьована. Загальновідомо, що експлуатаційне навантаження на пневматичну шину тракторів і сільськогосподарських машин має бути не більшим за його допустиму вантажопідйомність, встановлену ГОСТ 7463-2003 «Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин». З іншого боку, тиск на ґрунт, створений рушіями енергозасобів та машин, не повинен перевищувати норм, регламентованих ДСТУ 4521:2006 «Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт».

Стрімкий розвиток колійної системи землеробства [1] останнім часом в світі переконливо свідчить про широкі перспективи використання, так званих, «мостових тракторів», до яких відносять мостові трактори Доулера, Biotrac, ASA-Lift WS 9600 WS, ЕТС, мостовий засіб ТДАТУ та ін. [2]. Рух останніх по слідах постійної технологічної колії створює дещо інші умови та вимоги до роботи пневматичної шини. Згідно з вимогами до параметрів технологічної колії [3] ґрунт в її зоні повинен бути достатньо ущільненим, що покращує тягово-зчіпні та експлуатаційні властивості сільськогосподарських агрегатів. З цього випливає, що обмеженнями щодо допустимих норм дії ходових систем на ґрунт в зоні технологічної колії можна знехтувати. З іншого боку встановлено [2], що ширина колеса мостового засобу повинна бути якомога меншою. Це зменшує втрати площі поля на технологічну зону. Тому, при створенні мостових засобів сільськогоспо-





дарського призначення актуальним є питання вибору оптимального навантаження на колесо та раціонального підбору шин.

*Аналіз останніх досліджень.* Класична теорія колісного рушія свідчить [4], що збільшення розмірів шини (зовнішнього діаметру  $D_0$  и ширини профілю  $b_{ш}$ ) при однаковому вертикальному навантаженні  $G_H$  на шину приводить до покращення тягово-зчіпних властивостей мобільного енергозасобу. Оскільки зменшується сила опору коченню  $F_{спр}$  за рахунок утворення колії і зминання ґрунту рушієм, збільшується дотична сила тяги  $F_k$  за рахунок збільшення площі опорної поверхні. До того ж, покращується і його прохідність (зменшується питомий тиск рушіїв на ґрунт, збільшується дорожній просвіт). Разом з тим, збільшення розмірів шини (при  $G_H = \text{const}$ ) призводить до збільшення її вартості та ваги трактора.

Раціонально підібрані шини по діаметру  $D_0$ , ширині  $b_{ш}$ , тиску повітря в шині  $p_{ш}$  дозволяють покращити ККД самого колеса  $\eta_k$ .

*Формулювання цілей статті.* Метою досліджень є підвищення ефективності використання мостових засобів сільськогосподарського виробництва шляхом покращення тягово-зчіпних якостей шин його провідних коліс.

*Основна частина.* Із теорії взаємодії пневматичного рушія з ґрунтом випливає [4], що при навантаженні  $G_H = \text{const}$  можна підібрати таке колесо, оптимальні розміри шини якого і тиску повітря в ній, дозволить отримати найкращі тягово-зчіпні властивості.

В якості критерію ефективності вибору параметрів пневматичних шин рушіїв мобільних засобів приймемо ККД колеса  $\eta_k$ , яке обчислюють за наступним рівнянням [5]

$$\eta_k = (1 - \delta) \left[ 1 - \frac{F_{спр}}{F_k} \right], \quad (1)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт буксування рушіїв;

$F_{спр}$  – опір коченню пневматичного колеса;

$F_k$  – дотична сила тяги, яку створює пневматичне колесо.

Згідно поставленої мети вибору оптимальних та раціональних параметрів пневматичних шин рушіїв мостових засобів сільськогосподарського призначення необхідно знайти компромісне рішення, яке передбачає реалізацію наступного алгоритму

$$\begin{aligned} \text{при } G_H = \text{const}; D_0, b_{ш}, p_{ш} = \text{var} \text{ де } b_{ш} \rightarrow \min; p_{ш} \leq p_{ш \text{ max}}; \\ F_{спр} \rightarrow \min; F_k \rightarrow \text{max}; \eta_k \rightarrow \text{max}. \end{aligned} \quad (2)$$

За умови рівномірного кочення еластичної шини по горизонтальній деформованій опорній поверхні відомо [6], що енергія, яка пе-



редається колесу, витрачається на виконання трьох видів робіт. Останні складають загальну енергію опору коченню колеса: вертикальне зминання ґрунту і утворення ущільнення сліду (колії); пружна деформація ґрунту, що викликає внутрішнє тертя в шині; тертя протектора шини об опорну поверхню в місці її контакту.

Рівняння балансу сил опору коченню колеса при цьому дорівнює

$$F_{\text{спр}} = F_{f_{\text{п}}} + F_{f_{\text{ш}}} + F_{f_{\text{тр}}}, \quad (3)$$

де  $F_{f_{\text{п}}}$ ,  $F_{f_{\text{ш}}}$ ,  $F_{f_{\text{тр}}}$  – сили опору коченню від деформації ґрунту, шини і тертя пружного проковзування.

Розгляд вказаних сил за методикою [6] дозволяє отримати розгорнуту залежність (3) через параметри, що їх визначають, у вигляді

$$F_{\text{спр}} = k_{\text{г}} \cdot b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{к}}^2 + k_{\text{ш}} \cdot G_{\text{н}} \cdot (h_{\text{н}}/D_0)^{1/3} + (2/3) \cdot \mu_{\text{п}} \cdot G_{\text{н}} \cdot k_{\text{с}} \cdot h_{\text{н}}/D_0, \quad (4)$$

де  $k_{\text{г}}$  – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, Н/м<sup>3</sup>;

$h_{\text{к}}$  – глибина колії, м;

$k_{\text{ш}}$  – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від матеріалу шини, конструкції її каркасу та інших факторів;

$h_{\text{н}}$  – нормальна деформація (прогин) шини, м;

$\mu_{\text{п}}$  – коефіцієнт тертя протектора шини об опорну поверхню (ґрунт);

$k_{\text{с}}$  – кінематичний коефіцієнт, що враховує форму шини та нахил площини обертання колеса до площини опорної поверхні (ґрунту).

Для визначення параметру  $h_{\text{н}}$  скористуємося рівнянням Р. Хедекеля, а  $h_{\text{к}}$  – В. Надикто [3]:

$$h_{\text{н}} = G_{\text{н}}/2 \cdot \pi \cdot p_{\text{ш}} \cdot (b_{\text{ш}} \cdot D_0)^{1/2},$$

$$h_{\text{к}} = \frac{0,01 \cdot p_{\text{ш}} - 0,0002 \cdot H}{\rho \cdot g} + 4,655 \frac{G_{\text{н}} \cdot \rho \cdot g}{p_{\text{ш}}^2}, \quad (5)$$

де  $\rho$  – щільність ґрунту, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$H$  – твердість ґрунту, Па.

Максимальну дотичну силу тяги  $F_{\text{к}}$ , яку створює пневматичне колесо, можна визначити за умов достатнього його зчеплення з ґрунтом. Ця сила залежить від коефіцієнта зчеплення і навантаження  $G_{\text{н}}$ , яке прикладене до нього [7]

$$F_{\text{к}} = \psi_{\text{зч}} \cdot G_{\text{н}}, \quad (6)$$

де  $\psi_{\text{зч}}$  – коефіцієнт зчеплення.

Після підстановки (4-6) в (1) і проведення низки математичних перетворень отримуємо рівняння, яке зв'язує ККД пневматичного колеса з його параметрами та властивостями ґрунту

$$\eta_k = (1 - \delta) \cdot \left[ 1 - \frac{k_z \cdot b_{ш} \cdot \left( \frac{0,01 \cdot p_{ш} - 0,0002 \cdot H}{\rho \cdot g} + 4,655 \frac{G_n \cdot \rho \cdot g}{p_{ш}^2} \right)^2}{\psi_{зч} \cdot G_n} - \frac{k_{ш} \cdot G_n^{1/3}}{\psi_{зч} \cdot (2 \cdot \pi \cdot p_{ш})^{1/3} \cdot D_0^{1/2} \cdot b_{ш}^{1/6}} - \frac{\mu_n \cdot k_s \cdot G_n}{3 \cdot \psi_{зч} \cdot \pi \cdot p_{ш} \cdot b_{ш}^{1/2} \cdot D_0^{3/2}} \right]. \quad (7)$$

Далі будемо розрізняти поняття «оптимальні» і «раціональні» параметри пневматичного колеса. Оптимальними пропонуємо називати параметри, які є екстремумом функції (1)

$$\begin{cases} \frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = 0; & \frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}} = 0; & \frac{\partial \eta_k}{\partial p_{ш}} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

А раціональними параметрами є такі, які за вказаним алгоритмом (2) відповідають точкам раціонального оптимуму, формалізація останніх наведена у [8].

Частинні похідні (8) з урахуванням рівняння (7) є такими

$$\begin{cases} \frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = \frac{(1 - \delta)}{2} \left( \frac{A_5}{p_{ш}^{1/3} \cdot D_0^{3/2} \cdot b_{ш}^{1/6}} + \frac{3A_6}{p_{ш} \cdot D_0^{5/2} \cdot b_{ш}^{1/2}} \right), \\ \frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}} = (1 - \delta) \left( -A_1 \cdot (A_2 \cdot p_{ш} - A_3 + \frac{A_4}{p_{ш}^2})^2 + \frac{A_5}{6 \cdot p_{ш}^{1/3} \cdot D_0^{1/2} \cdot b_{ш}^{7/6}} + \frac{A_6}{2 \cdot p_{ш} \cdot D_0^{3/2} \cdot b_{ш}^{3/2}} \right), \\ \frac{\partial \eta_k}{\partial p_{ш}} = (1 - \delta) \left( -2 \cdot A_1 \cdot A_2^2 \cdot p_{ш} + \frac{2 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_4 + A_1 \cdot A_4^2}{p_{ш}^2} + \frac{A_5}{3 \cdot D_0^{1/2} \cdot b_{ш}^{1/6} \cdot p_{ш}^{4/3}} + \frac{A_6}{D_0^{3/2} \cdot b_{ш}^{1/2} \cdot p_{ш}^2} \right), \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{де } A_1 = \frac{k_z}{\psi_{зч} \cdot G_n}; \quad A_2 = \frac{0,01}{\rho \cdot g}; \quad A_3 = \frac{0,0002 \cdot H}{\rho \cdot g}; \quad A_4 = 4,655 \cdot G_n \cdot \rho \cdot g;$$

$$A_5 = \frac{k_{ш} \cdot G_n^{1/3}}{\psi_{зч} \cdot (2 \cdot \pi)^{1/3}}; \quad A_6 = \frac{\mu_n \cdot k_s \cdot G_n}{3 \cdot \psi_{зч} \cdot \pi}.$$

Аналіз системи рівнянь (9) свідчить про те, що з позиції пошуку екстремумів першого роду функції  $\eta_k$  за параметрами  $D_0$ ,  $b_{ш}$  і  $p_{ш}$  останні наближаються до нескінченності.

Для пошуку точок раціонального оптимуму побудуємо графічні залежності частинних похідних  $\frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}} = f(b_{ш})$  (рис. 1) і  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = f(D_0)$  (рис. 2).

Для розрахунку по (9) значення вхідних параметрів були прийняті наступні:  $\psi_{зч} = 0,7$ ;  $\delta_{\max} = 0,14$ ;  $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ ;  $H = 800 \text{ Па}$ ; де  $k_r = 10^8 \text{ Н/м}^3$ ;  $\mu_{п} = 0,4$ .

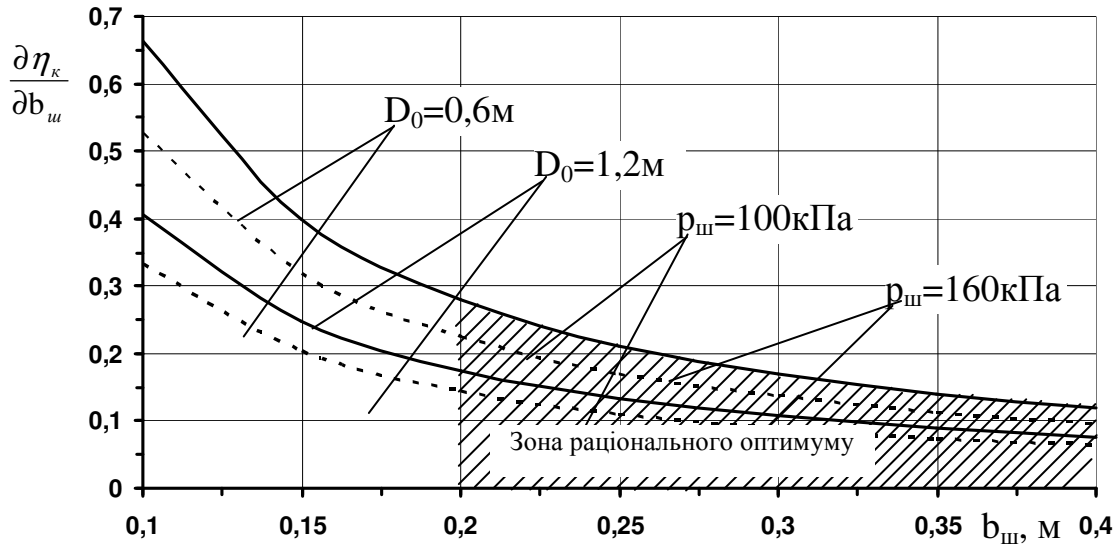


Рис.1. Залежність частинної похідної функції ККД колеса  $\frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}}$  від ширини його шини  $b_{ш}$  при  $G_H = 10 \text{ кН}$ .

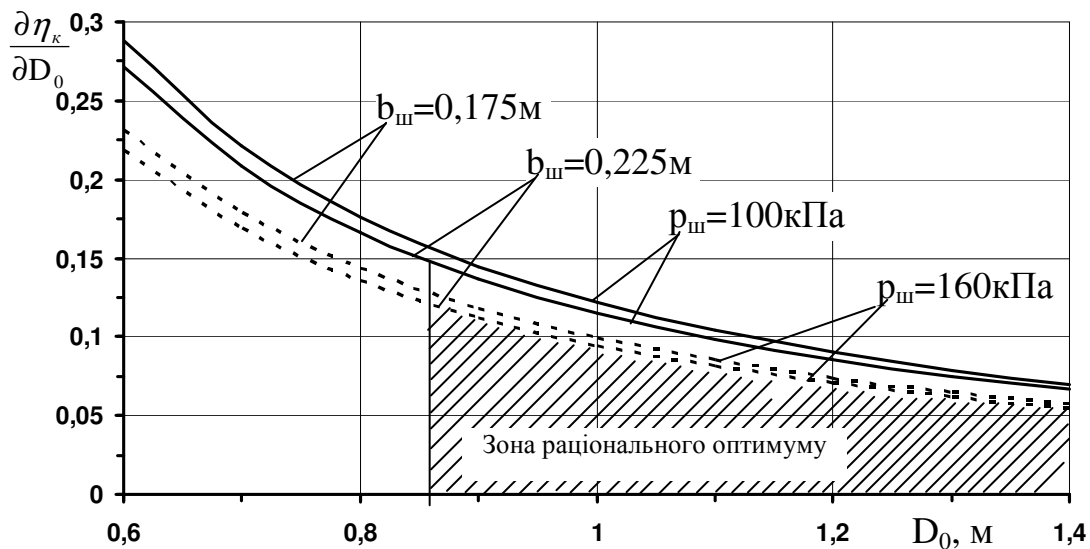


Рис.2. Залежність частинної похідної функції ККД колеса  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0}$  від його діаметру  $D_0$  при  $G_H = 10 \text{ кН}$ .

Характер функцій побудованих залежностей (рис. 1 та 2) відноситься до двохзонних, криві яких мають точки раціонального оптимуму. Використовуючи методику В. Надикто та О. Величко пошуку точки оптимуму кривої [8] було встановлено, що раціональний оптимум



ширини  $b_{ш}$  (рис. 1) становить в інтервалі 0,175...0,225 м, в залежності від тиску в шині  $p_{ш}$ . При цьому, збільшення останнього з 100 кПа до 160 кПа є бажаним, оскільки наближає частинну похідну функції  $\frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}}$

до нуля. Тому, за вказаних умов ширина шини повинна становити не менше 0,175 м, що дозволить мати високий ККД її роботи.

Для вказаних значень раціонального оптимуму за параметром  $b_{ш}$  побудована графічна залежність частинної похідної  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = f(D_0)$

(див. рис. 2) свідчить про те, що раціональний оптимум  $D_0$  становить в інтервалі 0,82...0,98 м, в залежності від тиску в шині  $p_{ш}$ . При цьому, збільшення останнього з 100 кПа до 160 кПа також є бажаним, оскільки наближає частинну похідну функції  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0}$  до нуля. Тому, за вказа-

них умов діаметр шини повинний становити не менше 0,82 м, що дозволить мати високий ККД її роботи.

Запропонована методика пошуку раціональних параметрів пневматичних коліс дозволяє обґрунтовувати типорозміри шин для будь яких мобільних засобів, навіть при здвоюванні коліс.

*Висновок.* При обґрунтуванні параметрів шин коліс мостових засобів сільськогосподарського призначення, рушії яких рухаються по слідах постійної технологічної колії, необхідно вирішувати компромісну задачу. Згідно з якою, з одного боку, ширина профілю шини повинна бути як найменшою, а з іншого – колесо повинно при цьому розвивати максимальний ККД. Вирішення поставленої задачі шляхом аналізу частинних похідних функції ККД колеса дозволяє обґрунтувати точки раціонального оптимуму параметрів пневматичного колеса.

Пошук раціональних параметрів пневматичного колеса для мостового засобу з вертикальним навантаженням на колесо  $G_n = 10$  кН показав, що зона раціонального оптимуму ширини колеса становить від (0,175...0,225) м і більше, а його діаметру – від (0,82...0,98) м і більше. При цьому, збільшення тиску в шині з 100 кПа до 160 кПа є бажаним, оскільки наближає частинні похідні функцій  $\frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}}$  і  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0}$  до нуля.

Запропонована методика пошуку раціональних параметрів пневматичного колеса, шляхом аналізу частинних похідних функції його ККД, дозволяє обґрунтовувати типорозміри шин для будь яких мобільних засобів, навіть при здвоюванні коліс.

### *Література.*

1. Controlled Traffic Farming – CTF [Електронний ресурс] // European Ltd: [офіц. веб-сайт] - Режим доступу до ресурсу: [www.controlledtrafficfarming.com](http://www.controlledtrafficfarming.com).



2. *Кувачов В.П.* Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу [Електронний ресурс] / *В.П. Кувачов* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.1, Т.3. – С. 116-127. Режим доступу до ресурсу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>.

3. *Надикто В.Т.* Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / *В.Т. Надикто, В.О. Улексін.* – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.

4. *Гуськов В.В.* Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / *В.В.Гуськов.* – М.: Машиностроение, 1996. – 194 с.

5. *Гуськов А.В.* Определение тягово-сцепных качеств шин ведущих колес тракторов / *А.В. Гуськов* // Вестник харьковского Национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНТУСГ, 2007. – Вып. № 37. – С. 19 – 21.

6. *Кутьков Г.М.* Тракторы и автомобили: Теория и технологические свойства / *Г.М. Кутьков* – М.: Колос, 2004. – 504 с.

7. *Третьяк В.М.* Аналіз потужностей, які можуть створювати колісні рушії тягово-транспортних засобів / *В.М. Третьяк, М.В. Лясківський* // Міжвідомчий тематичний науковий збірник ННЦ ІМЕСГ. – К.: ННЦ ІМЕСГ, 2009. – Вип. 93. – С. 247 – 252.

8. *Надикто В.Т.* Означення точки оптимуму кривої та способів її визначення / *В.Т. Надикто, О.В. Величко* // Техніка і технології АПК. – 2014. - №2(53). – С. 16 – 18.

## **К ВОПРОСУ ВЫБОРА ШИН СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ШИРОКОКОЛЕЙНЫХ СРЕДСТВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

В.П. Кувачев

**Аннотація** – в роботі представлена методика вибору раціональних параметрів пневматических шин для ширококолейних спеціалізованих агросредств.

## **THE QUESTION SELECTION OF TIRE WIDE SPAN AGRICULTURAL TRACTOR**

V. Kuvachov

### **Summary**

**The paper presents a methodology of choice rational parameters of pneumatic tires for wide span agricultural tractor.**



УДК 631.313

## СТАБІЛІЗАЦІЯ ТЯГОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЧИЗЕЛЬНО-ПОЛИЦЕВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ ОСНОВНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ В СИСТЕМІ КОЛІЙНОГО ТА МОСТОВОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

Кувачов В.П., к.т.н.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Теслюк Г.В., к.т.н.,

*Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет*

Тел./факс (0619) 42-12-65. E-mail: kuvachoff@mail.ru

**Анотація** – в роботі представлена методика обчислення параметрів лемеша для чизельно-полицевого робочого органу, яка дозволяє максимально стабілізувати його тягові навантаження у поздовжньо-горизонтальній площині.

**Ключові слова** – основний обробіток, чизельно-полицевий робочий орган, леміш, тягові навантаження, реакція опору різанню.

*Постановка проблеми.* З позиції розробки ресурсозберігаючих технологій перехід с.-г. виробництва на новий технологічний рівень, який ґрунтується на принципах колійного та мостового землеробства є досить актуальним питанням. Останні, у відповідності з тенденціями науково-технічного прогресу в області механізації, дозволяють підвищити рівень функціонування технічних засобів за рахунок комплексної механізації, електрифікації, автоматизації і роботизації с.-г. виробництва, з метою забезпечення оптимальних технологічних, енергетичних, екологічних, техніко-економічних та інших показників роботи [1].

Реалізувати принципи колійної та мостової системи землеробства можна на базі, так званих, «мостових тракторів» [2]. Їх відмінною особливістю від інших енергозасобів є те, що вони переміщуються по постійній колії, яка розташована на відстані, рівному їх прольоту, в зоні якого і розміщуються с.-г. знаряддя.

Питання основного обробітку ґрунту в таких системах є ще недостатньо дослідженим. Причинами цього, на нашу думку, є те, що останнім часом популярними є технології мінімального обробітку та No-till. Остання передбачає безпосередню сівбу зі значною кількістю рослинних решток на поверхні ґрунту [3]. Але, у випадках надмірного ущільнення ґрунтів ходовими системами та робочими органами трак-





торів і с.-г. машин, рілля потребує, все ж таки, її глибокого розпушування [4], що здійснюється при основному обробітку.

Основний обробіток ґрунту є найбільш енергоємною операцією в технологічному процесі вирощування с.-г. культур. Розвиток сучасної системи основного обробітку ґрунту направлений на зменшення енергетичних витрат при виконанні польових робіт, покращення властивостей родючого шару ґрунту тощо. Тому, дослідження, щодо оптимізації параметрів ґрунтообробних знарядь, завжди були і є актуальними.

Однією із проблем, яку потрібно вирішувати при виконанні основного обробітку ґрунту мостовими засобами механізації є те, що їх несуча ферма має доволі значну довжину і, в той же час, повинна сприймати всі реакції з боку робочих органів с.-г. знарядь. До того ж, природно зрозуміло, що ґрунтообробні знаряддя і обробіток ґрунту, навіть в межах одного регіону, потребують не тільки модернізації, але і адаптації до конкретних умов. В силу чого, першочерговою науковою задачею, на нашу думку, є створення низки знарядь максимально динамічно урівноважених і таких, що передають мінімальну реакцію опору на ферму мостової машини, як у повздовжній, так і у поперечній площинах.

*Аналіз останніх досліджень.* Відомі конструкції серійних ґрунтообробних робочих органів с.-г. машин проектувалися під тракторну тягу, а стабілізація їх тягових навантажень здійснюється шляхом введення в конструкцію компенсуючих елементів. У полицевому плузі, наприклад, т таким елементом є польова дошка. Проте, для агрегатів, побудованих за мостовим принципом, таке рішення не може бути прийнятним, бо створює додатковий тяговий опір, і, як наслідок, навантаження на ферму мостового агрозасобу [5].

Отримати ефект максимального врівноваження тягових навантажень ґрунтообробного знаряддя можливо шляхом введення додаткових ріжучих елементів, для яких реакція опору різанню ґрунту компенсує дію реакцій інших робочих органів знаряддя [5].

Також, відомі приклади стабілізації тягових навантажень робочих органів с.-г. знарядь, шляхом перерозподілу напрямку діючих сил, за рахунок зміни кутів постановки ріжучих елементів, як це досягнуто у плузі-букер [6].

Наявність додаткової плоскорізної лапи в першому конструктивному рішенні буде ефективним для плугів традиційної конструкції, бо компенсує дію бокової складової за рахунок збільшення загального тягового опору. З позиції зменшення енерговитрат друге рішення, в цьому плані, є більш перспективним.

*Формулювання цілей статті.* Метою досліджень є підвищення ефективності використання чизельно-полицевого робочого органу для

основного обробітку ґрунту в системі колійного та мостового землеробства, шляхом покращення його тягово-енергетичних властивостей.

*Основна частина.* В якості об'єкту досліджень розглянемо робочий орган на основі чизельної стійки з полицею (рис. 1), який запропонований в роботі [7].

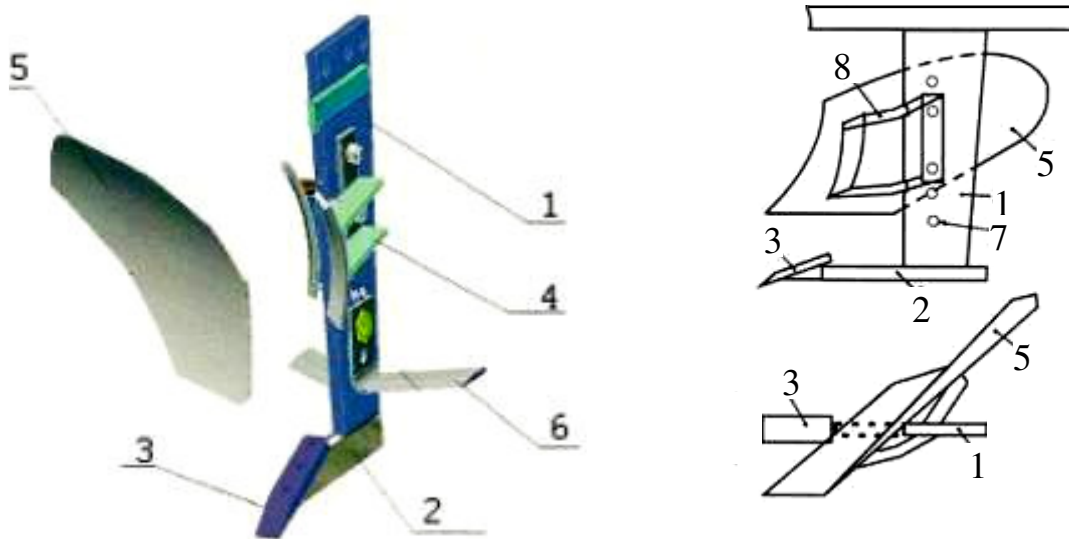


Рис. 1. Чизельно-полицевий робочий орган [7]:

1 – чизельна стійка; 2 – башмак; 3 – долото; 4 – кронштейни; 5 – полиця; 6 – підрізаючі лапи; 7 – пази для перелаштування по висоті полиці; 8 – рамка для кріплення полиці.

Відомо, що основна перевага чизелювання ґрунту полягає в економії енергоресурсів при його обробітку, частковому запобіганні водної та вітрової ерозії, поліпшенні реологічних властивостей ґрунту, підвищення його родючості. Але «класичні» чизельні знаряддя з прямими або нахиленими стійками після розпушування залишають на полі до 80% стерні. Одночасно зі стернею на полі залишаються і бур'яни. До того ж, «класичні» чизелі не здатні заробляти в ґрунт різні види добрив.

Вказане чизельно-полицеве знаряддя характеризується широкими технологічними можливостями [7], зокрема:

- 1) «класичне» чизелювання ґрунту з формуванням гребенистого дна борозни (відсутній відвал і підрізаючі лапи на знарядді);
- 2) чизелювання ґрунту з повним підрізанням бур'янів і додатковим розпушуванням верхнього шару ґрунту (підрізаючі лапи знаряддя встановлені у крайньому верхньому положенні);
- 3) чизелювання з глибоким розпушуванням ґрунту (підрізаючі лапи знаряддя встановлені у крайньому нижньому положенні);

4) чизелювання ґрунту з обертом і додатковим розпушуванням верхнього шару на глибину 0,10-0,15 м (відвал на знарядді встановлений у крайньому верхньому положенні, можливо встановлення декілька відвалів при ярусному обробітку);

5) чизелювання ґрунту з обертом на різній глибині і додатковим розпушуванням верхнього шару, формуванням на поверхні протиерозійних гребенів (відвали на знарядді встановлені на різній висоті);

6) комплексний обробіток і розпушування ґрунту на глибину 0,10-0,15 м (відвал на знарядді встановлений у верхньому положенні, а підрізаючі лапи - у нижньому);

7) «класичне» щілювання ґрунту з установкою стійок на певну відстань і заміною широкого долота (60 мм) на вузьке (30 мм), при цьому зникає ефект формування гребенистого дна борозни;

8) щілювання ґрунту з повним підрізанням бур'янів – якщо за попереднім пунктом додати підрізаючі лапи, які розміщуються у крайньому верхньому положенні.

Відомо, що реакція опору корпусу плуга в процесі роботи, складається з опору ґрунту на різання лемешем і переміщення підрізаного шару полицею [8]. Якщо у вказаному знарядді використовувати «класичний» лемішно-відвальний робочий орган, то встановлення лемеша і полиці під кутом до напрямку руху, утворює поперечну складову реакції опору  $F_B$ , яка спрямована в бік стінки борозни (рис. 2а) [9]. Остання, як відомо, компенсується в лемішних плугах польовою дошкою.

Виникає питання, якщо поперечні складові реакції лемеша і полиці спрямувати у протилежних напрямках, то в ідеальному випадку можна відмовитись від польової дошки.

Суто теоретично така компенсація можлива, якщо леміш представити у формі трикутного робочого органу, поперечні складові реакції лемеша і полиці спрямовані у різному напрямку (рис. 2б) [9].

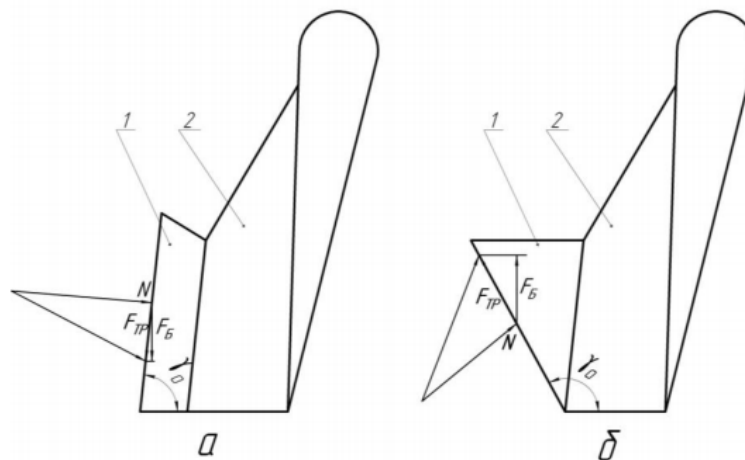


Рис.2. Схема діючих сил на корпус плуга [9]:

а – «класичний» лемішно-полицевий корпус; б – плуг-букер; 1 – леміш; 2 – полиця.

Розглянемо розрахункову схему чизельно-полицевого робочого органу у поздовжньо-горизонтальній площині (рис. 3), в якому леміш представлений у формі трикутного робочого органу, поперечні складові його реакцій і полиці спрямовані у різному напрямку, польова дошка відсутня. Леміш умовно розіб'ємо на дві частини: 1 – з гострим кутом атаки і 2 – з тупим кутом атаки. Основними діючими силами у поздовжньо-горизонтальній площині є:  $F_{p1}$ ,  $F_{p2}$  – тяговий опір різанню ґрунту відповідно лезами лемеша 1 та 2;  $F_{п}$  – тяговий опір на переміщення ґрунту вздовж полиці;  $F_{ч}$  – тяговий опір чизельного робочого органу. З деяким припущенням положимо, що дією інших сил знехтуємо, як значно меншими, в порівнянні з вказаними [5].

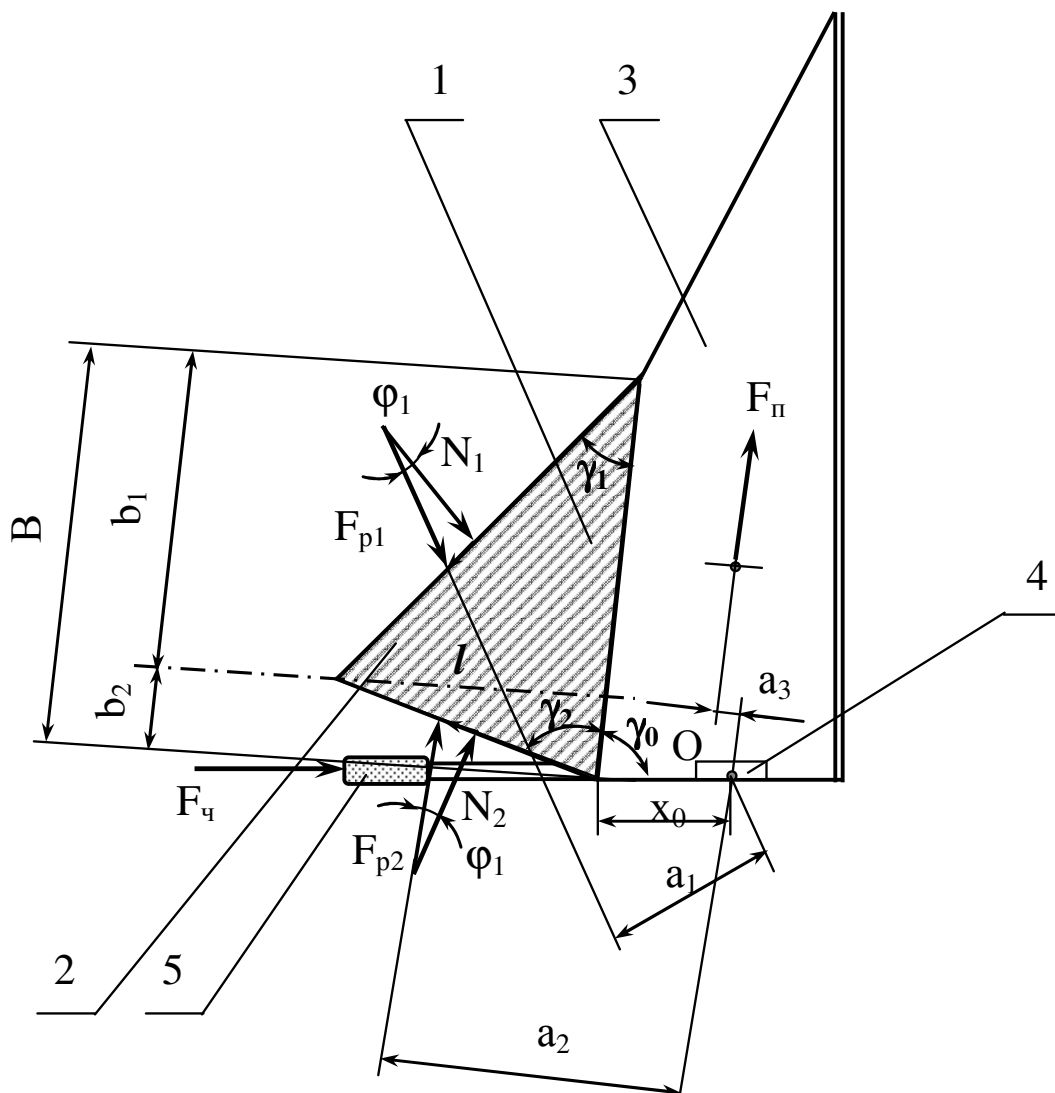


Рис.3. Розрахункова схема сил, що діють на чизельно-полицевий робочий орган у поздовжньо-горизонтальній площині: 1-ділянка лемеша з гострим кутом атаки; 2-ділянка лемеша з тупим кутом атаки; 3-полиця; 4-стояк; 5-долото чизеля.



Вказані сили у поздовжньо-горизонтальній площині утворюють обертаючі моменти довкола стояка 4. Рівняння останніх матиме вид

$$F_{\Pi} \cdot a_3 + F_{P2} \cdot a_2 - F_{P1} \cdot a_1 = 0, \quad (1)$$

де  $a_1, a_2, a_3$  – відстані (плечі) від т.О до точки прикладання відповідної діючої сили.

З рівняння (1) випливає, що при постійних значеннях сил опору різанню ґрунту величини приведених моментів залежать від плечей їх прикладання в межах проекції.

Із розрахункової схеми (рис. 3) випливає, що

$$\begin{cases} B = b_1 + b_2, \\ l = b_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_1 = b_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma_2, \\ a_1 = x_0 + \frac{l \cdot \cos(180^\circ - \gamma_0 - \gamma_1)}{2 \sin \gamma_1}, \\ a_2 = x_0 + \frac{l \cdot \cos(180^\circ - \gamma_0 - \gamma_2)}{2 \sin \gamma_2}, \end{cases} \quad (2)$$

де  $B$  – ширина леза лемеша;

$b_1$  і  $b_2$  – відповідно ширина кожної з частин леза лемеша;

$l$  – горизонтальна проекція ширини лемеша;

$x_0$  – конструктивний параметр, природа якого зрозуміла з рис. 3;

$\gamma_0$  – кут нахилу лемеша до стінки борозни;

$\gamma_1$  і  $\gamma_2$  – геометричні кути лемеша, природа яких зрозуміла з рис. 3.

Визначення реакції опору різанню ґрунту лемешем за методикою [8] надає можливість визначити сили  $F_{P1}$  і  $F_{P2}$  кожної з частин леза лемеша за наступним рівнянням

$$\begin{aligned} F_{pi} = C_{yo} & \left[ \frac{0,66 \cdot h^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(a_p + \varphi_2)} + (b_i + \frac{h}{2 \cdot \sin a_p \cdot \operatorname{tg} \varepsilon}) \cdot h \right] + 4,9 \cdot (b_i + \frac{h}{2 \cdot \sin a_p \cdot \operatorname{tg} \varepsilon}) \cdot h^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}) \cdot \rho \cdot \\ & \cdot (\sin \varphi_2 + \cos(a_p - \varphi_2)) \cdot \cos a_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + h^2 \cdot (0,5 C_{yo} \cdot (\operatorname{tg}(a_p + \varphi_2) + \operatorname{ctg} a_p)) \cdot \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(a_p + \varphi_2)} + \\ & + 4,9 \delta_p \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}) \cdot \sin \varphi_2 \cdot \rho) \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + K'(z + x \cdot \operatorname{tg} \varphi_1) \cdot (b_i + \frac{h}{2 \cdot \sin a_p \cdot \operatorname{tg} \varepsilon}) + \\ & + 9,81 \cdot (b_i + \frac{h}{2 \cdot \sin a_p \cdot \operatorname{tg} \varepsilon}) \cdot h \cdot \rho \cdot \frac{\sin a_p \cdot \cos \theta}{\sin(a_p + \theta)} \cdot V^2 \cdot \cos(\operatorname{arctg} \frac{\psi + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} - \varphi_1), \end{aligned} \quad (3)$$



де  $C_{уд}$  – питоме зчеплення частинок ґрунту,  $\text{кН/м}^2$ ;  
 $h$  – глибина обробітку, м;  
 $b_i$  – ширина захвату  $i$ -ої ділянки леза лемеша, м;  
 $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – кут зовнішнього та внутрішнього тертя, град;  
 $\alpha_p$  – кут різання лемеша, град;  
 $\rho$  – щільність ґрунту,  $\text{т/м}^3$ ;  
 $K'$  – межа несучої спроможності ґрунту,  $\text{кН/м}^2$ ;  
 $z, x$  – параметри площадки затуплення леза лемеша, м;  
 $\theta$  – задній кут різання лемеша, град;  
 $\varepsilon$  – кут у основи лемеша, град;  
 $V$  – швидкість руху знаряддя, м/с;  
 $\psi$  – коефіцієнт ковзання.

Тяговий опір  $F_n$  на переміщення ґрунту вздовж полиці знаходимо у відповідності до методики [8]

$$F_n = 4,9 \cdot B \cdot H^2 \cdot \text{tg}^2(45^\circ - \varphi_2/2) \cdot \rho \cdot \cos(\varphi - \varphi_2) \cdot \cos \gamma_0 \cdot \text{tg} \varphi_1, \quad (4)$$

де  $H$  – висота полиці, м;  
 $\varphi$  – кут відвалювання.

Після об'єднання залежностей (1-4) в одну систему рівнянь можна визначити значення геометричних параметрів лемеша  $b_1$ ,  $b_2$  та  $l$  які, за певних фізико-механічних властивостей ґрунту, конструкції полиці, глибини обробітку і швидкості руху робочого органу, дозволяють отримати ефект стабілізації тягових навантажень останнього у поздовжньо-горизонтальній площині за рівнянням (1).

Для перевірки достовірності запропонованої методики були обчислені параметри лемеша (рис. 3) за наступних умов: глибина обробітку  $h = 0,25$  м; швидкість руху знаряддя  $V = 2$  м/с; фізико-механічні властивості ґрунту – кути внутрішнього і зовнішнього тертя  $\varphi_1 = 22^\circ$  і  $\varphi_2 = 30^\circ$ ; щільність ґрунту  $\rho = 1,4$   $\text{т/м}^3$ ; питоме зчеплення частинок ґрунту  $C_{уд} = 1,8$   $\text{кН/м}^2$ ; параметри культурного лемішного корпусу плуга – висота полиці  $H = 0,35$  м; ширина леза лемеша  $B = 0,4$  м; кут нахилу лемеша до стінки борозни  $\gamma_0 = 40^\circ$ ; кут відвалювання  $\varphi = 75^\circ$ ; кут у основи лемеша  $\varepsilon = 60^\circ$ ; кут різання лемеша  $\alpha_p = 35^\circ$ , задній  $\theta = 12^\circ$ ; параметри площадки затуплення леза лемеша  $z = x = 0,002$  м; коефіцієнт ковзання  $\psi = 0,73$ ; конструктивні параметри -  $x_0 = 0,25$  м;  $a_3 = 0,05$  м. Результат розрахунків по формулам (1-5) показав, що умова врівноваження тягових навантажень корпусу полицевого плуга у поздовжньо-горизонтальній площині за (1) досягається при значеннях  $b_1 = 0,31$  м,  $b_2 = 0,09$  м,  $l = 0,15$  м.





*Висновок.* Зменшити енерговитрати при роботі чизельно-полицевого робочого органу для основного обробітку ґрунту в агрегатах колійного та мостового землеробства можливо, якщо, за відсутності польової дошки, використати леміш у формі трикутного робочого органу. Поперечні складові реакцій останнього і полиці спрямовані у різному напрямку. При цьому, умовою стабілізації тягових навантажень чизельно-полицевого робочого органу у поздовжньо-горизонтальній площині є нульова сума обертаючих моментів реакцій опору різанню ґрунту навколо його стояка.

Запропонована методика дозволяє обґрунтувати геометричні параметри лемеша для чизельного-полицевого с.-г. знаряддя, за яких буде досягнутий ефект стабілізації його тягових навантажень у поздовжньо-горизонтальній площині.

#### *Література.*

1. *Надикто В.Т.* Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / *В.Т. Надикто, В.О. Улексін.* – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.

2. *Кувачов В.П.* Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу [Електронний ресурс] / *В.П. Кувачов* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.1, Т.3. – С. 116-127. Режим доступу до ресурсу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>.

3. *Кравчук В.* Новітні техніко-технологічні рішення для різних систем обробітку ґрунту і сівби при вирощуванні зернових культур / *В. Кравчук, В. Погорілий, Л. Шустік* // Техніка і технології АПК. – 2010. – №7(10). – С. 9 – 14.

4. *Грабчак І.В.* No-till технології чи основний обробіток ґрунту? / *І.В. Грабчак* // Науковий вісник НУБіП України. – К.: НУБіП, 2010. – №144. – С. 114 – 121.

5. *Теслюк Г.В.* Обґрунтування конструктивних параметрів полицевого робочого органу для використання в системі мостового землеробства / *Г.В. Теслюк* // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – Вінниця: ВНАУ, 2012. – №11, Т.2 (66). – С. 276 – 279.

6. *Конащук В.В.* Перспективи використання плуга-букера в системі точного (мостового) землеробства / *В.В. Конащук* // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 93. – С. 181 – 192.

7. *Борисенко І.Б.* Энергосбережение при основной обработке почвы [Электронный ресурс] / *И.Б. Борисенко, А.Е. Новиков* // Сель-





ское хозяйство. Механизация сельского хозяйства. – 2001. – Режим доступа до ресурсу: [www.rusnauka.com/16\\_ADEN\\_2011/Agricole.htm](http://www.rusnauka.com/16_ADEN_2011/Agricole.htm).

8. *Панченко А.М.* Аналитический метод определения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих и землеройных машин и оценка их эффективности для энергосберегающих технологий / *А.М. Панченко, В.П. Штепа.* – Днепропетровск: ДГАУ, 1995. – 96 с.

9. *Конащук В.В.* Особливості конструкції та польові дослідження плуга – букера / *В.В. Конащук* // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 107. – С. 71 – 75.

## **СТАБИЛИЗАЦИЯ ТЯГОВЫХ НАГРУЗОК ЧИЗЕЛЬНО-ОТВАЛЬНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ ОСНОВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ В СИСТЕМЕ КОЛЕЙНОГО И МОСТОВОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ**

В.П. Кувачев, Г.В. Теслюк

*Аннотація* – в роботі представлена методика расчета параметров лемеха для чизельно-отвального рабочего органа, позволяющая максимально стабилизировать его тяговые нагрузки в продольно-горизонтальной плоскости.

## **STABILIZATION TRACTION LOADS CHISEL-DUMPING WORKING ORGAN FOR COREADDRESSING PROCESSING SOIL IN RUTTING AND BRIDGE OF AGRICULTURE**

V. Kuvachov, G. Tesluk

### *Summary*

The paper presents a methodology of calculate the parameters for the coulter chisel-depleted working body, make it possible-maximum-governing stabilize its traction load in the longitudinal-horizontal plane.



УДК 629.017

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СТІЙКОСТІ ТА ДИНАМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЬНИХ ЦИСТЕРН В ДОРОЖНІХ УМОВАХ

Глущенко В.В., інж.,

*Національна академія Національної гвардії України*

Подригало М.А., д.т.н.,

Клец Д.М., к.т.н.,

Дубінін Є.О., к.т.н.,

Абрамов Д.В., к.т.н.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

Тел.: +38 (057) 707-37-33, e-mail: dubinin-rmn@yandex.ru

**Анотація** – проведено експериментальні дослідження параметрів руху автомобільних цистерн в дорожніх умовах з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу. Визначено статистичний розподіл значень прискорень автомобільних цистерн, а також отримано усереднений нормальний закон зміни кутових прискорень.

**Ключові слова** – автомобільна цистерна, мобільний вимірювально-реєстраційний комплекс, стійкість, динамічність.

*Постановка проблеми.* Сучасний період розвитку суспільства характеризується збільшенням кількості транспортних засобів на дорогах, зростанням питомих потужностей двигунів, що спричиняє інтенсифікацію транспортних потоків. Динамічні властивості автомобілів визначають їх приємність і здатність вписування в інтенсивний транспортний потік [6]. Особливістю транспортних засобів для перевезення рідин є можливість переміщення вантажу, що транспортується, щодо резервуара цистерни. Іншою їх особливістю є високе розташування центру мас вантажу над дорогою. Коливання рідкого вантажу всередині резервуара призводять до істотного зниження поздовжньої й поперечної стійкості та керованості, збільшують навантаження на конструкцію цистерни [2].

Для вирішення зазначених проблем необхідно досліджувати можливість реалізації граничних динамічних можливостей, а також стійкості, за допомогою мобільних вимірювальних комплексів. Це дозволяє без втручання в конструкцію автоцистерн здійснювати визна-



чення їх кінематичних і динамічних параметрів та надалі виробити нормативи оцінки й зробити кваліметрію зазначених властивостей автомобільних цистерн.

*Аналіз останніх досліджень.* Динамічні властивості автомобіля проявляються в його реакції на керуючий вплив. У роботі [5] запропоновано в якості критерію стійкості використовувати величину прискорення (лінійного або кутового) автомобіля, що виникає при створенні керуючого впливу. За допомогою зазначеного критерію можна оцінити динамічні властивості автомобіля не тільки на повороті, але також при розгоні та гальмуванні.

Режими руху автомобілів у транспортному потоці визначаються їх тяговими й потужнісними можливостями [1, 6]. Зазначені режими характеризуються лінійними швидкостями, прискореннями й шумом прискорень автомобілів. Із часом на дорогах з'являються більш досконалі автомобілі, що мають більш високу потужність двигунів. Це призводить до ускладнення режимів руху. Тому, періодично, необхідно робити заміри параметрів руху автомобілів у транспортному потоці й оцінку режимів руху за величинами прискорень. Для цього бажано використовувати вимірювальні комплекси, не вбудовані в автомобіль, але такі, що дозволяють здійснювати реєстрацію й обробіток параметрів його руху. В наш час такі вимірювальні комплекси існують [3, 4].

*Формулювання цілей статті.* Метою дослідження є визначення параметрів стійкості, а також динамічних характеристик автомобільних цистерн на базі ЗИЛ-131 в дорожніх умовах за допомогою мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу. Для досягнення вказаної мети необхідно провести експериментальні дослідження режимів руху автомобільних цистерн.

*Основна частина.* Об'єктом випробувань обрано автомобіль, маса якого в ході експериментальних досліджень змінюється в широких межах. В якості такого автомобіля обрана автоцистерна АРС-14 на базі ЗИЛ-131 (рис. 1 а), маса якого змінювалася в межах від 7210 кг до 9710 кг за рахунок ступеню заповнення цистерни водою. Випробування проводилися на горизонтальній ділянці дороги з твердим і рівним асфальтобетонним покриттям. Інтенсивність руху автотранспорту під час проведення експерименту була мінімальною. Агрегати трансмісії і ходової частини автомобіля перед початком випробувань були прогріті. Шини чисті, сухі, знос рисунка протектора не більше 5%. Дорожні експериментальні дослідження базувалися на вимірюванні параметрів руху автомобіля інерційними чутливими елементами (давачами) в реальних умовах руху.

На рисунку 1б представлені місця і спосіб кріплення на раму автомобіля трикоординатних давачів прискорень, а на рисунку 2 – схема їх установки.



Рис. 1. Автоцистерна АРС-14 на базі автомобіля ЗІЛ-131 в ході проведення експериментальних досліджень: а – загальний вигляд автомобіля; б – кріплення на рамі трикоординатних датчиків прискорення.

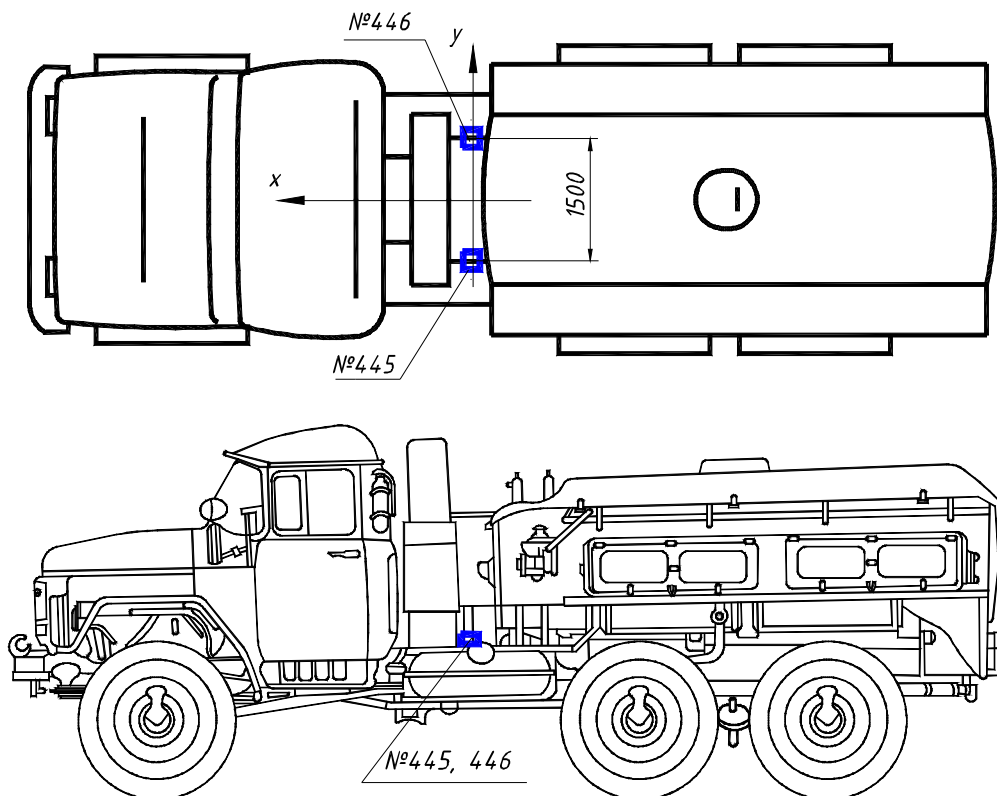


Рис. 2. Схема установки трикоординатних датчиків прискорення на автоцистерні АРС-14 на базі автомобіля ЗІЛ-131 при проведенні експериментальних досліджень.



Зняття повздовжніх прискорень автомобіля здійснювалося одночасно з двох здавачів. Це дозволяє підвищити точність вимірювань за рахунок усереднення отриманих значень.

Під час експерименту автомобіль з певним завантаженням здійснював розгін з місця при однаковому ступеню натискання на педаль газу. Далі здійснювалася зупинка, після якої заїзд повторювався в зворотньому напрямку для компенсації кутів ухилу дороги. Після цього змінювалося завантаження автомобіля шляхом зливання відповідного обсягу води з цистерни і цикл випробувань повторювався. Дорожні випробування автоцистерни АРС-14 проводилися при повному заповненні цистерни водою, при заповненні цистерни на 75%, на 50%, на 25% і при відсутності води у цистерні, що відповідає масі автомобіля 9710 кг, 8460 кг, 7835 кг, 7210 кг відповідно. При цьому в кабіні автомобіля знаходилося три людини загальною масою 240 кг. Час одного заїзду становив до 60 с. У процесі руху реєструвалися наступні параметри: час руху  $t$ , с; швидкість руху за спідометром, км/год.; коди АЦП за осями  $X$ ,  $Y$  та  $Z$  з двох давачів (для переведення в лінійні прискорення).

Безперервний процес запису показань давачів прискорень здійснювався за допомогою спеціальної програми, яка дозволяє одночасно реєструвати дані і зберігати їх на жорсткому диску ЕОМ, а також візуалізувати процес випробувань.

Метеорологічні умови при проведенні аналізу за даними метеослужби перед початком і у кінці експерименту в зоні розташування ділянки дороги, на якій проводилися дослідження, наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Звіт з метеообстановки.

Час	Опади	Напрямок вітру	Швидкість вітру м/с	Темп. пов., °С	Вологість, %	Атм. тиск, мм рт.ст.
09-00	Без опадів	П	6	+1	93	767,6
10-00	Без опадів	ПС	5	+2	92	768,2
11-00	Без опадів	ПС	6	+2	90	768,5

Під час випробувань використовувалося наступне матеріально-технічне забезпечення:

1. Автомобільна цистерна для перевезення рідкого вантажу АРС-14 на базі ЗИЛ-131.
2. Мобільний реєстраційно-вимірвальний комплекс (МРВК):



- давач прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 06085445;
  - давач прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 06085446;
  - ПЕОМ Acer ASPIRE 5520G заводський номер №4104A AR5VBX63.
3. Пристосування спеціальне для закріплення давачів прискорення.
  4. Рулетка вимірювальна металева P50Y3K ДСТУ 4179-2003.
  5. Фотокамера NIKON Coolpix S2600.

Технічні характеристики APC-14 відповідали нормам експлуатаційно-технічної документації. Повна маса APC-14 дорівнювала 6970 кг – за даними, вказаними в експлуатаційно-технічній документації на зразок автомобільної техніки з урахуванням маси водія, наявності експлуатаційних матеріалів, ПММ і вимірювальної апаратури.

Дорожні ділянки відповідали умовам експлуатації засобу рухомості (ЗР) в умовах цементно-бетонних, ґрунтових доріг (прямолінійні, горизонтальні з гладким, сухим і чистим покриттям) та бездоріжжя. Поздовжні ухили на ділянках цементно-бетонних та ґрунтових доріг не більше 0,05%, поперечні ухили не більше 1%. Під'їзні дорожні ділянки мали аналогічне покриття і довжину, достатню для розгону і стабілізації максимальної швидкості ЗР. Довжина ділянок асфальтобетонних та ґрунтових доріг для експерименту складала 2000 м. Довжина ділянок бездоріжжя для експерименту складала 100 м.

Вимірювання динамічних властивостей ЗР проводились відповідно до експлуатаційно-технічної документації на відповідні зразки.

Похибка значень потужності, отриманих за допомогою МРВК, складала не більше 4% (1% – похибка акселерометрів за паспортом і до 3% – похибка установки) [4].

Перший етап – рух асфальтобетонною дорогою при заповненні цистерни на 100%. Другий етап – рух асфальтобетонною дорогою при заповненні цистерни на 75%. Третій етап – рух асфальтобетонною дорогою при заповненні цистерни на 50%. Четвертий етап – рух асфальтобетонною дорогою при заповненні цистерни на 25%. П'ятий етап – рух асфальтобетонною дорогою при порожній цистерні. Шостий етап – рух ґрунтовою дорогою та в умовах бездоріжжя.

Вимірювання динамічних властивостей ЗР проводились штатним обслуговуючим персоналом та членами робочої групи шляхом спостереження за показниками контрольно-вимірювальних пристроїв та МРВК.

Значення поздовжніх прискорень, що розвиваються автомобільною цистерною APC-14, що досліджується, на різних режимах руху наведені на рисунках 3 – 5.



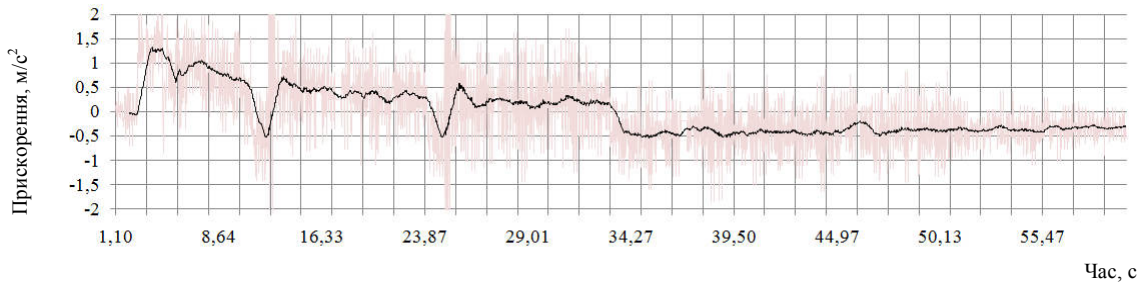


Рис. 3. Показання датчика за віссю X (G16-11-35).

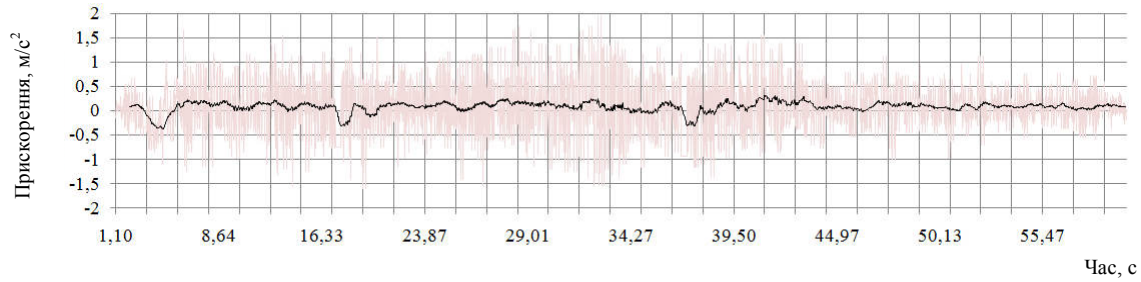


Рис. 4. Показання датчика за віссю Y (G16-11-35).

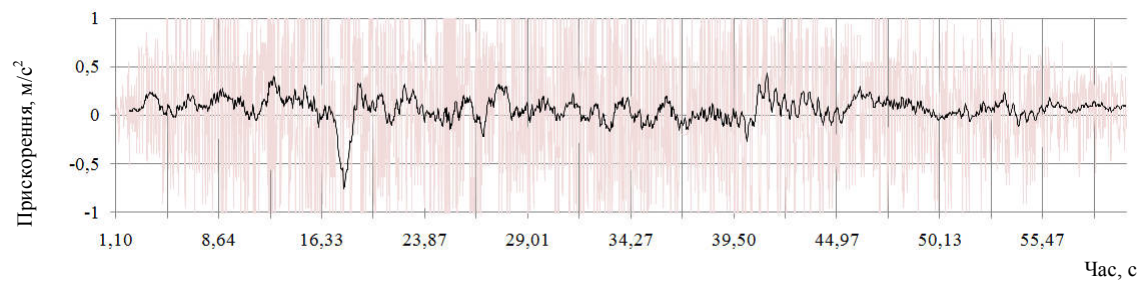


Рис. 5. Показання датчика за віссю Z (G16-11-35).

Визначені з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу кутові швидкості, кутові прискорення автомобільної цистерни АРС-14 для оцінки її маневреності представлені на рисунках 6 – 8.

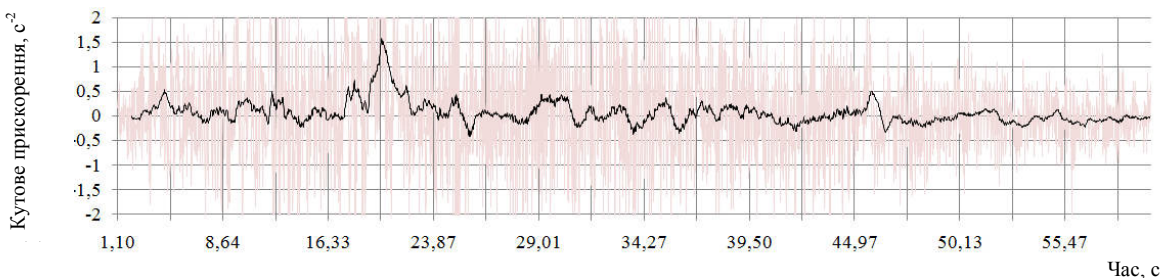


Рис. 6. Кутові прискорення в площині дороги, що виникають при русі автоцистерни АРС-14 (G16-11-35).



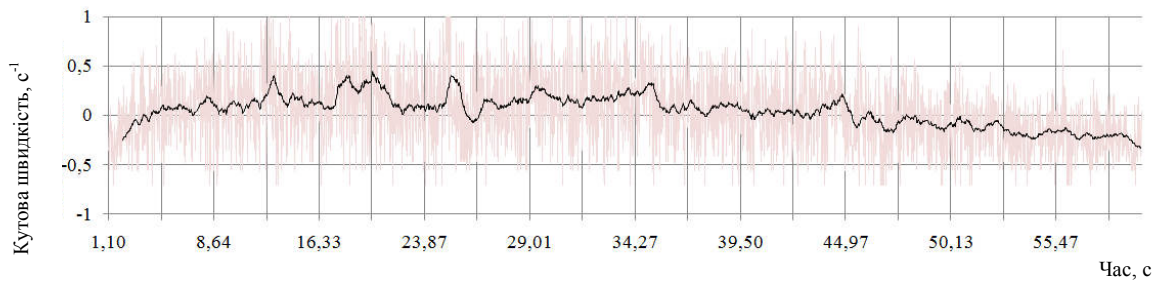
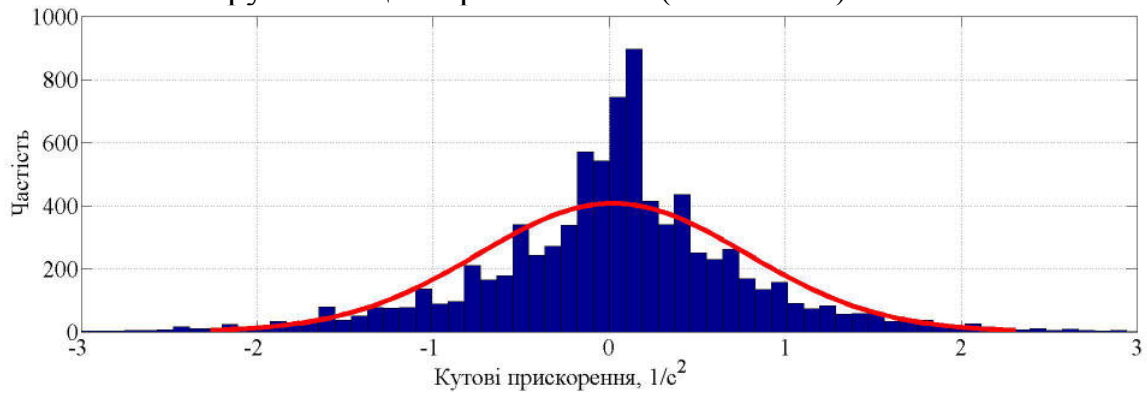
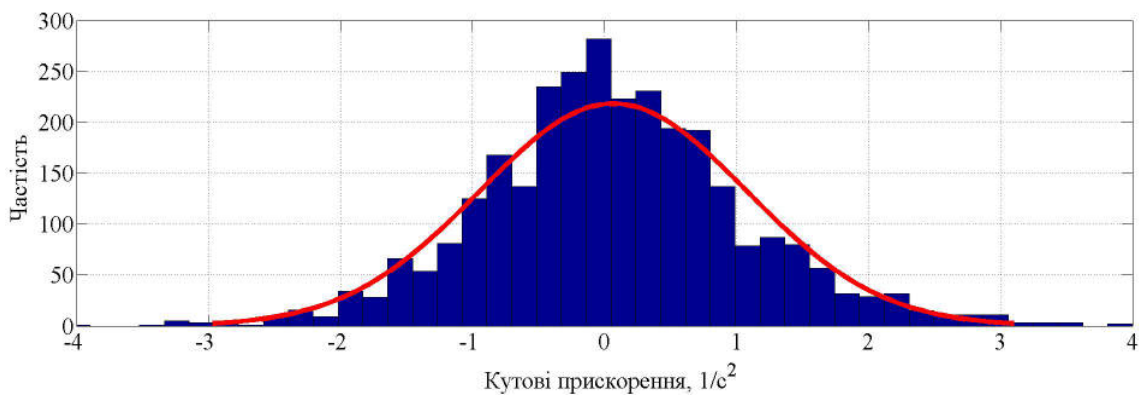


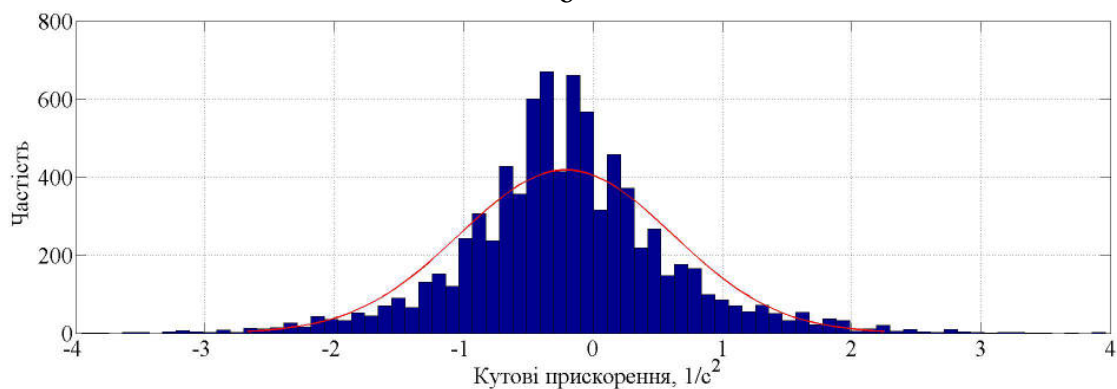
Рис. 7. Кутові швидкості в площині дороги, що виникають при русі автоцистерни АРС-14 (G16-11-35).



а



б



в

Рис. 8. Гістограми розподілу кутових прискорень автоцистерни АРС-14 на базі автомобіля ЗІЛ-131 в площині дороги: а – заповнення цистерни на 100%; б – заповнення цистерни на 75%; в – заповнення цистерни на 50%.



Усереднений нормальний закон зміни кутових прискорень досліджуваної автомобільної цистерни має наступний вигляд

$$Q = \frac{1}{0,82 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{\frac{-(\dot{\nu} + 0,21)^2}{2 \cdot 0,82^2}}$$

*Висновки.* Проведені експериментальні дослідження дозволили отримати закон розподілу випадкових величин кутового прискорення автомобільної цистерни, який може бути використаний при моделюванні руху на ПЕОМ, проектуванні нових машин та кваліметричній оцінці існуючих моделей.

Отриманий усереднений нормальний закон зміни кутових прискорень досліджуваної автомобільної цистерни дозволяє прогнозувати параметри її стійкості. Середнє квадратичне відхилення склало  $0,82 \text{ с}^{-2}$ , а математичне очікування  $0,21 \text{ с}^{-2}$ .

#### *Література.*

1. *Бортницький П.И.* Тягово-скоростные качества автомобилей / *П.И. Бортницький, В.И. Задорожний.* – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.

2. *Высоцкий М.С.* Обеспечение безопасности движения автоцистерн на основе оптимизации конструкции кузова / *М.С. Высоцкий, Ю.М. Плескачевский, А.О. Шимановский, М.Г. Кузнецова* // *Механика машин, механизмов и материалов.* – № 3 (20) – 4 (21) – Гомель: Изд-во БГУТ, – 2012. – С. 142-148.

3. *Гаврилов Э.В.* Принципы разработки мобильных вычислительных комплексов / *Э.В. Гаврилов, О.П. Алексеев, О.П. Смирнов* // *Информационные технологии.* – Х.: Магдебург. – ХГПУ, 1999. – С. 139 – 141.

4. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / *Подригало М.А., Коробко А.И., Клец Д. М., Файст В.Л.*; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – № u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

5. *Подригало М.А.* Динамика автомобиля: [монография] / [М.А. Подригало, В.П. Волков, Д.М. Клец и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

6. *Подригало М.А.* Экспериментальная оценка распределения ускорений при движении автомобилей в транспортном потоке / *М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.Л. Файст* // *Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник,* – 2011. – №1(12). – С. 6 – 12.



## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТОЙЧИВОСТИ И ДИНАМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ЦИСТЕРН В ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ**

В.В. Глущенко, М.А. Подригало, Д.М. Клец, Е.А. Дубинин,  
Д.В. Абрамов

*Аннотация* – проведены экспериментальные исследования параметров движения автомобильных цистерн в дорожных условиях с использованием мобильного регистрационно-измерительного комплекса. Определено статистическое распределение значений ускорений автомобильных цистерн, а также получен усредненный нормальный закон изменения угловых ускорений.

## **EXPERIMENTAL RESEARCH OF ROAD TANKERS STABILITY AND DYNAMIC PARAMETERS ON THE ROAD**

V. Gluschenko, M. Podrigalo, D. Klets, Ye. Dubinin, D. Abramov

### *Summary*

Experimental investigation of the motion parameters of road tankers on the road with the use of mobile registration and measuring system were carried out. The statistical distribution of the acceleration's values of road tankers is defined, as well as the average normal law of angular accelerations change is obtained.



УДК 631.17.002.5

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ЗВ'ЯЗКІВ, КУТІВ І ШВИДКОСТЕЙ КОЛІС ТРАКТОРА КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ ПРИ ПОВОРОТІ

Антощенко Р.В., к.т.н.,

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка

Тел./факс (066) 605-95-47, e-mail: roman.tiaxntusg@gmail.com

**Анотація** – у роботі одержані рівняння кінематичних зв'язків, кути і швидкості коліс трактора класичної компоновки при повороті.

**Ключові слова** – математична, динамічна модель, трактор, кінематичні зв'язки.

*Постановка проблеми.* Розв'язок задач визначення параметрів роботи машинно-тракторного агрегату в значній мірі пов'язаний з побудовою математичної моделі динаміки. Сільськогосподарські машинно-тракторні агрегати, до складу яких входять пружні елементи, відносять до класу неголономних нелінійних механічних систем.

*Аналіз останніх досліджень.* Для дослідження динаміки машинно-тракторних агрегатів використовують рівняння Лагранжу II-го роду [1-3]. У приведених роботах машинно-тракторний агрегат розглядають як голономну динамічну систему. Існують дослідження, в яких трактор, у складі машинно-тракторного агрегату, представлений як двоколісна модель [4]. Таке спрощення недопустиме для сільськогосподарських агрегатів з несиметричним агрегуванням машин. Для дослідження лісгосподарського колісного трейлера обґрунтовано математичну модель з використанням рівнянь Лагранжу, з урахуванням неголономних зв'язків [5].

У наведених вище роботах мають місце спрощення, які потребують поглиблених досліджень динаміки багатоелементних машинно-тракторних агрегатів. Окремі елементи агрегату повинні мати динамічні математичні моделі незв'язані з моделями інших елементів, між якими існують лише кінематичні та силові зв'язки.

*Формулювання цілей статті.* Метою роботи є визначення кінематичних зв'язків, кутів і швидкостей коліс трактора класичної ком-

поновки при повороті, що дозволяють досліджувати динаміку трактора як окремо, так і в складі машинно-тракторного агрегату.

*Основна частина.* Розглянемо динамічну модель колісного трактора класичної компоновки з передніми керованими колесами (на прикладі трактора ХТЗ-16131) (рис. 1).

На рис. 1 використано наступні позначення:  $X, Y, Z$  – Декартові координати центру мас трактора в абсолютній системі координат;  $\alpha, \beta, \gamma$  – кути Крилова (відповідно «крен», «тангаж» та «рискання»), що задають орієнтацію трактора в абсолютній системі координат;  $\omega_{11}, \omega_{12}, \omega_{21}, \omega_{22}$  – кути повороту коліс (відповідно переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого) навколо своїх осей при коченні;  $\psi_{11}$  – кут повороту площини переднього лівого колеса навколо перпендикулярній рамі осі (задається постійним значенням або функцією часу, чи визначається з умов керування – маневрування, об'їзду перешкоди і т.д., тому не включається до узагальнених координат);  $\psi_{12}$  – кут повороту площини переднього правого колеса навколо перпендикулярній рамі осі;  $r_{11}, r_{12}, r_{21}, r_{22}$  – радіуси відповідних коліс;  $l$  – база трактора;  $l_1, l_2$  – відстань від центра мас трактора до вісі передніх та задніх коліс відповідно;  $b_1, b_2$  – колія передніх та задніх коліс;  $e_1$  – відстань між шкворнями передніх коліс.

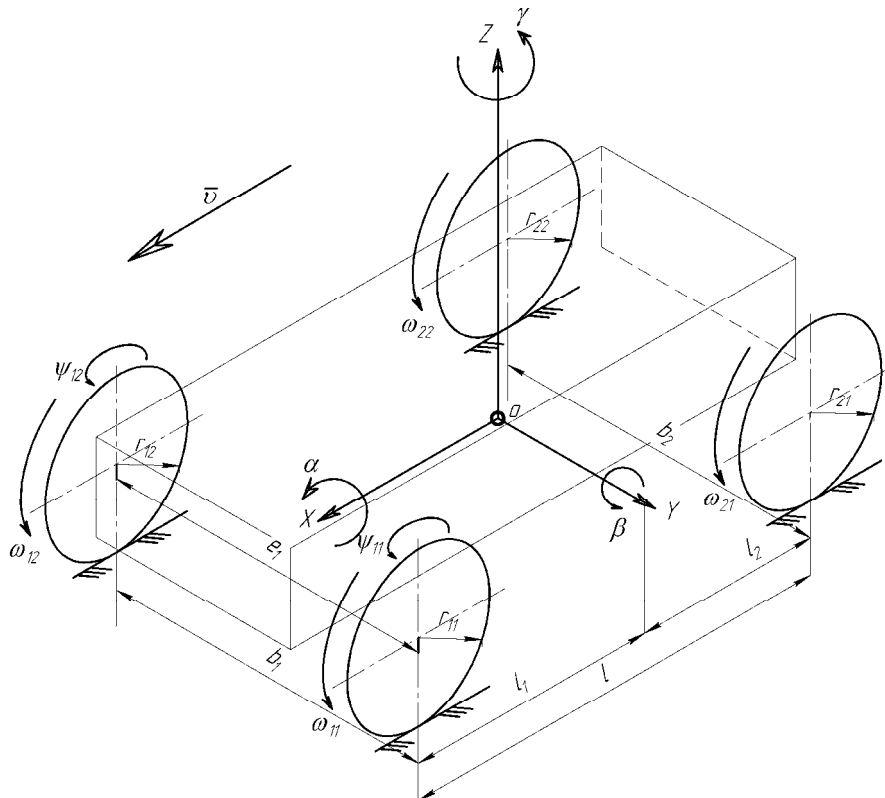


Рис. 1. Динамічна модель колісного трактора класичної компоновки.

Розрахункова схема повороту трактора наведена на рис. 2, де показано вид зверху на раму трактора з передніми керованими колесами. Позначимо точки торкання коліс із ґрунтом  $A_{11}, A_{12}, A_{21}, A_{22}$ , а центри коліс  $C_{11}, C_{12}, C_{21}, C_{22}$ .

Горизонтальні складові швидкостей центрів коліс (точніше складові цих швидкостей у площині рами трактора), позначимо як  $\bar{v}_{C_{11}xy}, \bar{v}_{C_{12}xy}, \bar{v}_{C_{21}x}, \bar{v}_{C_{22}x}$ , а складову швидкості центру мас трактора позначимо  $\bar{v}_{Cxy}$ . Ці складові мають модулі, пропорційні відстаням центрів коліс до миттєвого центру швидкостей (МЦШ) – т.  $P$

$$\frac{v_{Cxy}}{PC} = \frac{v_{C_{11}xy}}{PC_{11}} = \frac{v_{C_{12}xy}}{PC_{12}} = \frac{v_{C_{21}x}}{PC_{21}} = \frac{v_{C_{22}x}}{PC_{22}}. \quad (1)$$

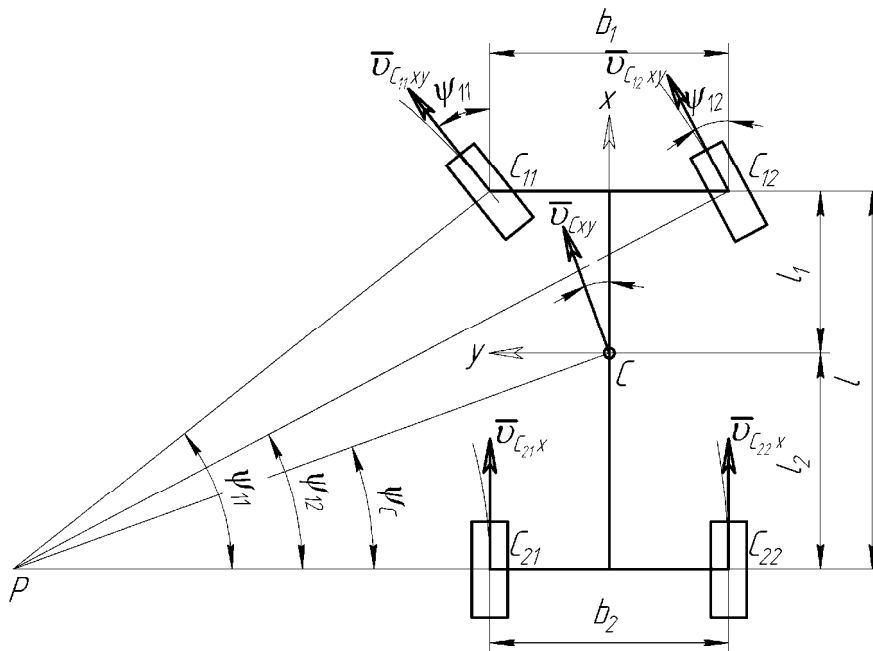


Рис. 2. Розрахункова схема повороту трактора класичної компоновки: т.  $P$  – центр повороту трактора;  $C$  – миттєвий центр швидкостей трактора;  $C_{11}, C_{12}, C_{21}, C_{22}$  – центри коліс трактора;  $\bar{v}_{C_{11}xy}, \bar{v}_{C_{12}xy}, \bar{v}_{C_{21}x}, \bar{v}_{C_{22}x}$  – горизонтальні складові швидкостей центрів коліс.

Знайдемо відстані, що входять до рівняння (1):

$$PC = \sqrt{\left(PC_{21} + \frac{b}{2}\right)^2 + l^2}; \quad PC_{11} = \sqrt{PC_{21}^2 + l^2};$$

$$PC_{12} = \sqrt{PC_{22}^2 + l^2}; \quad PC_{21} = \frac{l}{\operatorname{tg} \psi_{11}}; \quad PC_{22} = PC_{21} + b;$$



Таким чином, отримаємо

$$v_{C_{11}xy} = v_{C_{xy}} \frac{PC_{11}}{PC}.$$

Недоліком цієї формули є виродженість її при  $\psi_{11} = 0$ . Тому одержимо співвідношення між швидкостями центрів коліс, не використовуючи відстані до МЦШ. По теоремі Грасгофа («проекції швидкостей точок твердого тіла на пряму, їхню з'єднуючу, однакові») [6], одержимо:

$$v_{C_{11}xy} \sin \psi_{11} = v_{C_{12}xy} \sin \psi_{12}, \quad (2)$$

$$v_{C_{11}xy} \cos \psi_{11} = v_{C_{21}x}, \quad (3)$$

$$v_{C_{12}xy} \cos \psi_{12} = v_{C_{22}x}. \quad (4)$$

Підставимо (4) в (2), одержимо

$$v_{C_{22}x} = v_{C_{12}xy} \cos \psi_{12} = v_{C_{11}xy} \frac{\sin \psi_{11}}{\sin \psi_{12}} \cos \psi_{12} = v_{C_{11}xy} \sin \psi_{11} \operatorname{ctg} \psi_{12}. \quad (5)$$

З відповідних трикутників випливає

$$\operatorname{ctg} \psi_{12} = \frac{PC_{22}}{l} = \frac{PC_{21} + b}{l} = \operatorname{ctg} \psi_{11} + \frac{b}{l}, \quad (6)$$

або

$$\operatorname{tg} \psi_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg} \psi_{11}} + \frac{b}{l}} = \frac{\operatorname{tg} \psi_{11}}{1 + \frac{b}{l} \operatorname{tg} \psi_{11}} = \frac{\operatorname{tg} \psi_{11}}{1 + \beta \operatorname{tg} \psi_{11}},$$

де  $\beta = \frac{b}{l}$ .

Звідси

$$\psi_{12} = \operatorname{arctg} \left( \frac{\operatorname{tg} \psi_{11}}{1 + \beta \operatorname{tg} \psi_{11}} \right). \quad (7)$$

Цей вираз буде слушним і при повороті трактора вправо, на відміну від повороту вліво, показаного на рис. 2. У цьому випадку буде вважати кути  $\psi_{11}$  і  $\psi_{12}$  негативними, і знаменник буде менше одиниці, що призведе до збільшення модуля кута  $\psi_{12}$  щодо модуля кута  $\psi_{11}$ , що й дасть правильний результат. Таким чином, (7) дає можливість визначити кут повороту правого колеса по куту повороту лівого.

Підставимо (6) в (5), одержимо:





$$\begin{aligned}
 v_{C_{22}x} &= v_{C_{11}xy} (\cos \psi_{11} + \beta \sin \psi_{11}), \\
 v_{C_{12}xy} &= \frac{v_{C_{22}x}}{\cos \psi_{12}}, \\
 v_{C_{21}x} &= v_{C_{11}xy} \cos \psi_{11}.
 \end{aligned} \tag{8}$$

Ці рівняння не інтегруються, тому, являють собою рівняння не-голомомних зв'язків. При  $\psi_{11} = 0$  буде  $\psi_{12} = 0$  та  $v_{C_{12}xy} = v_{C_{21}x} = v_{C_{22}x} = v_{C_{11}xy}$ .

Точки взаємодії коліс із ґрунтом є миттєво нерухливими, тому:

$$\begin{aligned}
 \omega_{11} = \dot{\phi}_{11} &= \frac{v_{C_{11}xy}}{z_{C_{11}}}, & \omega_{12} = \dot{\phi}_{12} &= \frac{v_{C_{12}xy}}{z_{C_{12}}}, \\
 \omega_{21} = \dot{\phi}_{21} &= \frac{v_{C_{21}x}}{z_{C_{21}}}, & \omega_{22} = \dot{\phi}_{22} &= \frac{v_{C_{22}x}}{z_{C_{22}}}.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Рівняння (9) являє собою 4 рівняння кінематичних неголомомних зв'язків, тому що вони не можуть бути проінтегровані. Ці вирази вже вирішені щодо залежних узагальнених швидкостей  $\dot{\phi}_{11}, \dot{\phi}_{12}, \dot{\phi}_{21}, \dot{\phi}_{22}$  і неявно виражаються через узагальнені швидкості  $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$ , тому що через них визначається складова швидкості центру мас  $\vec{v}_{Cxy}$ , а через неї інші швидкості, що входять у вираз (9).

Вектор  $\vec{v}_{Cxy}$  являє собою проекцію вектора швидкості центру мас трактора на площину його рами. Очевидно, його можна знайти через компоненти вектора абсолютної швидкості центру мас ( $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}$ ), скориставшись матрицею повороту  $S_{abc}^{cb}$  від абсолютної системи координат до пов'язаної з трактором головної центральної системи координат (позначеної на рис. 2  $S_{xyz}$ , названої далі, просто «зв'язана»), вираження для компонентів якої мають вигляд [7]

$$S_{abc}^{cb} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{12} & s_{22} & s_{23} \\ s_{31} & s_{23} & s_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{\beta}C_{\gamma} + S_{\alpha}S_{\beta}S_{\gamma} & C_{\alpha}S_{\gamma} & -S_{\beta}C_{\gamma} + S_{\alpha}C_{\beta}S_{\gamma} \\ S_{\alpha}S_{\beta}C_{\gamma} - C_{\beta}S_{\gamma} & C_{\alpha}C_{\gamma} & S_{\alpha}C_{\beta}C_{\gamma} + S_{\beta}S_{\gamma} \\ C_{\alpha}S_{\beta} & -S_{\alpha} & C_{\alpha}C_{\beta} \end{bmatrix},$$

де  $C_{\alpha} = \cos \alpha$ ,  $C_{\beta} = \cos \beta$ ,  $C_{\gamma} = \cos \gamma$ ,  $S_{\alpha} = \sin \alpha$ ,  $S_{\beta} = \sin \beta$ ,  $S_{\gamma} = \sin \gamma$ .

Швидкість центру мас трактора буде наступною

$$\vec{v}_{Cxy} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{21} & s_{22} & s_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix}. \tag{10}$$



З іншого боку, модуль цієї складової швидкості можна знайти як швидкість точки тіла (рами), що обертається навколо т.  $P$  з кутовою швидкістю, що дорівнює складової абсолютної кутової швидкості  $\omega_z$  вздовж осі  $Cz$ , перпендикулярної площини рами. Ця кутова швидкість має у зв'язаній системі координат вигляд

$$\vec{\omega} = [\omega_x \quad \omega_y \quad \omega_z]^T = [\dot{\alpha}C_\gamma + \dot{\beta}C_\alpha S_\gamma \quad -\dot{\alpha}S_\gamma + \dot{\beta}C_\alpha C_\gamma \quad -\dot{\beta}S_\alpha + \dot{\gamma}]^T,$$

тому модуль складової швидкості центру мас одержить вираз

$$v_{Cxy} = \omega_z \cdot PC,$$

а відповідні компоненти по осях  $Cx$  і  $Cy$

$$\vec{v}_{Cxy} = (\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cdot PC \begin{bmatrix} \cos \psi_C \\ \sin \psi_C \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Дорівнюємо праві частини виразів (10) і (11), одержимо

$$\begin{aligned} s_{11}\dot{X} + s_{12}\dot{Y} + s_{13}\dot{Z} &= (\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cdot PC \cdot \cos \psi_C, \\ s_{21}\dot{X} + s_{22}\dot{Y} + s_{23}\dot{Z} &= (\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cdot PC \cdot \sin \psi_C, \end{aligned} \quad (12)$$

(12) є рівнянням ще двох неголономних зв'язків.

Разом система «трактор на пружних колесах» представляється неголономною системою з 6-ю неголономними зв'язками, рівняння яких представляються виразами (9) і (12). При цьому (12) дозволяє виразити дві узагальнені швидкості через три інших, що сюди входять. Можливі три варіанти:

1. виразити  $\dot{X}, \dot{Y}$  через  $\dot{Z}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$ ;
2. виразити  $\dot{X}, \dot{Z}$  через  $\dot{Y}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$ ;
3. виразити  $\dot{Y}, \dot{Z}$  через  $\dot{X}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$ .

У першому випадку визначник системи рівнянь буде наступний:

$$\begin{aligned} \Delta &= \begin{vmatrix} s_{11} & s_{12} \\ s_{21} & s_{22} \end{vmatrix} = (C_\beta C_\gamma + S_\alpha S_\beta S_\gamma) C_\alpha C_\gamma - (S_\alpha S_\beta C_\gamma - C_\beta S_\gamma) C_\alpha S_\gamma = \\ &= C_\alpha C_\beta C_\gamma^2 + C_\alpha C_\beta S_\gamma^2 = C_\alpha C_\beta = \cos \alpha \cos \beta; \end{aligned}$$

у другому випадку

$$\Delta = S_\alpha = \sin \alpha;$$

у третьому

$$\Delta = C_\alpha S_\beta = \cos \alpha \sin \beta.$$



Звідси видно, що треба зупинитися на першому випадку, тому що при русі трактора визначник системи рівнянь не дорівнює нулю та близький до 1.

Одержимо для цього випадку допоміжні визначники:

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} PC(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cos \psi_c - s_{13} \dot{Z} & s_{12} \\ PC(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \sin \psi_c - s_{23} \dot{Z} & s_{22} \end{vmatrix} = \\ = [PC(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cos(\gamma + \psi_c) + \dot{Z} \sin \beta] \cos \alpha,$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} s_{11} & PC(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cos \psi_c - s_{13} \dot{Z} \\ s_{21} & PC(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \sin \psi_c - s_{23} \dot{Z} \end{vmatrix} = \\ = PC(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) [\cos \beta \sin(\gamma + \psi_c) - \sin \alpha \sin \beta \cos(\gamma + \psi_c)] - \dot{Z} \sin \alpha.$$

Тоді запишемо шукані розв'язки:

$$\dot{X} = \frac{[PC(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) \cos(\gamma + \psi_c) + \dot{Z} \sin \beta]}{\cos \beta}, \\ \dot{Y} = \frac{PC(\dot{\gamma} - \dot{\beta} \sin \alpha) [\cos \beta \sin(\gamma + \psi_c) - \sin \alpha \sin \beta \cos(\gamma + \psi_c)] - \dot{Z} \sin \alpha}{\cos \alpha \cos \beta}. \quad (13)$$

Таким чином, у трактора на пружних колесах 10 узагальнених координат. З урахуванням неголономних зв'язків, рівняння яких представлені формулами (9) і (13), у цієї системи 4 ступені свободи. Рівняння (9) і (13) дозволяють одержати рівняння *шести залежних* узагальнених швидкостей (залежних варіацій узагальнених координат) від *інших незалежних*.

#### Висновки.

1. У роботі одержані рівняння кінематичних зв'язків, залежності кутів і швидкостей коліс трактора класичної компоновки при повороті.

2. У чотирьохколісного трактора 10 узагальнених координат. З урахуванням неголономних зв'язків динамічна система має 4 ступені свободи.

3. Для трактора класичної компоновки одержані рівняння шести залежних узагальнених швидкостей (залежних варіацій узагальнених координат) від інших незалежних.

#### Література

1. Ярошенко П.М. Математична модель комбінованого посівного агрегату [Текст] / П. М. Ярошенко // Вісник Сумського національного аграрного університету. Суми, 2008. – Вип. 3 (19). – С. 62 – 66.
2. Артёмов Н.П. Повышение устойчивости движения пахотного аг-



- регата при изменении технических параметров системы управления: дисс. кандидата техн. наук: 05.05.11 «Машины и средства механизации с.-х. производства» [Текст] / *Артёмов Николай Прокофьевич.* – Харьков, 2006. – 179 с.
3. *Ямков О.В.* Обґрунтування раціональної схеми компоновки і колії трактора бурякозбирального агрегата [Текст] / *О.В. Ямков* // Зб. наук. пр. Національний університет біоресурсів і природокористування України. – К.: НУБіП України. – Вип.144, ч.3. – 2010. – С. 399 – 409.
  4. *Manoj K.* Modeling, identification and analysis of tractor and single axle towed implement system [Text] / *K. Manoj* // Iowa State University, 2009. – 246 p.
  5. *Кочнев А.М.* Математическая модель взаимодействия колесной трелевочной системы с волоком с учетом неголономных связей [Текст] / *А.М. Кочнев* // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2009. – №12. – С. 14 – 19.
  6. *Тарг С.М.* Краткий курс теоретической механики: Учеб. для втузов [Текст] / *С.М. Тарг* – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.
  7. *Синяков И.М.* Системы управления упругими подвижными объектами [Текст] / *И.М. Синяков* – Л.: ЛГУ, 1981. – 200 с.

## **К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ, УГЛОВ И СКОРОСТЕЙ КОЛЕС ТРАКТОРА КЛАССИЧЕСКОЙ КОМПОНОВКИ ПРИ ПОВОРОТЕ**

Р.В. Антощенко

**Аннотация** - в работе определены кинематические связи, углы и скорости колес трактора классической компоновки при повороте.

## **TO DETERMINE KINEMATIC CONSTRAINTS ANGULAR AND SPEED OF THE TRACTOR WHEELS THE CLASSIC LAYOUT WHEN TURNING**

R. Antoshchenkov

### **Summary**

**In this paper we define kinematic constraints, angles and speed of the tractor wheels classic layout when turning.**



УДК 631.17.002.5

## АНАЛИЗ БУКСОВАНИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Антощенко Р.В., к.т.н.,

Кашин Д.В. аспирант\*

*Харьковский национальный технический университет**сельского хозяйства им. П. Василенко*

тел./факс (057) 732-97-95, e-mail: tiaxntusg@gmail.com

**Аннотация** - в работе обосновываются причины появления буксования и его влияние на тягово-энергетические показатели машинно-тракторного агрегата.

**Ключевые слова** – буксование, движители, машинно-тракторный агрегат.

*Постановка проблемы.* Основными критериями эффективности тракторов сельскохозяйственного назначения являются тяговая мощность или тяговый КПД. Поэтому усилие, соответствующее максимальной тяговой мощности или тяговому КПД, является оптимальным, а работа трактора с таким усилием обеспечивает ему максимальную производительность и топливную экономичность. Следовательно, задача исследования динамики процесса буксования колёс трактора является актуальной.

*Анализ последних исследований.* Эластичное колесо или гусеница для повышения сцепления с грунтом оснащается грунтозацепами; при этом взаимодействие движителя с грунтом можно рассматривать как проявление действия трёх сил трения между опорной поверхностью и грунтом, сдвига при упоре грунтозацепов и среза грунтового «кирпича» боковыми гранями грунтозацепов. На поверхностях с твёрдым покрытием проявляются преимущественно силы трения. На деформируемой поверхности грунтозацепы движителя сдвигают и срезают грунт в направлении, обратном движению. Упор грунтозацепов, сдвиг и срез грунтовых «кирпичей» возможен только при полном использовании сил трения, т.е. когда есть буксование движителя. Теоретически реализация ведущего момента должна сопровождаться буксованием, в результате чего движитель как бы перемещается назад на некоторое расстояние. В этом заключаются физическая сущность буксования движителей и основная причина снижения поступательной

---

\* Научный руководитель – доц., к.т.н. Антощенко Р.В.

© Р.В. Антощенко, Д.В. Кашин



скорости машины [1, 2].

*Формулирование целей статьи.* Целью данной работы является обоснование причин появления буксования и исследования его влияния на тягово-энергетические показатели машинно-тракторного агрегата.

*Основная часть.* Касательная сила тяги движителя возрастает с ростом буксования до определенного значения, после чего происходит её снижение.

Максимальная касательная сила тяги эластичного колеса (шины) достигается при значении буксования равном 0,15 – 0,20 (15 – 20%) на твёрдой опорной поверхности, 0,22 – 0,24 (22 – 24%) на деформируемой и свыше 0,3 (30%) для фона «поле под посев». Буксование свыше 0,3 (более 30%) существенно ухудшает показатели работы агрегата и приводит к недопустимому разрушению структуры почвы. Контроль буксования движителей и поддержание значения в оптимальных пределах необходимы для снижения вредного воздействия машинно-тракторных агрегатов на почву и повышения эффективности их работы. Измерение действительной скорости поступательного движения с помощью радарных средств основано на использовании эффекта Доплера, что находит применение в с.-х. производстве [3].

При буксовании разрушается структура почвы и нарушаются связи между её частицами, что приводит к увеличению глубины погружения колеса и к дополнительным затратам энергии на образование колеи. Чем меньше прочность грунта, тем интенсивнее происходит этот процесс.

В классической теории трактора [4-6] потенциальная тяговая характеристика и тяговый КПД как колесного, так и гусеничного трактора описываются следующими известными выражениями:

$$N_{KP} = N_E \eta_{TP} \left( \frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP} + f} \right) (1 - \delta), \quad (1)$$

$$\eta_T = \eta_{TP} \left( \frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP} + f} \right) (1 - \delta), \quad (2)$$

где  $\delta$  – коэффициент буксования;

$N_{KP}$  – удельная тяговая мощность;

$N_E$  – удельная мощность двигателя;

$\varphi_{KP}$  – удельное тяговое усилие;

$f$  – коэффициент сопротивления передвижению;

$\eta_T$  – тяговый КПД;

$\eta_{TP}$  – КПД трансмиссии.

В работах [1, 2] в результате обобщения экспериментальных данных в широком диапазоне грунтовых условий для колесных тракторов предложена следующая формула коэффициента буксования:

$$\delta = 1 - \left( 1 - \frac{\varphi_K}{\varphi_{K \max}} \right)^{0,1 \left( 1 + \frac{\varphi_K}{\varphi_{K \max}} \right)}, \quad (3)$$

где  $\varphi_{K \max}$  – максимальное касательное усилие на ведущих колесах.

Данная зависимость отражает более крутой характер кривой буксования колесных тракторов, а также наличие буксования при нулевом  $\varphi_{кр}$ .

Буксование трактора (2) оказывает значительное влияние на его тяговую характеристику и тем самым на энергетический баланс, энергетический потенциал производительности и непосредственно на производительность агрегата.

Для гусеничного сельскохозяйственного трактора средний коэффициент буксования в процессе рабочего элемента цикла составляет 2 – 10%, а для колесного трактора 10 – 30% при значительной вероятности работы более 30%.

Результаты математического моделирования динамики трактора ХТЗ-17022 (в составе пахотного машинно-тракторного агрегата) [7] показали увеличение буксования при разгоне с места и последующем установлении на постоянном значении при постоянной скорости (рис. 1).

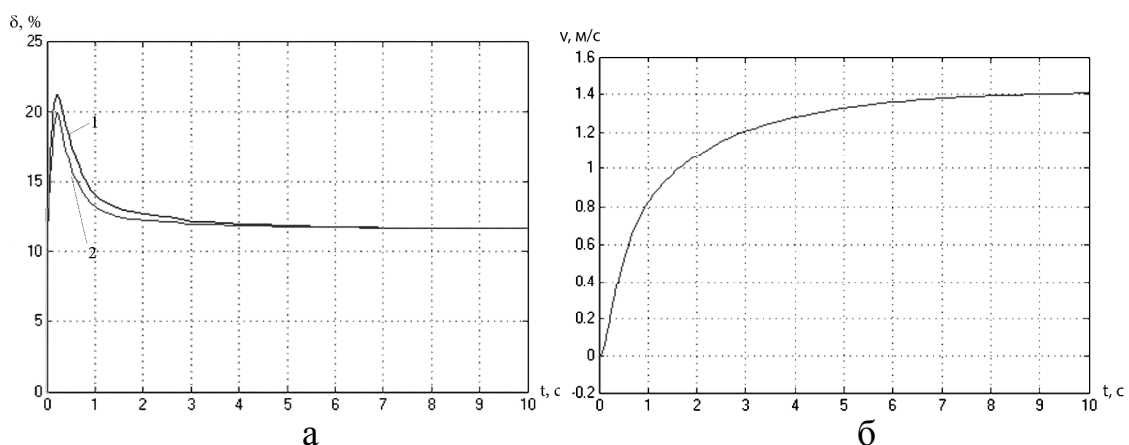


Рис. 1. Результаты моделирования динамики трактора ХТЗ-17022 (а – буксование колёс трактора, б – скорость движения): 1 – буксование колёс передней оси трактора; 2 – буксование колёс задней оси.



Таблица 1 – Результаты величины буксования от частоты колебаний тяговой нагрузки

Коэффициент буксования		Частота колебаний тяговой нагрузки			
		$m_1=5,4$ 1/сек	$m_2=8,8$ 1/сек	$m_3=10,2$ 1/сек	$m_4=12,7$ 1/сек
$\delta_1$	Экспериментальные при $v=7,5$ км/ч	14,8	19,7	23,6	28,2
$\delta_2$	Экспериментальные при $v=9,6$ км/ч	13,8	17,7	20,1	23,7
$\delta_3$	Экспериментальные при $v=13$ км/ч	10,8	14	15,9	18
$\delta_4$	Экспериментальные при $v=16$ км/ч	10	11,2	12	13,7

Результаты экспериментального исследования [8] показали влияние частоты и амплитуды колебаний тягового сопротивления на величину буксования ведущих колес трактора при разных скоростях движения (табл. 1, рис. 2). Данные исследований позволяют судить о характере изменения величины буксования в зависимости от частоты и амплитуды колебаний тягового сопротивления.

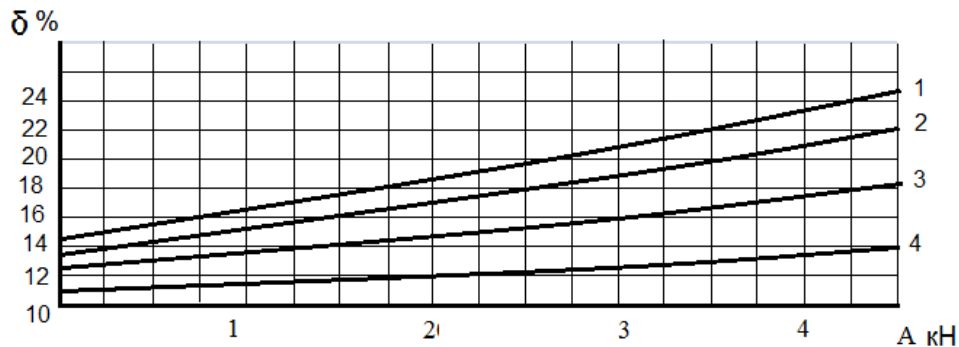


Рис. 2. Влияние амплитуды  $A$  колебаний тяговой нагрузки на величину буксования  $\delta$  при постоянной крюковой силе тяги при разных скоростях движения: 1 – 7,5 км/ч; 2 – 9,6 км/ч; 3 – 13 км/ч; 4 – 16 км/ч.

При скорости движения трактора 7,5 км/ч с изменением частоты колебания тягового сопротивления буксование ведущих колес возросло в 1,9 раза, а при скорости 16 км/ч увеличение буксования значительно меньше.

С ростом амплитуды колебаний тягового сопротивления буксование ведущих колес трактора увеличивается (рис. 2). Изменение амплитуды колебаний тягового сопротивления от 0,96 кН до 4 кН увеличило буксование ведущих колес в 1,6 раза при скорости движения 7,5 км/ч (рис.2 линия 1) и в 1,2 раза при скорости движения 16 км/ч (рис. 2 линия 4).



Увеличение буксования ведущих колес трактора с ростом амплитуды колебаний тягового сопротивления можно объяснить тем, что при сцеплении колеса с почвой зацепы оказывают на элементы почвы ударную нагрузку. При этом происходит скалывание слоя почвы, защемленного между зацепами, в результате чего уменьшается сопротивление почвы сдвигу, а горизонтальная деформация почвы возрастает.

*Выводы.*

1. Буксование трактора оказывает значительное влияние на его тяговую характеристику и тем самым на энергетический баланс, энергетический потенциал производительности и непосредственно на производительность агрегата.

2. Для гусеничного сельскохозяйственного трактора средний коэффициент буксования в процессе работы составляет 2 – 10 %, а для колесного трактора может составлять 10 – 30 %.

3. Результаты экспериментальных исследований показали влияние частоты и амплитуды колебаний тягового сопротивления на величину буксования ведущих колес трактора при разных скоростях движения.

*Литература.*

1. Гинзбург Ю.В. Промышленные тракторы [Текст] / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1986. – 293 с.

2. Гинзбург Ю.В. Тяговые характеристики гусеничных и колесных промышленных тракторов [Текст] / Ю.В. Гинзбург, А.П. Парфенов, А.И. Швед. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1981. – 75 с.

3. Малорацкий Л.Г. Радиолокационные измерения параметров движения машинно-тракторного агрегата [Текст] / Л.Г. Малорацкий // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1986. – № 11. – С. 18 – 20.

4. Позин Б.М. Вопросы методологии в теории тяговой характеристики трактора [Текст] / Б.М. Позин. – Челябинск: ЧИМЭСХ, 2006. – 123 с.

5. Тракторы: Теория / [В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.] ; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

6. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов [Текст] / И.И. Трепененков. – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.

7. Антощенко Р.В. Теоретические исследования динамической модели колесного трактора класса 30КН [Текст] / Р.В. Антощенко // Motrol. – Т. 15, №7 – 2013. – Lublin. – С. 171 – 176.

8. Мочунова Н.А. К вопросу определения буксования ведущих



колес трактора [Текст] / *А.К. Тургиев, М.А. Каранетян, Н.А. Мочунова*  
// Естественные и технические науки. – 2010. – № 5. – С. 570 – 572.

## **АНАЛІЗ БУКСУВАННЯ РУШІВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ**

**Р. В. Антощенко, Д.В. Кашин**

***Анотація*** - у роботі обґрунтовуються причини появи буксування та вплив на тягово-енергетичні показники машинно-тракторного агрегату.

## **ANALYSIS OF WHEELS SLIPPING OF TRACTOR UNIT**

**R. Antoshchenkov, D. Kashin**

### ***Summary***

**The substantiates reasons for the appearance wheels slipping and its effect on energy performance of a tractor unit are presented in this article.**



УДК 629.017

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО КОЛЕСНОГО СРЕДСТВА ТРАНСПОРТА ПО НЕРОВНОСТЯМ

Дубинин Е.А., к.т.н.,

Полянский А.С., д.т.н.,

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

Руднев Ю.И., к.физ.-мат.н.,

*Харьковский национальный университет им. В.Н. Каразина*

Тел.: +38 (057) 707-37-33, e-mail: dubinin-rmn@yandex.ru

**Аннотация** – получена математическая модель движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям с учетом наличия упругих элементов в горизонтальном шарнире между секциями. Применение упругих элементов снижает величины максимальных угловых скоростей секций на 15-20%, при этом повышается динамическая устойчивость и надежность машины. Адекватность расчетов по предложенной модели подтверждена результатами соответствующих экспериментальных исследований. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых и модернизации находящихся в эксплуатации шарнирно-сочлененных машин для повышения их надежности и устойчивости положения.

**Ключевые слова** – моделирование, шарнирно-сочлененный, средство транспорта, упругий элемент, устойчивость положения, надежность, неровность поверхности.

*Постановка проблемы.* Повышение устойчивости положения и надежности колесных средств транспорта в значительной степени влияет на безопасность их эксплуатации. Для шарнирно-сочлененных машин, в связи с их конструктивными особенностями, это имеет особое значение. Известно, что обеспечивать и повышать надежность и устойчивость можно различными способами, в том числе изменением конструкции или ее дополнением различными элементами. При этом важной составляющей такого процесса является прогнозирование степени влияния предлагаемых разработок на параметры устойчивости положения и надежности средств транспорта путем матема-



тического моделирования до создания дорогостоящих натуральных образцов.

*Анализ последних исследований.* Исследованиями характеристик движения динамических систем, в том числе колесных средств транспорта, занималось большое количество авторов [1-13]. При этом большая часть работ направлена на определение параметров устойчивости движения и плавности хода. Определение характеристик устойчивости положения неразрывно связано как с конструктивными параметрами машины, так и с параметрами движения. Установлено, что большое влияние на устойчивость положения при движении по неровностям оказывают подвеска и шины средств транспорта [1, 2].

В то же время вопросам изучения динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных машин при движении по неровностям уделено недостаточно внимания. Поэтому решение задач, связанных с определением параметров и повышением устойчивости положения и надежности таких машин, является актуальным.

*Формулирование целей статьи.* Целью работы является исследование возможности повышения динамической устойчивости и надежности шарнирно-сочлененных средств транспорта за счет применения упругих элементов в горизонтальном шарнире. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям;
- оценить адекватность предложенной модели и степень влияния упругих элементов в горизонтальном шарнире на устойчивость положения средства транспорта.

*Основная часть.* При составлении динамической модели движения шарнирно-сочлененного колесного трактора по неровностям были учтены основные конструктивные параметры, влияющие на устойчивость его положения в плоскости, перпендикулярной опорной поверхности, а также характеристики самой опорной поверхности. Предложенный подход позволяет учесть вертикальные и угловые колебания подрессоренной и непрорессоренных масс; взаимодействие полурам в процессе движения; вязко-упругие характеристики подвески и шин трактора.

Исходя из конструктивных особенностей шарнирно-сочлененного колесного трактора, принят ряд допущений для упрощения математической модели:

- шарнирно-сочлененный трактор движется с постоянной скоростью относительно выбранного направления, наезд на препятствия осуществляется колесами одного борта (такой режим движения соответствует наиболее распространенным условиям реальной эксплуатации);

- исключается влияние жесткости полурам на динамику движения (деформации полурам ничтожно малы и не оказывают существенного влияния на рассматриваемые процессы);
- связь между полурамами осуществляется через шарнир с упругими элементами в поперечной плоскости (при их наличии), перпендикулярной к опорной поверхности (при этом отсутствуют повышенные зазоры, износ, деформации и потери на трение);
- не учитывается поперечная деформация шин;
- центры масс частей трактора в начальный момент находятся в продольной плоскости его симметрии;
- трактор движется по твердой опорной поверхности, ее деформация не учитывается.

После принятия этих допущений была составлена динамическая модель трактора с шестью степенями свободы (рис. 1). Принятая модель использовалась в дальнейшем для составления математической модели движения трактора.

Неподвижная система координат  $ZOY$  связана с горизонтальной опорной поверхностью, причем ось  $OZ$  проходит через середину моста трактора. Принимаем, что данная точка движется только в продольной плоскости  $ZOX$ . Координаты центров масс трактора обозначим через  $z_{n1}, y_{n1}$  для неподдресоренной массы передней секции, через  $z_{n1}, y_{n1}$  для поддресоренной массы передней секции, через  $z_2, y_2$  для задней секции.

На рис. 2 показан пример поверхности дороги с неровностями, по которой осуществляется движение.

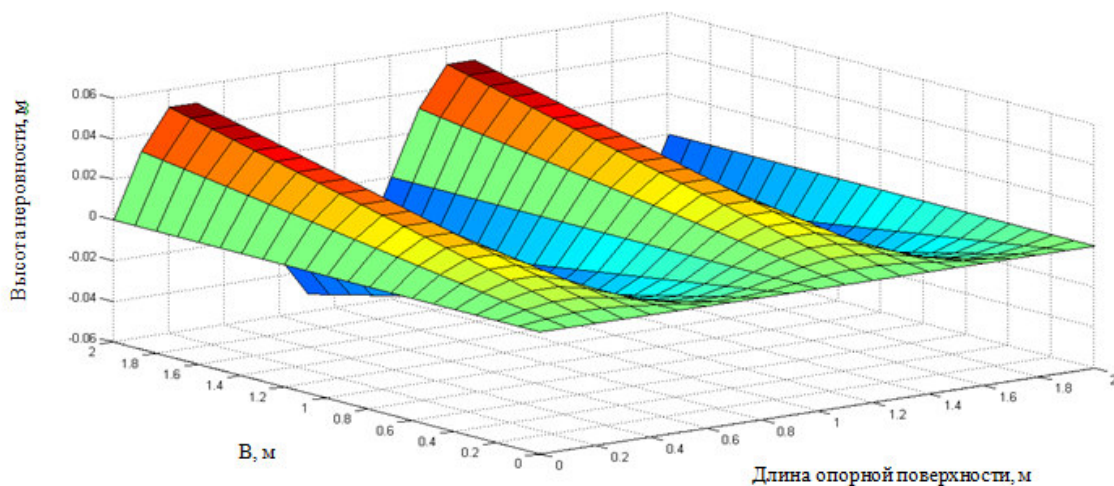


Рис. 2. Общий вид поверхности, по которой осуществляется движение шарнирно-сочлененного колесного трактора.

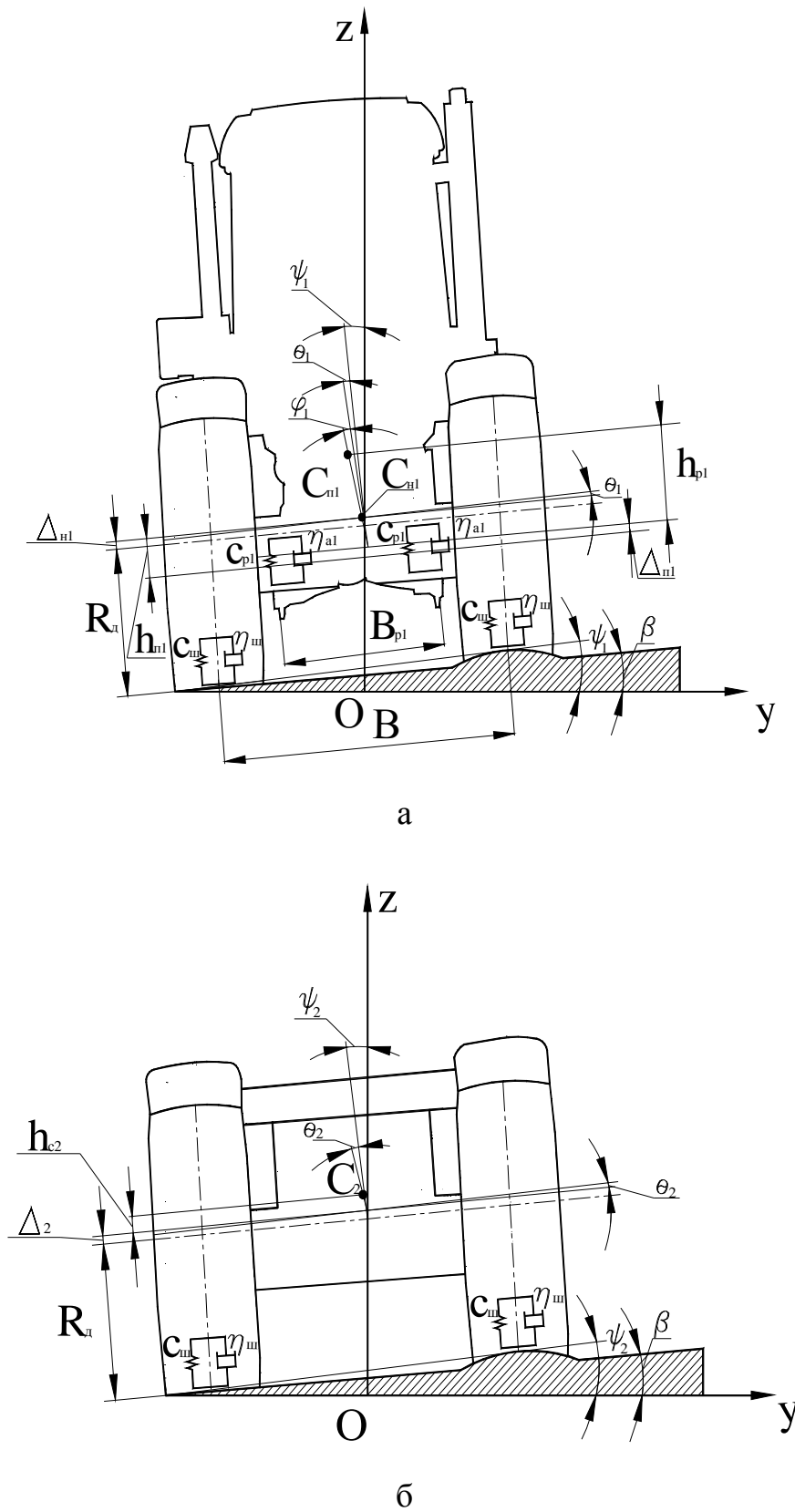


Рис. 1. Динамическая модель шарнирно-сочлененного колесного трактора: а – передняя секция, б – задняя секция.





При составлении динамической модели введем следующие обозначения для секций шарнирно-сочлененного трактора (индексом 1 обозначены параметры передней секции, индексом 2 – задней секции):

$m_{n1}$  – масса неподрессоренной части передней секции;

$m_{r1}$  – масса поддрессоренной части передней секции;

$m_{n1} + m_{r1} = m_1$  – масса передней секции;

$m_2$  – масса задней секции;

$J_{n1}$  – центральный момент инерции неподрессоренной массы передней секции;

$J_{r1}$  – центральный момент инерции поддрессоренной массы передней секции;

$J_2$  – центральный момент инерции задней секции;

$C_{p1}$  – жесткость рессоры подвески в вертикальном направлении;

$\eta_{a1}$  – коэффициент демпирования амортизатора подвески;

$C_{u1} = C_{u1} = C_{u2}$  – радиальная жесткость шины;

$\eta_{u1} = \eta_{u1} = \eta_{u2}$  – коэффициент демпирования шины;

$R_d = R_{d1} = R_{d2}$  – динамический радиус колеса;

$L$  – колесная база трактора;

$B = B_1 = B_2$  – колея трактора;

$\beta$  – угол наклона опорной поверхности;

$\psi_1$  – угол наклона образующей неровности поверхности под колесом передней секции;

$\psi_2$  – угол наклона образующей неровности поверхности под колесом задней секции;

$\theta_1$  – угол наклона передней секции вследствие неравномерной радиальной деформации шин;

$\theta_2$  – угол наклона задней секции вследствие неравномерной радиальной деформации шин;

$\varphi_1$  – угол наклона поддрессоренной массы передней секции на подвеске;

$h_{n1}$  – расстояние между подвеской передней секции в статическом горизонтальном положении трактора и центром неподрессоренной массы;

$h_{p1}$  – плечо крена поддрессоренной массы передней секции;

$B_{p1}$  – рессорная база;

$h_{c2}$  – расстояние между центром масс задней секции и осью вращения колеса;

$l_{12}$  – плечо действия упругого элемента горизонтального шарнира;

$C_{12}$  – жесткость упругого элемента горизонтального шарнира;



$\Delta_{n1}$  – линейное перемещение центра неподрессоренной массы передней секции по нормали к опорной поверхности;

$\Delta_{n1}$  – линейное перемещение центра поддрессоренной массы передней секции по нормали к оси колес;

$\Delta_2$  – линейное перемещение центра масс задней секции по нормали к опорной поверхности.

В соответствии с принятыми допущениями для исследования процесса движения секций шарнирно-сочлененного колесного трактора рассмотрим движение центров его поддрессоренной и неподрессоренной масс передней секции и центра масс задней секции относительно координатных осей  $Y$  и  $Z$ . При этом трактор будем рассматривать как трехмассовую динамическую систему с шестью степенями свободы, соответствующим независимым параметрам  $\Delta_{n1}, \Delta_{n1}, \Delta_2,$

$\varphi_1, \theta_1, \theta_2$ . Углы наклона образующих неровностей поверхности под колесами секций  $\psi_1$  и  $\psi_2$  задаем в виде периодических функций. С учетом сдвига по времени моментов наезда колес одного борта на неровности поверхности, эти функции будут иметь вид

$$\psi_1 = \beta + A \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{L} \cdot x\right); \quad (1)$$

$$\psi_2 = \beta + A \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{L} \cdot (x - L)\right), \quad (2)$$

где  $\beta$  – угол наклона опорной поверхности;

$A$  – амплитуда колебаний;

$x$  – текущее значение координаты центра масс неподрессоренной части передней секции.

Для построения уравнений движения трактора будем использовать теорию уравнений Лагранжа второго рода, поскольку при принятых предположениях рассматриваемая механическая система является голономной. Для этого необходимо выписать выражения для кинетической и потенциальной энергии через обобщенные координаты. Для этого предварительно определим геометрические положения центров масс поддрессоренной и неподрессоренной частей передней секции, задней секции шарнирно-сочлененного трактора в принятой системе координат и занесем их в таблицу 1.



Таблица 1 – Координаты центров масс секций как функции обобщенных координат

Неподдрессоренная часть передней секции	
$y_{n1} = -\Delta_{n1} \cdot \sin \psi_1$	$z_{n1} = \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_\delta / \cos \psi_1 + \Delta_{n1} \cdot \cos \psi_1$
Поддрессоренная часть передней секции	
$y_{n1} = -\Delta_{n1} \cdot \sin \psi_1 - (h_{n1} + \Delta_{n1}) \cdot \sin(\psi_1 + \theta_1) - h_{p1} \cdot \sin(\psi_1 + \theta_1 + \varphi_1)$	$z_{n1} = \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_\delta / \cos \psi_1 + \Delta_{n1} \cdot \cos \psi_1 + (h_{n1} + \Delta_{n1}) \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1) + h_{p1} \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1 + \varphi_1)$
Задняя секция	
$y_2 = -\Delta_2 \cdot \sin \psi_2 - h_{c2} \cdot \sin(\psi_2 + \theta_2)$	$z_2 = \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_2 + R_\delta / \cos \psi_2 + \Delta_2 \cdot \cos \psi_2 + h_{c2} \cdot \cos(\psi_2 + \theta_2)$

Для принятой динамической системы выпишем уравнения Лагранжа второго рода с учетом сил вязкой диссипации

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (3)$$

где  $T$ ,  $\Pi$  – кинетическая и потенциальная энергия системы соответственно;

$q_i$ ,  $\dot{q}_i$  – обобщенные координаты и скорости перемещения центров масс;

$Q_i$  – обобщенные силы, отвечающие диссипативным не потенциальным силам.

В качестве обобщенных координат примем введенные ранее линейные перемещения центров неподдрессоренной и поддрессоренной масс передней секции  $q_1 = \Delta_{n1}$ ,  $q_2 = \Delta_{n1}$ , линейное перемещение центра масс задней секции  $q_3 = \Delta_2$  и угловые координаты  $q_4 = \theta_1$ ,  $q_5 = \theta_2$ ,  $q_6 = \varphi_1$  – углы наклона передней и задней секций на шинах и поддрессоренной массы передней секции на подвеске соответственно. Исходя из зависимостей, приведенных в таблице 1, определены выражения для скоростей центров масс. Также были определены угловые скорости секций и выписано выражение для полной кинетической энергии  $T$  исследуемой системы

$$T = \frac{m_{n1}}{2} \cdot [(\dot{y}_{n1})^2 + (\dot{z}_{n1})^2] + \frac{m_{n1}}{2} \cdot [(\dot{y}_{n1})^2 + (\dot{z}_{n1})^2] + \frac{m_2}{2} \cdot [(\dot{y}_2)^2 + (\dot{z}_2)^2] + \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot (\dot{\psi}_1 + \dot{\theta}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot (\dot{\psi}_1 + \dot{\theta}_1 + \dot{\varphi}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot (\dot{\psi}_2 + \dot{\theta}_2)^2 \quad (4)$$



Потенциальная энергия передней секции обусловлена вертикальным положением центров неподдрессоренной и поддрессоренной масс и деформацией упругих элементов  $C_{p1}$  и  $C_{u1}$ . Потенциальная энергия задней секции обусловлена положением центра масс и деформацией упругих связей  $C_{u2}$ . Также необходимо учесть потенциальную энергию взаимодействия двух секций в горизонтальном шарнире  $C_8$  посредством упругого элемента.

Выражение для суммарной потенциальной энергии системы можно представить в виде

$$\begin{aligned}
 \Pi &= \Pi_c + \Pi_p + \Pi_{u1} + \Pi_{u2} + \Pi_8 = \\
 &= m_{n1} \cdot g \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_0 / \cos \psi_1 + \Delta_{n1} \cdot \cos \psi_1 \right) + \\
 &+ m_{n1} \cdot g \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_0 / \cos \psi_1 + \right. \\
 &\quad \left. + \Delta_{n1} \cdot \cos \psi_1 + (h_{n1} + \Delta_{n1}) \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1) + \right. \\
 &\quad \left. + h_{p1} \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1 + \varphi_1) \right) + \\
 &+ m_2 \cdot g \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_2 + R_0 / \cos \psi_2 + \Delta_2 \cdot \cos \psi_2 + h_{c2} \cdot \cos(\psi_2 + \theta_2) \right) + \\
 &+ \frac{C_{p1} \cdot (\Delta_{n1} + \frac{B}{2} \cdot \varphi_1)^2}{2} + \frac{C_{p1} \cdot (\Delta_{n1} - \frac{B}{2} \cdot \varphi_1)^2}{2} + \\
 &+ \frac{C_{u1} \cdot (\Delta_{n1} + \frac{B}{2} \cdot \theta_1)^2}{2} + \frac{C_{u1} \cdot (\Delta_{n1} - \frac{B}{2} \cdot \theta_1)^2}{2} + \\
 &+ \frac{C_{u2} \cdot (\Delta_2 + \frac{B}{2} \cdot \theta_2)^2}{2} + \frac{C_{u2} \cdot (\Delta_2 - \frac{B}{2} \cdot \theta_2)^2}{2} + \frac{C_{12} \cdot l_{12}^2 (\theta_1 + \psi_1 - \theta_2 - \psi_2)^2}{2}
 \end{aligned} \tag{5}$$

Отметим, что выражения для потенциальной энергии упругих элементов выписаны приближенно, с точностью до квадратичных по обобщенным переменным слагаемых. Точные выражения не приведены ввиду их громоздкости, а также, поскольку в дальнейшем предполагается процедура линеаризации.

Обобщенные силы определяются диссипацией в подвеске передней секции и шинах двух секций и могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= -2\eta_u \dot{\Delta}_{n1}, \quad Q_2 = -\frac{B^2}{2} \eta_u \dot{\theta}_1, \\
 Q_3 &= -2\eta_a \dot{\Delta}_{n1}, \quad Q_4 = -\frac{B_{p1}^2}{2} \eta_a \dot{\varphi}_1, \\
 Q_5 &= -2\eta_u \dot{\Delta}_2, \quad Q_6 = -\frac{B^2}{2} \eta_{u2} \dot{\theta}_2.
 \end{aligned} \tag{6}$$



С учетом изложенного выше были получены уравнения движения шарнирно-сочлененного колесного трактора по неровностям. Ввиду малости введенных обобщенных координат полученные уравнения Лагранжа были линеаризованы относительно положения равновесия, которое отвечает горизонтальному положению трактора. Линеаризованные уравнения движения удобно представить в матричном виде

$$A\ddot{q} + D\dot{q} + Cq = F, \tag{7}$$

где  $q = (\Delta_{n1}, \theta_1, \Delta_{n1}, \varphi_1, \Delta_2, \theta_2)^T$  – вектор-столбец обобщенных координат;

$A, D, C$  – соответственно матрица кинетической энергии, матрица диссипации, матрица потенциальной энергии;

$F$  – вектор правых частей, который содержит выражения для силы инерции, отвечающей изменению угла  $\psi$ .

Выражения для элементов матриц  $A, D, C$  имеют вид:

$$A = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & m_{n1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{n1}(h_{p1} + h_{n1})^2 + J_{n1} + J_{n1} & 0 & m_{n1}h_{p1}(h_{p1} + h_{n1}) + J_{n1} & 0 & 0 \\ m_{n1} & 0 & m_{n1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{n1}h_{p1}(h_{p1} + h_{n1}) + J_{n1} & 0 & m_{n1}h_{p1}^2 + J_{n1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2h_{c2}^2 + J_2 \end{pmatrix}; \tag{8}$$

$$D = \begin{pmatrix} 2\eta_{uu} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{B^2}{2}\eta_{uu} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\eta_{a1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{B_{p1}^2}{2}\eta_{a1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2\eta_{uu} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{B^2}{2}\eta_{uu} \end{pmatrix}; \tag{9}$$

$$C = \begin{pmatrix} 2C_{uu} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{B^2}{2}C_{uu} - m_{n1}g(h_{p1} + h_{n1}) + C_{12}J_{12}^2 & 0 & -m_{n1}gh_{p1} & 0 & -C_{12}J_{12}^2 \\ 0 & 0 & 2C_{p1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_{n1}gh_{p1} & 0 & \frac{B_{p1}^2}{2}C_{p1} - m_{n1}gh_{p1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2C_{uu} & 0 \\ 0 & -C_{12}J_{12}^2 & 0 & 0 & 0 & \frac{B^2}{2}C_{uu} - m_{n2}gh_{n2} + C_{12}J_{12}^2 \end{pmatrix}. \tag{10}$$



Выражения для элементов вектора  $F$  были представлены в виде разложений по степеням  $\psi$  и  $\dot{\psi}$  до третьего порядка включительно, что дает возможность учитывать достаточно большие величины отклонения  $\psi$  от нулевого уровня. Эти выражения в виду их громоздкости в данной работе не приводятся.

Приведенное математическое описание динамической модели шарнирно-сочлененного колесного трактора отличается от ранее разработанных наличием упругой связи в горизонтальном шарнире между секциями.

Несмотря на то, что полученные дифференциальные уравнения являются линейными, получение аналитического решения представляет значительные трудности в виду сложности выражения для функций правых частей. Поэтому отыскивалось численное решение с использованием ЭВМ. С этой целью система дифференциальных уравнений второго порядка преобразовывалась к системе дифференциальных уравнений первого порядка. Для решения полученной системы использовался численный метод Рунге-Кутты с автоматическим изменением шага по времени.

Расчеты проводились для следующих принятых значений основных параметров трактора ( $m_{n1}=5000$  кг,  $m_{n1}=1080$  кг,  $m_2=2900$  кг,  $J_{n1}=1840$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_{n1}=170$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_2=273$  кг·м<sup>2</sup>,  $B=1,86$  м,  $L=2,86$  м,  $R_d=0,65$  м,  $C_p=560$  кН/м,  $C_{ui}=800$  кН/м,  $\eta_a=300$  Н·с/м,  $\eta_{ui}=100$  Н·с/м,  $l_{12}=0,3$  м,  $C_{12}=500$  кН/м,  $h_{p1}=0,41$  м,  $B_{p1}=0,83$  м,  $h_{n1}=0,15$  м,  $h_{c2}=0,1$  м) и характеристик процесса движения при проведении экспериментальных исследований (скорость движения трактора  $V=4,2$  м/с,  $\beta=0^0$ , амплитуда колебаний  $A=0,1$  м, расстояние между неровностями  $l_n=2$  м). Параметры опорной поверхности при математическом моделировании определены, исходя из реальной поверхности при проведении экспериментальных исследований и данных, приведенных в работе [14]. Наличие упругой связи в горизонтальном шарнире влияет на устойчивость против опрокидывания и может быть представлено в различном конструктивном исполнении [15, 16].

Для решения систем дифференциальных уравнений был использован программный пакет MATLAB. Результаты решения представлены на рис. 3 и 4, на которых приведены результаты как математического моделирования, так и экспериментальных исследований. В качестве критерия динамической устойчивости положения рассмотрены, в соответствии с [17], угловые скорости секций в поперечной плоскости, перпендикулярной к опорной поверхности. Погрешность определения максимальных угловых скоростей не превышает 10%.



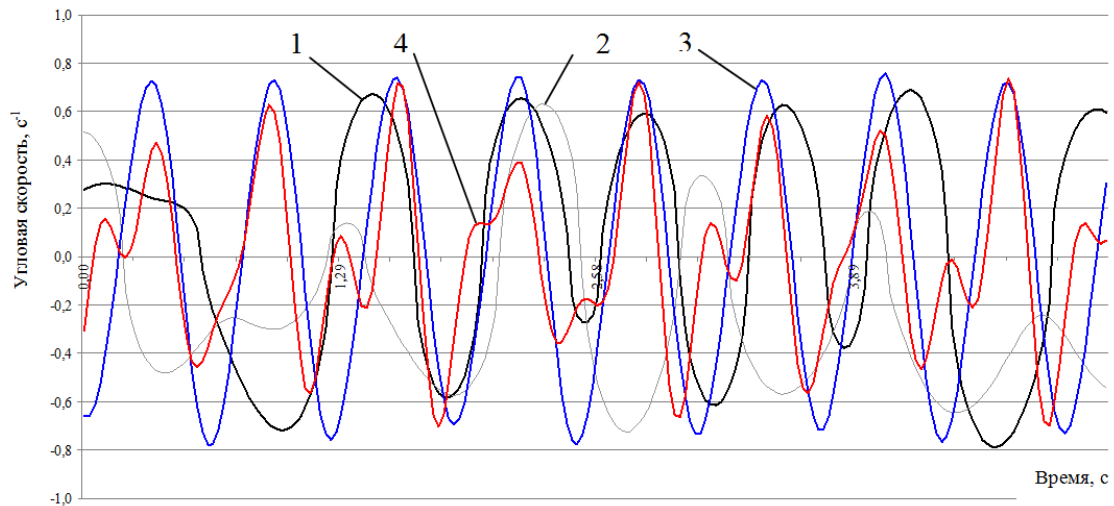


Рис. 3. Угловые скорости секций при движении шарнирно-сочлененного колесного трактора ХТА-200 “Слобожанец” по поверхности с существенными неровностями (упругие элементы в шарнире отсутствуют): 1 – экспериментальные данные для передней секции; 2 – экспериментальные данные для задней секции; 3 – данные моделирования для передней секции; 4 – данные моделирования для задней секции.

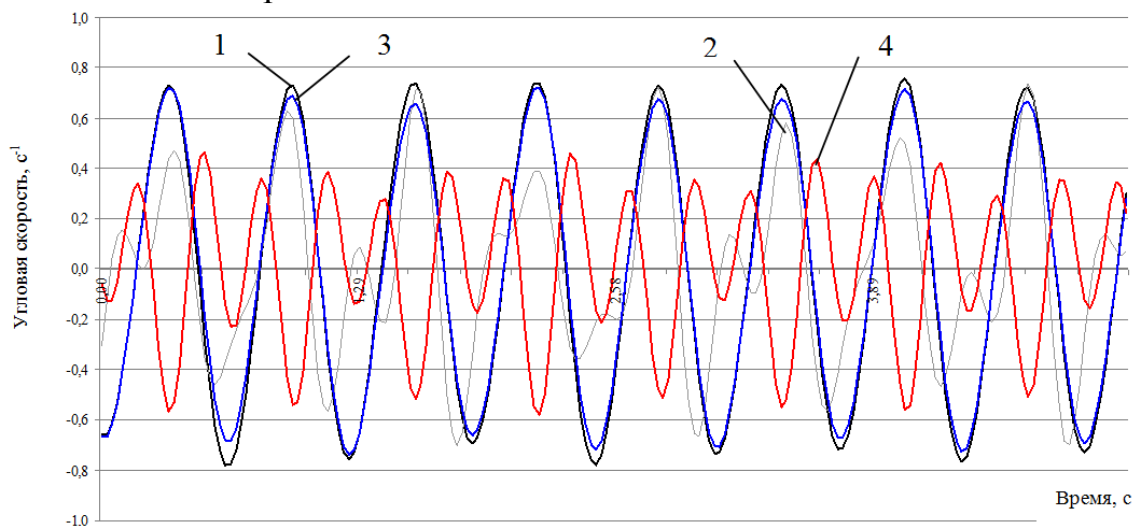


Рис. 4. Результаты математического моделирования процесса движения шарнирно-сочлененного трактора по дороге с существенными неровностями: 1 – данные для передней секции (без упругих элементов); 2 – данные для задней секции (без упругих элементов); 3 – данные для передней секции (с упругими элементами в шарнире); 4 – данные для задней секции (с упругими элементами в шарнире).



В результате проведенных теоретических исследований получена, с использованием уравнений Лагранжа второго рода, математическая модель движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям. Установлено, что наличие упругих элементов в горизонтальном шарнире между секциями снижает максимальные величины параметра устойчивости положения – угловых скоростей секций на 15-20%. При этом повышается динамическая устойчивость колесных шарнирно-сочлененных средств транспорта. А также надежность за счет снижения динамических нагрузок на элементы подвески и соединительного шарнира секций, который в настоящее время является одним из высоконагруженных элементов трактора [18]. Адекватность предложенной модели подтверждена при сравнении результатов расчетов, на примере шарнирно-сочлененного колесного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН, с результатами проведенных экспериментальных исследований. Погрешность в определении максимальных угловых скоростей секций составила не более 10%.

*Выводы.* Разработана математическая модель движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям с учетом наличия упругих элементов в горизонтальном шарнире между секциями. Погрешность в определении максимальных угловых скоростей секций составила не более 10%.

Предложенный подход повышает надежность работы подвески и соединительного шарнира секций за счет наличия упругих элементов в нем путем снижения максимальных угловых скоростей секций на 15 – 20%, а также динамическую устойчивость положения машины при движении по неровностям.

#### *Литература.*

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. Изд. 2-е перераб. и доп. / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
2. Комплексная оценка динамической устойчивости и плавности хода колесных тракторов / Б.И. Кальченко, Н.М. Кириенко, Н.А. Дорошенко, Е.Н. Резников // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987. – № 7. – С. 6 – 10.
3. Основы прикладной теории колебаний: Учебн. пособие / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов, С.Я. Ходырев, А.Д. Сопко. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – 130 с.
4. Пащенко В.Ф. Методика построения математических моделей устойчивости функционирования механических систем: монография / В.Ф. Пащенко, В.В. Ким. – Харьков: Харьк. нац. аграр. ун-т им. В.В. Докучаева. – 2010. – 115 с.



5. *Малиновский Е.Ю.* Динамика самоходных машин с шарнирной рамой (колебания и устойчивость) / *Е.Ю. Малиновский, М.М. Гайцгори.* – М.: Машиностроение. – 1974. – 175 с.
6. *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов автомобильных специальностей вузов / *Г.А. Смирнов.* – М.: Машиностроение. – 1981. – 271 с.
7. *Артьомов М.П.* Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” / *М.П. Артьомов.* – Харків, 2014. – 41 с.
8. *Pflug H.C.* Lateral dynamic behaviour of truck-trailer combinations due to the influence of the load / *H.C. Pflug.* – Vehicle System Dynamics, 1986. – №15. – pp. 155-175.
9. *Stanescu N.-D.* Two degrees of freedom non-linear model to study the automobile's vibrations / *N.-D. Stanescu* // Eftimie Murgu University of Resita, 2010. – Vol. XVII, Iss 1. – pp. 133-138.
10. *Nagarkar M.P.* Active control of quarter-car suspension system using linear quadratic regulator / *M.P. Nagarkar, K.R. Borole, G.J. Vikhe, V.M. Nandedkar* // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2011. – Vol 3. – pp. 364-372.
11. *Elmadany M.M.* Design of an active suspension for a heavy duty truck using optimal control theory / *M.M. Elmadany* // Computers and Structures, 1989. – №31 (3). – pp. 385-393.
12. *Andronic F.* Simulating passive suspension on an uneven track surface / *F. Andronic, I. Mihai, I.-C. Manolache-Rusu, L. pAtuleanu, I. Radion* // Journal of Engineering Studies and Research, 2014. – Vol.20, Iss.1. – pp. 7-16.
13. *Poongodi P.* Automatic Safety System for Automobiles / *P. Poongodi, P. Dineshkumar* // International Journal of Technological Exploration and Learning, 2013. – Vol.2, Iss.6, pp. 331-333.
14. *Говорущенко Н.Я.* Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / *Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко.* – 2-е изд., перераб. и доп. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
15. *Закин Я.Х.* Прикладная теория движения автопоезда / *Я.Х. Закин.* – М.: Транспорт, 1967. – 252 с.
16. Пат. 64377 Україна, МПК В62D 21/00. Пристрій для забезпечення поперечної стійкості колісних машин з шарнірно зчленованою рамою / *Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Задорожня В.В.*; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201103211; заявл. 18.03.11; опубл. 10.11.11, Бюл. №21.



17. Дубинин Е.А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – Вып. 40. – С. 37 – 41.

18. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / В.Г. Кухтов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО КОЛІСНОГО ЗАСОБУ ТРАНСПОРТУ НЕРІВНОСТЯМИ

Є.О. Дубінін, О.С. Полянський, Ю.І. Руднєв

*Анотація* – отримана математична модель руху шарнірно-зчленованого колісного засобу транспорту нерівностями з урахуванням наявності пружних елементів в горизонтальному шарнірі між секціями. Застосування пружних елементів знижує величини максимальних кутових швидкостей секцій на 15-20%, при цьому підвищується динамічна стійкість та надійність машини. Адекватність розрахунків за запропонованою моделі підтверджена результатами відповідних експериментальних досліджень. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні нових і модернізації шарнірно-зчленованих машин, що знаходяться в експлуатації, для підвищення їх надійності та стійкості положення.

## MATHEMATICAL MODELING OF ARTICULATED VEHICLE MOVEMENT OVER ROUGH TERRAIN

Ye. Dubinin, A. Poliansky, Yu. Rudnev

### *Summary*

The mathematical model of articulated vehicle movement over rough terrain taking into account the availability of the elastic elements in the horizontal joint between sections is obtained. The use of elastic elements reduces the values of maximum angular velocity of sections by 15-20%, it increases the dynamic stability and reliability of the vehicle. The adequacy of estimations according to the proposed model is confirmed by the results of relevant experimental investigations. The results obtained can be used for the design of new and upgrading of in-service articulated vehicles to improve both their reliability and position stability.



УДК. 339.137.22:631

## СТАН РЕСУРСНОЇ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ ПІДПРИЄМСТВ АПК НА ПРИКЛАДІ ЗАПОРІЗЬКОЇ ОБЛАСТІ

Болтянський В.М., к.т.н.,

Мітков Б.В., к.т.н.,

Болтянський Б.В., к.т.н.,

Ігнат'єв Є.І., інж.,

Шульга О.В., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. +38(0619) 42-12-65, e-mail: tdatu-mvz@yandex.ru

**Анотація** – в статті розглянуто вплив складових ресурсного потенціалу на ефективність виробництва сільськогосподарської продукції та конкурентоспроможність

**Ключові слова** – ресурсний потенціал, ефективність виробництва, конкурентоспроможність, матеріально-технічні ресурси, земельні ресурси, трудові ресурси, фінансові ресурси, інформаційні ресурси, трудові ресурси.

*Постановка проблеми.* У зв'язку з кризисними явищами в сфері с.-г. виробництва господарства та гострим дефіцитом с.-г. техніки, що призвело до порушення технологічних процесів виробництва с.-г. продукції, зменшенню її обсягів та конкурентоспроможності виникла необхідність в знаходженні оптимальної комбінації наявних у господарстві ресурсів з метою забезпечення найбільш ефективних процесів відтворення економіки та забезпечення конкурентоспроможності аграрного сектора держави.

*Аналіз останніх досліджень.* Проведений аналіз наукової літератури підтверджує існування підвищеного інтересу до викладеної проблеми, як в сфері фундаментальних розробок, так і їх практичного вирішення.

Великий вклад в розвиток теорії і методології технічного потенціалу внесли К. Маркс, А.В. Бузгалін, З.Я. Жук, Н.К. Федоренко, В.С. Антошкевич.

Використанню технічних засобів приділили увагу С.В.Фрайера, Н.Я. Коваленко, Ю.А. Коткін.

Питанням удосконалення економічного механізму господарювання в умовах ринку присвятили свої праці вчені-економісти Н.А. Дорофе-



єва, Є.П. Брянських, О.І. Боткін, Б.І. Пасхавер, П.Т.Саблук, Л.М. Березіна, О.В. Ульяновченко, А.М. Оніщенко та інші.

*Формулювання цілей статті.* Метою є глибокий аналіз тенденцій і особливостей ресурсного забезпечення аграрних підприємств та розробка пропозицій направлених на покращення їх складу та структури.

*Основна частина.* З урахуванням суттєвих розбіжностей в стані ресурсного забезпечення аграрних підприємств набуває актуальність створення обґрунтованої нормативної бази планування аграрного виробництва. Для розв'язання цієї проблеми пропонується вивчення реального стану ресурсної бази та ресурсного потенціалу сільськогосподарського виробництва до якого відносяться: матеріально-технічні; трудові; фінансові; інформаційні та інші ресурси.

*Матеріально-технічні ресурси.* Вони займають особливе місце в структурі ресурсного потенціалу. Матеріально-технічна база визначає ефективність та конкурентоспроможність виробництва. Найважливішою складовою цього потенціалу є основні виробничі засоби і в першу чергу їх активна частина – машини та обладнання.

Склад основних засобів, особливо активної її частини, визначає можливість виконання с.-г. операцій в науково-обґрунтовані терміни з високими показниками якості. Оборотна частина основних засобів це витрати на утримання і експлуатацію техніки, придбання насіннєвого матеріалу, добрив, хімікатів, оплата праці.

Придбання основних видів техніки с.-г. товаровиробниками в результаті диспаритету цін скоротилося в десятки разів по відношенню до 1990 року.

Готовність наявного парку машин до польових робіт знизилася до 60...70% проти 95...98% за нормативами. Щорічно через низьку надійність с.-г. техніки у роботі не приймають участь 30...40% складу машино-тракторного парку.

Ремонтно-обслуговуюча база підприємств АПК втрачає технологічний рівень і авторитет, не являється провідником технічної політики, як це було до початку реформ. Спеціалізовані ремонтні підприємства та майстерні завантажені на 20-27%, обсяг відновлення зношених деталей скоротився з 20% до 9%. [1, 3].

В останній час все більше уваги приділяється пошуку ефективних шляхів, методів і механізмів удосконалення технічного забезпечення с.-г. виробництва. Але вони не в повній мірі враховують кризисне положення в якому опинилося сільське господарство. Як правило, розглядаються питання загального характеру, що ускладнює використання їх на практиці.

У структурі основних засобів господарств найбільшу питому вагу займають будівлі та споруди. Проте важливішою має бути актив-



на складова основних засобів (знаряддя праці), які беруть безпосередню участь у виробництві. На сьогодні (прикро але факт) машини і обладнання в сільськогосподарському виробництві є морально і фізично зношеними та становлять лише близько 35 % вартості основних виробничих фондів [1]. Це співвідношення, не на користь активної частини основних засобів, зумовлене обмеженістю фінансових можливостей господарств у відновленні машинно-тракторного парку. На сьогодні основними джерелами фінансування для придбання нової високопродуктивної техніки є кошти від амортизації та прибуток, а в останні роки – і кошти державної підтримки за рахунок податку на додану вартість та бюджетних дотацій [2, 4].

Якщо посівні площі сільськогосподарських культур з 1992 по 2013 роки в Запорізькій області залишились практично на одному рівні, то наявність тракторів, зернозбиральних комбайнів, та сільськогосподарської техніки докорінно змінилася в сторону їх зменшення. Дані по області наведені на графіку (рис.1).

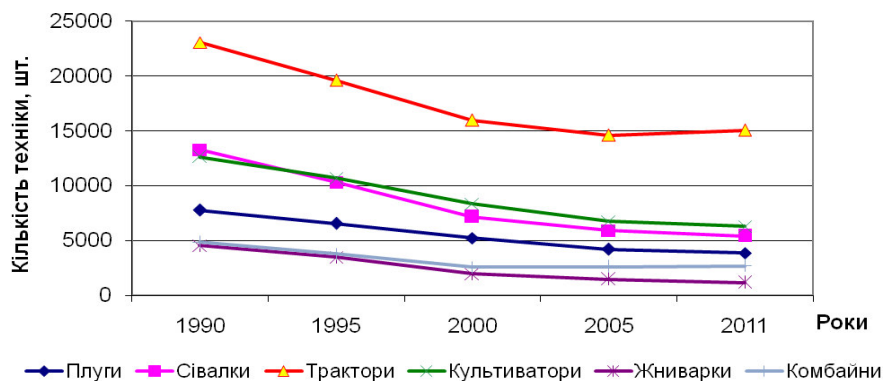


Рис.1. Динаміка зміни кількості техніки по рокам.

Станом на 01.01.2012 р. в аграрному секторі Запорізької області обліковується 15,4 тис. тракторів, з яких 6,9 тис. знаходяться у власності населення і 8,5 тис. одиниць – в сільськогосподарських підприємствах (разом з фермерськими господарствами). Це складає 45 та 55% відповідно, тоді як в 2000 р. вказані частки становили 15 та 85% [4].

За віковим складом тракторний парк господарств розподіляється наступним чином (рис. 2а): техніка до 5 років – загалом 20%; техніка від 5 до 10 років – 30%; техніка більш 10 років – 50%. Такий же підхід використовується при аналізі вікового складу і для комбайнів (рис. 2б). Як бачимо, половина техніки, що використовується в господарствах, знаходиться на межі вичерпання ресурсу. Ця обставина підтверджує необхідність проведення різноманітних ремонтно-обслуговуючих дій для підтримання техніки в працездатному стані в тому числі і різних видів технічного сервісу.

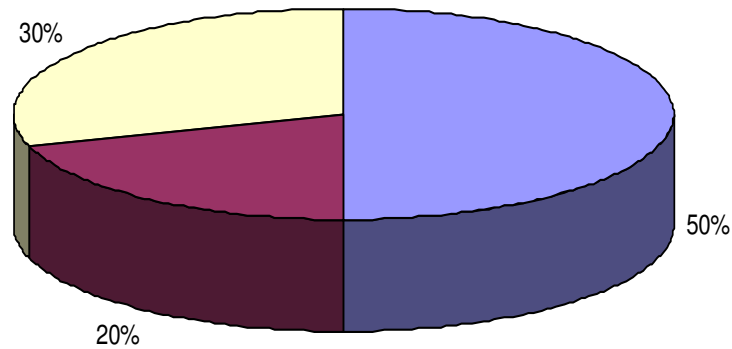


Рис. 2. Діаграма розподілу тракторів по віковому складу:

■ – більше 10 років; ■ – від 5 до 10 років; ■ – до 5 років.

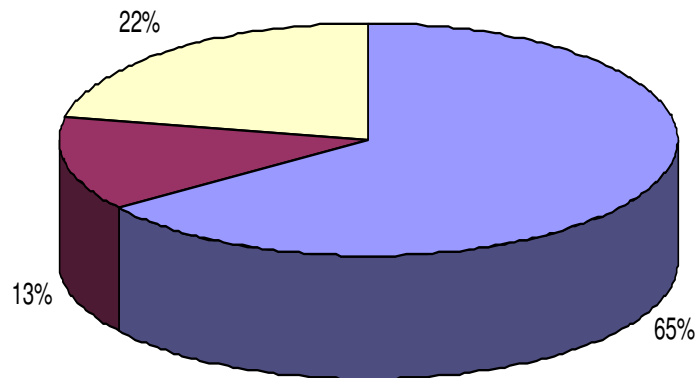


Рис. 3. Діаграма розподілу комбайнів по віковому складу

■ – більше 10 років; ■ – від 5 до 10 років; ■ – до 5 років.

З моменту придбання країною незалежності спостерігається стала тенденція до зменшення кількості техніки, а відсоток техніки, яка відпрацювала свій ресурс, збільшується. Все це потребує розробки і здійснення заходів, які б дозволили припинити скорочення та підвищити забезпеченість сільськогосподарських товаровиробників технікою.

Отже основною проблемою аграрного сектору економіки є брак коштів для фінансування оборотних засобів виробництва та незадовільний стан матеріально-технічної бази, тобто активної частини основних засобів, ступінь забезпеченості якими з кожним роком зменшується.

*Земельні ресурси.* До основних ресурсів аграрного виробництва в рослинництві відносять і земельні ресурси. Відтворення родючості ґрунтів сільськогосподарського призначення є невід'ємною частиною діяльності підприємства і його агрономічної служби. Відтворення родючості ґрунтів потребує великих витрат часу, та матеріальних ресурсів, а сам процес носить фінансовий і економічний характер.



Від стану рівня використання земельних ресурсів залежить розвиток продуктивних сил, масштаби сільськогосподарського виробництва та конкурентоспроможність господарств. Запорізька область один з найбільших виробників сільськогосподарської продукції. Площа сільськогосподарських угідь області становить 2246,3 тис. га, або 5,4% сільгоспугідь України.

Важливе значення має те яким чином рівень використання земельного ресурсу буде змінюватися в залежності від розмірів угідь та форми власності.

*Трудові ресурси.* Вони є складовою виробничого процесу. Важливість цього ресурсу зумовлюється демографічними проблемами, не вигідним співвідношенням сільського та міського населення.

Людина була і буде провідною складовою ресурсного потенціалу сільськогосподарського підприємства. Як показали дослідження за останні роки (починаючи з 1991 року) йде постійне скорочення трудових ресурсів. Від рівня забезпеченості робочою силою значною мірою залежить і ефективність використання землі, основних та оборотних засобів. Чисельність наявного населення області станом на 01.01.2012 р. склала 1926,8 тис. осіб, що становить близько 4% від населення України. Міське населення – 75%, сільське – 25% [4].

В умовах розвитку науково-технічного прогресу зменшення кількості працівників аграрної сфери є об'єктивною. Однак спад кількості робітників не відбувається тільки на тлі зростання рівня механізації сільськогосподарського виробництва. На це впливає: низька середньомісячна плата, значні коливання в розмірі оплати праці, несвоєчасність виплат, умови праці і т.п.

*Фінансові ресурси.* Кошти на забезпечення виробництва необхідними матеріально-технічними ресурсами визначають успіх діяльності робітників АПК. Фінансові ресурси господарств різні в силу дії факторів об'єктивного та суб'єктивного характеру. Слід звертати особливу увагу на негативні моменти суб'єктивного характеру з метою покращення використання фінансового потенціалу.

*Інформаційні ресурси.* Сьогодні інформаційні ресурси – це вдосконалена система інформації, яка включає маркетинг, технологію, виробничу організацію, наукові розробки, обмін досвідом та підвищення кваліфікації спеціалістів. Всі напрямки роботи сільськогосподарських підприємств повинні очолювати високоосвічені фахівці, з великим досвідом роботи.

З розвитком економічних відносин і посиленням конкуренції в агросфері інформація про сучасні науково-технічні розробки, кон'юнктуру ринку сільськогосподарської продукції, передовий виробничий досвід, ресурси і засоби промислового виробництва все більше користується попитом. Необхідність забезпечення сільськогосподарських



товаровиробників, у т.ч. і сфери малого агробізнесу, своєчасною інформацією вимагає постійного вдосконалення всієї системи інформаційно-консультаційного забезпечення, покликаної оперативно доводити до сільгоспвиробника спеціалізовану інформацію й надавати їм допомогу в освоєнні інновацій у різних сферах діяльності. Підвищення рівня інформатизації є одним зі стратегічних напрямків розвитку АПК, як на рівні області, так і по країні в цілому.

*Висновки.* Основними чинниками які негативно впливають на стан і ефективність використання ресурсного потенціалу є:

- високий рівень розораності, недостатній рівень відтворення ґрунтів, деградація сільськогосподарських угідь;
- мала забезпеченість органічними мінеральними добривами;
- низький рівень оплати праці, текучість кадрів (через відтік молоді та старіння населення сіл);
- моральне й фізичне старіння сільськогосподарської техніки;
- брак коштів, що значною мірою впливає на обсяги закупівлі нової сільськогосподарської техніки;
- падіння ступеню забезпеченості активної частини основних засобів, яка з кожним роком зменшується;
- низький рівень стану матеріально-технічної бази (великий ступінь зносу, низький коефіцієнт технічної готовності);
- недостатня інформованість керівників аграрних підприємств про новітні досягнення в області техніки та технології виробництва сільськогосподарської продукції;
- забезпеченість значної частини господарств АПК кваліфікованими спеціалістами не є 100-відсотковою;
- відсутність чітко налагодженої системи підвищення рівня кваліфікації спеціалістів АПК;
- недостатній рівень організації робіт по обміну передовим досвідом з питань ефективного ведення виробництва для господарств різних форм власності.

#### *Література.*

*Остапчук Ю.М.* Сільське господарство України у 2001 році / *Ю.М. Остапчук.* – Київ: Державний комітет статистики України, 2009. – 369 с.

2. *Ульянченко О.В.* Ресурсний потенціал аграрного сектору економіки України: управлінський аспект / *О.В. Ульянченко.* – Суми: Довкілля, 2009. – 383 с.

3. *Мазоренко Д.І.* Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур з різним ресурсним забезпеченням / *Д.І. Мазоренко, Г.Є. Мазнев, С.І. Мельник.* – Харків: ХНТУСГ, 2006. – 716 с.



4. *Кюрчев В.М.* Технічна політика в рослинницькій галузі Запорізької області / *В.М. Кюрчев, В.Т. Надикто, Ю.О. Прус.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – 41 с.

## **СОСТОЯНИЕ РЕСУРСНОЙ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ПРЕДПРИЯТИЙ АПК НА ПРИМЕРЕ ЗАПОРОЖСКОЙ ОБЛАСТИ**

**В.М. Болтянский, Б.В. Митков, Б.В. Болтянский, Є.І. Ігнат'єв,  
О.В. Шульга**

***Аннотация* – в статье рассмотрено влияние составляющих ресурсного потенциала на эффективность производства сельскохозяйственной продукции и конкурентоспособность.**

## **STATE OF RESOURCE PROVISION OF AGRICULTURAL ENTERPRISES ON THE EXAMPLE OF ZAPOROZHYE REGION**

**Boltyanskii V., Mitkov B., Boltyanskii B., Ignatiev E., Shulha O.**

### ***Summary***

**The paper considers the influence of the components of the resource potential on the efficiency of agricultural production and competitiveness.**



УДК 631.153:631.55

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ТЕРМІНУ ЗБИРАННЯ ЗЕРНОВИХ

Болтянський В.М., к.т.н.,

Мітков Б.В., к.т.н.,

Болтянський Б.В., к.т.н.,

Ігнат'єв Є.І., інж.,

Шульга О.В., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. +38(0619) 42-12-65, e-mail: tdatu-mvz@yandex.ru

**Анотація** – у роботі запропонований метод визначення оптимального терміну збирання зернових в залежності від вікового та марочного складу техніки, який дозволяє зменшити втрати врожаю на етапі його збирання.

**Ключові слова** – тривалість жнив, втрати, віковий склад, урожай, технічний стан, приведені витрати.

*Постановка проблеми.* Вирощений врожай необхідно зібрати, по можливості, з мінімальними втратами. «Ні колоска на стерні, ні зернини у соломі» – це девіз, який комбайнери повинні виконувати неухильно. Виникає необхідність закрити всі канали втрати врожаю при збиранні, транспортуванні, первинній обробці та зберіганні.

Жнива вимагають вдумливого підходу, а тому виникає необхідність у: розробці робочих планів збирання; залученні до робіт високопродуктивної техніки з високими показниками надійності; впровадженні чіткого ритму збиральних робіт; вмілому застосуванню знаряддя та якісного технічного обслуговування техніки у процесі виконання збиральних робіт[1 – 3].

*Аналіз останніх досліджень.* Проблемі економічної доцільності визначення термінів збиральних робіт приділяли значну увагу вчені: Л.В. Погорєлий, П.Ф. Прибитков, Е.А. Фінн, Ю.П. Новіков, С.А. Іофінов, В.І. Могоряну.

*Формулювання цілей статті.* На основі вищесказаного ставиться задача розробки методики визначення термінів збирання зернових. Для цього необхідно мати точні дані щодо технічного стану машин, їх продуктивності, приведених витрат на одиницю виконаної роботи (грн/га), втрат врожаю в залежності від термінів збиральних робіт.



*Основна частина.* Збирання вирощеного врожаю один з основних і найбільш відповідальних моментів у комплексі робіт по вирощуванню тієї чи іншої сільськогосподарської культури. Від того наскільки чітко буде організована робота і застосовані заходи по запобіганню втрат залежить доля врожаю. Значну питому вагу у загальному балансі втрат займають біологічні втрати, що викликані зміною якісних показників, які на пряму залежать від тривалості проведення збиральних робіт.

Найменша величина втрат вирощеного врожаю буде при умові проведення жнив у найбільш сприятливий проміжок часу – науково-обґрунтований для конкретних природних зон. Виходячи з вищесказаного, головна увага має бути приділена своєчасності виконання збиральних робіт.

Визначальними у розрахунку оптимальних термінів збирання є мінімум втрат і витрати на одиницю роботи (грн/га).

Відомо, що приведені витрати (грн/га) будуть збільшуватися в залежності від кількості задіяної техніки (рис.1, крива 1).

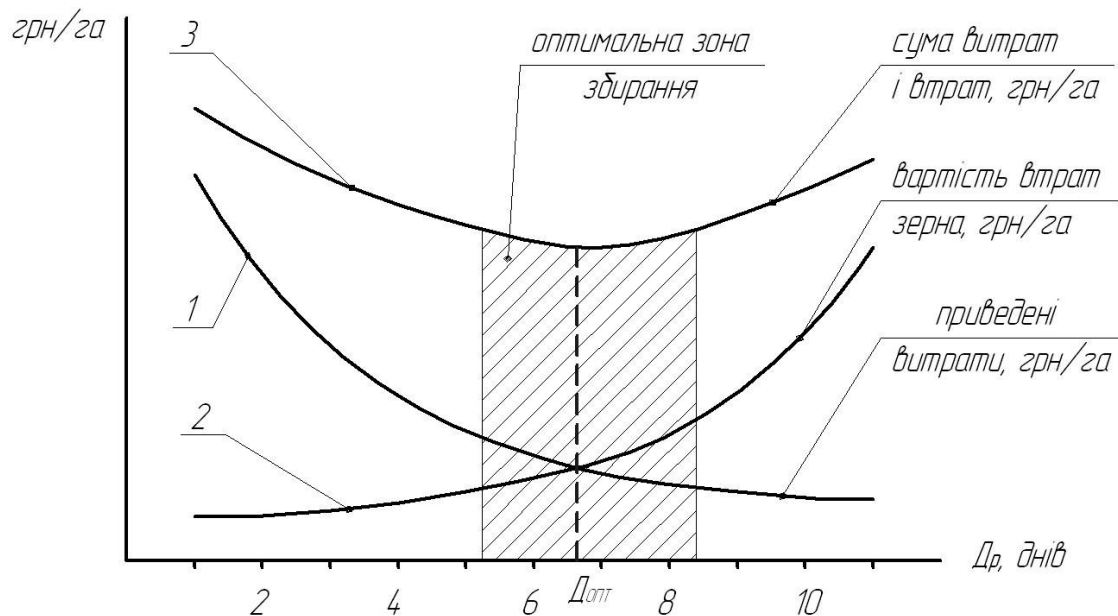


Рис.1. Залежність та витрати при збиранні від тривалості збиральних робіт.

В залежності від збільшення кількості днів збирання (рис. 1, крива 2) будуть зростати і втрати зерна (грн/га). Сумарні витрати визначаються шляхом складання приведених витрат і вартості втрат зерна (рис. 1, криві 1 та 2) в залежності від кількості збиральних днів та дозволяють визначити оптимальний термін збирання –  $D_{опт}$  [2, 3, 7].

Приведені витрати (рис. 1, крива 1) визначаються по формулі [6]

$$U_{np} = I_e + E_n \cdot K_n,$$



де  $I_e$  – експлуатаційні витрати на одиницю площі, грн/га;

$E_n$  – нормативний коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладень,  
 $E_n=0,15\dots0,20$ ;

$K_n$  – питомі інвестиційні вкладення, грн/га.

Експлуатаційні витрати визначаються по формулі

$$I_e = \frac{S_{mp} + S_{mз} + S_{зч}}{W_z} + S_{пмм} + S_3,$$

де  $S_{тр}$ ,  $S_{мз}$ ,  $S_{зч}$  – витрати на реновацію, ремонт, ТО і зберігання машин віднесені на 1 годину їхньої роботи, відповідно для трактора (комбайна), машини-знаряддя, зчіпки, грн./год.;

$W_r$  – продуктивність агрегату за годину змінного часу, га, т, ткм;

$S_{пмм}$  – витрати на нафтопродукти, грн/га, грн/т, грн./ ткм;

$S_3$  – витрати на оплату праці, грн/га, грн/т, грн./ ткм;

Питомі капіталовкладення у гривнях на одиницю роботи визначаються по формулі

$$K_n = \frac{1}{W_z} \left( \frac{B_{mp}}{T_{mp}} + \frac{n \cdot B_{mз}}{T_{mз}} + \frac{B_{зч}}{T_{зч}} \right),$$

де  $B_{тр}$ ,  $B_{мз}$ ,  $B_{зч}$  – балансова вартість трактора, с.-г. машини та зчіпки, грн;

$T_{тр}$ ,  $T_{мз}$ ,  $T_{зч}$  – річне завантаження трактора, с.-г. машини та зчіпки, год.

Розрахунок приведених витрат необхідно проводити тоді, коли виникає необхідність встановити ефективність нової техніки та у випадках, коли необхідно враховувати нормативну ефективність інвестиційних вкладень. Тобто коли виникає необхідність приведення до єдиного показника не тільки дійсних, але й минулих матеріальних витрат. В інших випадках розрахунок проводиться по експлуатаційним витратам.

Аналіз сумарної кривої (рис. 1, крива 3) з дослідженнями впливу термінів збирання на величину втрат зерном (рис. 2) дозволяє отримати оптимальний термін виконання збиральних робіт, при якому собівартість одиниці роботи (грн./га) буде мінімальною.

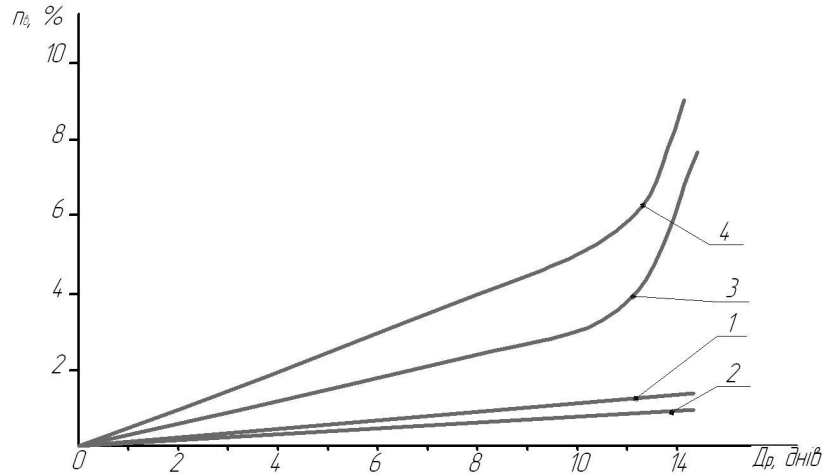


Рис.2. Залежність втрат зерна озимої пшениці при роботі комбайну Дон-1500Б від тривалості жнив: 1 – природні втрати від осипання; 2 – втрати у соломі та полові; 3 – втрати за жнивваркою; 4 – сумарні втрати.

Існує аналітична залежність між періодом виконання збиральних робіт і врожайністю. По мірі збільшення днів збирання – доля втрат зростає і описується залежністю [2]

$$P_{Vi} = 0,31 \cdot D_{pi},$$

де  $P_{Vi}$  – втрати врожаю у залежності від строків збирання, %;

$D_{pi}$  – і-тий день збирання.

Дана формула справедлива тільки до десятого дня збиральних робіт, при перевищенні цього терміну втрати зростають в геометричній прогресії.

Для визначення втрат при роботі комбайну Дон-1500Б, розглянемо їх структуру (рис.2).

Втрати продукції розраховуються по формулі

$$B_n = \frac{U \cdot C_n \cdot P_{сум}}{100},$$

де  $U$  – врожайність культури, ц/га;

$C_n$  – закупівельна ціна продукції, грн./ц;

$P_{сум}$  – сумарні втрат врожаю в залежності від днів збирання, %.

Так як для виконання збиральних робіт залучається вітчизняна та зарубіжна техніка, технічний стан якої залежить від строку її експлуатації (служби), то виникає необхідність у визначенні її кількісного складу, прямих експлуатаційних витрат (грн/га) і втрат (грн/га) в залежності від кількості техніки залученої до збирання і днів роботи.

Розрахунки за запропонованою методикою для збирання озимої пшениці на площі 1000 га різними комбайнами приведені на рис. 3 – 7

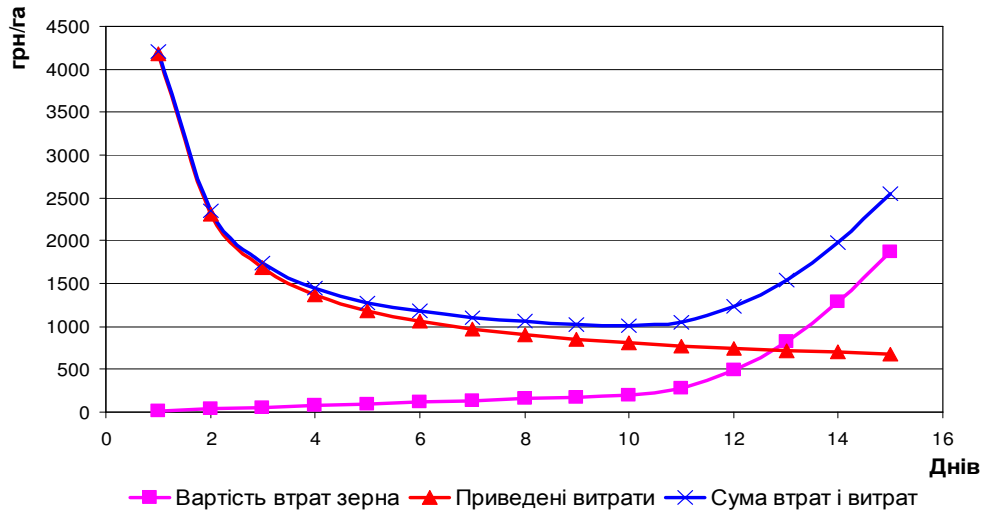


Рис.3. Нові комбайни ДОН-1500Б.

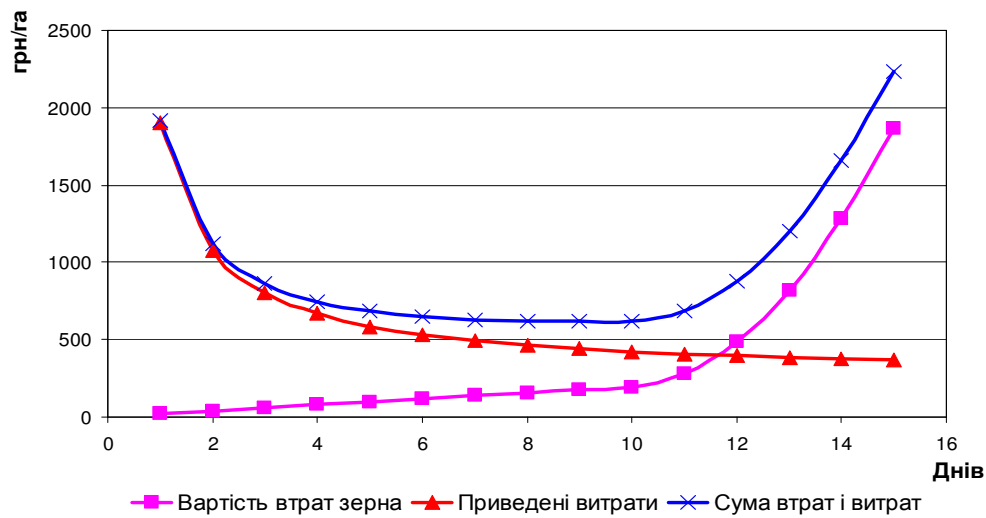


Рис.4. Комбайн ДОН-1500Б п'ятого року експлуатації.

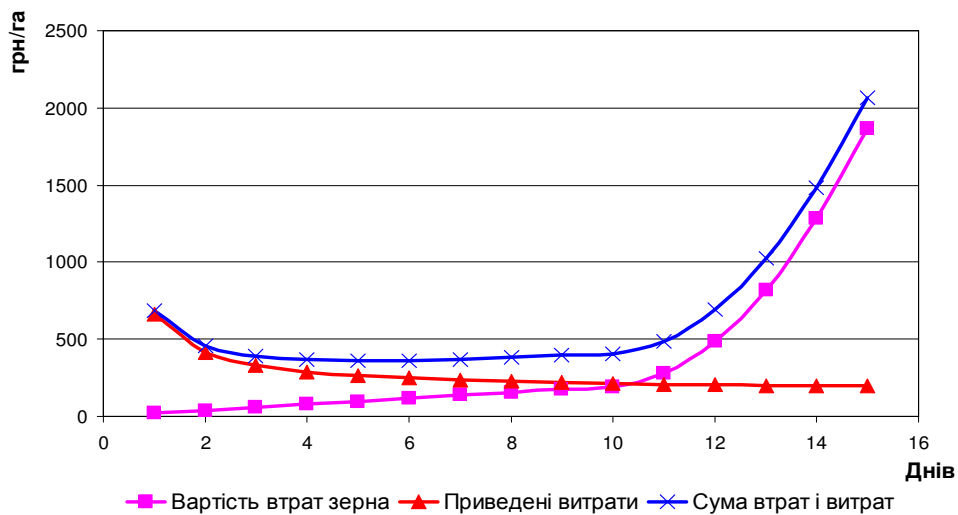


Рис.5. Комбайн ДОН-1500Б десятого року експлуатації.

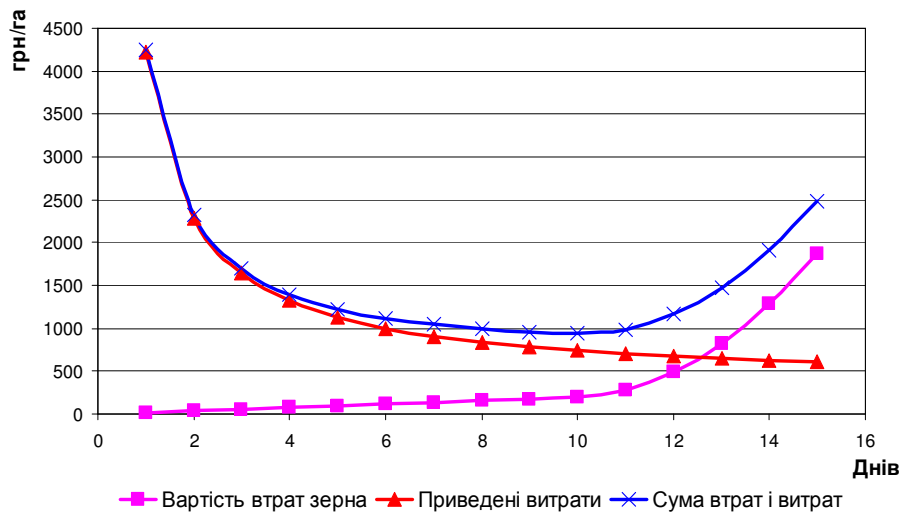


Рис.6. Новий комбайн КЗС-9.

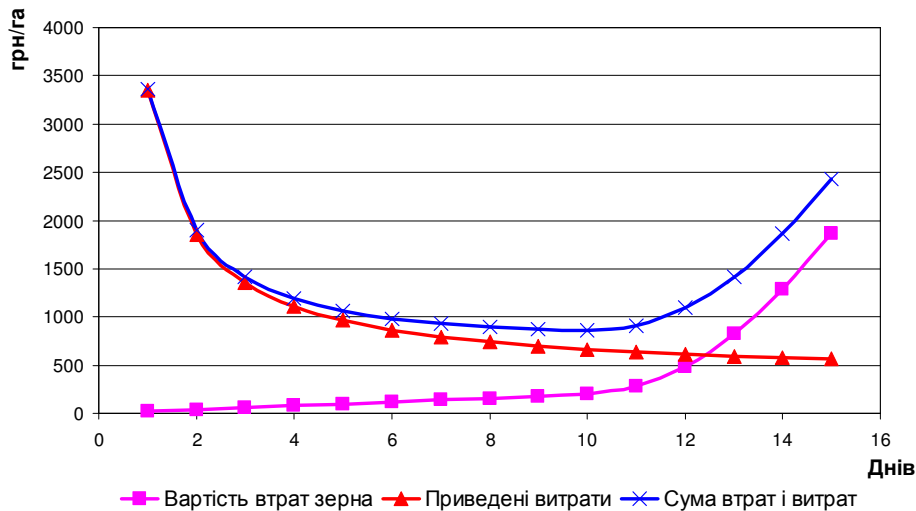


Рис.7. Новий комбайн Джон Дір 9680

З приведених графіків втрат і витрат коштів визначені оптимальні терміни збирання, що знаходяться в межах від п'яти до десяти днів для старої техніки і в межах 8...12 днів для більш продуктивної, але значно дорожчої, нової техніки. Враховуючи оптимальний термін виконання збиральних робіт, продуктивність тієї чи іншої збиральної техніки та обсягу збиральних робіт визначаємо необхідну її кількість.

*Висновки.* Пропонована методика розрахунку оптимальних термінів виконання збиральних робіт на прикладі збирання зернових може бути використана для визначення:

- оптимальних термінів збирання будь-якої сільськогосподарської культури;
- оптимальних термінів виконання робіт для комбайнів з різним рівнем надійності (вітчизняні, зарубіжні) з урахуванням вікового стану;



- необхідної кількості техніки для забезпечення збиральних робіт в оптимальні терміни.

Використання пропонованих методів розрахунку дозволить господарству мінімізувати втрати при виконанні збиральних робіт.

#### *Література.*

1. *Прибытков П.Ф.* Безотказность уборочных агрегатов и комплексов / *П.Ф. Прибытков, В.Ф. Скробач.* – Ленинград: Агропромиздат, 1987. – 207с.
2. *Ильченко В.Ю.* Машиновикористання в землеробстві / *В.Ю. Ильченко, Ю.П. Нагірний.* – Київ: Урожай, 1996. – 382 с.
3. *Бендера І.М.* Експлуатація машин і обладнання / *І. М. Бендера, В.П. Грубий, П.І. Роздорожнюк та ін.* – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я.І., 2013. – 576 с.
4. *Новиков Ю.Ф.* XXI – стать или не быть / *Ю.Ф. Новиков.* – Запорожье: ЗГУ, 1999. – 695 с.
5. *Погорельый Л.В.* Научные основы повышения производительности сельскохозяйственной техники / *Л.В. Погорельый, В.Г. Бильский, Н.П. Кононенко.* – Київ: Урожай, 1989. – 238 с.
6. *Иофинов С.А.* Эксплуатація машинно-тракторного парка / *С.А. Иофинов, Г.П. Лышко.* – Москва: Колос, 1981. – 351 с. – (2).
7. *Пугачов А.Е.* Продолжительность уборки и потери зерна / *А.Е. Пугачов.* // *Зерновое хозяйство.* – 1981. – №6. – С. 10–11.

### **МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО СРОКА УБОРКИ ЗЕРНОВЫХ**

В.М. Болтянский, Б.В. Митков, Б.В. Болтянский, Є.І. Ігнат'єв,  
А.В. Шульга

**Аннотація** – в роботі пропонується метод визначення оптимального строку збирання зернових в залежності від вікового та марочного складу техніки, який дозволяє зменшити втрати врожаю на етапі його збирання.

### **THE METHOD OF DETERMINING THE OPTIMUM TERM OF HARVESTING GRAIN**

V. Boltyanskii, B. Mitkov, B. Boltyanskii, E. Ignatiev, O. Shulga

#### *Summary*

The paper presents a method for determining the optimal duration of harvesting of grain, depending on the age and grade technique that allows to reduce crop losses during its harvesting.



УДК 631.171:634

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ З ДОТРИМАННЯ ЗАДАНОЇ ГЛИБИНИ САДІННЯ ПІДЩЕП ПЛОДОВИХ КУЛЬТУР АПАРАТОМ ДИСКОВОГО ТИПУ

Чижигов І.О., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-21-32

**Анотація** – у статті наведено методику та результати лабораторних досліджень процесу садіння підщеп садильним апаратом з пристроєм, що забезпечує садіння підщеп на задану глибину.

**Ключові слова** – садіння підщеп, глибина садіння, обмежувач.

**Постановка проблеми.** Садіння підщеп плодових культур – одна з найбільш трудомістких та відповідальних операцій у технологічному процесі вирощування саджанців. Засоби механізації для садіння повинні забезпечувати садіння підщеп з кроком від 15 до 20 см на глибину від 20 до 25 см, при цьому відхилення висаджених підщеп від вертикальної осі не повинно перевищувати  $10^\circ$ , а відхилення від осі ряду повинно бути у межах  $\pm 3$  см. На сьогодні для садіння підщеп використовують саджалки із садильними апаратами дискового типу. Однією із таких саджалок є машина МПП-4 [1].

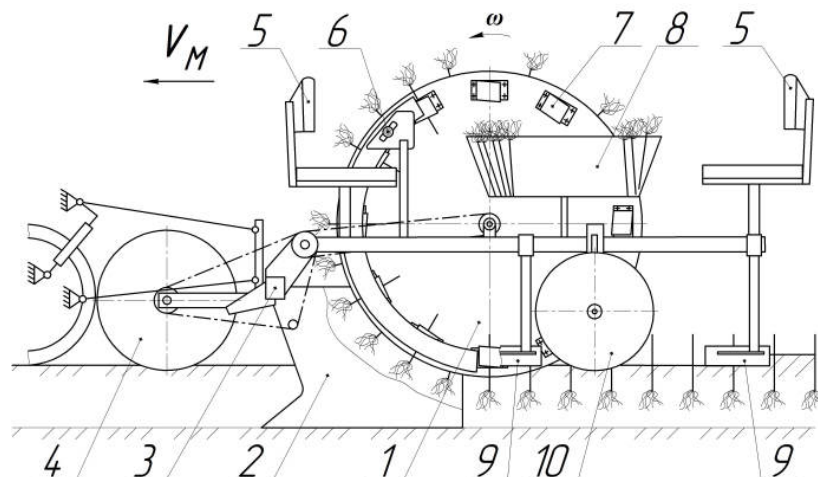


Рис.1. Схема секції машини для садіння підщеп МПП-4:  
1 – диск; 2 – сошник; 3 – рама; 4 – опорне колесо; 5 – садіння садильника; 6 – копір; 7 – захват; 8 – накопичувач рослин; 9 – загортачі; 10 – прикочуючий коток.

Садильний апарат (рис.1) являє собою диск 1, на якому у шаховому порядку з обох сторін розташовані захвати 7, закриття і відкриття яких відбувається за рахунок копіру 6. Процес садіння відбувається наступним чином. Садильник вкладає підщепи у розкриті захвати, які входячи у зону дії копіру закриваються. Диск, обертаючись транспортує підщепи у захватах до заднього обрізу сошника 2, де виходячи із зони дії копіру захвати відриваються, а підщепи засипаються ґрунтом.

У процесі садіння апаратами такого типу садильник може допустити таке технологічне порушення, як різне вкладання підщеп у захвати відносно його центру  $C$  (рис.2,*a*). Відстань  $l$ , що визначається відрізком  $AC$  (рис.2,*a*) може бути меншою або більшою за задану глибину садіння, що призводить до висадження підщеп або на недостатню глибину або взагалі до неможливості висадження, у разі, коли відстань  $l$  буде більша за глибину борозни  $a$ . Для підвищення якості садіння підщеп з дотриманням заданої глибини садіння (вкладання підщеп у захвати з постійним дотриманням відстані  $l$ ) пропонується доповнити конструкцію апарата орієнтирами для садильників у вигляді обмежувачів вкладання підщеп у захвати (рис.2,*б*), налаштованих на задану глибину садіння.

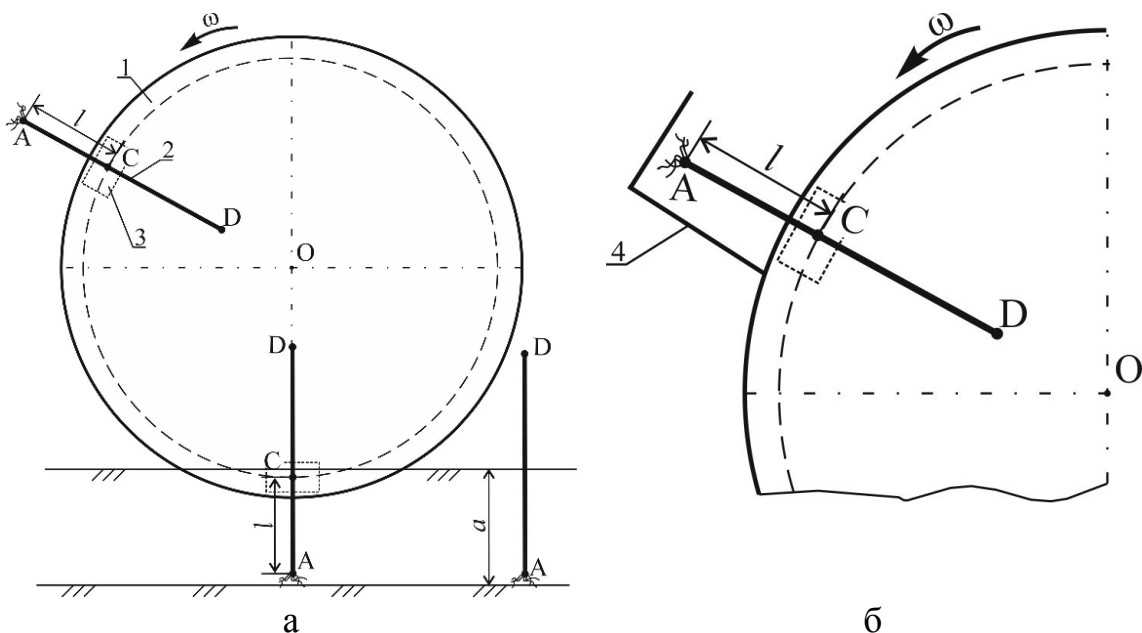


Рис. 2. Положення підщепи при вкладанні у захват: а – без обмежувача; б – з обмежувачем: О – центр обертання диску; AD – підщепа; С – центр захвату;  $AC = l$  – відстань від початку кореневої частини підщепи до центру захвату;  $a$  – глибина борозни; 1 – диск садильного апарата; 2 – підщепа; 3 – захват; 4 – обмежувач.

Слід зазначити, що процес вкладання підщеп у захвати на задану відстань  $l$  залежить від кваліфікації садильника і по суті є стохастичним процесом. Тому необхідно провести дослідження на відповідність підпорядкування процесу вкладання підщеп у захвати довільно та з обмежувачем нормального закону розподілу.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Розробити методику та провести дослідження по визначенню підпорядкуванню закону нормального розподілу процесу вкладання підщеп у захвати довільно та з орієнтиром для садильників у вигляді обмежувача вкладання підщеп у захвати, налаштованого на задану глибину садіння.

*Методика досліджень.* Досліди проводилися на стенді для проведення лабораторних досліджень процесу роботи садильного апарата (рис.3).

Методика досліджень полягала у наступному. За допомогою автотрансформатора встановлювалася кутова швидкість обертання диску садильного апарата  $\omega = 0,276 \text{ с}^{-1}$ , що відповідає робочій швидкості руху садильної машини  $V_M = 0,14 \text{ м/с}$ . У процесі досліджень проведено два досліди. Перший включав вкладання підщеп у захвати довільно, другий – з обмежувачем налаштованим на глибину садіння 25 см. У якості садильного матеріалу використовувалися підщепи яблуні М9, загальна довжина яких варіювала у межах від 420 до 500 мм (рис.4). Підщепи вкладалися у захвати при підході останніх до зони вкладання, як показано на рис.5. Для реєстрації значень відстані  $l$ , після закриття захватів обертання диску припинялося і лінійкою замірювалася відстань від центру захвату до початку кореневої частини (відрізок  $AC$ , рис. 2,*a*). Кількість повнорностей  $n = 48$  у кожному досліді. Отримані значення заносилися до журналу. Обробка результатів проводилася методами математичної статистики [2] у середовищі пакету MS Office Excel.



Рис.4. Загальний вигляд вибірки підщеп яблуні М9.



Рис.5. Процес вкладання підщеп у захвати садильного апарата.

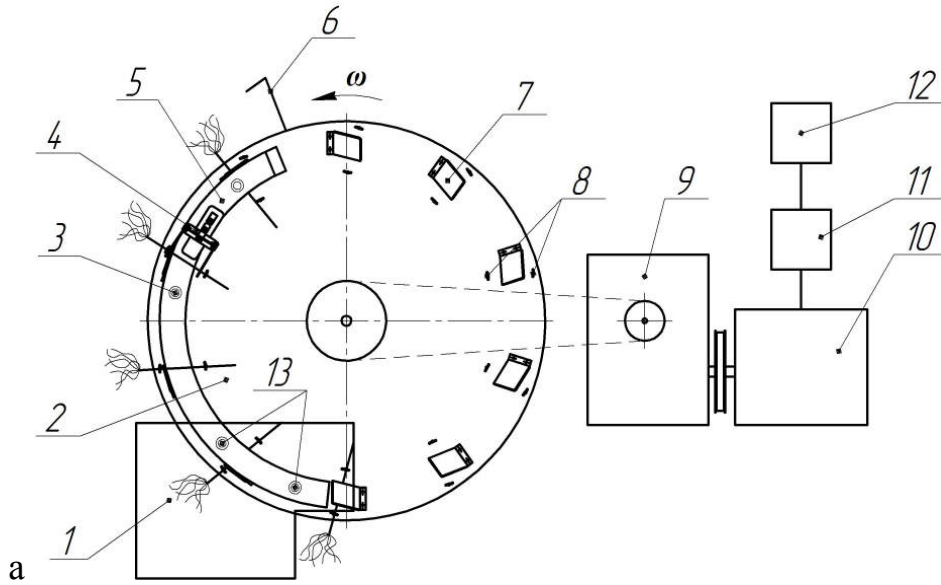


Рис.3. Схема (а) та загальний вигляд (б) стану для проведення лабораторних досліджень процесу роботи садильного апарата: 1 –сошник; 2 – диск; 3 – плунжерні фіксатори; 4 – орієнтуючий пристрій; 5 – копір; 6 – обмежувач вклядання підщеп у захвати; 7 – захват; 8 – упори; 9 – редуктор; 10 – електродвигун постійного струму; 11 – діодний міст; 12 – автотрансформатор (ЛАТР); 13 – пружини.



*Результати досліджень.* Ранжируваний ряд величини  $l$ , визначеної при довільному вкладанні підщеп у захвати, приведений у таблиці 1.

Таблиця 1 – Ранжируваний ряд відстані  $l$ , визначеної при довільному вкладанні підщеп у захвати (розміри у міліметрах)

150	165	165	170	170	175	185	185	190	190
190	190	190	190	190	190	205	205	215	215
220	220	220	220	220	220	230	230	230	230
235	235	240	240	240	250	250	250	250	255
260	260	270	270	275	275	285	290		

Середнє арифметичне вибірки  $\bar{l} = 220,7$  мм; середньоквадратичне відхилення  $\sigma = 35,2$  мм, коефіцієнт варіації  $v = 16\%$ .

За допомогою критерію Пірсона перевірялася гіпотеза про те, що величина  $l$  розподілена нормально [3]. Для цього для ранжируваного ряду складався інтервальний ряд. Кількість інтервалів визначалася за формулою:

$$k = \lceil 3,322 \lg N + 1 \rceil = 7 \text{ шт.} \quad (1)$$

де  $N$  – об'єм вибірки.

Інформацію про кількість інтервалів, теоретичні та емпіричні частоти наведено у таблиці 2.

Таблиця 2 – Границі інтервалів теоретичних та емпіричних частот при довільному вкладанні підщеп

Інтервал, $l_i$	Теоретична частота ( $n_i$ )	Емпірична частота ( $n_i'$ )
[149;169,29]	2,46	3
[169,29;189,57]	5,57	5
[189,57;209,86]	9,15	10
[209,86;230,14]	10,87	12
[230,14;250,43]	9,36	9
[250,43;270,71]	5,84	5
[270,71;291]	2,64	4

Критерій Пірсона розраховувався за формулою

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i' - n_i)^2}{n_i} \approx 1,21. \quad (2)$$

де  $n_i$  – теоретична частота;

$n_i'$  – емпірична частота.





Квантиль  $\chi^2(0,05;7-3) = 9,488$ ;  $\chi_p^2 < \chi_T^2(0,05;4)$ .

Так як  $\chi_p^2 < \chi_T^2$ , то можна прийняти гіпотезу про нормальний розподіл відстані  $l$ , тобто, вважати, що  $F(l) = N(\bar{l}; \sigma(l)) \approx N(220,7; 35,2)$ .

Ранжируваний ряд відстані  $l$ , визначеної при встановленні обмежувачів налаштованих на глибину садіння 25 см, наведений у таблиці 3.

Таблиця 3 – Ранжируваний ряд відстані  $l$ , визначеної при вкладанні підщеп у захвати за допомогою обмежувача (розміри у міліметрах)

200	200	205	205	210	210	210	210	210	215
215	215	215	215	215	215	220	220	220	225
225	225	225	225	225	225	225	225	225	225
225	230	235	235	235	235	235	235	235	235
235	235	240	240	240	240	245	250		

Середнє арифметичне вибірки  $\bar{l} = 224,2$  мм, середньоквадратичне відхилення  $\sigma = 12,1$  мм, коефіцієнт варіації  $v = 5,4\%$ . Кількість інтервалів, що були визначені за формулою (1) дорівнює  $k = 7$  шт.

Інформацію про межі інтервалів, теоретичні та емпіричні частоти представлено в таблиці 4.

Значення критерій Пірсона, що розраховувався за формулою (2) дорівнює  $\chi^2 \approx 1,65$ .

Квантиль  $\chi^2(0,05;7-3) = 9,488$ ;  $\chi_p^2 < \chi_T^2(0,05;4)$ .

Таблиця 4 – Границі інтервалів теоретичних та емпіричних частот при вкладанні підщеп із обмежувачем

Інтервал, $l_i$	Теоретична частота ( $n_i$ )	Емпірична частота ( $n_i'$ )
[199; 206,43]	2,52	4
[206,43; 213,86]	6,04	5
[213,86; 221,29]	10,03	10
[221,29; 228,71]	11,56	12
[228,71; 236,14]	9,24	11
[236,14; 243,57]	5,12	4
[243,57; 251]	1,97	2

Так як  $\chi_p^2 < \chi_T^2$ , то приймаємо гіпотезу про нормальний розподіл відстані  $l$ , тобто, слід вважати, що  $F(l) = N(\bar{l}; \sigma(l)) \approx N(224,2; 12,1)$ .

На основі отриманих даних побудовано графік полігону емпіричних частот границь інтервалів при довільному вкладанні підщеп у захвати та при владанні за допомогою обмежувача, встановленого на глибину садіння 25 см, який зображено на рисунку 5.

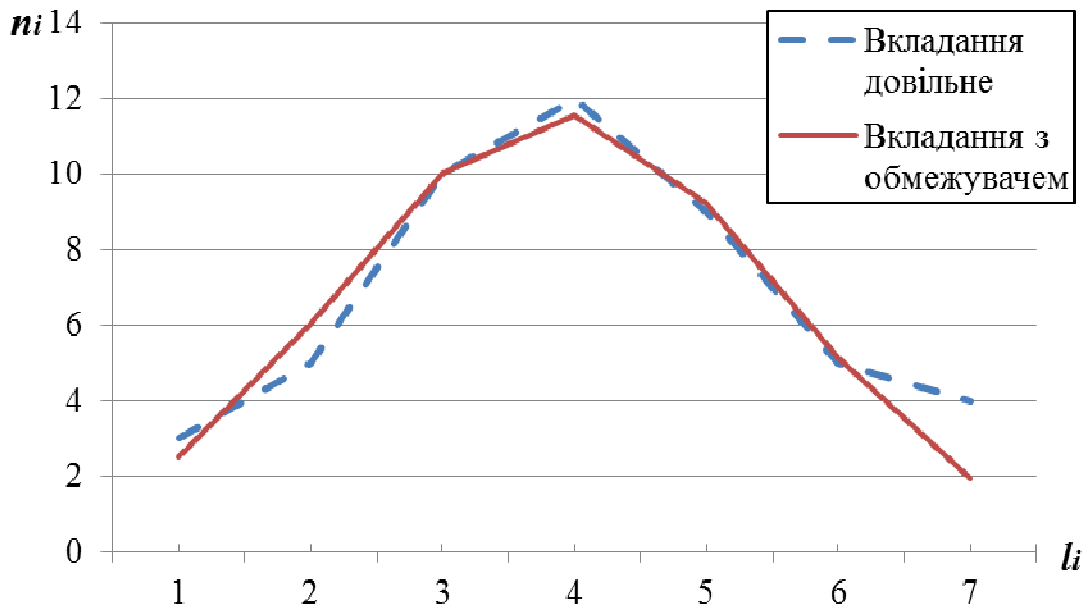


Рис. 5. Графік полігону емпіричних частот границь інтервалів при довільному вкладанні підщеп у захвати та при вкладанні за допомогою обмежувача, встановленого на глибину садіння 25 см.

*Висновок.* Проведеними дослідженнями встановлено, що як довільне вкладання підщеп у захвати так і з обмежувачем підкоряється нормальному закону розподілу. Однак, при вкладанні підщеп з обмежувачем, отримано менший коефіцієнт варіації та середньквдратичне відхилення вимірюваної величини, що вказує на більшу однорідність вибірки. Тому для збільшення ймовірності того, що підщепа буде висаджена на задану глибину, у конструкції садильного апарата необхідно встановлювати орієнтири для садильників у вигляді обмежувачів вкладання підщеп у захвати. Запропоноване технічне рішення захищено патентом України на корисну модель [4], а конструкцію садильного апарата з обмежувачами було реалізовано у макетному зразку секції машини для садіння підщеп плодових культур [5]. При проведенні лабораторно-польових випробувань зразку середня глибина садіння становила 23,8 см для підщеп яблуні М9 та 24,2 см для підщеп аличі, що підтверджує правильність внесених змін до конструкції.

#### *Література.*

1. Сафонов О.Ф. Механізація вирощування плодових саджанців / О.Ф. Сафонов // Техніка в АПК. – 1997. – №2. – С. 26 – 27.
2. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учеб. пособие для вузов / В.Е. Гмурман. – Изд. 4-е, доп. – М., Высш. школа, 1972. – 368 с.
3. Рао С.Р. Линейные статистические методы и их применения / С.Р. РАО; под. ред. Ю.В. Линника. – М.: Наука, 1968. – 549 с.





4. Пат. на корисну модель № 98487 Україна, МПК А01С11/04. Садильний апарат дискового типу / *І.О. Чижиков, О.Г.Караєв.* – №201412957; заявл. 03.12.2014; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8.

5. *Чижиков І.О.* Результати лабораторно-польових випробувань макетного зразка секції машини для садіння підщеп плодових культур [Електронний ресурс] / *І.О. Чижиков* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, т. 3. – С. 140 – 146. – Режим доступу: [www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau/2012\\_3/index.html](http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau/2012_3/index.html).

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО СОБЛЮДЕНИЮ ЗАДАННОЙ ГЛУБИНЫ ПОСАДКИ ПОДВОЕВ ПЛОДОВЫХ КУЛЬТУР АПАРАТОМ ДИСКОВОГО ТИПА**

**И.А. ЧИЖИКОВ**

***Аннотация*** – в статье описана методика и приведены результаты лабораторных исследований процесса посадки подвоев посадочным аппаратом с устройством, обеспечивающим посадку подвоев на заданную глубину.

## **THE RESULTS OF RESEARCHING ON THE KEEPING THE SPECIFIED DEPTH FOR FRUIT CROP STOCKS PLANTING BY MEANS OF THE DISK TYPE DEVICE**

**I. Chizhykov**

### ***Summary***

**The methods have been described in the article as well as the results of the laboratory process researching of stocks planting by the planter with the device providing stocks planting at the specified depth have been given.**



УДК.629.017: 631.31.06

## **КЕРОВАНІСТЬ І СТІЙКІСТЬ РУХУ ГРУНТООБРОБНИХ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ МОДЕЛЮВАННЯМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ**

Артёмов М.П., д.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського  
господарства ім. П.Василенка*

*Тел. (057) 700-38-93*

**Анотація** – в роботі запропонована методика визначення кутів відхилення трактора і сільськогосподарських машин в процесі роботи ґрунтообробних мобільних сільськогосподарських агрегатів та їх вплив на виконання агротехнічних операцій. Використання сучасних приладів і методів розрахунку дає можливість обирати оптимальні рішення для розрахунку і комплектування мобільних сільськогосподарських агрегатів, а так само скоротити експлуатаційні витрати.

**Ключові слова** – машинно-тракторний агрегат, динамічні параметри, керованість, парціальні прискорення.

*Постановка проблеми.* Розвиток елементної бази на сучасному етапі розширив можливості визначення енергетичних показників сільськогосподарських агрегатів і дають можливість їх контролювати при виконанні ними технологічних операцій та контролю динамічних процесів, що відбуваються в механічній системі «трактор – сільськогосподарська машина». Що дає можливість удосконалювати існуючі розрахунково-експериментальні методи проведення тягових випробувань.

Керованість об'єкта відображає його здатність адекватно реагувати на будь який керуючий вплив. Мобільний сільськогосподарський агрегат (МСА), як механічна система, постійно перебуває під дією різного роду збурень, що сприяють відхиленню його від прямолінійної траєкторії руху.

Керуючі впливи сприяють переходу цієї системи від одного стану рівноваги до іншого. При цьому змінюються вихідні параметри системи. В процесі виконання агротехнічних операцій при постійній зміні зовнішніх навантажень, керування ґрунтообробним агрегатом



для забезпечення його динамічної і функціональної стабільності, ефективного використання, є однією з проблем їх експлуатації.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Проведений аналіз вітчизняних і зарубіжних літературних джерел показує, що технологічні і техніко-економічні показники МСА, за більшістю параметрів, залежать від керованості і стійкості їх руху.

На початковому етапі експлуатації сільськогосподарська техніка рухалася з невеликими поступальними і кутовими швидкостями, питання про стійкість і керованість МСА мало обговорювалося серед вчених [1, 2]. Із збільшенням швидкостей та енергонасиченості сільськогосподарських агрегатів перед дослідниками постала проблема визначення впливу сил і моментів на динамічні параметри МСА, а також забезпечують стійкість і керованість його руху. При дослідженні руху МСА, що виконує агротехнічні операції, його можна уявити як багатоланцюгову механічну систему, на яку діють зовнішні силові фактори [3, 4, 5, 6, 7]. Особливу увагу необхідно звернути на метод [8] який ґрунтується на використанні експериментально виміряних парціальних прискорень і є еквівалентною заміною існуючих методів проведення динамічних випробувань мобільних сільськогосподарських агрегатів та одиничних тракторів.

*Постановка задачі дослідження.* На ґрунтообробний агрегат в процесі виконання агротехнічних операцій діють стохастичні зміни зовнішні навантаження, що утруднює його керування. Однією з проблем експлуатації, ефективного використання, є забезпечення його керованості, динамічної і функціональної стабільності.

Основною метою дослідження є підвищення точності визначення параметрів динаміки керованості без втручання в конструкцію мобільного сільськогосподарського агрегату.

Для досягнення поставленої мети необхідно використовувати сучасні прилади і нові розроблені методи.

*Основна частина.* В залежності від мети дослідження важливо використовувати різні розрахункові схеми, що відрізняються точністю представлення в них складових машини та взаємодією між ними. Окрім того кожна схема повинна відповідати процесам, що розглядаються, відображати основні властивості конструкції та забезпечувати відповідність необхідної точності результатів розрахунків та експериментальних випробувань.

Під дією зовнішніх збурюючих сил та зміні технічного стану машини і системи керування трактор разом з сільськогосподарськими знаряддями рухається по траєкторії близькій до синусоїди. Тобто рух агрегату не прямолінійний, а хвилеподібний. Динамічні властивості при різних видах маневрування проявляються через керованість і стійкість руху агрегату. Тому необхідно проводити дослідження та

надати оцінку потенційних динамічних можливостей сільськогосподарських мобільних енергетичних засобів.

Керованість будь-якого МСА характеризують його здатність адекватно реагувати на дії механізатора. Керуючий вплив викликає перехідний процес з одного стану рівноваги МСА, як об'єкту управління, в інше. Для механічних систем, до яких відносяться мобільні машини, перехідний процес супроводжується зміною швидкісного режиму руху. Виникаючі при цьому прискорення характеризують не тільки керованість системи, але й зміну його технічного стану, обумовлене нестабільністю параметрів.

Принципи та умови комплектування МТА, які складають різні системи машин, залежать від конструктивних параметрів і динамічних властивостей машин, що входять до складу агрегату [2].

При проведенні динамічних випробувань скористаємось ґрунтообробним агрегатом МТЗ-80+КПС-4 рис. 1. Проводити контроль параметрів будемо за допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу, який обладнано трьохкомпонентними датчиками-акселерометрами. Щоб забезпечити якісний процес контролю динаміки керованості агрегату необхідно встановити таку кількість датчиків, яка дасть змогу контролювати усі напрямки осей ступенів вільності мобільного агрегату.

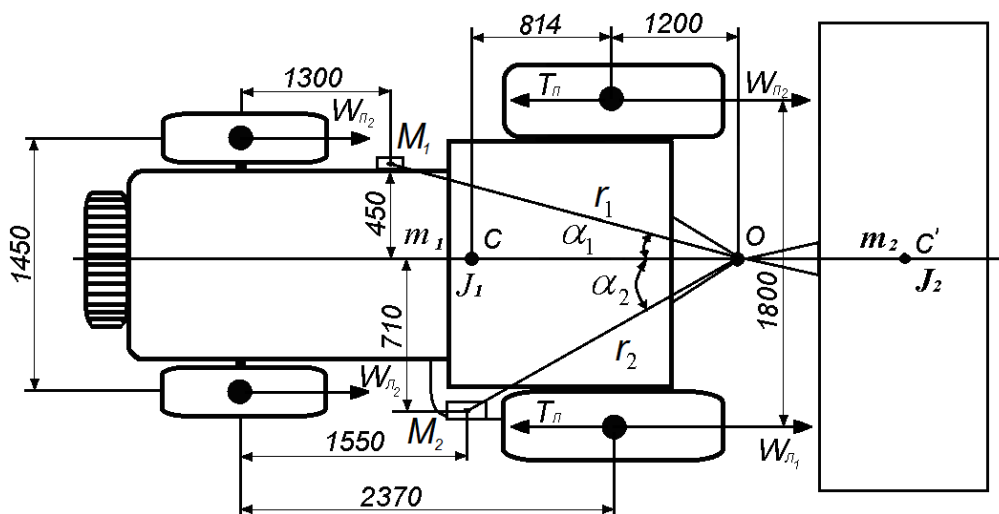


Рис.1. Загальний вигляд ґрунтообробного агрегату МТЗ-80+КПС-4

У загальному випадку рівняння руху ґрунтообробного агрегату будуть нелінійними, і це значно ускладнює завдання контролю над впливом керуючих дій для забезпечення якості виконання агротехнічних операцій.



Після підстановки у рівняння (1) статичних і кінематичних параметрів агрегату отримуємо наступну нелінійну систему звичайних диференціальних рівнянь, які моделюють процес руху МСА:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{\xi} - m_1 b_1 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - m_1 b_1 \sin \psi_1 \ddot{\psi}_1 - m_2 b_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2^2 - m_2 b_2 \sin \psi_2 \ddot{\psi}_2 = \\ = (T_{II} + T_{JI} - W_{II} - W_{JI}) \cos \psi_1 - R_x \cos \psi_2 + R_y \sin \psi_2 \\ \\ m\ddot{\eta} - m_1 b_1 \sin \psi_1 \dot{\psi}_1^2 + m_1 b_1 \cos \psi_1 \ddot{\psi}_1 - m_2 b_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2^2 + \\ + m_2 b_2 \cos \psi_2 \ddot{\psi}_2 = (T_{II} + T_{JI} - W_{II} - W_{JI}) \sin \psi_1 - R_x \sin \psi_2 - R_y \cos \psi_2 \\ \\ - m_1 \ddot{\xi} b_1 \sin \psi_1 + \dot{\eta} b_1 m_1 \cos \psi_1 - \dot{\xi} b_1 m_1 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1 - \dot{\eta} b_1 m_1 \sin \psi_1 \dot{\psi}_1 + \\ + 2J_1 \ddot{\psi}_1 + C(\psi_1 - \psi_2) = (T_{II} + T_{JI} - W_{II} - W_{JI}) \frac{B_T}{2} \\ \\ - m_2 \ddot{\xi} b_2 \sin \psi_2 + \dot{\eta} b_2 m_2 \cos \psi_2 - \dot{\xi} b_2 m_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2 - \dot{\eta} b_2 m_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2 + \\ + 2J_2 \ddot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) = R_y l \cos \psi_2 - R_x l \sin \psi_2 \end{array} \right. ; \quad (1)$$

Припустимо, що відомі прискорення в двох контрольних точках  $M_1$  і  $M_2$  трактора є функціями часу на інтервалі  $(0, t_0)$ . Такі вхідні дані можуть бути отримані в результаті експериментальних вимірювань.

Позначимо компоненти прискорень в цих точках наступним чином: точка  $M_1$  –  $a_{x1}, a_{y1}$ , точка  $M_2$  –  $a_{x2}, a_{y2}$ . Ці компоненти вимірюються відносно нерухомої системи координат, в якій розглядається рух МСА. Потрібно з цими вхідними даними за допомогою системи рівнянь (1), що моделює рух МСА, визначити кути відхилення трактора  $\psi_1$  і ґрунтообробного знаряддя від прямолінійної траєкторії при нормальному тиску в колесах та відхилення  $\psi_2$  із зниженим тиском, як функції часу.

Але перед цим за допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу проведемо контроль зміни прискорень агрегату та побудуємо відповідні графіки при роботі з нормальним тиском у ведучих колесах і з пониженим тиском рис.2.

Складена система рівнянь (1) є суттєво нелінійною, у цьому випадку можливе тільки числове її вирішення за допомогою комп'ютера. У конкретному випадку система рівнянь (1) була вирішена відносно другої похідної узагальнених координат  $\ddot{\xi}, \ddot{\eta}, \ddot{\psi}_1, \ddot{\psi}_2$  та перетворена у систему диференціальних рівнянь першого порядку. Для вирішення складеної системи рівнянь скористаємось методом Рунге-Кутта з автоматичним вибором кроку розрахунку.

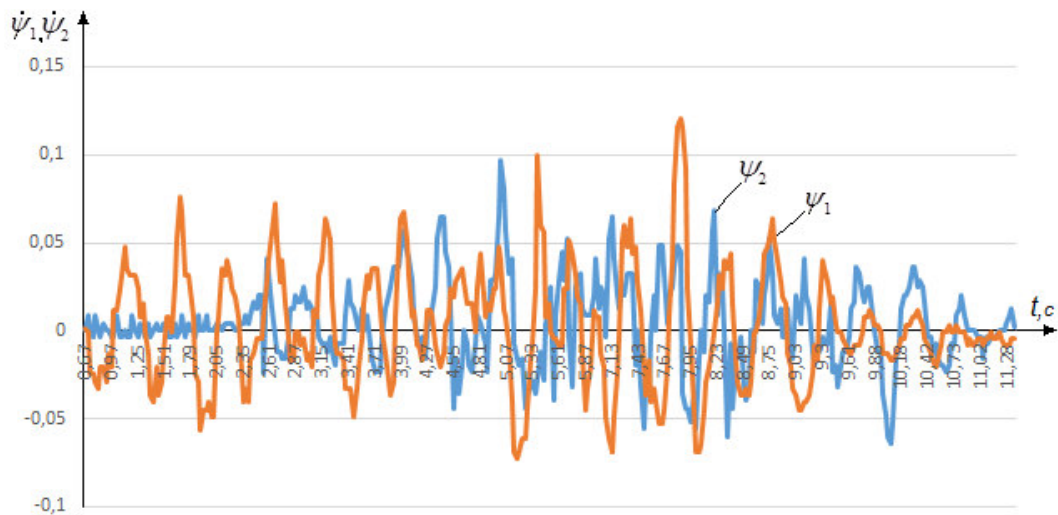


Рис.2. Графік динаміки кутових прискорень ґрунтообробного агрегату МТЗ-80+КПС-4  $\psi_1$  – з шинами нормального тиску;  $\psi_2$  – з приспущеними шинами.

На початку застосування метода парціальних прикорень необхідно провести лінеаризацію системи рівнянь (1). У відповідності до проведених припущень [9], будемо вважати, що сили тяги на ведучих колесах трактора рівні між собою та сили опору коченню коліс теж рівні. Після проведеної лінеаризації початкова система рівнянь (1) прийме вигляд

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} = T - W_1 - W_2 - R_x + R_y\psi_2; \\ m\ddot{\eta} + m_1b_1\ddot{\psi}_1 + m_2b_2\ddot{\psi}_2 = (T - W_1 - W_2)\psi_1 - R_x\psi_2 - R_y; \\ m_1b_1\ddot{\eta} + 2J_1\ddot{\psi}_1 + C(\psi_1 - \psi_2) = 0; \\ m_2b_2\ddot{\eta} + 2J_2\ddot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) = R_y l - R_x l\psi_2; \end{cases} \quad (2)$$

де

$$T_{II} = T_{II} = 0,5T,$$

$$W_{II1} = W_{II1} = W_1,$$

$$W_{II2} = W_{II2} = W_2,$$

$$T_{\Sigma T} = T_{II} + T_{II} - W_{II1} - W_{II2} - W_{II1} - W_{II2},$$

$$T_{\Sigma C} = T_{II} - T_{II} - W_{II1} - W_{II2} + W_{II1} + W_{II2}$$

Проведемо перетворення системи рівнянь (2), скориставшись методом Гауса.



Вирішення модифікованої першої задачі динаміки зводиться до дослідження наступних двох завдань. Перше завдання полягає у визначенні зв'язку між вимірними компонентами прискорень

$$\vec{a}_1 = a_{x1} \vec{e}_x + a_{y1} \vec{e}_y,$$

$$\vec{a}_2 = a_{x2} \vec{e}_x + a_{y2} \vec{e}_y,$$

і узагальненими координатами

$$q_1(t) = \xi(t),$$

$$q_2(t) = \eta(t),$$

$$q_3(t) = \psi_1(t),$$

$$q_4(t) = \psi_2(t).$$

Для такого випадку прискорення будь-якої точки  $M$  тіла можливо представити у вигляді геометричної суми трьох прискорень [10]

$$\vec{a}_M = \vec{a}_o + \vec{a}_b + \vec{a}_c, \quad (3)$$

де  $\vec{a}_o$  – прискорення в точці  $O$ ,

$\vec{a}_b$  – обертальне прискорення,

$\vec{a}_c$  – доцентрове прискорення.

Легко бачити, що прискорення  $\vec{a}_o$  має компоненти,  $a_x^o = \ddot{\xi}$ ,  $a_y^o = \ddot{\eta}$ . Доцентрове прискорення направлено вздовж прямої, що сполучає точки  $M$  і  $O$ , а його величина дорівнює

$$a_c = r \dot{\psi}_1^2,$$

де  $r$  – відстань між точками встановлення датчиків  $M$  і точкою  $O$ , з'єднання трактора і ґрунтообробного знаряддя.

Обертальне прискорення  $\vec{a}_b$  спрямоване вздовж прямої перпендикулярної до прямої, що поєднує точки  $M$  і  $O$  та має величину

$$a_b = r \ddot{\psi}_1.$$





Таким чином, на підставі вище викладеного отримуємо наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} a_{x1} = \ddot{\xi} - r_1 \ddot{\psi}_1 \sin(\psi_1 + \alpha_1) - r_1 \dot{\psi}_1^2 \cos(\psi_1 + \alpha_1), \\ a_{y1} = \ddot{\eta} + r_1 \ddot{\psi}_1 \cos(\psi_1 + \alpha_1) - r_1 \dot{\psi}_1^2 \sin(\psi_1 + \alpha_1), \\ a_{x2} = \ddot{\xi} - r_2 \ddot{\psi}_1 \sin(\psi_1 - \alpha_2) - r_2 \dot{\psi}_1^2 \cos(\psi_1 - \alpha_2), \\ a_{y2} = \ddot{\eta} + r_2 \ddot{\psi}_1 \cos(\psi_1 - \alpha_2) - r_2 \dot{\psi}_1^2 \sin(\psi_1 - \alpha_2). \end{cases} \quad (4)$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – кути між прямими, що проходять через точки  $M_1$  і  $O$  та  $M_2$  і  $O$  і поздовжньою віссю трактора, що проходить через точку  $O$  (рис.1).

Припускаємо, що кут повороту  $\psi_1$  достатньо малий. У цьому випадку система рівнянь (4) спрощується і після ряду перетворень можуть бути представлені в наступному вигляді

$$\begin{cases} \Delta a_x = -\Delta_2 \ddot{\psi}_1 + \Delta_1 \dot{\psi}_1^2, \\ \Delta a_y = -\Delta_1 \ddot{\psi}_1 - \Delta_2 \dot{\psi}_1^2, \end{cases} \quad (5)$$

де введено позначення

$$\begin{aligned} \Delta a_x &= a_{x1} - a_{x2}, & \Delta a_y &= a_{y1} - a_{y2}, \\ \Delta_1 &= r_2 \cos \alpha_2 - r_1 \cos \alpha_1, & \Delta_2 &= r_2 \sin \alpha_2 + r_1 \sin \alpha_1. \end{aligned} \quad (6)$$

При вирішенні рівняння ми припускаємо, що  $\sin \psi_1 \cong \psi_1$  і  $\cos \psi_2 \cong 1$ .

Після вирішення рівняння (5) відносно  $\ddot{\psi}_1$  й  $\dot{\psi}_1^2$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_1 &= -\frac{\Delta_2 \Delta a_x + \Delta_1 \Delta a_y}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}, \\ \dot{\psi}_1^2 &= \frac{\Delta_1 \Delta a_x - \Delta_2 \Delta a_y}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Після підстановки і перетворень вираз (5) запишемо у вигляді:

$$\ddot{\psi}_1 = -\Delta a_x D_3 - \Delta a_y D_4, \quad (8)$$



де

$$D_3 = \frac{\bar{y}_1 - \bar{y}_2}{(\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 - \bar{y}_2)^2}, \quad (9)$$

$$D_4 = \frac{\bar{x}_2 - \bar{x}_1}{(\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 - \bar{y}_2)^2}. \quad (10)$$

Значення кута повороту трактора  $\psi_1$  може бути отримано з (8) дворазовим інтегруванням за часом, а саме

$$\psi_1(t) = - \int_0^t dt \int_0^t (\Delta a_x D_3 + \Delta a_y D_4) dt. \quad (11)$$

Невідомими величинами в системі рівнянь (2) є силові характеристики  $T_{\Sigma T}$ ,  $T_{\Sigma C}$ ,  $R_x$ ,  $R_y$  і кут повороту знаряддя  $\psi_2$ .

У цих позначеннях система рівнянь (2) з урахуванням значень узагальнених координат набуває вигляду

$$\begin{cases} A_1 = T_{\Sigma T} + R_x (1 - \psi_2 \gamma) = 0, \\ A_2 + m_2 b_2 \ddot{\psi}_2 - \psi_1 T_{\Sigma T} - R_x (\psi_2 + \gamma) = 0, \\ A_3 - C \psi_2 - T_{\Sigma C} \frac{B_T}{2} = 0, \\ A_4 + m_2 (b_2^2 + \rho_2^2) \ddot{\psi}_2 + C \psi_2 - R_x \ell (\gamma - \psi_2) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Із системи рівнянь (12) можливо визначити силові характеристики МСА і отримати диференціальні рівняння для кута повороту знаряддя  $\psi_2$ .

Дійсно, з рівнянь 1, 2 і 4 системи (12) отримуємо рівняння для визначення кута повороту ґрунтообробного знаряддя  $\psi_2$

$$\ddot{\psi}_2 + A(t)\psi_2 = B(t), \quad 0 \leq t < t_0, \quad (13)$$

$$\text{де } A(t) = \frac{\gamma D + A_4 + \ell A_2}{\gamma m_2 (b_2^2 + \rho_2^2 - \ell b_2)}, \quad B(t) = - \frac{(A_4 - \ell A_2)}{m_2 (b_2^2 + \rho_2^2 - \ell b_2)}. \quad (14)$$

Величини  $A(t)$  та  $B(t)$  є відомими та виражаються через компоненти прискорень, що були отримані в результаті вимірювань у двох контрольних точках трактора.

Для розрахунку кутів відхилення трактора і сільськогосподарського знаряддя була розроблена комп'ютерна програма, яка використовувала весь масив даних про зміну бокового прискорення (рис.2). З посиленням на розрахунки цієї програми побудуємо графіки динаміки кутів відхилення складових ґрунтообробного агрегату рис. 3.

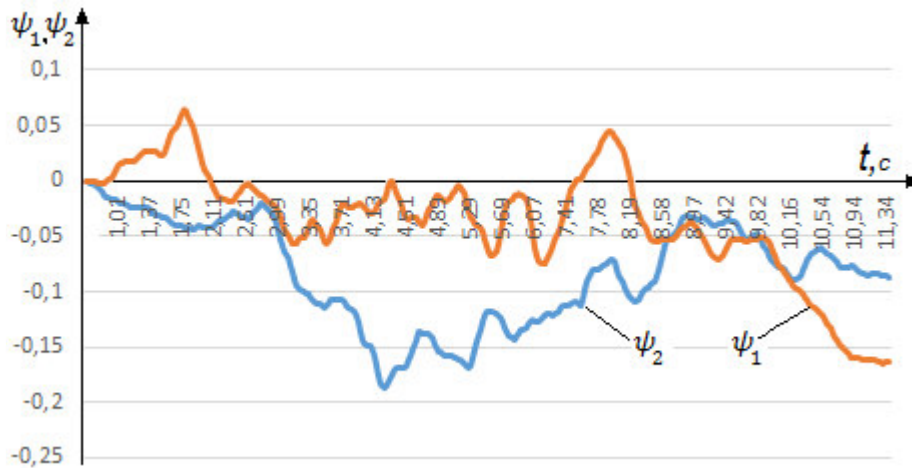


Рис.3. Графік динаміки кутів відхилення ґрунтообробного агрегату МТЗ-80+КПС-4:  $\psi_1$  – динаміка кута з шинами нормального тиску;  $\psi_2$  – динаміка кута з приспущеними шинами.

Проаналізувавши графіки динаміки кутів відхилення ґрунтообробного агрегату з'ясували, що у випадку коли шини приспущені кути відхилення збільшуються і стійкість агрегату при виконанні технологічних операцій зменшується. Такий висновок стає очевидним тому, що через зниження тиску в шині зменшується її бокова жорсткість.

*Висновки.* Скориставшись можливостями математичного моделювання та відомими формулами було доведено, що на основі експериментальних даних отриманих за допомогою, розробленого контрольно-вимірювального комплексу, можливо провести розрахунки кутів відхилення, які впливають на динамічну і функціональну стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів при виконанні агротехнічних операцій.

Розроблений метод надає широкі можливості для його використання в багатьох галузях народного господарства, які допомагають забезпечити ефективну роботу агропромислового комплексу і народного господарства.



### Література.

1. *Погорельий Л.В.* Земледельческая механика, машиноведение и сельскохозяйственная техника в XX – начале XXI века. / *Л.В. Погорельий* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – № 8, 2004. – С. 51 – 56.
2. *Василенко П.М.* Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных систем). *П.М. Василенко, В.П. Василенко.* – К.: Колос, 1980. – 135с.
3. *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. / *Л.В. Гячев.* – М.: Машиностроение, 1981. – 206с.
4. *Надикто В.Т.* Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві. / *В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула.* Навчальний посібник // Міністерство аграрної політики України, Мелітополь, 2005. – 338с.
5. *Синеоков Г.Н.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин. / *Г.Н. Синеоков, И.М. Панов.* – М.: Машиностроение, 1977. – 328с.
6. *Лебедев А.Т., Артьомов М.П.* Обґрунтування ефективності використання ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів моделюванням парціальних прискорень / *А.Т. Лебедев, М.П. Артьомов* // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук.пр. / ДНУ УкрНДПВТ ім.Л.Погорілого – Дослідницьке, 2013. – Вип. 17(31), кн. 2. – С.280 – 293.
7. Динамика автомобиля / [*М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко, В.Л. Файст, Д.М. Клец, В.В. Редько*] Под ред. *М.А. Подригало.* – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
8. 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. Задорожная*] Под ред. *М.А. Подригало.* – Харьков: Міськдрук, 2012. – 220 с.
9. *Артьомов М.П.* Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / *М.П. Артьомов* // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2012. Випуск 11 т.1(65) – С.34 – 40
10. Определение необходимого числа акселерометров и места их установки при динамических испытаниях мобильных машин / *М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.М. Клец, А.И. Коробко* // Технические науки: Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – Симферополь, 2012, – Вып.36 – С. 20 – 26.



**УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ  
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МОБИЛЬНЫХ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ  
МОДЕЛИРОВАНИЕМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ**

Артёмов Н.П.

**Аннотация – В работе предложена методика определения углов отклонения трактора и сельскохозяйственных машин в процессе работы почвообрабатывающих мобильных сельскохозяйственных агрегатов и их влияние на выполнение агротехнических операций. Использование современных приборов и методов расчета позволяет выбирать оптимальные решения для расчета и комплектования мобильных сельскохозяйственных агрегатов, а так же сократить эксплуатационные расходы.**

**CONTROLLABILITY AND STABILITY OF MOTION TILLAGE  
MOBILE AGRICULTURAL UNITS MODELING PARTIAL  
ACCELERATIONS**

N. Artiomov

*Summary*

**In the paper we propose a method of determining the angle of deviation of the tractor and agricultural machinery in the process of tillage mobile agricultural units and their impact on the performance of farming operations. The use of modern instruments and methods of calculation allows you to choose the best solutions for the calculation and the acquisition of mobile agricultural units, as well as reduce operating costs.**



УДК 631.358

## ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ТА ПАРАМЕТРІВ КОПАЧА ЦИБУЛЕВИХ КУЛЬТУР

Теслюк Г.В., к.т.н.,

Волик Б.А., к.т.н.,

*Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет*

Чижиков І.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.: (0619) 42-13-83

**Анотація** – у роботі наведені основні положення аналітичної моделі взаємодії V-подібного копача з ґрунтом, обґрунтовані його основні конструктивні та кінематичні параметри. Представлені результати польових досліджень.

**Ключові слова** – цибулеві культури, V-подібний копач, вібрація.

*Постановка проблеми.* Технологія вирощування цибулевих культур в основному відпрацьована і розрахована на застосування ручної праці практично на всіх операціях, за винятком передпосівного обробітку ґрунту. Складність у впровадженні засобів механізації полягає в тому, що культури досить чутливі до механічних пошкоджень. Навіть мінімально травмовані цибулини не підлягають зберіганню і тому їх одразу маринують або використовують на виготовлення кетчупів та інших приправ.

Збирання в основному виконують вручну з використанням найпростіших підкопуючих скоб. Окремі варіанти збиральних комбайнів не знайшли масового використання через те, що в процесі підкопування цибулина втрачає зовнішню захисну шкірку. Тому існує проблема створення спеціального копача, який в процесі роботи мав би мінімальний контакт з цибулиною.

*Аналіз останніх досліджень.* Протягом 2008–2014 років кафедрою сільськогосподарських машин ДДАЕУ досліджувався зразок вібраційного V-подібного копача [2]. Передбачалось, що копач буде використовуватись з мотоблоком на збиранні столових коренеплодів і для обробітку ґрунту на невеликих ділянках. Але це не виключало його використання на підкопуванні цибулевих культур.

Знаряддя (рис.1) складається з трапецевидного леміша і двох стояків, які зорієнтовано таким чином, що їхні поверхні утворюють між собою кути атаки леміша  $\alpha$ , сходження  $2\gamma$ , розвалу  $\beta$  і різання  $\delta$  стояків.

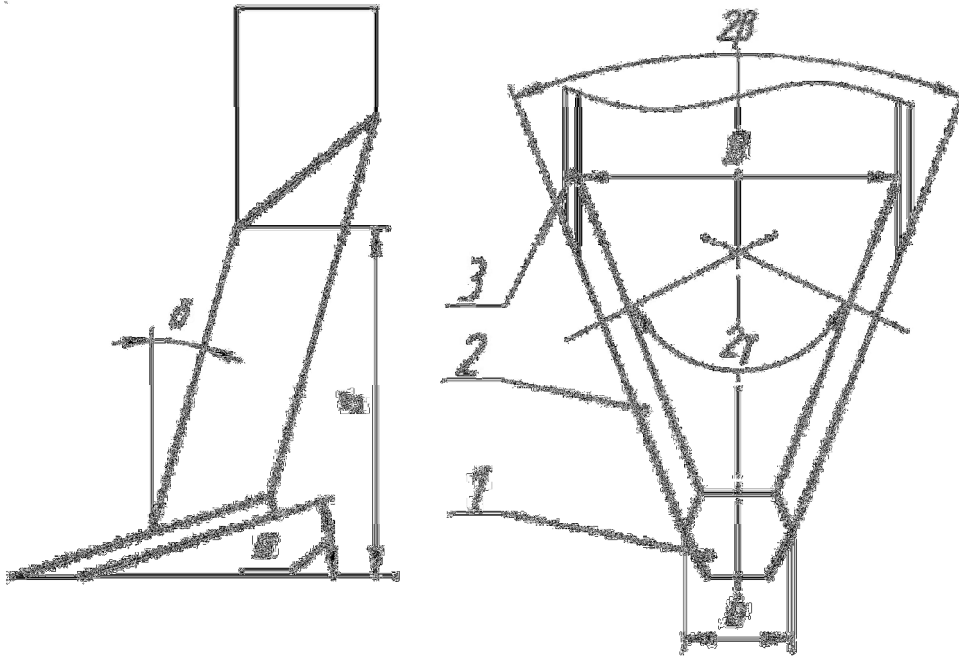


Рис. 1. Розрахункова схема V-подібного знаряддя: 1 – леміш; 2 – боковий стояк; 3 – несучий стояк.

Технологічний процес підкопування виглядає так. Леміш рухається по осі рядка на глибині, що перевищує глибину розташування насаджень на 1...2 см і підрізає шар ґрунту. Ґрунт разом із коренем (або цибулиною) рухається по поверхні леміша і потрапляє у міжстояковий простір, де інтенсивно розпушується та обжимається. Далі, шар ґрунту сходить з поверхні леміша і вкладається на дно борозни. При цьому він перегинається. Інтенсивне розпушення та перегин призводять до того, що структуровані агрегати перерозподіляються за профілем наступним чином: дрібні частки просипаються у нижні шари, більш крупні – виносяться на поверхню. У випадку, якщо коренеплід (цибулина) перебільшує за розмірами утворені структуровані агрегати, він виносяться на поверхню, де його підбирають підбирачем. З цього витікає, що копач повинен перш за все розпушувати ґрунт на агрегати, розміри яких наперед обумовлені розмірами культури, що підкопується.

*Формулювання цілей статті* – інтенсифікувати винесення на денну поверхню цибулевих культур шляхом обґрунтування раціональних конструктивних і кінематичних параметрів копача.



*Основна частина.* У ході лабораторних та польових досліджень нами були відпрацьовані конструктивні параметри V-подібного робочого органу:

- ширина захвату на рівні денної поверхні,  $B = 250$  мм;
- ширина захвату на рівні нижнього обрізу,  $b = 100$  мм;
- кут атаки леміша,  $\alpha = 15^\circ$ ;
- кут розвалу стояків,  $\beta = 30^\circ$ ;
- кут сходження стояків,  $\gamma = 60^\circ$ ;
- кут нахилу стояків до дна борозни,  $\delta = 10^\circ$ .

У ході досліджень було також встановлено, що підведення до копача коливань інтенсифікує процес розшарування ґрунту і, як наслідок, винесення цибулин на денну поверхню, що знаходить підтвердження в роботах В.М. Булгакова [1] і І.В. Головача [4].

Враховуючи попередні дослідження [2,3], нами була розроблена аналітична модель взаємодії робочого органу з оброблюваним середовищем. Конструктивна схема представлена на рис. 2, розрахункова – на рис. 3.

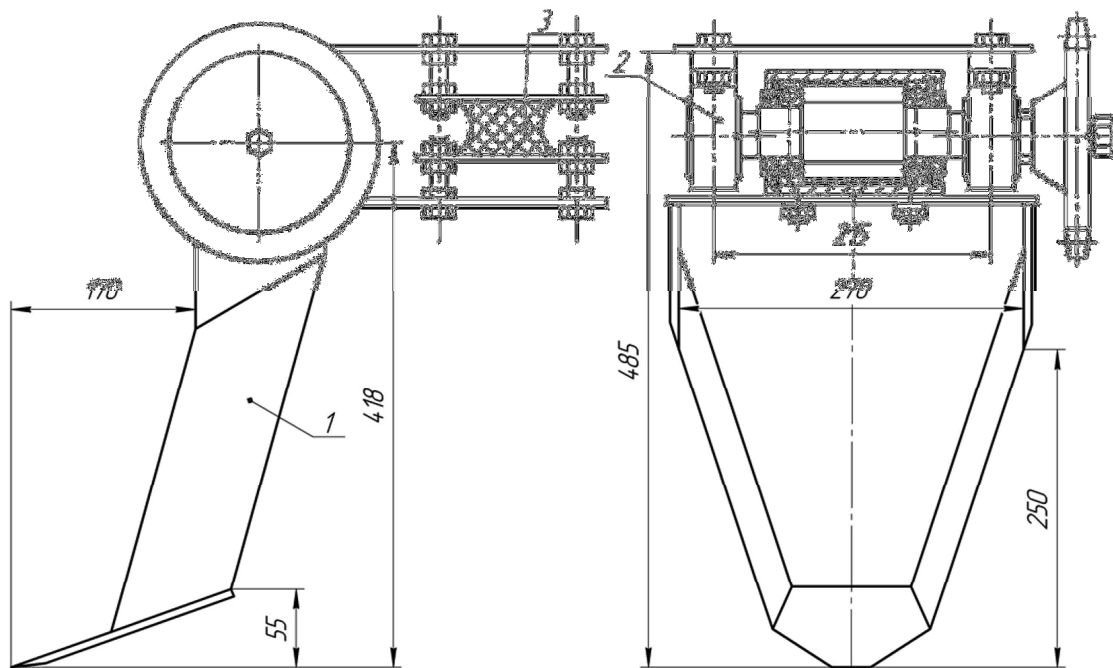


Рис. 2. Конструктивна схема дослідного зразка копача столових коренеплодів: 1 – корпус; 2 – ексцентриковий механізм; 3 – пружний елемент.

Прийнята нами робоча гіпотеза базується на тому, що коренеплід спливає у розпушеному вібраційному середовищі за умови, що утворювані грудки повинні за розмірами бути меншими за коренеплід. Розпушення (діаметр грудок) визначається величиною створеного

копачем силового поля. Тому, тяговий опір та його складові є важливим елементом математичної моделі копача.

Доведені до робочого органу сили визначають якість розпушення ґрунту. В нашому випадку – це середній приведений діаметр утворених грудок, який визначається за методикою А.М. Панченко [6].

У відповідності до методики питомий коефіцієнт опору різанню

$$K_p = \frac{P}{b \cdot a} \quad (1)$$

Сила, що діє на корпус у повздовжно-вертикальній площині має наступні складові (рис.3):

- $F_{СК(Г)}$  – горизонтальна складова опору відколу ґрунту;
- $F_{ЗАТ}$  – додатковий опір від затуплення леза леміша;
- $P_E$  – горизонтальна складова сили тиску призми ґрунту на долото;
- $F_{ТP(Г)}$  – горизонтальна складова сили тертя ґрунту по долоту;
- $F_C$  – горизонтальна складова сили тиску та тертя на бокові стояки;
- $F_V$  – швидкісна складова опору за теорією Ю.А.Ветрова.

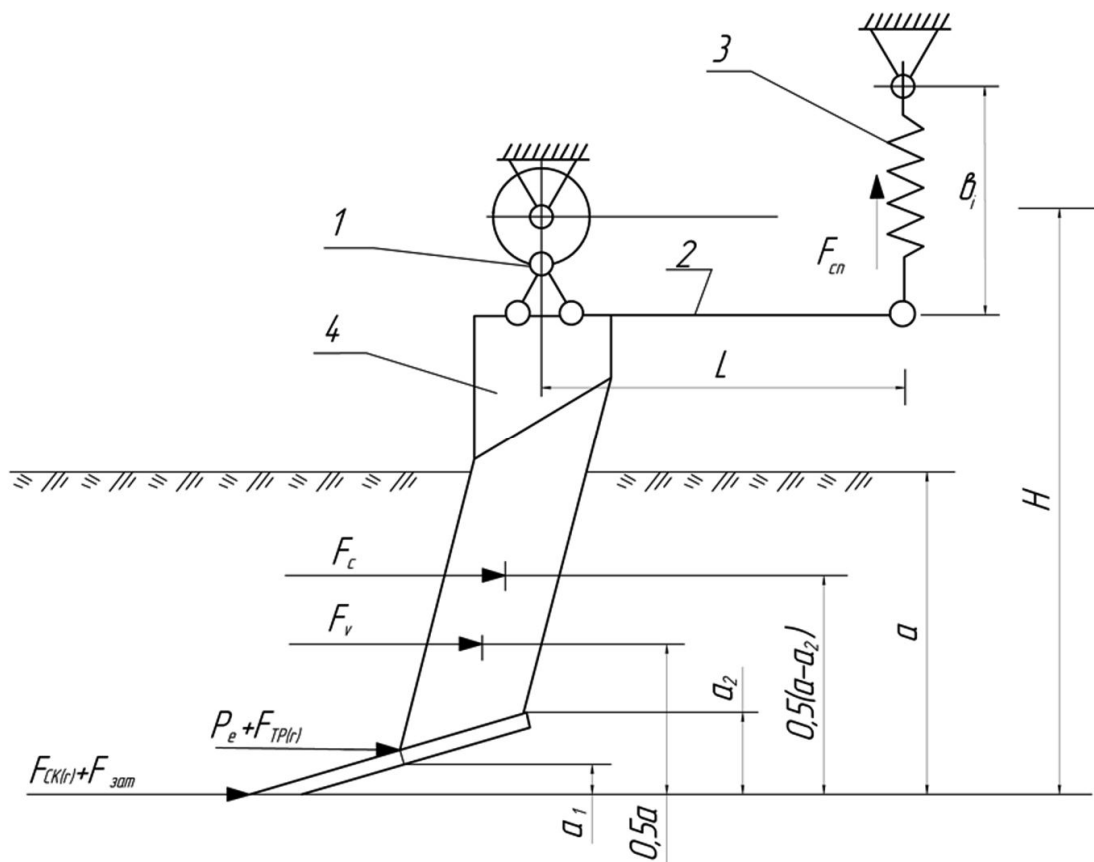


Рис. 3. Схема діючих сил у повздовжно вертикальній площині.



Методика визначення складових діючих сил детально наведена в [3]. За об'ємом матеріалу вона перевищує норми, відведені для публікації. Тому в даній роботі наводимо лише результати розрахунків.

Для приведеної ширини захвату копача 0,19 м і глибини підкопування 0,12 м початковий наведений розмір структурованого агрегату

$$D_{K50H} = \frac{\sqrt[3]{L \cdot b \cdot a}}{I_0} = \frac{\sqrt[3]{1 \cdot 0,19 \cdot 0,12}}{1} = 0,248 \text{ м}, \quad (2)$$

де  $L = 1$  – емпіричний коефіцієнт для даного типу знаряддя;

$I_0 = 1$  – початкова ступінь подрібнення ґрунту.

Внутрішня напруга структурованого агрегату для ґрунтових умов Гуляйпільського району Запорізької області (місце проведення основних польових досліджень) становить  $G = 1200 \text{ кН/м}^2$ , модуль пружності  $E = 34000 \text{ кН/м}^2$

Ступінь подрібнення дорівнює

$$i = \frac{1}{I_0} \cdot \left[ \frac{2 \cdot K_p \cdot E}{G^2} + 1 \right]. \quad (3)$$

Прогнозований кінцевий розмір структурованого агрегату

$$D_{CP} = \frac{D_{K50H}}{2 \cdot i} \quad (4)$$

За наведеною методикою нами були виконані розрахунки, результати яких представлені у таблиці 1. При цьому, значення питомого зчеплення часток  $C_{пит}$  обрано таким, що відповідає значенням у польовому експерименті, який було проведено при таких вхідних параметрах:  $b = 0,27 \text{ м}$ ,  $a = 0,15 \text{ м}$ ,  $\gamma = 1,3 \text{ г/см}^3$ ,  $\delta = 0,005 \text{ м}$ ,  $\theta = 10^\circ$ ,  $\varphi_1 = 22^\circ$ ,  $\varphi_2 = 30^\circ$ ,  $b = 0,190 \text{ м}$ ,  $a = 0,12 \text{ м}$ .

Аналіз даних табл.1 показує, що середній приведений розрахунковий діаметр утворюваних агрегатів знаходиться на рівні або трохи менше діаметра цибулин. Але, це розрахунково отримані дані. Наступним етапом, нами шляхом польових експериментів проведена перевірка відповідності розрахункових даних реальному стану.

Основні дослідження були виконані на дослідному полі ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ». У ході експерименту були обрані 3 ділянки з відмінними значеннями питомого зчеплення часток ґрунту. Інші механіко-технологічні показники вважали однаковими, бо різниця між ними була в межах точності виконання замірів (3 – 5%).

Таблиця 1 – Результати розрахунків складових тягового опору.

$C_{\text{ПИТ}}$	$V$ , м/с	$(F_{СК(Г)} + F_{ЗАТ})$ , кН	$P_E$ , кН	$F_{ТР(Г)}$ , кН	$F_C$ , кН	$F_V$ , кН	$P$ , кН	$K_P$ , кН/м <sup>2</sup>	$i$	$D_{\text{СР}}$ , мм
0,54	0,55	0,245	0,012	0,105	0,210	0,018	0,590	25,88	2,21	56
	1,12	0,311	0,012	0,105	0,210	0,070	0,708	31,49	2,48	50
	1,66	0,425	0,012	0,105	0,210	0,157	0,909	39,86	2,87	43
1,18	0,61	0,462	0,012	0,105	0,210	0,018	0,807	35,39	2,66	46
	1,64	0,530	0,012	0,105	0,210	0,070	0,927	40,65	2,91	43
	1,88	0,644	0,012	0,105	0,210	0,157	1,128	49,47	3,33	37
1,94	0,63	0,682	0,012	0,105	0,210	0,018	1,027	45,04	3,12	40
	1,46	0,750	0,012	0,105	0,210	0,070	1,147	50,31	3,36	37
	1,92	0,864	0,012	0,105	0,210	0,157	1,348	59,12	3,78	33

У ході експерименту замірювався тяговий опір і шляхом просіювання на решетах решітного класифікатора визначався середній приведений діаметр агрегатів.

Результати замірів представлені в табл. 2, на рис.4 – робочий момент експерименту.

Аналіз даних табл. 1 та 2 не показує суттєвої різниці у визначенні приведенного діаметру утворюваних агрегатів. Таким чином, основна умова підкопування та винесення на денну поверхню цибулевих культур виконується.



Рис. 4. Робочий момент експериментальних досліджень на підкопуванні часника – визначення дросель-витратоміром потужності на привід ексцентрикового механізму.

Таблиця 2 – Результати практичного визначення показників роботи копача при вхідних параметрах  $b = 0,27$  м,  $a = 0,15$  м,  $\gamma = 1,3$  г/см<sup>3</sup>,  $\delta = 0,005$  м,  $\theta = 10^0$ ,  $\varphi_1 = 22^0$ ,  $\varphi_2 = 30^0$ ,  $b = 0,190$  м,  $a = 0,12$  м.

$S_{пит}$	$V$ , м/с	$P$ , кН	$K_P$ , кН/м <sup>2</sup>	$i$	$D_{CP}$ , мм	
					Розраховане	Заміряне
0,54	0,55	0,710	31,14	2,56	48	45
	1,12	0,875	38,38	2,92	42	40
	1,66	1,021	44,78	3,24	38	40
1,18	0,61	0,985	43,20	3,16	39	40
	1,64	1,122	49,21	3,46	36	35
	1,88	1,387	60,83	4,04	31	30
1,94	0,63	1,253	54,96	3,75	33	30
	1,46	1,434	62,89	4,14	30	25
	1,92	1,672	73,33	4,67	27	25

*Висновки.* Аналіз отриманих даних показує, що практично визначений тяговий опір агрегату на 15 – 20% перевищує розрахунковий. На наш погляд, це пов'язано з окремими припущеннями, прийнятими в математичній моделі. Тому, реально замірний діаметр ґрунтових агрегатів на 5 – 6 % менше розрахункового. Експериментальними дослідженнями підтверджена можливість використання розробленої конструкції копача на підкопуванні цибулевих культур.

Наступний етап досліджень – визначення якісних показників підкопування, таких як повнота підкопування і травмованість цибулин.

#### *Література.*

1. Булгаков В.М. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному підкопуванні / В.М.Булгаков, І.В.Головач, Д.Г.Войтюк // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2004. – Вип.18. – С.8 – 24.

2. Волик Б.А. Комбіноване ґрунтообробно-підкопуюче знаряддя для присадибних ділянок / Б.А.Волик, О.С.Гаврильченко, С.М.Друздь // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства ім. Петра Василенка. – Вип. 75.- Том 1. «Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків, 2008. – С.142 – 148.

3. Волик Б.А. Розрахункова модель активного віброкопача столових коренеплодів / Б.А.Волик, В.В.Конащук, С.М.Друздь // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К. – 2010. – Вип..144, ч.2. – С. 210 – 217.

4. Головач І. В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному підкопуванні / І.В.Головач // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогоспо-



дарства ім. П.Василенка: збірник наукових праць. – Харків: ХНТУСГ. 2006. – Вип.44. – т.2. – С.77 – 100.

5. *Гридасов В.І.* Розробка робочого органу для викопування коренеплодів моркви : автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук / *В.І.Гридасов.* – ХДТУСГ – Харків, 1996. – 26 с.

6. *Панченко А.Н.* Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / *А.Н. Панченко.* – Днепропетровск: ДГАУ, 1999. – 140 с.

## **ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА И ПАРАМЕТРОВ КОПАТЕЛЯ ЛУКОВИЧНЫХ КУЛЬТУР**

Г.В. Теслюк, Б.А. Волик, И.А. Чижиков

***Аннотация*** – в работе приведены основные положения аналитической модели взаимодействия V-образного копателя с почвой, обоснованы его основные конструктивные и кинематические параметры. Представлены результаты полевых исследований.

## **JUSTIFICATION OF TECHNOLOGICAL PROCESS AND PARAMETERS OF ONIONS DIGGER**

G. Teslyuk, B. Volyk, I. Chizhykov

### ***Summary***

The paper describes the main provisions of the analytical model of a V-digger and soil interaction. It contains justification of the main structural and kinematic parameters of the digger and presents the results of the field studies. The main advantage of the digger design is that the onions are lifted without any direct contact with the surfaces of the implement. As a result, it reduces injury.





УДК 664.724

## КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ И СУШКИ ЗЕРНА АКТИВНЫМ ВЕНТИЛИРОВАНИЕМ

Кюрчев С.В., к.т.н.,

Верхоланцева В.А., аспирант\*

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-13-06

**Аннотация** – работа посвящена изучению конструктивных особенностей установки для охлаждения и сушки зерна активным вентилярованием в процессе хранения.

**Ключевые слова** – зерно, пшеница, зернохранилище, хранение, активное вентилярование, охлаждение, устройство.

*Постановка проблемы и анализ последних исследований.* Из зерна вырабатывают важные продукты питания: муку, крупу, хлебные и макаронные изделия. Его также используют для успешного развития животноводства и птицеводства (для увеличения производства и потребления мяса, молока, масла и других продуктов). Поэтому главной задачей сельского хозяйства является наращивание объемов производства зерновых культур, но наряду с этим, выращенную продукцию необходимо согласно ДСТУ подготовить к хранению и обеспечить ей надежную сохранность [1, 2].

Учеными сформулировано положение о зависимости температуры зерновой насыпи в хранилищах от температуры наружного воздуха. Установлено, что температура зерновой насыпи в хранилищах, как правило, отстает от температуры наружного воздуха, а диапазон колебаний температуры наружного воздуха всегда значительно шире, чем температуры зерновой насыпи [3].

*Формулирование целей статьи.* Цель публикации – повышение эффективности хранения зерна путем использования установки для охлаждения и сушки зерна активным вентилярованием.

*Основная часть.* Устройство (рис. 1) содержит источник вентиляции 1, канал, который располагается внутри пола 2, решетки 3, расположенные по вентилируемой поверхности пола плиты 4. Между рифлями 5 решетки 3 и плит 4 с помощью плоской крышки 6 выполнены вентиляционные каналы 7. Крышки 6 в нижней части имеют поперечные пазы 8.

---

\* Научный руководитель – доц., к.т.н. Кюрчев С.В.

© С.В. Кюрчев, В.А. Верхоланцева



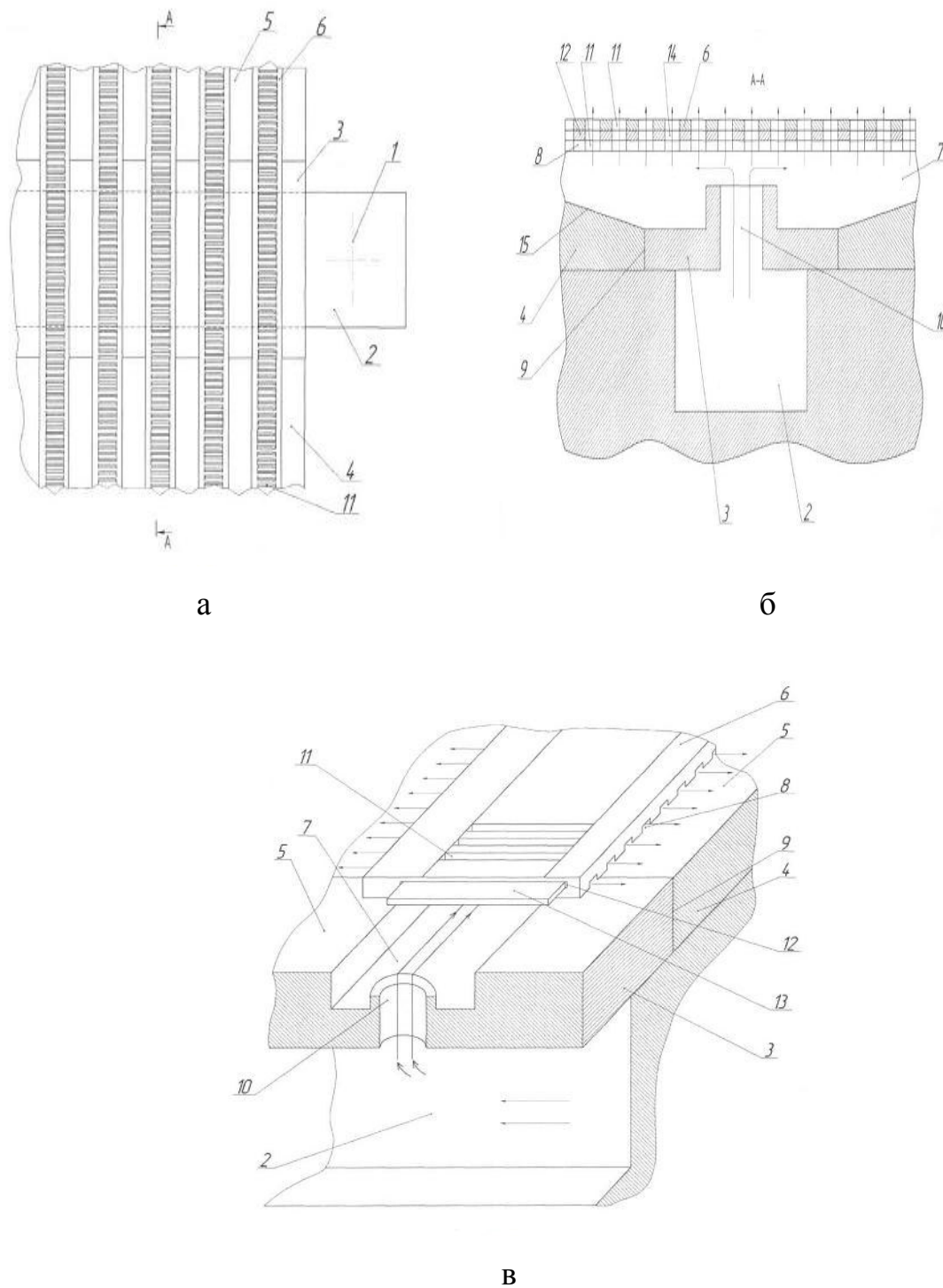


Рис. 1. Общий вид устройства для охлаждения и сушки зерна активным вентилированием: 1 – источник вентиляции; 2 – канал, который располагается внутри пола; 3 – решетка; 4 – плиты; 5 – рифли; 6 – крышки; 7 – вентиляционный канал; 8 – поперечный пазы; 9 – соединительный материал; 10 – сквозные отверстия; 11,14 – щелевые отверстия; 12 – продольные пазы; 13 – подвижные пластины; 15 – нижняя поверхность.



Для герметизации стыков плиты 4 и решетка 3 они соединены между собой с помощью соединительного материала 9. В решетке 3 в области вентиляционных каналов 7 выполнены сквозные отверстия 10, соединяющие полость канала, который располагается внутри пола 2 с полостью вентиляционного канала 7 плоских крышках 6 над вентиляционным каналом 7 между поперечными пазами 8 выполнены щелевые отверстия 11 длина, которых равна ширине вентиляционного канала 7. В нижней части крышки 6 имеют дополнительно продольные пазы 12, в которых установлены подвижные пластины 13 с щелевыми отверстиями 14, выполненными под щелевыми отверстиями 11 крышек 6. Ширина раскрытия щелевых отверстий определяется эквивалентным диаметром зерна и должна быть на 80...85% меньше его значение, предотвращающей попадание зерна в вентиляционные каналы установки. Щелевые отверстия 11 смежных крышек 6 выполнены в шахматном порядке, уравнивает статическое давление по всей площади активного вентилирования, повышая тем самым равномерность распределения воздушного потока по длине и ширине зерна. Нижняя поверхность 15 вентиляционного канала 7 между рифлями 5 плит 4 выполнена под углом так, что сечение канала уменьшается от канала, который располагается внутри пола 2 к периферии, создавая воздухораспределитель постоянного давления и, повышая, тем самым, равномерность распределения воздушного потока по высоте зерна[4].

Устройство работает следующим образом. Перед началом загрузки зернохранилища и ведения процесса активного вентилирования передвижением подвижных пластин 13 с щелевыми отверстиями 14, выполненными под щелевыми отверстиями 11 крышек 6 вдоль паза 12 регулируют ширину раскрытия щелевых отверстий. После загрузки зернохранилища выполняют процесс активного вентилирования. Воздух, поступающий от источника вентилирования 1 по каналу, который располагается внутри пола 2, проходя через отверстия решетки 3, поступает в вентиляционный канал 7, распространяется равномерно по всей его длине и через пазы 8 и щелевые отверстия 11 продувается через шар зерна. При этом, в зависимости от вида культуры, можно подобрать оптимальную ширину раскрытия щелевых отверстий 11 и условия ведения процесса активного вентилирования с помощью подвижных пластин 13.

Проанализировав экспериментальные исследования, нами было сделано наглядное представление процесса охлаждения пшеницы в зернохранилище в программе 3D Max (рис. 2 – 4). По окончании срока хранения зерна и разгрузки зернового состава выполняют подготовку зернохранилища для обработки и хранения других зерновых культур, при нем преимуществом является простота и малая трудоемкость переналадки устройства на новый сельскохозяйственный продукт.

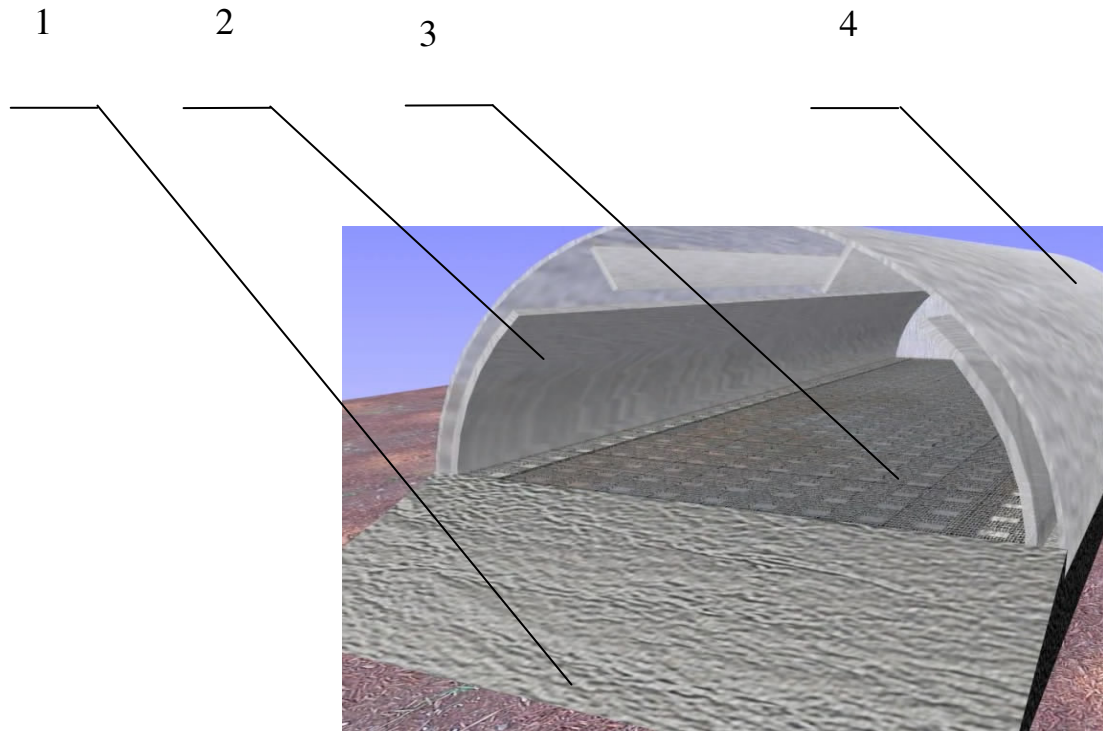


Рис. 2. Моделирование у 3D зернохранилище: 1 – фундамент; 2 – перегородки; 3 – решетки; 4 – крыша.

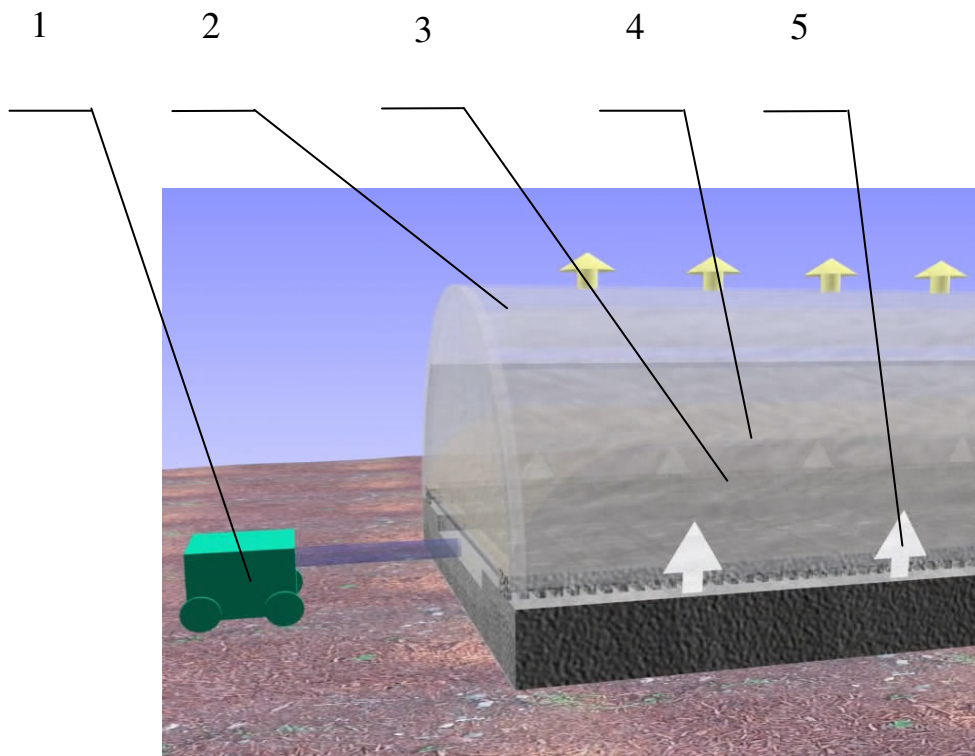


Рис. 3. Процесс охлаждения у 3D моделировании: 1– охладитель; 2 – крыша; 3 – стены; 4 – зерновая масса; 5 – охлаждаемый воздух.

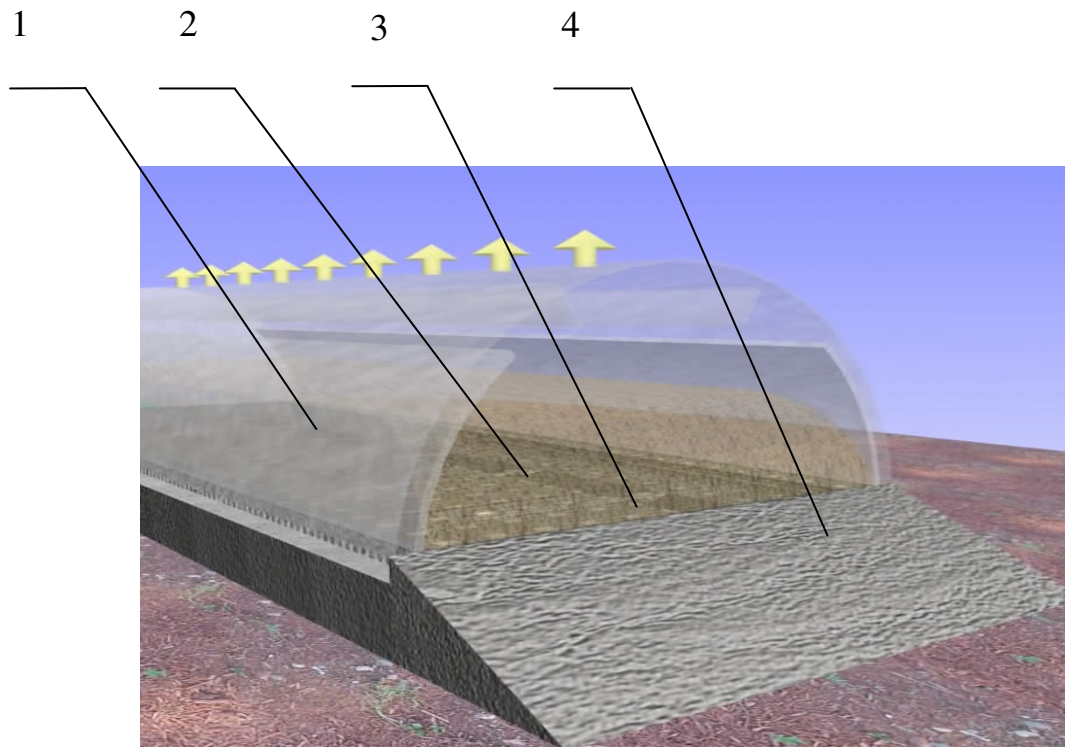


Рис. 4. Размещение зерна в зернохранилище у 3D моделировании: 1 – стены; 2 – зерновая масса; 3 – решетка; 4 – фундамент.

С помощью программы 3D Max можно сделать 3D-моделирования, анимации, имитации и визуализации. 3D Max обеспечивает доступ к новым эффективным инструментам, повышает производительность и упрощает рабочие процессы, позволяет более эффективно работать с компонентами в высоком разрешении [5].

А также благодаря этой программе можно представить наглядное изображение изобретения на практике и обнаружить, что необходимо учесть при производстве. Сосредоточиться на отдельных деталях при планировании строения или модернизации зернохранилища.

*Выводы.* Для эффективного хранения создают условия, обеспечивающие устойчивость продукции, предотвращения ее повреждению вредителями, поражения болезнями, увлажнению и самосогреванию. Обеспечить такие требования возможно только при содержании продукта в оптимальных условиях, препятствующих воздействию вышеперечисленных негативных факторов. В связи с этим для теории и практики хранения особо важным является изучение этих условий и разработка режимов и способов хранения зерновых масс.

*Литература.*

1. Боуманс Г. Эффективная обработка и хранение зерна / Пер. с англ. В.И. Дашевского. – М.: Агропромиздат, 1991. – 608 с.
2. Маленький Б.Е. Технология приемки, хранения и переработки зерна / Б.Е. Маленький, В.Б. Лебедев, Г.А. Винников – М.: Агропромиздат, 1990. – 367 с.
3. Кавецкий Г.Д. Процессы и аппараты пищевой технологии / Г.Д. Кавецкий, Б.В. Васильев. – М.: Колос, 1999. – 550 с.
4. Пат. 72178, Україна, МПК А01F 25/08. Пристрій для охолодження й сушіння сільськогосподарських продуктів активним вентиляванням / В.О. Верхоланцева, В.Ф. Ялпачик, О.В. Гвоздев; заявник та патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет. – заяв. 27.01.2012; опубл. 10.08.2012 Бюл. №15.
5. Томашевский В.Н. Решение практических задач методами компьютерного моделирования / В.Н. Томашевский, Е.Г. Жданова, А.А. Жолдаков. – К.: Корнійчук, 2001. – 268 с.

## **КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ І СУШІННЯ ЗЕРНА АКТИВНИМ ВЕНТИЛЮВАННЯМ**

С.В. Кюрчев, В.О. Верхоланцева

**Анотація** – робота присвячена вивченню конструктивних особливостей устаткування для охолодження і сушіння зерна активним вентиляванням в процесі зберігання.

## **FEATURES PLANTS FOR COOLING AND DRYING OF GRAIN AERATION**

S. Kiurchev, V. Verholantseva

### *Summary*

**The paper is devoted to the study of the design features of the installation for cooling and drying of grain active ventilation during storage.**





УДК 631.171

## ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ КУКУРУДЗИ В ПІВДЕННІЙ СТЕПОВІЙ ЗОНІ УКРАЇНИ

Скляр О.Г., к.т.н.,

Зоря М.В., інж.\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-14-38

**Анотація** – робота присвячена порівнянню значень показників вирощування кукурудзи за чотирма варіантами технологій: індустріальною, борозенною з використанням комбінованого знаряддя з відвальниками і з закрилками, безгербіцидною.

**Ключові слова** – технологія, кукурудза, ґрунт, гербіцид, посів, сівалка, комбіноване знаряддя, борозна, відвальник, закрилок, експлуатаційно-економічні показники.

*Постановка проблеми.* Сучасні технології вирощування сільськогосподарських культур відрізняються насамперед співвідношенням частки механічних і хімічних операцій в боротьбі з бур'янами – від безгербіцидної до індустріальної. Як варіант, для зони південного посушливого степу України пропонується борозна технологія зі смуговим внесенням гербіцидів в зони рядків. Яка з них краща і наскільки?

*Аналіз останніх досліджень.* Особливості безгербіцидної і індустріальної технологій, їх переваги і недоліки відомі [1, 2, 3]. Борозна технологія зі смуговим внесенням ґрунтових гербіцидів поєднує в собі переваги індустріальної (суто гербіцидної) технології і суттєво зменшує її основні недоліки: забруднення навколишнього середовища і економічні затрати [3]. Крім того, посів в борозни сприяє кращому росту кукурудзи. Однак детальної порівняльної оцінки вказаних технологій в однакових ґрунтово-кліматичних умовах до цього часу не проведено.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Метою даної статті є визначення порівняльних значень показників вирощування кукурудзи для варіантів індустріальної технології, борозенної технології з використанням комбінованого посівного агрегату з відвальниками і з закрилками [4] і безгербіцидної технології.

---

\* Науковий керівник – доц., к.т.н. Скляр О.Г.,  
© О.Г. Скляр, М.В. Зоря



*Основна частина.* Для порівняльної оцінки кукурудза на зерно вирощувалася на чотирьох дослідних ділянках по 2 га за:

- 1) індустріальною технологією [2];
- 2) борозенною технологією з використанням в комбінованому посівному агрегаті відвальників [4];
- 3) борозенною технологією з використанням в комбінованому посівному агрегаті закрилків [4];
- 4) безгербіцидною технологією [1] (табл. 1).

Таблиця 1 – Показники вирощування кукурудзи за різними технологіями на дослідних ділянках

Показник	Технологія вирощування			
	Індустріальна	Борозенна з		Безгербіцидна
		відвальниками	закрилками	
Варіант технології	1	2	3	4
Норма висіву насіння, тис./га	41,5	41,5	41,5	41,5
Середня глибина борозни при посіві, см	-	11±1,0	6±1,0	-
Середня глибина загортання насіння, см	8,2±1,0	3,8±1,0	6,3±1,0	10,3±1,0
Середня вологість ґрунту на глибині загортання насіння, %	17,2	18,5	17,9	17,8
Густота при збиранні, тис./га	32,2	39,2	36,7	30,8
Вага бур'янів при збиранні, г/м <sup>2</sup>	43,5	52,6	59,8	343,0
Урожай зерна при 30 % вологості, ц/га	46,1	51,2	49,4	32,8
Урожай зерна при 14 % вологості, ц/га	37,5	41,7	40,2	26,7
Кількість гербіцидів, кг/га	3,0	1,5	1,5	0,0

Усі ділянки розташовувалися на одному полі з попередником озимою пшеницею. На кожній ділянці вносилося по 400 кг/га складних туків. У 1, 2 і 3 варіантах використовувався гербіцид Харнес з щільністю поливу 300 л/га 3-% розчину. Завдяки смуговому внесенню кількість розчину в борозенній технології скорочувалася вдвічі. Завдяки меншій глибині посіву при борозенній технології отримано кращі сходи і більшу густоту стояння рослин.

Як видно з табл. 1 в посушливій степовій зоні України при однакових умовах борозенна технологія дає більший врожай зерна кукурудзи, ніж індустріальна і безгербіцидна технології.



Для порівняння наведених варіантів технологій вирощування та збирання кукурудзи проводилися розрахунки на 180 га площі для двох полів: 110 га після стернового і 70 га після нестернового попередників за відомою методикою [5]. Такі площі і їх співвідношення в середньому відповідають теперішньому стану посівів кукурудзи на зерно в регіоні південної степової зони України.

Економічна ефективність технологій оцінювалася наступними показниками:

1) підвищення урожайності  $P_U^{п,с}$ , %, для варіанту порівнюваної технології (варіант п) відносно до порівнювальної (індустріальної) технології (варіант с);

2) зниження питомих витрат праці  $P_{зП}^{п,с}$ , %, для варіанту порівнюваної технології (варіант п) відносно до порівнювальної (індустріальної) технології (варіант с);

3) зниження питомих витрат палива на одну тону зерна кукурудзи  $P_{гв}^{п,с}$ , %, для варіанту порівнюваної технології (варіант п) відносно до порівнювальної (індустріальної) технології (варіант с);

4) зниження прямих експлуатаційних витрат на одну тону зерна кукурудзи  $P_{ит}^{п,с}$ , %, і його собівартості  $P_{ст}^{п,с}$ , %, для варіанту порівнюваної технології (варіант п) відносно до порівнювальної (індустріальної) технології (варіант с), %;

5) річний економічний ефект  $EФ_p^{п,с}$ , грн., для варіанту порівнюваної технології (варіант п) відповідно до порівнювальної (індустріальної) технології (варіант с).

Таблиця 2 – Техніко-економічні показники вирощування кукурудзи за різними технологіями

Показник	Одиниця вимірювання	Значення показника за технологією			
		індустріальною	борозеною з відвальниками	борозеною з закрилками	□езербіцидною
1	2	3	4	5	6
Площа вирощування	га	180	180	180	180
Урожайність при вологості зерна 14 %	т/га	3,75	4,17	4,02	2,67
Витрати праці	люд.-год./га	15,24	16,58	16,20	14,35
	люд.-год./т	4,06	3,98	4,03	5,38
Витрати палива	кг/га	68,54	74,43	73,59	74,35
	кг/т зерна	18,27	17,86	18,30	27,85

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6
Прямі експлуатаційні витрати	грн./га	1639,87	1694,31	1676,35	1654,17
	грн./т зерна	437,03	406,56	416,91	619,59
Прямі витрати	грн./га	2882,90	2738,50	2717,86	2485,34
	грн./т зерна	768,30	657,12	675,93	930,92
Машинозабезпеченість	грн./грн.	0,71	0,70	0,71	0,65
Щільність механізованих робіт	ум.га /фіз.га	6,87	7,43	7,31	7,53
Металоємність	кг/га	627,4	604,1	604,3	616,1
Енергоємність	кВт-год./га	845,0	877,0	894,3	841,7
Енергозабезпеченість	кВт/га	5,85	5,85	5,85	5,85
Енергоозброєність	кВт/люд.	55,46	52,91	55,21	58,64
Приведені витрати	грн./га	3171,18	3218,43	3204,88	3150,02
Річний економічний ефект	грн.	0	27321,4	17397,2	-80436,3

*Висновки.* 1. Впровадження борозенної технології вирощування кукурудзи з використанням комбінованих агрегатів з відвальниками для утворення борозен зі смуговим внесенням в них ґрунтових гербіцидів і посів у борозни дозволить в порівнянні з індустріальною технологією підвищити урожайність зерна на 11 % і зменшити витрати палива на 1 %, праці – на 2 %, коштів – на 6 %, здешевити собівартість майже на 14 %.

2. Річний економічний ефект від впровадження борозенної технології з використанням комбінованого агрегату з відвальниковим борозноутворювачем порівняно з типовою індустріальною технологією становить 27321,4 грн.

*Література.*

1. Карпенко А.П. Безгербицидная технология возделывания пропашных культур / А.П. Карпенко // Достижения науки и техники АПК. – 2004. – №5. – С. 20–22.



2. Циков В.С. Прогрессивная технология выращивания кукурузы / В.С. Циков. – К.: Урожай, 1984. – 192 с.
3. Шабала М.О. Энергозберігаюча технологія вирощування кукурудзи / М.О. Шабала, М.В. Зоря // Пропозиція. – 2000. – №4. – С. 100–101.
4. Зоря М.В. Експлуатаційна оцінка комбінованих агрегатів для борозенного посіву / М.В. Зоря // Праці ТДАТУ: зб. наук. пр. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9: т. 3. – С. 47–53.
5. Методичні вказівки з курсового проектування за темою «Технологія та організація виробництва с.-г. культури». – Мелітополь, ТДАТА, 2002. – 56 с.

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕХНОЛОГИЙ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ КУКУРУЗЫ В ЮЖНОЙ СТЕПНОЙ ЗОНЕ УКРАИНЫ

А.Г. Скляр, М.В. Зоря

***Аннотація*** – работа посвящена сравнению значений показателей выращивания кукурузы по четырем вариантам технологий: промышленной, бороздковой с использованием комбинированного орудия с отвальчиками и закрылками, безгербицидной.

## COMPARATIVE RATING OF TECHNOLOGIES OF CULTIVATION OF CORN IN A SOUTHERN ZONE OF UKRAINE

A. Skliar, M. Zorya

### *Summary*

**The comparative values of parameters of cultivation of corn for four variants of technologies are determined: industrial technology, furrow of technology with use of the combined sowing unit with wings both and with moldboard and without herbicide of technology.**



УДК.635.64:631.55

## ДОСЛІДЖЕННЯ ІНЕРЦІЙНИХ ПРИВОДІВ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Дереза О.О., к.т.н.,

Дереза С.В., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-24-36

**Анотація** – у роботі проведено дослідження інерційних приводів для сільськогосподарських машин.

**Ключові слова:** привод, сила інерції, рівняння руху, кутова швидкість, диференціальне рівняння.

*Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень.* Вібраційна техніка і технологія з кожним роком займають усе більш міцні позиції в різних галузях промисловості, сільського господарства. Застосування вібраційної техніки дозволяє корінним чином удосконалити традиційні технологічні процеси.

Дослідження рівнянь руху вібраційних елементів на роботу приводів сільськогосподарських машин вивчений та освітлений в літературних джерелах недостатньо [1]. Майже повністю відсутні дослідження поведінки вібраційних органів під час пуску. Дослідженнями роботою сільськогосподарських машин займалися науковці різних університетів. Але багато питань ще не вирішені.

*Формулювання цілей статті.* Мета статті – отримати залежності, які дозволять зв'язати динамічні, технологічні і конструктивні параметри вібромашини з пружним робочим органом.

*Основна частина.* Для дослідження інерційного привода було розроблено лабораторну установку (рис. 1). Вона складається з вала 1, на якому розміщено диск 2 з дисбалансом 3. Вал встановлено в підшипниках 4, які розміщені в рамці 5. Ця рамка здатна переміщуватися по осі X (рис.2).

При обертанні вала 1 від електродвигуна зі сталою кутовою швидкістю  $\omega$  на дисбалансі виникає сила інерції  $F_i = m_d \omega^2 R$ , яка направлена від центра обертання диска. Горизонтальна складова цієї сили діє на рамку 5 і змушує її коливатися з частотою  $\omega$ .

Для укладання диференціального рівняння руху складемо розрахункову схему механізму інерційного привода (рис. 2).

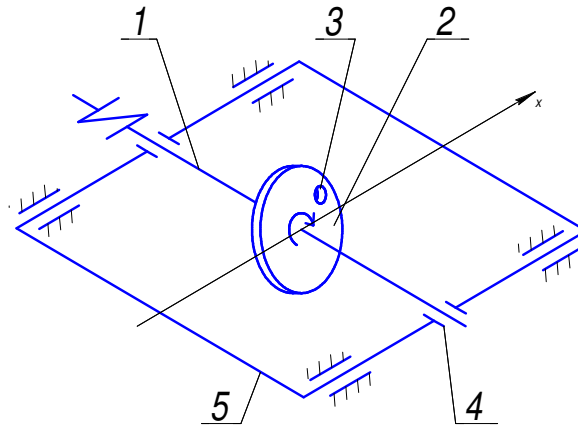


Рис. 1. Схема лабораторної установки: 1 – вал; 2 – диск; 3 – дисбаланс; 4 – підшипник; 5 – рамка.

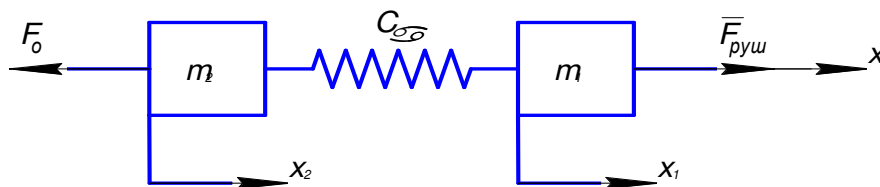


Рис. 2. Розрахункова схема механізму інерційного привода:  $m_1$  – маса збудника коливаль;  $m_2$  – маса рамки;  $c_\alpha$  – приведена жорсткість вала;  $F_{руш} = m_d \omega^2 R \sin \omega t$  – проекція сили інерції дисбалансу на вісь X;  $x_1$  – центр ваги вала з диском;  $x_2$  – центр ваги рамки;  $m_3$  – маса дисбалансу; R – радіус дисбалансу.

Запишемо диференціальне рівняння руху системи за наступних допущень:

1. кутова швидкість вала 1 – стала величина;
2. сили опору в підшипниках досить малі.

$$\begin{cases} m_1 x_1'' = F_{руш} - c_\alpha (x_1 - x_2) \\ m_2 x_2'' = c_\alpha (x_1 - x_2). \end{cases} \quad (1)$$

Підставимо в рівняння (1) значення проекції сили інерції дисбалансу на вісь X – рушійної сили  $F_{руш}$

$$\begin{cases} m_1 x_1'' + c_\alpha (x_1 - x_2) = m_d \omega^2 R \sin \omega t, \\ m_2 x_2'' - c_\alpha (x_1 - x_2) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Після перетворень отримаємо:





$$\begin{cases} x_1'' + \frac{c_\alpha}{m_1}(x_1 - x_2) = \frac{m_d}{m_1} \omega^2 R \sin \omega t, \\ x_2'' - \frac{c_\alpha}{m_2}(x_1 - x_2) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Дана система диференціальних рівнянь – це система двох диференціальних рівнянь другого порядку, що описує рух механізму при заданих допущеннях.

Розв'яжемо систему диференціальних рівнянь (3) відносно деформації  $(x_1 - x_2)$ . Для цього вирахуємо з першого рівняння друге:

$$x_1'' - x_2'' + \frac{c_\alpha}{m_1}(x_1 - x_2) + \frac{c_\alpha}{m_2}(x_1 - x_2) = \frac{m_d}{m_1} \omega^2 R \sin \omega t$$

або

$$(x_1 - x_2)'' + \frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}(x_1 - x_2) = \frac{m_d}{m_1} \omega^2 R \sin \omega t. \quad (4)$$

Позначивши деформацію  $(x_1 - x_2)$  в рівнянні (4) через  $Z$ , отримаємо диференціальне рівняння другого порядку

$$Z'' + \frac{c_\alpha (m_1 + m_2)}{m_1 m_2} Z = \frac{m_d}{m_1} \omega^2 R \sin \omega t \quad (5)$$

Розв'яжемо диференціальне рівняння відносно  $Z$  за наступних початкових умов:

$$t=0 \begin{cases} Z' = 0 [(x_1' - x_2') = 0] \\ Z = 0 [(x_1 - x_2) = 0]. \end{cases}$$

Розв'язок даного диференціального рівняння складається з двох частин:

$Z_1$  – загального розв'язку відповідного однорідного рівняння;

$\bar{Z}$  – окремого розв'язку неоднорідного рівняння

$$Z = Z_1 + \bar{Z}.$$



Для визначення  $Z_1$  складемо характеристичне рівняння, що відповідає рівнянню (5):

$$K^2 + \frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2} = 0;$$

$$K_{1,2} = \pm i \cdot \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}};$$

$$Z_1 = C_1 \cos \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t + C_2 \sin \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t.$$

Окремий розв'язок неоднорідного диференціального рівняння запишемо у вигляді правої частини:

$$\bar{Z} = A \cdot \cos \omega t + B \cdot \sin \omega t + D,$$

$$\bar{Z}' = -\omega A \cdot \sin \omega t + \omega B \cdot \cos \omega t,$$

$$\bar{Z}'' = -\omega^2 A \cdot \cos \omega t - \omega^2 B \cdot \sin \omega t.$$

Підставимо значення  $\bar{Z}$ ,  $\bar{Z}'$ ,  $\bar{Z}''$  в диференціальне рівняння (5):

$$-\omega^2 A \cdot \cos \omega t - \omega^2 B \cdot \sin \omega t + \frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2} (A \cdot \cos \omega t + B \cdot \sin \omega t + D) = \frac{m_d}{m_1} \omega^2 R \sin \omega t.$$

Після перетворень та спрощень отримаємо:

$$-\omega^2 A + A \frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2} = 0,$$

$$-\omega^2 B + B \frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2} = \frac{m_d}{m_1} \omega^2 R, \quad \underline{A = 0}$$

$$B = \frac{m_d m_2 \omega^2 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2},$$



ВІЛЬНИЙ ЧЛЕН

$$\frac{c_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2} D = 0 \quad \underline{D = 0}$$

Тоді

$$\bar{Z} = B \sin \omega t,$$

або

$$\bar{Z} = \frac{m_2 m_d \omega^2 R}{c_{\alpha} (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sin \omega t.$$

Розв'язок рівняння (5) набуває вигляду:

$$Z = C_1 \cos \sqrt{\frac{c_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t + C_2 \sin \sqrt{\frac{c_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t + \\ + \frac{m_2 m_d \omega^2 R}{c_{\alpha} (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sin \omega t.$$

Визначимо окремих розв'язок диференціального рівняння за початкових умов

$$t=0 \begin{cases} Z_0 = 0 & (x_1 - x_2 = 0), \\ Z'_0 = 0 & (x'_1 - x'_2 = 0); \\ Z(0) = C_1 = 0, & C'_1 = 0. \end{cases}$$

$$Z' = -C_1 \cos \sqrt{\frac{c_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} \cdot \sin \sqrt{\frac{c_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t + \\ + C_2 \sqrt{\frac{c_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} \cdot \cos \sqrt{\frac{c_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t + \\ + \frac{m_2 m_d \omega^3 R}{c_{\alpha} (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \cos \omega t,$$



$$Z'(0) = C_2 \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} + \frac{m_2 m_d \omega^3 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} = 0,$$

$$C_2 = -\frac{m_2 m_d \omega^3 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sqrt{\frac{m_1 m_2}{c_\alpha (m_1 + m_2)}}.$$

Отже, окремий розв'язок диференціального рівняння за початкових умов набуде вигляду:

$$x_1 - x_2 = \frac{m_2 m_d \omega^2 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sin \omega t - \frac{m_2 m_d \omega^3 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sqrt{\frac{m_1 m_2}{c_\alpha (m_1 + m_2)}} \sin \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t. \quad (6)$$

Підставимо розв'язок (6) у друге рівняння системи (3), знайдемо закон руху рамки

$$x_2'' = \frac{c_\alpha}{m_2} (x_1 - x_2) = 0,$$

$$x_2'' = \frac{c_\alpha m_d \omega^2 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sin \omega t - \frac{c_\alpha m_d \omega^3 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \times \sqrt{\frac{m_1 m_2}{c_\alpha (m_1 + m_2)}} \sin \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t,$$

$$x_2' = -\frac{c_\alpha m_d \omega R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \cos \omega t + \frac{c_\alpha m_d \omega^3 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \times \frac{m_1 m_2}{c_\alpha (m_1 + m_2)} \cos \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t + C_1,$$

$$x_2 = -\frac{c_\alpha m_d R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sin \omega t + \frac{c_\alpha m_d \omega^3 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \times \left[ \frac{m_1 m_2}{c_\alpha (m_1 + m_2)} \right]^{3/2} \sin \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t + C_1 t + C_2. \quad (7)$$



Розглянемо отриманий розв'язок при усталеному русі за початкових умов

$$t = 0 \quad \begin{cases} x_2 = 0, \\ \dot{x}_2 \neq 0; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 = & -\frac{c_\alpha m_d \omega R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} + \\ & + \frac{c_\alpha m_d \omega^3 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \cdot \frac{m_1 m_2}{c_\alpha (m_1 + m_2)} + c_1 \neq 0; \end{aligned}$$

$$x_2 = C_2 = 0;$$

$$C_2 = 0;$$

$$C_1 = 0;$$

$$\begin{aligned} x_2 = & \frac{c_\alpha m_d \omega^3 R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \cdot \left[ \frac{m_1 m_2}{c_\alpha (m_1 + m_2)} \right]^{3/2} \sin \sqrt{\frac{c_\alpha \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} t - \\ & - \frac{c_\alpha m_d R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sin \omega t. \end{aligned} \quad (8)$$

Перший член рівняння (8) описує вільні коливання вала, які за наявності навіть невеликого тертя в шарнірах швидко затухнуть і на рух рамки впливати не будуть. Другий член рівняння (8) описує примусові коливання вала під дією примусової сили

$$F_{\text{руш}} = m_d \omega^2 R \sin \omega t.$$

Тому закон руху рамки при усталеному русі можна записати як:

$$x_2 \cong -\frac{c_\alpha m_d R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sin \omega t. \quad (9)$$

Проведемо дослідження рівняння коливань рамки.

Рамка коливається відносно нульового положення  $x_1 = 0$  з частотою примусової сили, яка дорівнює частоті обертання вала,  $\omega$  і амплітудою

$$a = \left| \frac{c_\alpha m_d R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \right|. \quad (10)$$

Амплітуда коливань прямує до  $\infty$ , виникає явище резонансу при збігу частоти примусової сили з частотою власних коливань вала

$$c_{\alpha}(m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2 = 0;$$

$$\omega = \sqrt{\frac{c_{\alpha}(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}. \quad (11)$$

Розглянемо залежність амплітуди коливань рамки від маси і радіуса дисбалансу, маси рамки і частоти примусової сили.

Амплітуда коливань рамки прямопропорційно залежить від маси дисбалансу  $m_d$  і його радіуса  $R$ . Залежність амплітуди коливань рамки від частоти примусової сили розглянемо за наступних даних:  $m_d = 0,5\text{кг}$ ;  $m_1 = 10\text{кг}$ ;  $m_2 = 1000\text{ кг}$ ;  $R = 100\text{ мм}$ ;  $d_B = 30\text{ мм}$ ;  $l_B = 100\text{ мм}$ ;  $E_B = 2 \cdot 10^5\text{ Н/мм}^2$ .

Приведену жорсткість вала  $c_{\alpha}$ , що приблизно дорівнює жорсткості вала, визначимо за формулою:

$$c_{\alpha} = \frac{48EJ}{l_B^3}; \quad (12)$$

$$c_{\alpha} = \frac{48 \cdot 2 \cdot 10^5}{100^3} \cdot \frac{\pi \cdot 30^4}{64} = 3,8 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

$n$	об/хв.	100	200	500	1000	1500	2000	2500	3000
$\omega$	$\text{с}^{-1}$	10,47	20,94	52,36	104,71	157,08	209,44	261,8	316,16
$a$	мм	0,050	0,051	0,054	0,069	0,143	0,324	0,062	0,031

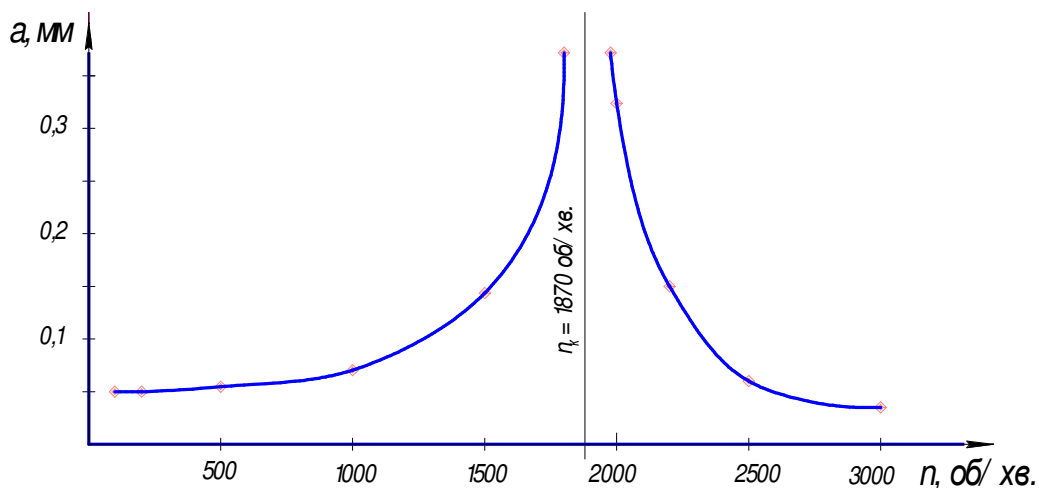


Рис. 3. Амплітуда коливань рамки.





$$\omega = \sqrt{\frac{c_{\alpha} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}},$$

$$\omega = \sqrt{\frac{3,8 \cdot 10^5 (1000 + 10)}{10 \cdot 1000}} = 195,9 \text{ с}^{-1};$$

$$n = 1870 \text{ об/хв.}$$

Побудуємо такі ж залежності амплітуди коливань рамки від частоти примусової сили для маси рамки  $m_2=400$  кг і  $m_2=100$  кг:

а)  $m_2 = 400$ кг.

n	об/хв.	100	200	500	1000	1500	2000	2500	3000
$\omega$	$\text{с}^{-1}$	10,47	20,94	52,36	104,71	157,08	209,44	261,8	316,16
a	мм	0,122	0,123	0,131	0,170	0,334	0,956	0,160	0,071

$$\omega = \sqrt{\frac{3,8 \cdot 10^5 (400 + 10)}{10 \cdot 400}} = 197,36 \text{ с}^{-1};$$

$$n = 1884 \text{ об/хв.}$$

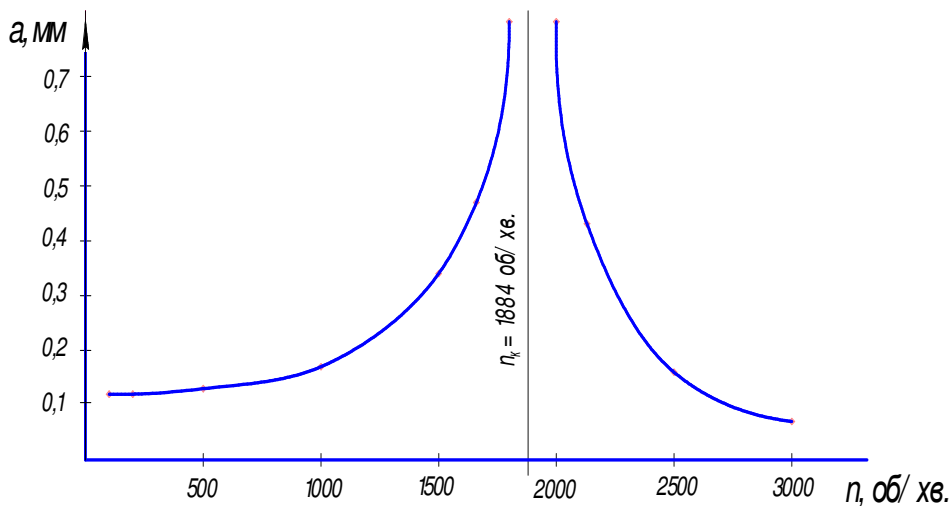


Рис. 4. Залежність амплітуди коливань рамки від частоти примусової сили для маси рамки  $m_2=400$  кг.

б)  $m_2 = 100$ кг.

$$\omega = \sqrt{\frac{3,8 \cdot 10^5 (100 + 10)}{10 \cdot 100}} = 204,45 \text{ с}^{-1};$$

$$n = 1952 \text{ об/хв.}$$

n	об/хв.	100	200	500	1000	1500	2000	2500	3000
$\omega$	$\text{с}^{-1}$	10,47	20,94	52,36	104,71	157,08	209,44	261,8	316,16
a	мм	0,454	0,459	0,486	0,616	1,109	9,2	0,710	0,326

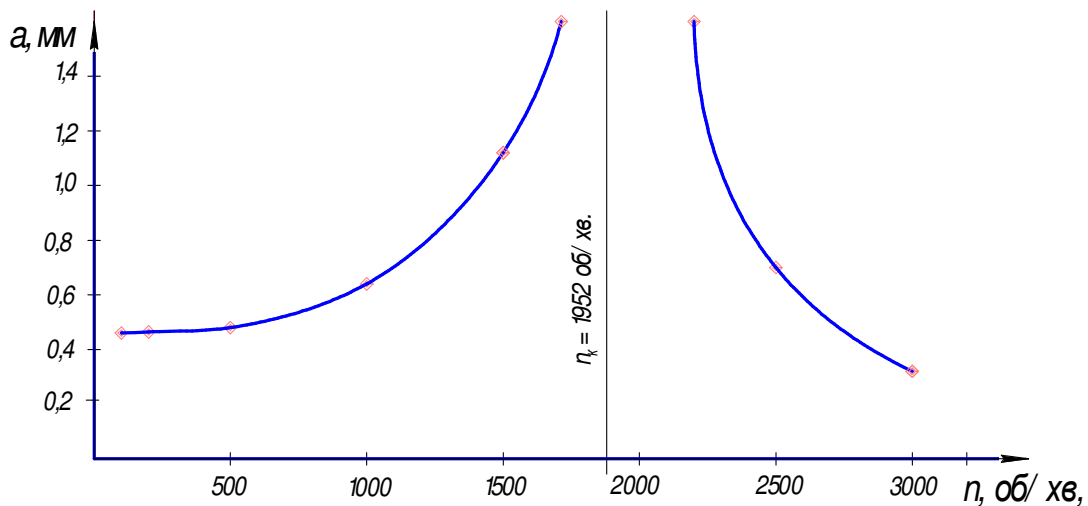


Рис. 5. Залежність амплітуди коливань рамки від частоти приму-сової сили для маси рамки  $m=100$  кг.

Побудуємо графік руху рамки (рис. 6) за наступних даних:

$m_d = 0,5$  кг;  $m_1 = 10$  кг;  $m_2 = 100$  кг;  $R = 100$  мм;  $d_B = 30$  мм;  $n = 1440$  об/хв.,  $\omega = 150,8$  с<sup>-1</sup>;  $c_\alpha = 3,8 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>.

$$x_2 \cong - \frac{c_\alpha m_d R}{c_\alpha (m_1 + m_2) - \omega^2 m_1 m_2} \sin \omega t;$$

$$x_2 \cong -0,996 \sin 150,8t \approx -\sin 150,8t.$$

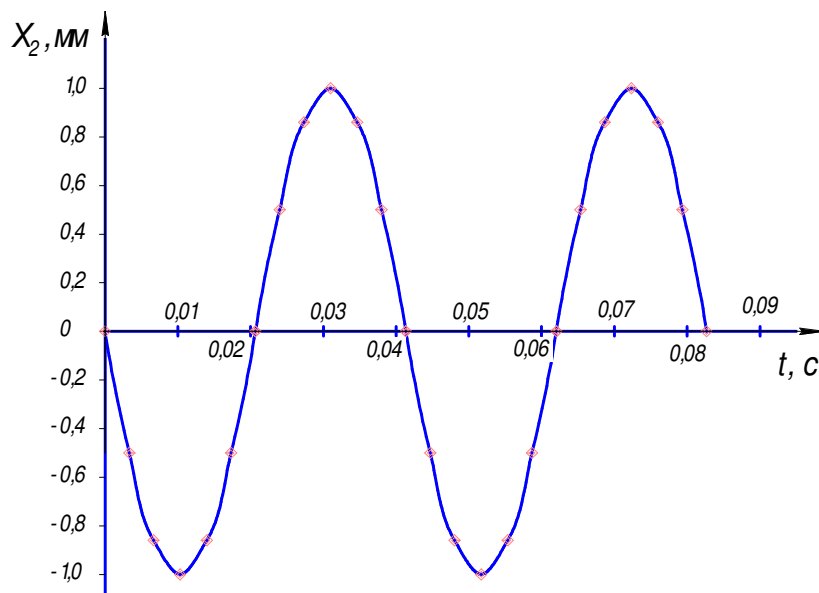


Рис. 6. Графік руху рамки.

*Висновки.* Амплітуда коливань рамки прямопропорційно залежить від маси дисбалансу  $m_d$  та його радіуса  $R$ . Отримані залежності, які зв'язують динамічні, технологічні і конструктивні параметри віб-



ромашини з пружним робочим органом, дозволяють покращити вплив на структуру твердих середовищ при зміні траєкторії руху інерційного елемента.

*Література.*

1. *Струтинський С.В., Гуржій А.А.* Експериментальне визначення динамічних характеристик та побудова на їх основі математичної моделі просторової системи приводів / *С.В. Струтинський, А.А. Гуржій* // Технологічні комплекси. Міжнародний науковий журнал №1 (7)/ ISSN: 2304-4519/ - 2013. – С.10-18.

2. *Вейнц В.Л.* Динамические расчеты приводов машин. / *В.Л.Вейнц* – Л.: Машиностроение, 1971.- 215 с.

3. *Іванченко Ф.К.* Підйомно-транспортні машини: Підручник / *Ф.К.Іванченко* – К.: Вища школа, 1993. – 413 с.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ ПРИВОДОВ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

О.О. Дереза, С.В. Дереза

**Аннотація** – в работе проведено исследование инерционных приводов для сельскохозяйственных машин.

## **RESEARCH INERTIA DRIVES FOR AGRICULTURAL MACHINES**

H. Dereza, S. Dereza

### ***Summary***

**The article presents research inertial actuators for agricultural machines.**



УДК 620.9.004:003.13

## ПОБУДОВА НОМОГРАМИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ ВІБРОНАКАТУВАННЯ ЗОЛОТНИКІВ

Паніна В.В., к.т.н.,

Новік О.Ю., інж.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619)42-20-74

**Анотація** – викладено послідовність будування номограми для визначення режимів вібронакатування робочих поясків золотників.

**Ключові слова** – вібронакатування, зносостійкість, квадрант, площа, номограма.

*Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень.* Для підвищення зносостійкості робочих поверхонь золотників необхідно, щоб поверхня, оброблена вібронакатуванням складала 40% загальної робочої поверхні поясків золотників. Ця умова буде виконуватись при належній комбінації режимів, які можна отримати за допомогою номограмми.

Для отримання поверхні з необхідними властивостями режими вібронакатування визначають розрахунковим методом [1 – 2].

*Формування цілей статті.* Ціллю статті є розробка методики побудови номограми для визначення режимів вібронакатування.

*Основна частина.* Для підвищення зносостійкості робочих поверхонь золотників необхідно, щоб поверхня, оброблена вібронакатуванням складала 40% загальної робочої поверхні поясків золотників [1]. Ця умова буде виконуватись при належній комбінації режимів, які можна отримати за допомогою номограмми.

Номограма складається з чотирьох квадрантів.

1. В першому квадранті будуємо залежність ширини стрічки від зусилля притиснення інструменту до поверхні, що обробляється.

Залежність між діаметром відтиску  $d$  і навантаженням на кулю  $P$  описується рівнянням Герца і Мейера:

$$P = \frac{1}{3D \left( \frac{1-\mu^2}{E} + \frac{1-\mu_1^2}{E} \right)} d^3$$



де  $D$  – діаметр кулі, мм;

$E$  – модуль пружності матеріалу кулі,  $\text{Н/м}^2$ ;

$E_1$  – модуль пружності матеріалу, що обробляється,  $\text{Н/м}^2$ ;

$\mu$  – коефіцієнт Пуассона матеріалу кулі;

$\mu_1$  – коефіцієнт Пуассона матеріалу, що обробляється.

При обертанні деталі куля створюватиме на поверхні, що обробляється, стрічку, ширина ( $h$ ) якої буде дорівнювати діаметру відтиску, тому:

$$h = d = \sqrt[3]{3PD\left(\frac{1-\mu^2}{E} + \frac{1-\mu_1^2}{E_1}\right)}.$$

Розрахунки проведемо для кульок зі сплаву Т30К4 діаметрами 0,5; 1,0; 2,0; 3,0 мм.

В якості матеріалу, що обробляється – сталь вуглецева.

Для заданого матеріалу модуль пружності  $E = 20 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ , та коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,26$ .

2. В другому квадранті будуюмо залежність площі стрічки за один оберт деталі при обробці від ширини стрічки. Ця площа буде дорівнювати довжині однієї хвилі, помноженої на ширину стрічки та на кількість хвиль.

Довжину хвилі визначимо як довжину окружності еліпсу за формулою:

$$L = \pi(a + b),$$

де  $a$  та  $b$  довжина напіввісей еліпсу, мм.

Довжина поперечної напіввісі складе половину амплітуди коливань вібратора, тобто:

$$a = \frac{A}{2},$$

де  $A$  – амплітуда коливань вібратора, мм,  $A = 3 = \text{const}$ .

Для отримання довжини поздовжньої на піввісі необхідно довжину окружності поверхні деталі поділити на кількість хвиль, яка дорівнює співвідношенню частота вібрації інструменту до частоти обертання деталі, та взяти четверту частину, тобто:

$$b = \frac{\pi dn}{4N}$$

де  $d$  – діаметр поверхні деталі, мм.

$n$  – частота обертання деталі,  $\text{хв}^{-1}$ .



$N$  – частота вібратора,  $\text{хв}^{-1}$ ..

Для золотника  $d = 25$  мм. Для розрахунків використаємо  $n = 50; 100; 200; 400; 800 \text{ хв}^{-1}$ .  $N = 1400 \text{ хв}^{-1} = \text{const}$ .

В результаті отримаємо:

$$S_1 = \pi \left( \frac{A}{2} + \frac{\pi d n}{4N} \right) \cdot \frac{N}{n} \cdot h.$$

3. В третьому квадранті будуюмо залежність обробленої площі, від площі стрічки за один оберт деталі. Для цього необхідно розрахувати кількість стрічок на 100 метрів поверхні, яка залежатиме від кроку поздовжньої подачі станка.

Площа обробленої поверхні становить:

$$S = S_1 \cdot 100/P,$$

де  $P$  – поздовжня подача станка, мм/об.

Для розрахунків використаємо подачі 0,5; 1; 2; 3;4 мм/об.

4. В четвертому квадранті побудуємо графік співвідношення площі обробленої інструментом до загальної площі поверхні деталі, тобто  $S/S_{\text{заг}}$ .

Таким чином отримаємо номограму (рис. 1).

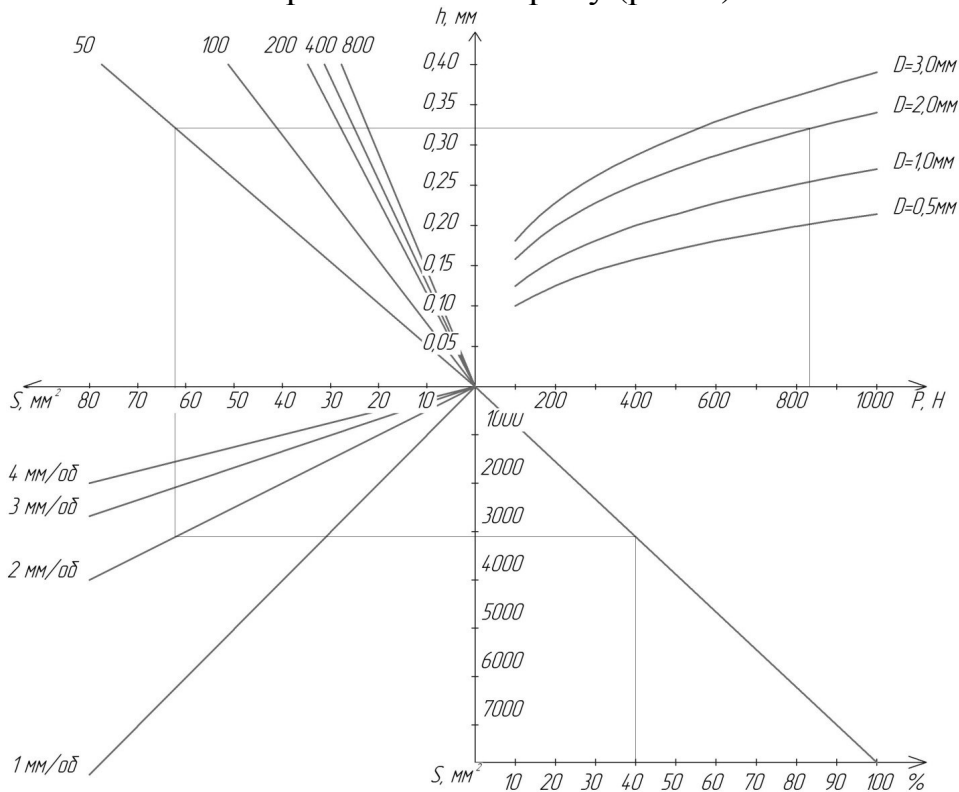


Рис. 1. Номограма для визначення режимів вібронакатування золотників.



Так, наприклад, якщо нам потрібно 40% покриття поверхнево-пластичною деформацією поверхні робочих поясків золотників, та режими обробки повинні бути наступні:

- діаметр кулі вібронакатки – 2мм;
- зусилля притиснення кулі – 820 Н;
- частота обертання деталі – 50 хв<sup>-1</sup>;
- повздовжня подача верстата – 2 мм/об.;
- ширина стрічки – 0,32 мм.

*Висновок.* Номограма, що пропонується, дозволяє швидко визначити режими вібронакатування та без розрахунків отримати декілька комбінацій режимів.

#### *Література.*

1. *Одинцов Л.Г.* Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник. – М. Машиностроение. 1987. 328 с.

### **ПОСТРОЕНИЕ НОМОГРАММЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕЖИМОВ ВИБРОНАКАТКИ ЗОЛОТНИКОВ**

В.В. Панина, А.Ю. Новик

***Аннотация*** – изложена последовательность построения номограммы для определения режимов вибронакатки рабочих поясков золотников.

### **BUILD NOMOGRAM TO DETERMINE VIBRONICALLY SPOOLS**

V. Panina, A. Novik

#### *Summary*

**Set out the sequence of construction of nomograms for determining the modes vibronically working corbels spools.**





УДК 621.436.004.67

## СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ФАБО

Паніна В.В., к.т.н.,

Дашивець Г.І., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-20-74

**Анотація** – у статті розглядається питання створення ресурсозберігаючого способу відновлення гільз циліндрів в умовах господарств.

**Ключові слова** – латунювання, ФАБО, відновлення, гільза, пристосування.

*Постановка проблеми.* Відновлення деталей сільськогосподарської техніки є ефективним заходом збереження енергетичних та матеріальних ресурсів.

Пошук нових методів відновлення деталей продовжується і в теперішній час, адже розширення вторинного використання зношених деталей – величезний резерв в економічній сфері. Про це говорить досвід економічно розвинених країн. Наприклад, у США, по даним Асоціації дилерів тракторних запчастин, більш 500 підприємств безпосередньо займається відновленням зношених вузлів і окремих деталей.

У зв'язку з цим пошук нових нестандартних технологічних рішень підвищення зносостійкості вищевказаного з'єднання, за рахунок покращення фізико-механічних властивостей робочих поверхонь, з використанням високотехнологічного й екологічно безпечного обладнання – є актуальною задачею.

Підвищення довговічності відремонтованих гільз, зниження трудомісткості їх ремонту можливо шляхом розробки ефективної технології відновлення гільз циліндрів з використанням фінішної антифрикційної безабразивної обробки (ФАБО).

*Аналіз останніх досліджень.* Одним з методів відновлення деталей машин постановкою додаткових елементів є метод пластинування, досить широко розвинений за останні два десятиліття. Суть методу пластинування деталей полягає у використанні як додаткового елемента металевої пластини, певним чином сформованої й встановленої на заздалегідь підготовлену поверхню деталі. Цей метод дозволяє відно-



влювати циліндричні поверхні - як внутрішні, так і зовнішні, тобто отвори, також шийки валів під підшипники та деякі інші поверхні.

Хонінгування розточеної поверхні гільз виконується, у першу чергу, для здобуття низької шорсткості поверхні гільзи, що потрібне для надійної нерухомої посадки запресованих пластин у гільзах ( $R_a = 0,2-0,3$  мкм).

Метод розточування зношеної робочої поверхні й встановлення литої тонкостінної вставки з низьколегованого чавуну. До теперішнього часу не досліджена можливість, доцільність і ефективність підвищення довговічності гільзи циліндра методом розточування зношеної робочої поверхні й встановлення литої тонкостінної вставки з низьколегованого чавуну, яка може забезпечити зниження витрат при ремонті, а також високі вимоги експлуатації до цієї деталі. Метод може мати такі переваги: дозволити отримати гільзи, розмір робочої поверхні (дзеркала) яких вийшов за межі дозволених. Проводити багатократне їх використання й виготовляти на існуючому заводському устаткуванні, що зменшить витрати на відновлення зношених деталей. Зникне необхідність придбання кілець і інших деталей ремонтних розмірів, а також дозволити застосувати поверхневе зміцнення методом алмазного вирівнювання робочої поверхні гільзи, що усуне необхідність операції хонінгування, яка є складним процесом і не забезпечує підвищення зносостійкості в період зносу.

Метод контактного приварювання сталеві стрічки. Після очищення гільзи визначають площу пошкоджень поверхні й вирізують заготовку з листа (Сталь 10, 15, 20) або рулону стрічки завтовшки 0,3 мм. Стрічка повинна перекирвати пошкоджену ділянку гільзи на 5-10 мм.

Алмазне плосковершинне хонінгування. Один з прогресивних і зміцнюючих методів обробки гільз сьогодні є алмазне плосковершинне хонінгування, розроблене й упроваджене у виробництво інститутом надтвердих матеріалів АН України. Перевага його полягає у тому, що процес створення оптимального мікрорельєфу відбувається одночасно з хонінгуванням, тобто відпадає необхідність в окремій операції [5].

Метод термоусадки. Відновлення гільз методом термоусадки полягає в тому, що в гільзі створюються внутрішні температурні напруженості, внаслідок чого внутрішній її діаметр зменшується. Температурні напруженості виникають безперервно - поступовими струмами високої частоти (СВЧ) і охолодження водою з спрею. Технологічний процес відновлення гільзи циліндра складається з таких операцій: миття, дефектація, термоусадка, випробування, контроль. Після теплового формозмінення, гільза підлягає механічній обробці, яка включає проточування зовнішньої поверхні й обробку до нормальних



розмірів. Потім розточують внутрішню поверхню гільзи на вертикально-розточувальному верстаті 2E78 різцями з гексаніта. Після розточування гільзи хонінгують алмазними брусками АСБ 63/50 [3].

Серед технологічних процесів відновлення гільз циліндрів в умовах ремонтних підприємств заслуговує уваги, так званий, комбінований спосіб обробки. Стосовно до гільз циліндрів перспективним слід вважати комбінований спосіб: розточування, поверхнево-пластична деформація (ППД) з одночасним нанесенням антифрикційних покриттів (ФАБО), прискорене приробляння. Розточування поверхні тертя гільзи усуває сліди зношування й забезпечує необхідні розміри й точність для наступної обробки.

Методи, пластичного деформування дозволяють зміцнити поверхню тертя деталей формуючи необхідний мікрорельєф. Зміцнення поверхні сприяє підвищенню зносостійкості, контактної витривалості деталей в період експлуатації за рахунок збільшення мікротвердості й створення стискаючих залишкових напруг.

*Формування цілей статті.* Підвищення довговічності відремонтованих гільз, зниження трудомісткості їх ремонту шляхом розробки ефективної технології відновлення гільз циліндрів з використанням ФАБО.

*Основна частина.* Як альтернатива вирішення поставленої проблеми пропонується ресурсозберігаючий спосіб відновлення гільз – фрикційне латунювання. Фрикційне латунювання в парах тертя виробів машинобудування може замінювати дорогі і менш шкідливі для природного середовища способи нанесення покриттів, призначені для зменшення тертя і зносу, наприклад фосфатування, обробку перегрітою парою, азотування, гальванічне нанесення покриття з міді і ін.

Суть цього способу: внутрішня поверхня гільзи нарощується фрикційним методом, наприклад латунюванням, а притирка обмежується довжиною робочого переміщення поршня в його робочій орієнтації. Фрикційне латунювання - це процес переносу латуні на поверхню деталі, яка обробляється, під впливом сил тертя. Латунне покриття отримують шляхом тертя латунного прутка (інструмента) о поверхню деталі, змащуючи при цьому поверхню тертя гліцерином чи іншою спеціальною рідиною. При терті матеріал переноситься на сталеву поверхню деталі [1].

Особливості цього нового способу нанесення покриттів: надзвичайно низькі витрати матеріалу; безпечність для довкілля; низькі витрати механічної енергії; стабільна і висока якість покриттів; швидке нанесення покриття (декілька хвилин) за допомогою автоматизованого пристосування; заміна дорогих способів обробки поверхні; економічна доцільність при великій і середній серійності виробів.



Фрикційне латунювання рекомендується для отримання ефект в: зниженні зносу на 40 % у змащених парах тертя із сталі і чавуну; усуненні схильності до схоплювання; вживання цього способу в процесі припрацювання; підвищення продуктивності в результаті вищого ККД; економії енергії унаслідок зменшення тертя.

Сфери застосування: деталі циліндричної і плоскої форми; пари тертя із сталі, особливо з високоякісної сталі і чавуну; для підвищення межі втоми деталей із сталі або чавуну; при високій схильності поверхні до схоплювання і невеликого абразивного руйнування зони тертя; в цілях запобігання окисленню поверхонь при терті.

Дослідженнями [4] було виявлено, що ФАБО не піддаються хромовані деталі, покриті нікелем і виготовлені з алюмінієвих сплавів і деяких інших металів і сплавів, окисні плівки яких володіють високими механічними властивостями або здатністю миттєво відновлюватися після руйнування. Не піддаються також ФАБО і сталеві поверхні з оксидними, фосфатними або будь-якими іншими плівками.

Пристосування (на рис. 1) містить голівку 8 із стаканами 7, 16, в розрізних направляючих втулках 2, 15 якою переміщуються два рухливі штоки 6, 12. Через систему важелів зусилля від підпружиненої тяги 9 передається на штоки, і встановлені в них прутки 4, 14 притискаються до оброблюваної поверхні 3 з тиском 80... 120 МПа. Важелі 17 з'єднані шарнірно з кришкою 1 голівки і вилкою тяги [2].

Самовстановлення прутків латуні в процесі роботи забезпечується переміщенням вилки 11, що має паз, відносно болта 10. По мірі зносу прутки переміщуються в радіальному напрямі до гайок 5, 13 на 12 мм, що цілком достатньо для обробки комплектом прутків діаметром 0,4 мм декількох гільз діаметром 150 мм і завдовжки 264 мм.

Після зношування прутки замінюються новими. Для введення латунних прутків у гільзу підпружинена тяга віджимается спеціальною гайкою, внаслідок чого штоки зрушуються до центру.

Як матеріал покриття застосовували латунь Л62, як робоча рідина — суміш двох частин технічного гліцерину і однієї частини 10%-го розчину соляної кислоти. Після обробки гільзи ретельно промивали теплою водою, просушували і консервували.

Наявність в пристосуванні двох натираючих елементів, а також обставина, що при обробці внутрішніх поверхонь відсутнє розбрикування робочої рідини, дозволили підвищити швидкість обробки до  $V = 0,5...0,6$  м/с при подовжній подачі  $s = 0,22$  мм/об замість раніше прийнятих  $V = 0,15...0,2$  м/с і  $s = 0,1... 0,2$  мм/об.

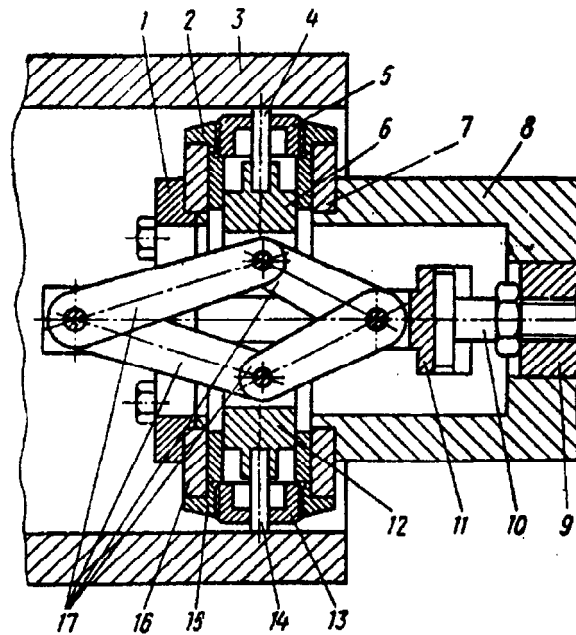


Рис. 1. Схема пристосування для фрикційного латунювання гільзи циліндрів: 1 – кришка; 2 і 15 – направляюча втулка; 3 – оброблювальна поверхня; 4 і 14 – пруток; 5 і 13 – гайка; 6 і 12 – рухливий шток; 7 і 16 – стакан; 8 – голівка; 9 – підпружинена тяга; 10 – болт; 11 – вилка; 17 – важелі.

В ході випробовувань вдалося визначити, що для чавунних зразків краще за все підходить латунь. Коефіцієнт сухого тертя ковзання у цій парі дорівнює 0,3, що значно вище ніж у інших металів (мідь 0,29; бронза 0,22), які використовуються у ФАБО.

*Висновки.* Запропонований спосіб відновлення гільз дозволяє:

- знизити витрати матеріалу;
- замінити дорогі способи обробки поверхні;
- збільшити опір фретінг-стомленності.

Метод безпечний для довкілля та економічно доцільний і може бути використаний для відновлення гільзи циліндрів в умовах сільськогосподарських підприємств.

#### *Література.*

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безызносность): / Д.Н. Гаркунов. – Учебник. -4-е изд., перераб. и доп. – М.: МСХА, 2001. 616 с.

2. Гаркунов Д.Н. Триботехника / (конструирование, изготовление и эксплуатация машин) : / Д.Н. Гаркунов. – Учебник. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: МСХА, 2002. 632 с.



3. Гончаров Н.И. Технология восстановления и упрочнения деталей машин / Н.И. Гончаров, М.М. Бобырь, А.Н. Гончаров. – Краснодар, КГАУ, 2000. –243 с..

4. Дюмин И.Е. Повышение эффективности ремонта автомобильных двигателей / И.Е. Дюмин. – М.: Транспорт, 1999. –176 с..

5. Меркулов Е. Пластическое деформирование гильз / Е. Меркулов, Б. Гомзяков / Автомобильный транспорт. – 1980. – №9. – С. 16 – 17.

## **СПОСОБ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФАБО**

*В.В. Панина, Г.И. Дашивец*

**Аннотация** – в статье рассматривается вопрос создания ресурсосберегающего способа восстановления гильз цилиндров в условиях хозяйства.

## **RATIONAL WAY TO RESTORE CYLINDER LINERS**

V. Panina, G. Dashivec

### *Summary*

**The article discusses the creation of resource-saving way of restoration of cylinder liners in a farm.**





УДК 621.43.004.54

## КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВИГУНІВ МЕТОДОМ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛІЗУ МОТОРНОГО МАСТИЛА

Дашивець Г.І., к.т.н.,

Новік О.Ю., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-20-74

**Анотація** – роботу присвячено дослідженню способу виміру вмісту продуктів зносу в мастилі для отримання інформації про технічний стан двигуна в процесі експлуатації.

**Ключові слова** – моторне мастило, спектральний аналіз, характерні елементи, граничні значення, тарувальні графіки.

*Постановка проблеми.* В процесі роботи двигунів, коробок передач, інших агрегатів машин у мастилі накопичуються металеві елементи внаслідок зношування пар тертя. Спостереження процесу зміни концентрації металів у мастилі дає можливість одержання інформації про технічний стан досліджуваного об'єкта (темп зношування деталей, якість роботи повітряних і масляних фільтрів, герметичність системи охолодження); виявити аварійний стан досліджуваного агрегату; вчасно замінити мастило. Для цього періодично необхідно відбирати проби мастила й вимірювати концентрацію продуктів зносу в них.

Існує декілька методів вимірювання концентрації металевих елементів у мастилі. Кожен з них має позитивні й негативні характеристики. Значну точність і простоту аналізу в порівнянні з іншими методами дає емісійний спектроскопічний аналіз.

*Аналіз останніх досліджень.* Наукові дослідження, проведені в багатьох країнах, підтвердили високу надійність діагностичних прогнозів несправностей двигунів, заснованих на результатах аналізу працюючого моторного мастила. Особливо ефективно діагностування дизелів автомобілів, тракторів, тепловозів, ін. техніки по аналізу мастил. Передбачувані несправності підтверджуються при ремонті в 95% випадків. Регулярне діагностування дизелів по аналізу мастила дозволяє скоротити експлуатаційні витрати в середньому на 25%.

*Формулювання цілей статті.* Для застосування методу діагностування вузлів тертя двигунів за результатами виміру концентрації ча-





сток зношування в пробах мастил необхідно вирішити наступні завдання:

- 1) визначити елементи, що характеризують технічний стан двигуна в цілому й окремих його деталей за результатами виміру концентрації часток зносу в пробах мастил;
- 2) побудувати тарувальні графіки;
- 3) обґрунтувати граничні концентрації елементів для можливості ухвалення рішення про подальшу експлуатацію двигунів.

*Основна частина.* Інтенсивність зносу деталей двигуна, а отже його технічний стан, можна ефективно контролювати по концентрації елементів зносу в пробах моторного мастила і відкладеннях з мастилоочищувальних пристроїв методом спектрального аналізу.

Метод оснований на визначенні в мастилi вмісту елементів сумарного зносу деталей двигуна. При тривалій роботі мастила в двигуні, постійних інтенсивності очищення і витратах швидкість зношування деталей характеризується тільки концентрацією продуктів зносу в моторному маслі [1].

Масовий знос можливо розрахувати по елементам, що входять до складу конструкційних матеріалів деталей тертя. За масовий знос двигуна по кожному з елементів, які визначаються, приймається сумарний знос всіх деталей тертя в абсолютному вираженні, що припадають на даний елемент і чисельно дорівнює масі продуктів зносу, які містять тільки цей елемент і поступили в систему мащення за період часу від початку роботи двигуна до моменту діагностування.

Визначення концентрації продуктів зносу в мастилi включає наступні операції:

- приготування еталонів,
- спалювання еталонів і побудова тарувальних графіків,
- відбір проб мастила для аналізу з дослідних двигунів.

Для контролю технічного стану двигунів Д-240Л були обрані деталі, що зношуються, омиваються мастилом і містять у своєму матеріалі хімічний елемент, характерний лише для них.

Перелік деталей двигуна Д-240Л і характерні для хімічного складу елементи та їх кількісний вміст наведений у таблиці 1.

Аналіз показує, що такі елементи як фосфор (P), сірка (S), марганець (Mn), титан (Ti), магній (Mg), сурма (Sb) й молібден (Mo), що містяться в сплавах у невеликих кількостях у вигляді добавок або домішок, можна відразу виключити з розгляду. Вуглець (C) також не може служити характерним елементом, тому що входить до складу мастила; цинк (Zn) – до складу присадок; кремній (Si) попадає в мастило разом з пилом і більшою мірою характеризує стан ущільнень і роботу повітроочищення.



Таким чином, характерними при діагностуванні дизеля Д-240Л можуть бути обрані наступні елементи: хром (Cr), нікель (Ni), залізо (Fe), олово (Sn), свинець (Pb), алюміній (Al), мідь (Cu). При цьому один й той же елемент характерний одночасно для декількох деталей. Тому при оцінці технічного стану деталей необхідно враховувати не тільки концентрація одного елемента, але і їх сполучення.

Таблиця 1 – Хімічний склад конструкційних матеріалів деталей тертя і кількісний вміст елементів

Найменування деталей тертя	Марка конструкційного матеріалу	Хімічний склад конструкційного матеріалу, %
1	2	3
Колінчастий вал	Сталь 45Х	С – 0,41-0,49; Si – 0,17-0,37; Mn – 0,5-0,8; Cr – 0,8-1,1; Fe – ін.
Поршень	Алюмінієвий сплав АЛ-25	Si – 11-13; Mn – 0,3-0,6; Cr – 0,2; Ni – 0,8-1,3; Fe – не більше 0,8; Ti – 0,05-0,20; Mg – 0,8-1,3; Cu – 1,5-3,0; Zn – 3,5-4,5; Pb – 0,1; Al – ін.
Гільза	Чавун спеціальний	С – 3,1-3,4; Si – 1,9-2,5; Mn – 0,6-0,9; P – до 0,2; S – до 0,12; Cr – 0,4-0,6; Ni – 0,15-0,25; Cu – 0,25-0,35; Sb – 0,03-0,07; Fe – ін.
Палець поршне-вий	Сталь 12ХНЗА	С – 0,09-0,16; Si – 0,17-0,37; Mn – 0,3-0,6; Cr – 0,6-0,9; Ni – 1,5-1,9; Fe – ін.
Поршневі кільця	Основний – чавун спеціальний	С – 3,6-3,9; Si – 2,3-2,9; Mn – 0,5-0,8; P – 0,3-0,6; S – не більше 0,1; Cr – 0,15-0,35; Ni – 0,1-0,25; Ti – не більше 0,25; Cu – не більше 0,35; Mo – 0,25-0,50; Fe – ін.
Маслознімаль-не і верхнє компресійне кільця	Покриття	100% Cr
Втулка верхньої головки шатуна	Біметалева труба сталь10 – бронза ОФ-6,5-0,15	Si – не більше 0,002; P – 0,10-0,25; Fe – не більше 0,05; Al – не більше 0,002; Sn – 6-7; Sb – не більше 0,002; Pb – не більше 0,02; Cu – ін.



## Продовження таблиці 1.

1	2	3
Вкладиші корінних підшипників	Полоса біметалева сталь – алюмінієвий сплав АО20-1	Si – не більше 0,5; Fe – не більше 0,5; Ti – 0,02-0,20; Cu – 0,7-1,2; Zn – не більше 0,25; Sn – 17-23; Al – ін.
Вкладиші шатунних підшипників	Полоса біметалева сталь – алюмінієвий сплав АО-6-1	Ni – 0,07-0,13; Fe – не більше 0,5; Cu – 0,7-1,3; Sn – 5-7; Al – ін.
Вал розподільний	Сталь 45	C – 0,42-0,50; Si – 0,17-0,37; Mn – 0,5-0,8; P – не більше 0,035; S – не більше 0,04; Cr – не більше 0,25; Ni – не більше 0,25; Cu – не більше 0,25; Fe – ін.
Втулки проміжної шестерні та шестерні приводу паливного насосу	Бронза Бр. ОЦС 5-5-5	P – не більше 0,03; Fe – не більше 0,05; Al – не більше 0,002; Zn – 4-6; Sn – 4-6; Sb – не більше 0,002; Pb – 4,5-5,5; Cu – ін.

Характерні елементи для деталей:

- гільзи, колінчатого й розподільного валів, поршневих пальців і кілець, шестірень – залізо,
- поршня – алюміній,
- вкладишів колінчатого вала – алюміній і олово,
- втулки верхньої голівки шатуна – мідь і олово,
- підшипників розподільного вала – мідь, олово й свинець,
- верхніх компресійних кілець – хром.

Спектральний аналіз мастила проводиться на установці – багатифункціональному фотоелектричному спектрофотометрі типу МФС, який працює по методу обертового електрода [2, 3]. В основу роботи установки покладена загальноприйнята схема емісійного спектрального аналізу. Час одного аналізу з отриманням результату складає 3-5 хв.

Визначення концентрації елементів проводилось за допомогою еталонів, виготовлених на базовому мастилi з додаванням ретельно розтертих оксидів елементів, що визначаються. Склад металів в еталонах от 1 до 300 г/т. Для тракторних двигунів діапазон концентрацій елементів в еталонних мастилах становить

- для заліза (Fe) і алюмінію (Al) від 3 до 300 г/т,
- свинцю (Pb) від 5 до 300 г/т,

- кремнію (Si) і нікелю (Ni) від 3 до 100 г/т,
- міді (Cu) від 1 до 100 г/т,
- олова (Sn) і хрому (Cr) від 1 до 50 г/т.

Пропалювання кожного еталону мастила проводиться з 10-кратною повторюваністю. Тарувальні графіки будуються в логарифмічних координатах (рис. 1).

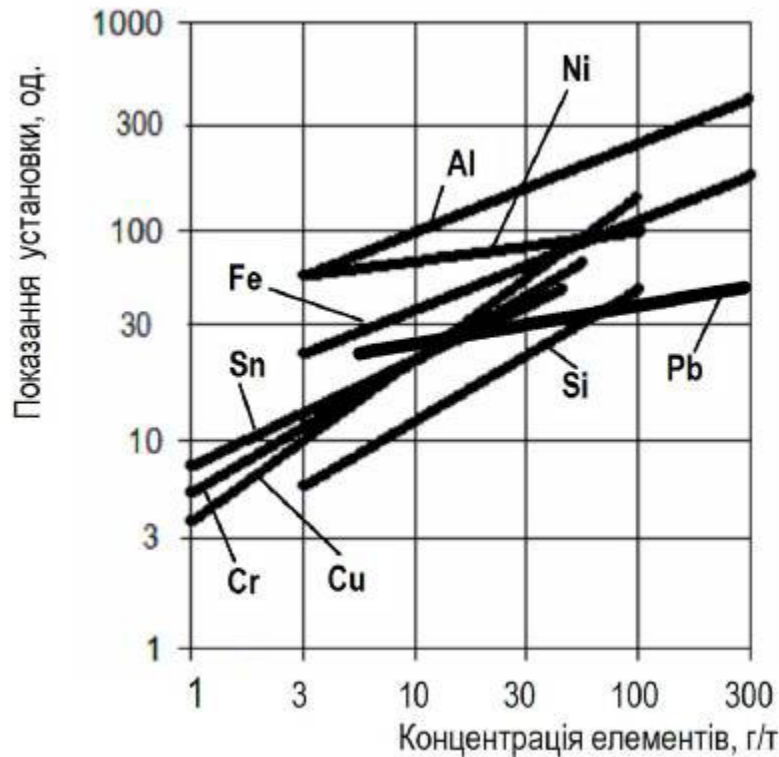


Рис. 1. Тарувальний графік для спектрального аналізу моторного мастила

Граничні значення вмісту в маслі продуктів зносу деталей вибираються залежно від марки двигуна. Так, допустимими значеннями вмісту елементів в мастилі (г/т) для двигуна Д-240Л є такі: Fe – 110, Si – 70, Al – 30, Cu – 10, Cr – 10.

Проби мастила підлягають трьохкратному пропалюванню. За результат приймалось середньоарифметичне значення трьох визначень. Концентрація елементів визначається за допомогою тарувальних графіків.

*Висновки.* Таким чином, спектральний аналіз є методом оцінки зношування й технічного стану двигунів, що дає можливість одночасно визначати вміст великої кількості елементів у ході одного аналізу; дозволяє роздільно оцінювати сумарний знос декількох груп деталей без розбирання двигуна, для чого досить знати хімічний склад деталей, що зношуються.

*Література.*

1. Кюрегян С.К. Атомный спектральный анализ нефтепродуктов / С.К. Кюрегян. – М.: Химия, 1985. – 320 с.
2. ГОСТ 20759-90. Дизели тепловозов. Техническое диагностирование и прогнозирование остаточного ресурса методом спектрального анализа масла. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 26 с.
3. Технология и организация диагностирования тракторов с применением спектрального анализа масел. – М. : ГОСНИТИ, 1979. – 96 с.

## **КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА МОТОРНОГО МАСЛА**

Г.И. Дашивец, А.Ю. Новик

***Аннотация*** – в работе исследован способ измерения содержания продуктов износа в масле для получения информации о техническом состоянии двигателя в процессе эксплуатации.

## **TECHNICAL CONTROL OF ENGINES METHOD OF SPECTRAL ANALYSIS OF MOTOR OILS**

G. Dashivets, A. Novik

### ***Summary***

**The work is dedicated to the research method of measuring the content of wear products in lubricant for information about technical condition of the engine during operation.**



УДК 631.363.285

## ДИСИПАЦІЯ ЕНЕРГІЇ У КАНАЛІ ГВИНТОВОГО ГРАНУЛЯТОРА КОРМІВ

В.В. Братішко, к.т.н.

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН*

Тел.: (04571) 3-27-91, email: [vbtrashko@gmail.com](mailto:vbtrashko@gmail.com)

**Анотація** - виконано теоретичні дослідження та отримано залежності, які характеризують зміну кінетичної енергії та температури пластифікованої кормосуміші за час проходження її через канал гвинта гранулятора в залежності від конструкційно-технологічних параметрів робочих органів гранулятора та властивостей кормової сировини.

**Ключові слова** – гвинт, гранулювання, дисипація енергії, кормові гранули, температура.

*Постанова проблеми.* Відомо, що волого-теплова обробка сприяє підвищенню поживності кормів [1], зокрема використанню обмінної енергії комбікорму. Також, під впливом високої температури і тиску при гранулюванні та екструдуванні знезаражується до 96% мезофільних аеробних і факультативно анаеробних мікроорганізмів та 100% плісневих грибів [2].

Після пресування на грануляторах з кільцевою матрицею гранули нагріваються до температури 75-90°C [3], яка при охолодження повітрям зі швидкістю 0,4-0,5 м/с знижується до 20-30°C. При використанні гвинтових машин перед пресуванням застосовують зволоження кормосуміші до 30-35% гарячою водою з температурою 70-80°C, що дозволяє підвищити ефективність робочого процесу. За даними [1, 3] оптимальна температура нагрівання комбікорму становить 70-80°C.

Однак, якщо температура нагрівання комбікорму перевищує 82°C, починаються незворотні реакції [3], що погіршують якість білка: утворюються нові хімічні зв'язки, стійкі до дії травних протеолітичних ферментів.

Як бачимо, температура кормосуміші в процесі гранулювання має істотний вплив на якісні властивості кормових гранул та показники робочого процесу, а отже, встановлення закономірностей її зміни є актуальною задачею.

*Мета досліджень* полягає у встановленні закономірностей зміни кінетичної енергії та температури пластифікованої кормосуміші за час проходження її через канал гвинта гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами.

*Результати досліджень.* Згідно методичних підходів та даних [4], отриманих на основі аналізу дисипації кінетичної енергії  $E_k$  нестискуваної рідини, вираз її зміни за одиницю часу  $\tau$  в деякому об'ємі  $V$  в загальному вигляді можна записати так:

$$\frac{\partial E_k}{\partial \tau} = -\frac{\eta}{2} \int_V \left( \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 dx dy dz, \quad (1)$$

де  $V_z$  – швидкість руху пластифікованої кормосуміші вздовж каналу гвинта, м/с;

$x, y, z$  – координати, які характеризують, відповідно, ширину, висоту та довжину каналу гвинта (рисунок 1), м;

$\eta$  – в'язкість пластифікованої кормосуміші, Па·с.

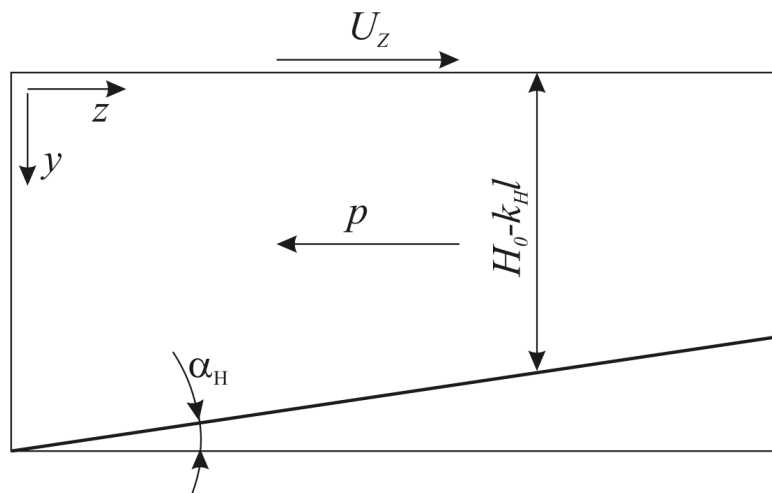


Рис. 1. Схема перерізу каналу гвинта гранулятора (вздовж осі розгортки каналу гвинта):  $U_z$  – відносна швидкість руху робочої камери гранулятора в напрямку осі каналу гвинта, м/с;  $p$  – тиск у каналі гвинта, Па;  $\alpha_H$  – кут нахилу основи каналу гвинта гранулятора, рад.;  $H_0$  – початкове значення глибини каналу гвинта, м;  $k_H$  – коефіцієнт зміни глибини каналу гвинта за його довжиною;  $l$  – довжина гвинта гранулятора, м.

З урахуванням отриманого раніше [5] виразу швидкості руху пластифікованої маси в каналі гвинта гранулятора та підстановки значень параметрів каналу гвинта гранулятора залежність (1) набуде вигляду:





$$\frac{\partial E_k}{\partial \tau} = -\frac{\eta}{2} \int_0^{l_s} \int_0^{H_0 - k_H l} \int_0^{W_0 - k_W l} \left( \frac{\partial}{\partial y} \left( -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - y[H_0 - k_H l]) + U_z \left( 1 - \frac{y}{H_0 - k_H l} \right) \right) \right)^2 dx dy dz, \quad (2)$$

де  $W_0$  – початкове значення ширини каналу (кроку) гвинта, м;  
 $k_W$  – коефіцієнт зміни ширини каналу гвинта за довжиною гвинта;  
 $l_s$  – довжина гвинтової лінії, описаної центром мас перерізу каналу гвинта за довжиною гвинта (довжина розгортки каналу гвинта гранулятора), м.

У свою чергу, вираз відносної швидкості  $U_z$  запишеться як:

$$U_z = \frac{\pi D n}{\sqrt{1 + \frac{(W_0 - k_W l - t)^2}{\pi^2 D^2}}}, \quad (3)$$

де  $D$  – діаметр гвинта, м;  
 $t$  – ширина витка гвинта, м;  
 $n$  – частота обертання гвинта,  $\text{с}^{-1}$ .

Розв'язання інтегралу (2) дає змогу записати вираз зміни кінетичної енергії пластифікованої маси в каналі гвинта гранулятора:

$$\frac{\partial E_k}{\partial \tau} = -\frac{\eta l_s (W_0 - k_W l)}{2} \left( \frac{U_z^2}{H_0 - k_H l} + \frac{(H_0 - k_H l)^3}{12\eta^2} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right). \quad (4)$$

Використавши вираз середньої швидкості  $\bar{V}_z$  руху пластифікованої кормосуміші у каналі гвинта [5], запишемо:

$$\left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 = (12\bar{V}_z - 6U_z)^2 \frac{\eta^2}{(H_0 - k_H l)^4}. \quad (5)$$

Після підстановки виразу (5) залежність (4) набуде вигляду:

$$\frac{\partial E_k}{\partial \tau} = -\frac{2\eta l_s (W_0 - k_W l)}{H_0 - k_H l} \left( U_z^2 - 3U_z \bar{V}_z + 3\bar{V}_z^2 \right). \quad (6)$$



Отриманий вираз (6) дає змогу визначити витрати енергії на розігрів пластифікованої маси при її русі в каналі гвинта гранулятора за рахунок роботи сил в'язкості.

У відповідності до першого начала термодинаміки [6] зменшення внутрішньої енергії маси постійного об'єму дорівнює кількості виділеної теплоти та пропорційно зміні температури маси:

$$\frac{\partial E_k}{\partial \tau} = -\frac{\partial Q}{\partial \tau} = -c_V \rho V \frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (7)$$

де  $c_V$  – питома теплоємність матеріалу, Дж/(кг·К);  
 $\rho$  – щільність матеріалу, кг/м<sup>3</sup>.

За усталеними даними низки дослідників [7, 8, 9] питому теплоємність харчових та кормових матеріалів можна визначити за залежністю:

$$c_V = 1,424m_g + 1,549m_n + 1,675m_{жс} + 0,837m_z + 4,187m_{H_2O}, \quad (8)$$

де  $m_g$  – масова частка вуглецю у кормосуміші;  
 $m_n$  – масова частка протеїну у кормосуміші;  
 $m_{жс}$  – масова частка жиру у кормосуміші;  
 $m_z$  – масова частка золи у кормосуміші;  
 $m_{H_2O}$  – масова частка води у кормосуміші.

Коефіцієнти перед членами рівняння (8) є значеннями питомої теплоємності відповідних складових.

Прийнявши припущення, що  $\partial T/\partial t \approx \Delta T/\Delta t$ , а  $\Delta t \approx l_s/\bar{V}_z$  можемо записати вираз підвищення температури пластифікованої кормосуміші за час проходження її через канал гвинта гранулятора:

$$\Delta T \approx \frac{l_s}{c_V \rho V \bar{V}_z} \frac{2\eta l_s (W_0 - k_W l)}{H_0 - k_H l} \left( U_z^2 - 3U_z \bar{V}_z + 3\bar{V}_z^2 \right). \quad (9)$$

Після підстановки виразу середньої швидкості руху пластифікованої кормосуміші у каналі гранулятора [5] залежність (9) запишеться так:

$$\Delta T \approx \frac{l_s}{c_V \rho V \left( \frac{(H_0 - k_H l)^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{2} U_z \right)} \frac{2\eta l_s (W_0 - k_W l)}{H_0 - k_H l} \times \left[ U_z^2 - 3U_z \left( \frac{(H_0 - k_H l)^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{2} U_z \right) + 3 \left( \frac{(H_0 - k_H l)^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{2} U_z \right)^2 \right]. \quad (10)$$



Складова залежності (10) – відносна швидкість  $U_z$  – визначається за залежністю (3). Для здійснення практичних розрахунків вираз градієнту тиску у каналі гвинта гранулятора  $\partial p / \partial z$  можна замінити співвідношенням тиску у передматричному просторі гранулятора до довжини каналу гвинта.

*Висновок.* В результаті теоретичних досліджень було отримано вирази, які характеризують зміну кінетичної енергії та температури пластифікованої кормосуміші за час проходження її через канал гвинта гранулятора в залежності від конструкційно-технологічних параметрів робочих органів гранулятора та властивостей кормової сировини.

*Література.*

1. Гранулирование комбикормов / *А.И. Абрамов, Н.И. Полунина, Н.Я. Зицерман.* – М.: Колос, 1969. – 103 с.
2. *Ситько О.М.* Удосконалення технології збагачення комбікормової продукції високолізинними добавками : автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. сільськогосп. наук: спец. 05.18.01 «Зберігання і технологія переробки зерна, виготовлення зернових і хлібопекарських виробів та комбікормів» / *О.М. Ситько.* – Одеса, 2008. – 19с.
3. *Беляевский Ю.И., Сазонова Т.Н.* Полнорационные брикеты и гранулы для жвачных / *Ю.И. Беляевский, Т.Н. Сазонова.* – М.: Россельхозиздат, 1977. – 240 с.
4. *Черняк В.Г., Суетин П.Е.* Механика сплошных сред: Учеб. пособ.: Для вузов. / *В.Г. Черняк, П.Е. Суетин.* – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 352 с.
5. *Братішко В.В.* Швидкість руху кормосуміші та продуктивність гвинтового гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами гвинта / *В.В. Братішко* // Матеріали ІХ-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». – Вип. 1. – Кіровоград: КНТУ, 2013 р. – С. 145-147.
6. *Стромберг А.Г., Семченко Д.П.* Физическая химия: Учеб. для хим.-тех. спец. вузов / Под ред. *А.Г. Стромберга.* – 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Высшая школа, 1988г. – 496 с.
7. Математическое моделирование течения аномально-вязких сред в каналах экструдеров [Текст] : монография / *А.Н. Остриков, О.В. Абрамов, В.Н. Василенко, А.С. Попов.* – Воронеж : Изд-во ВГУ, 2010. – 237 с.
8. *Singh, R.P. and Heldman, D.R.* Introduction to Food Engineering. – 2 nd. ed. – San Diego: Academic Press, 1993. – 768 p.
9. Пищевая инженерия: справочник с примерами расчетов / *Валентас К. Дж., Ротштейн Э., Сингх Р.П.* (ред.) / пер. с англ. под общ. науч. ред. *А.Л. Ишевского.* – СПб: Профессия, 2004 – 848 с., ил., табл., сх. – (Серия: Справочник)



## **ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ В КАНАЛЕ ВИНТОВОГО ГРАНУЛЯТОРА КОРМОВ**

**В.В. Братишко**

***Аннотация*** – выполнены теоретические исследования и получены зависимости, характеризующие изменение кинетической энергии и температуры пластифицированной кормосмеси за время прохождения ее через канал винта гранулятора в зависимости от конструктивно-технологических параметров рабочих органов гранулятора и свойств кормового сырья.

## **ENERGY DISSIPATION IN THE CHANNEL OF SCREW PELLET MILL**

**V. Bratishko**

### ***Summary***

**In this article shows the results of the theoretical studies of the changing kinetic energy and temperature of plasticized forage during its passage through the channel screw pellet mill according to the constructional and technological parameters of pellet mill and properties of pellet feed materials.**



УДК 633.854

## НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМ КАПЕЛЬНОГО ОРОШЕНИЯ ПЛОДОВЫХ НАСАЖДЕНИЙ

Вороновский И.Б. к.т.н.

Назарова О.П. к.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

тел. 0632060262; 0672998042, voronovsky@list.ru, nazarova\_10@mail.ru

**Аннотация** – исследованы системы капельного орошения садов и виноградников для различных схем компоновки фильтров, включая последовательное и параллельное соединение фильтров тонкой и грубой очистки, математически обоснована надежность элементов для указанных схем.

**Ключевые слова** – системы капельного орошения, фильтр грубой очистки, фильтр тонкой очистки, надежность, отказ, вероятность безотказной работы, множество состояний, граф состояний.

*Постановка проблемы.* Капельный полив дает хорошие результаты практически во всех отраслях сельского хозяйства, для подавляющего большинства сельскохозяйственных культур. С этим связано и динамичное развитие данного способа орошения. Чтобы понять принципы работы систем капельного полива, необходимо разобраться в их устройстве. Использование методики капельного орошения сформировало новый подход к поливу вообще, а также изменило и подход к выстраиванию цепочки между тремя базовыми составляющими: водой, почвой и растением. Наиболее важный элемент системы капельного полива – фильтрационная станция. Выбор фильтров зависит от состава воды и наличия в ней примесей, а также от орошаемой площади. Многофункциональные стационарные системы орошения призваны использовать принципиально новые технологии проведения комплексных агротехнических мероприятий, которые позволяют своевременно и качественно осуществлять орошение, увлажнение, подкормку и противозаморозковые поливы.

Практика эксплуатации таких систем свидетельствует о том, что эффективность их использования в основном зависит от надежности ее элементов. Поэтому решение задач позволяющих повысить технологическую надежность оросительных систем за счет сохранения чистоты оросительной воды с помощью обоснования компоновочных схем расположения фильтров является актуальным.

*Анализ последних исследований и публикаций.* Вопросам обеспечения чистоты жидкостей с помощью фильтрационных систем посвящено целый ряд научно-исследовательских и опытно конструкторских работ [1, 2, 3].

Однако все эти работы, как правило, направлены на повышение надежности гидравлических и масляных систем мобильной техники, летательных аппаратов, металлорежущих станков и др. В некоторых из этих работ впервые было обращено внимание влияния компоновочных схем включения фильтров на степень очистки жидкости [2, 3, 4].

*Формулировка цели исследования.* Повышение технологической надежности систем капельного орошения садов и виноградников путем обоснования схемных решений компоновки фильтров.

*Основная часть.* На практике встречаются различные варианты схем компоновки фильтров грубой (ФГО) и тонкой очистки (ФТО). Типовая схема такой системы орошения приведена на рис. 1.

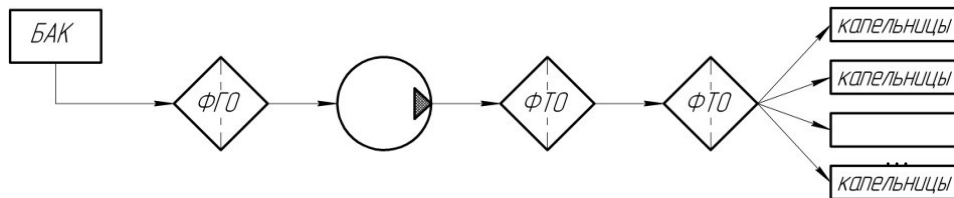


Рис.1. Схемы систем капельного орошения плодовых насаждений с двумя и более ФТО последовательно включенными.

Практика эксплуатации таких систем свидетельствует о том, что эффективность их использования в основном зависит от надежности ее элементов. Схематически такой процесс можно представить графом состояний. Аналогичный подход в оценке надежности подсистем топливной системы МТА использован в работе [2].

Рассматривается вариант – с одним ФГО и двумя и более ФТО последовательно включенными.

Используя теорию графов все эти состояния для каждой из схем компоновки фильтров можно представить в виде отдельного графа состояний рис. 2.

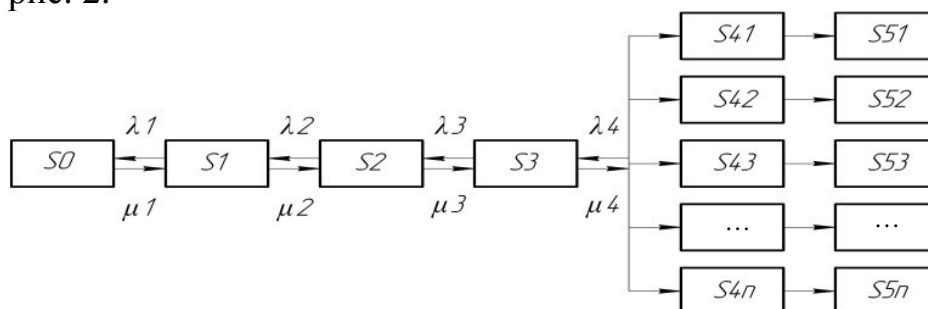


Рис.2. Граф состояния системы капельного орошения для плодовых насаждений.



Для указанного графа состояния системы:

- $S_0$  – работоспособное состояние системы капельного орошения,
- $S_1$  – отказ фильтров установленных на всасывающей магистрали,
- $S_2$  – отказ ФТО установленных в нагнетательной магистрали,
- $S_{3n}; S_{4n}$  – отказ капельниц.

Работоспособность системы капельного орошения (его состояний) зависит от времени  $t$ . Если воспользоваться понятием теории множеств, то можно рассматривать область работоспособного состояния системы, как такое множество  $E$  состояний определяемых значениями параметров  $x_i$ , при которых отказа нет [5, 6].

В общем виде граф состояния можно представить системой линейных дифференциальных уравнений, описывающим процесс функционирования системы капельного орошения:

$$\frac{dp_i}{dt} = - \sum_{j \in E} \lambda_{i,j} p_i(t) + \sum_{j \in E} \lambda_{j,i} p_j(t)$$

Предполагая, что в момент времени  $t = 0$  система полностью исправна, начальные условия функционирования имеют вид:

$$p_0(0) = 1, \quad p_i(0) = 0, \quad i \in E \setminus \{0\}.$$

Решение системы с заданными начальными условиями позволяет найти вероятность безотказной работы технической системы за время  $t$  при условии, что все состояния отказа являются поглощающимися:

$$P(t) = \sum_{i \in E_+} p_i(t)$$

Для определения среднего времени безотказной работы по графу состояний (рис. 2) составляется система линейных алгебраических уравнений относительно времени пребывания технической системы в исправных состояниях  $\tau_i$ :

$$- \sum_{j \in E} \lambda_{i,j} \tau_i + \sum_{j \in E} \lambda_{j,i} \tau_j = -p_i(0), \quad i \in E_+. \quad (1)$$

Тогда средняя наработка до отказа находится суммированием среднего времени пребывания системы в исправных состояниях:

$$T_1 = \sum_{j \in E_+} \tau_j$$

Суммарный риск системы за время  $t$  находится по формуле:

$$R(t) = - \sum_{i \in E} r_{k(i)} p_i(t)$$

где  $r_{k(i)}$  – риск системы из-за отказа  $i$ -го элемента.

Система решается методом Рунге-Кутты. Для графа состояний с последовательным расположением фильтров (рис. 2), система дифференциальных уравнений имеет вид (1).





Примем, что поток отказов фильтров простейший и время между отказами в этом потоке распределяется по показательному закону и определяется параметрами интенсивности отказов:

$$\lambda = 1/t_{\bar{o}},$$

где  $t_{\bar{o}}$  – среднее время безотказной работы (ФГО – 100 часов, ФТО – 40 часов, капельница – 1000 часов).

По стрелкам вправо систему из состояния в состояние переводят отказы, а по стрелкам влево – ремонты с интенсивностью восстановления:

$$\mu = \frac{1}{t_p}$$

где  $t_p$  – среднее время восстановления исправного состояния путем промывки фильтров и капельницы.

Решение представлено в пакете MathCad:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_0}{dt} = -\lambda_1 p_0 + \mu_1 p_1 \\ \frac{dp_1}{dt} = \lambda_1 p_0 - \lambda_2 p_1 + \mu_2 p_2 \\ \frac{dp_2}{dt} = \lambda_2 p_1 - \lambda_3 p_2 + \mu_3 p_3 \\ \frac{dp_3}{dt} = \lambda_3 p_2 - \lambda_4 p_3 + \mu_4 (p_{41} + p_{42} + p_{43} + p_{44}) \\ \frac{dp_{41}}{dt} = \lambda_4 p_3 + \mu_{51} p_{51} - \lambda_{51} p_{41} \\ \frac{dp_{42}}{dt} = \lambda_4 p_3 + \mu_{52} p_{52} - \lambda_{52} p_{42} \\ \frac{dp_{43}}{dt} = \lambda_4 p_3 + \mu_{53} p_{54} - \lambda_{53} p_{43} \\ \frac{dp_{44}}{dt} = \lambda_4 p_3 + \mu_{54} p_{54} - \lambda_{54} p_{44} \\ \frac{dp_{51}}{dt} = \lambda_{51} p_{41} \\ \frac{dp_{52}}{dt} = \lambda_{52} p_{42} \\ \frac{dp_{53}}{dt} = \lambda_{53} p_{43} \\ \frac{dp_{54}}{dt} = \lambda_{54} p_{44} \end{array} \right. \quad (2)$$



Матрица уравнений имеет вид:

$$D(t, p) := \begin{bmatrix} -\lambda_1 \cdot p_0 + \mu_1 \cdot p_1 \\ \lambda_1 \cdot p_0 - \lambda_2 \cdot p_1 + p_2 \cdot \mu_2 \\ \lambda_2 \cdot p_1 - \lambda_3 \cdot p_2 + p_3 \cdot \mu_3 \\ \lambda_3 \cdot p_2 - \lambda_4 \cdot p_3 + (p_4 + p_5 + p_6 + p_7) \cdot \mu_4 \\ \lambda_4 \cdot p_3 - \lambda_{51} \cdot p_4 + \mu_{51} \cdot p_4 \\ \lambda_4 \cdot p_3 - \lambda_{52} \cdot p_5 + \mu_{52} \cdot p_5 \\ \lambda_4 \cdot p_3 - \lambda_{53} \cdot p_6 + \mu_{53} \cdot p_6 \\ \lambda_4 \cdot p_3 - \lambda_{54} \cdot p_7 + \mu_{54} \cdot p_7 \\ \lambda_{51} \cdot p_4 \\ \lambda_{52} \cdot p_5 \\ \lambda_{53} \cdot p_6 \\ \lambda_{54} \cdot p_7 \\ p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 + p_6 + p_7 + p_8 + p_9 + 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Результаты расчета вероятностей безотказной работы системы капельного орошения  $p_0$  и вероятностей отказов фильтров  $p_{1...11}$  представлены в табл. 1.

Таблица 1. Вероятности безотказной работы системы капельного орошения  $p_0$  и вероятности отказов фильтров  $p_{1...11}$ .

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0.07	0.62	0.2	0.18	$2.06 \cdot 10^{-3}$	$5.53 \cdot 10^{-4}$	$5.53 \cdot 10^{-4}$	$5.53 \cdot 10^{-4}$	$5.53 \cdot 10^{-4}$	0	0	0
2	0.13	0.38	0.19	0.41	0.01	$3.2 \cdot 10^{-3}$	$3.2 \cdot 10^{-3}$	$3.2 \cdot 10^{-3}$	$3.2 \cdot 10^{-3}$	$7.43 \cdot 10^{-4}$	$7.43 \cdot 10^{-4}$	$7.43 \cdot 10^{-4}$
3	0.2	0.24	0.14	0.59	0.03	$9.83 \cdot 10^{-3}$	$9.83 \cdot 10^{-3}$	$9.83 \cdot 10^{-3}$	$9.83 \cdot 10^{-3}$	$3.72 \cdot 10^{-3}$	$3.72 \cdot 10^{-3}$	$3.72 \cdot 10^{-3}$
4	0.27	0.15	0.09	0.69	0.04	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01
5	0.33	0.09	0.06	0.75	0.05	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02
6	0.4	0.06	0.04	0.77	0.06	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
7	0.47	0.04	0.02	0.77	0.07	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06
8	0.53	0.02	0.02	0.76	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.09	0.09	0.09
9	0.6	0.01	0.01	0.74	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.12	0.12	0.12
10	0.67	$8.35 \cdot 10^{-3}$	$6.67 \cdot 10^{-3}$	0.71	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.15	0.15	0.15
11	0.73	$5.18 \cdot 10^{-3}$	$4.53 \cdot 10^{-3}$	0.68	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.18	0.18	0.18
12	0.8	$3.21 \cdot 10^{-3}$	$3.18 \cdot 10^{-3}$	0.66	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.22	0.22	0.22
13	0.87	$1.99 \cdot 10^{-3}$	$2.33 \cdot 10^{-3}$	0.63	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.25	0.25	...

Расчеты вероятностей состояний для различных схем систем капельного орошения производятся при единых начальных условиях. Подставляя значения интенсивностей  $\lambda$  и  $\mu$ , получим вероятности на-

хождения систем капельного орошения построенных по различным схемам соединения фильтров (рис. 3), в исправном состоянии  $p_0$  и вероятности выхода из строя фильтров  $p_{1...11}$  за сезон.

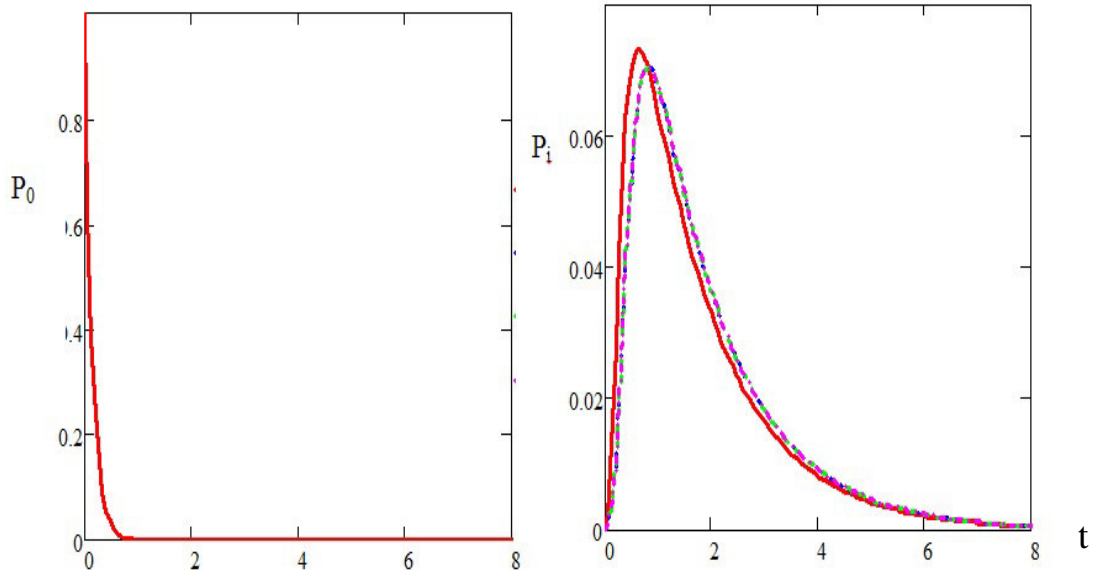


Рис. 3. Вероятности состояний переходного процесса.

Анализ позволяет констатировать: максимальной вероятностью нахождения фильтров в исправном состоянии обладает система с последовательным соединением фильтров, ( $p_0=0,945$ ). Увеличение количества фильтров тонкой очистки и включение их в схему капельного орошения параллельно, не увеличивает вероятности безотказной работы системы, такой путь является мало эффективным. Максимальную вероятность отказа из всех фильтров имеет ФГО, особенно при параллельном соединении фильтров тонкой очистки ( $p_1=0,175$ ), а затем, на порядок меньше, фильтры тонкой очистки.

Исходя из полученных теоретических данных, можно сделать вывод, что наиболее эффективной системой соединения фильтров следует считать последовательное соединение, состоящее из фильтра грубой очистки и двух фильтров тонкой очистки. При этом необходимо разработать мероприятия по повышению эффективности работы фильтра грубой очистки, увеличив его фильтрующие свойства. Такие мероприятия позволят уменьшить вероятность отказа фильтров тонкой очистки, обеспечив их надежную работу.

*Выводы.* Установлено, что наиболее эффективным с точки зрения обеспечения технологической надежности систем капельного орошения, является последовательное включение фильтра грубой очистки и двух фильтров тонкой очистки.

В результате проведенных исследований и представленных схем функционирования системы, можно сделать вывод относительно ме-



роприятий по восстановлению отказавших элементов схемы, оптимизировать работу системы, прогнозировать работу отдельных блоков систем капельного орошения садов и виноградников.

*Литература.*

1. Кондратов В.В. К вопросу о выборе схемы системы фильтрации дизельного топлива тракторных двигателей / В.В. Кондратов / – Труды ЦНИТА, 1963 – № 18. – С. 60 – 65.

2. Вороновский И.Б. Повышение эффективности эксплуатации машинно-тракторных агрегатов в условиях запыленности воздуха технологической средой. / И.Б. Вороновский / Автореф. дис. канд. техн. наук. – Мелитополь, 2011. – 21 с.

3. Никитин Г.А. Проблемы чистоты жидкостей топливных, масляных и гидравлических систем. / Г.А. Никитин / – К.: Знание, 1978. – 18 с.

4. Рыбаков К.В. Повышение чистоты нефтепродуктов / К.В. Рыбаков, Т.Н. Корпенкина / – М.: Агропромиздат, 1986 – 112 с.

5. Половко А.М. Основы теории надежности. / А.М. Половко, С.В. Гуров / Практикум. – СПб.: БХВ – Петербург, 2006. – 560 с.

6. Венуель Е.С. Исследование операций. / Е.С. Венуель – М.: Советское радио, 1972 – 552 с.

## НАДІЙНІСТЬ СИСТЕМ КРАПЛИННОГО ЗРОШУВАННЯ ПЛОДОВИХ НАСАДЖЕНЬ

Вороновський І.Б., Назарова О.П.

**Анотація** – досліджені системи краплинного зрошування садів і виноградників для різних схем компоновки фільтрів, включаючи послідовне і паралельне з'єднання фільтрів тонкого і грубого очищення, математично обґрунтована надійність елементів для вказаних схем.

## RELIABILITY OF SYSTEMS OF TINY IRRIGATION OF FRUIT PLANTING

I. Voronovskiy, O. Nazarova

### *Summary*

**Developed and investigational mathematical models of reliability of the systems of tiny irrigation of gardens and vineyards for the different charts of arrangement of filters, including successive and parallel connection of filters of the thin and rough cleaning.**



УДК [631.312.021:634](672.64)

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ҐРУНТУ З САДЖАНЦЕМ КОЛИВАЛЬНИМ РОЗПУШУВАЧЕМ ВИКОПУВАЛЬНОГО ПЛУГА

Рубцов М.О., к.т.н.

Матковський О.І., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (+38097) – 32 – 82 – 788, e-mail: aimatkovski@mail.ru

**Анотація** – в статті наведено визначення роботи рухомої сили на переміщення ґрунту з саджанцем коливальним розпушувачем викопувального плуга.

**Ключові слова** – робота, рухома сила, коливальний розпушувач, саджанець, викопувальний плуг.

*Постановка проблеми.* Викопування саджанців садових культур викопувальними знаряддями потребує достатнього руйнування ґрунту навколо кореневої системи саджанцями та переміщення його на поверхню борозни, яке забезпечується рухомою силою. Переміщення ґрунту з кореневою системою саджанця після підкопування викопувальною скобою здійснюється розпушувачем, який може коливатись. Такі умови переміщення дозволяють більш активно руйнувати ґрунт навколо кореневої системи саджанця. Затрати енергії на переміщення є складовою тягового зусилля, тому вони повинні бути мінімальними.

Доцільно визначити залежність величини рухомої сили від параметрів розпушувача а також її роботу на переміщення ґрунту з саджанцем.

*Аналіз останніх досліджень.* Забезпечення переміщення ґрунту, за умови підпору з боку незруйнованого ґрунтового середовища розглянуто в роботах [1, 2, 3] як складове тягового зусилля. В перших двох роботах розглянуті умови переміщення ґрунту по поверхням параметри положення яких залишаються незмінними в останній змінюється. Це призводить до зміни зусиль на переміщення у складі тягового зусилля робочого органу. Перебіг змін зусиль на переміщення ґрунту потребують дослідження для з'ясування, які параметри робочих органів суттєво впливають на енергетику процесу.

*Формулювання цілей статті.* Робота сили на будь якому переміщенню є однією з основних характеристик, які оцінюють дію сили

на цьому переміщенню. Метою досліджень є оцінка роботи рухомої сили, яка витрачається на переміщення ґрунту та саджанців по розпушувачу для встановлення її залежності від конструктивних та кінематичних параметрів розпушувача.

*Основна частина.* Розглянемо рух ґрунтових агрегатів з кореневою системою, після його сходу з викопувальної скоби 1, як об'єкту, на який спрямовано дію розпушувача 2. Переміщення ґрунту з кореневою системою відбувається за умови його ковзання по поверхні розпушувача (рис. 1). Це можливо коли сила опору пласта стиснення буде достатня для подолання сил тертя. Тому деформацію стиснення пласта за рахунок сил тертя і ваги під час його руху по поверхні розпушувача можна не враховувати. Приймаємо за основу недеформовану модель відділеного ґрунтового шару з кореневою системою в середині, в якому сконцентровано всю масу системи «ґрунтові агрегати – коренева система саджанця» і відобразимо її матеріальною точкою  $C$ .

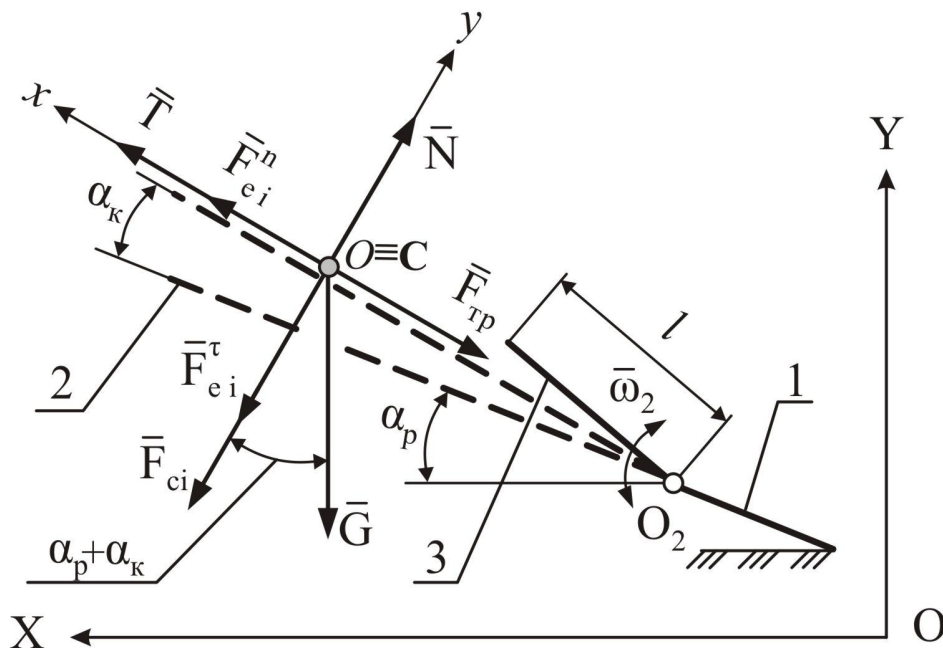


Рис. 1. Схема сил, які діють на ґрунтові агрегати під час руху за розпушувачем в момент коливань вгору: 1 – викопувальна скоба; 2 – розпушувач; 3 – важіль.

Векторне рівняння руху матеріальної точки  $C$  відносно рухомої системи координат  $xCy$  має вигляд

$$m \cdot \bar{a}_r^\tau = \bar{T} + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{mp} + \bar{F}_{ei}^n + \bar{F}_{ei}^\tau + \bar{F}_{ci}; \quad (1)$$

де  $\bar{T}$  – рухома сила;

$\bar{G}$  – сила тяжіння;

$\bar{N}$  – нормальна реакція зв'язку поверхні розпушувача;

$\bar{F}_{mp}$  – сила тертя;





$\bar{F}_{ei}^n$  – нормальна переносна сила інерції коливань;

$\bar{F}_{ei}^\tau$  – дотична переносна сила інерції коливань;

$\bar{F}_{ci}$  – коріолісова сила інерції.

Матеріальна т. С рухається відносно системи відліку  $xCy$  прямолинійно й рівномірно. В цьому випадку відносна швидкість  $\bar{v}_r$  постійна по модулю й напрямку, тому відносне прискорення  $\bar{a}_r = \ddot{x} = 0$ . Рівняння (1) прийме вигляд

$$\bar{T} + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{mp} + \bar{F}_{ei}^n + \bar{F}_{ei}^\tau + \bar{F}_{ci} = 0. \quad (2)$$

В проєкціях на осі координат  $xCy$  для випадку руху розпушувача вгору рівняння (2) буде наступним

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} = 0, \quad T + F_{ei}^n - G \cdot \sin(\alpha_p + \alpha_\kappa) - F_{mp} = 0 \\ m\ddot{y} = 0, \quad N - G \cdot \cos(\alpha_p + \alpha_\kappa) - F_{ei}^\tau - F_{ci} = 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Знайдемо  $N$  з другого рівняння системи рівнянь (3)

$$N = G \cdot \cos(\alpha_p + \alpha_\kappa) + F_{ei}^\tau + F_{ci}, \quad (4)$$

тоді  $F_{mp}$  дорівнює

$$F_{\delta\delta} = N \cdot f = (G \cdot \cos(\alpha_p + \alpha_\kappa) + F_{ei}^\tau + F_{ci}) \cdot f. \quad (5)$$

Підставимо значення у перше рівняння формули (3) та вирішимо його відносно  $T$

$$T = G \cdot \sin(\alpha_p + \alpha_\kappa) + (G \cdot \cos(\alpha_p + \alpha_\kappa) + F_{ei}^\tau + F_{ci}) \cdot f - F_{ei}^n. \quad (6)$$

Складові рівняння (6) визначаються за формулами:  
сила тяжіння

$$G = m \cdot g; \quad (7)$$

дотична переносна сила інерції

$$F_{ei}^\tau = m \cdot \frac{e \cdot \omega_l^2 \cdot \cos(\omega_l \cdot t) \cdot v_r \cdot t}{l}; \quad (8)$$

коріолісова сила інерції

$$F_{ci} = 2m \cdot \frac{e \cdot \omega_l \cdot \sin(\omega_l \cdot t) \cdot v_r}{l}; \quad (9)$$

нормальна переносна сила інерції

$$F_{ei}^n = m \left( \frac{e \cdot \omega_l \cdot \sin(\omega_l \cdot t)}{l} \right)^2 v_r \cdot t; \quad (10)$$

кут коливань розпушувача

$$\alpha_\kappa = \frac{e(1 - \cos(\omega_l \cdot t))}{l}. \quad (11)$$

З складовими рухома сила складе





$$\begin{aligned}
T = & m \cdot g \cdot \sin\left(\alpha_p + \frac{e(1 - \cos(\omega_l \cdot t))}{l}\right) + \\
& + \left(m \cdot g \cdot \cos\left(\alpha_p + \frac{e(1 - \cos(\omega_l \cdot t))}{l}\right) + m \cdot \frac{e \cdot \omega_l^2 \cdot \cos(\omega_l \cdot t) \cdot v_r \cdot t}{l} + \right. \\
& \left. + 2m \cdot \frac{e \cdot \omega_l \cdot \sin(\omega_l \cdot t) \cdot v_r}{l}\right) \cdot f - m \left(\frac{e \cdot \omega_l \cdot \sin(\omega_l \cdot t)}{l}\right)^2 v_r \cdot t;
\end{aligned} \quad (12)$$

де  $m$  – маса ґрунту на розпушувачу;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$\alpha_p$  – кут встановлення розпушувача до горизонталі;

$\alpha_k$  – кут коливань розпушувача;

$\omega_l$  – кутова швидкість ексцентрика;

$e$  – величина ексцентриситету;

$v_r$  – відносна швидкість руху ґрунту по розпушувачу;

$f$  – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту по сталі;

$l$  – довжина важеля;

$t$  – час переміщення ґрунту по розпушувачу

Рухомі сили є функцією від часу тому її робота за відносною швидкістю визначиться інтегралом [4]

$$A_r = \int_0^t \bar{T} \cdot \bar{v}_r dt. \quad (13)$$

Підставимо складові рухомої сили в формулу (13)

$$\begin{aligned}
A_r = & \int_0^t \left( m \cdot g \cdot \sin\left(\alpha_p + \frac{e(1 - \cos(\omega_l \cdot t))}{l}\right) + \right. \\
& + \left( mg \cdot \cos\left(\alpha_p + \frac{e(1 - \cos(\omega_l \cdot t))}{l}\right) + m \cdot \frac{e \cdot \omega_l^2 \cdot \cos(\omega_l \cdot t) \cdot v_r \cdot t}{l} + \right. \\
& \left. \left. + 2m \cdot \frac{e \cdot \omega_l \cdot \sin(\omega_l \cdot t) \cdot v_r}{l}\right) \cdot f - m \left(\frac{e \cdot \omega_l \cdot \sin(\omega_l \cdot t)}{l}\right)^2 v_r \cdot t \right) \cdot v_r dt.
\end{aligned} \quad (14)$$

Виконаємо обчислення роботи рухомої сили за складовими формулами (14).

Для сили тяжіння в проекції вісь  $x$  робота має вигляд

$$A_{G_x} = \int_0^t m \cdot g \cdot \bar{v}_r \cdot \sin\left(\alpha_p + \frac{e(1 - \cos(\omega_l \cdot t))}{l}\right) dt. \quad (15)$$

Після вирахування інтеграла за формулою (15) отримуємо

$$A_{G_x} = m \cdot g \cdot v_r \left( \alpha_p - \frac{1}{6} \alpha_p^3 + \left( 1 - \frac{\alpha_p^2}{2} \right) \frac{e \cdot \omega_l^2}{6l} t^2 - \frac{\alpha_p \cdot e^2 \cdot \omega_l^4}{40l^2} t^4 - \frac{1}{336} \frac{e^3 \cdot \omega_l^6}{l^3} t^6 \right) t. \quad (16)$$

Розрахунок величини роботи, яку здійснює сила тяжіння, виконано за допомогою програми Maple, зміна якої наводиться на графіку (рис. 2). Розрахунки зроблені за вихідними даними:  $v_r=1.45$  м/с;  $\alpha_p=0.43$  рад.;  $e=0.019$  м;  $l=0.4$  м - довжина важеля;  $\omega_l=20$  с<sup>-1</sup>;  $m=30$  кг;  $g=9.81$  м/с<sup>2</sup>.

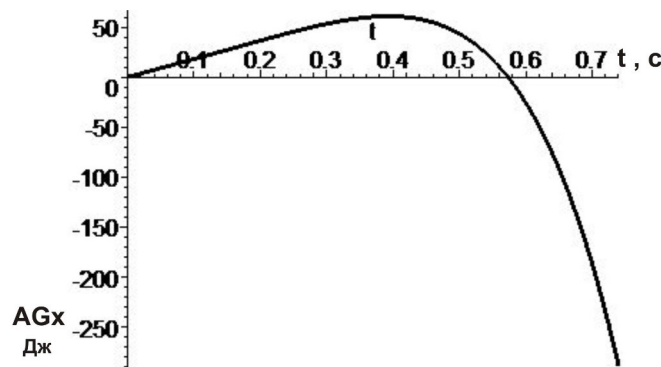


Рис. 2. Зміна роботи сили тяжіння  $A_{G_x}$  в проекції на вісь  $x$  за часом.

Для складової сили тертя сили тяжіння в проекції на вісь  $y$  робота буде наступною

$$A_{G_y} = \int_0^t m \cdot g \cdot v_r \cdot \cos \left( \alpha_p + \frac{e(1 - \cos(\omega_l \cdot t))}{l} \right) dt. \quad (17)$$

Після обчислення інтеграла за формулою (17) отримуємо

$$A_{G_y} = m \cdot g \cdot v_r \left( 1 - \frac{\alpha_p^2}{2} + \frac{\alpha_p^4}{24} - \frac{\alpha_p \cdot e \cdot \omega_l^2}{6l} \left( 1 - \frac{\alpha_p^2}{6} \right) t^2 + \frac{\alpha_p^2 \cdot e^2 \cdot \omega_l^4}{80l^2} t^4 + \frac{\alpha_p \cdot e^3 \cdot \omega_l^6}{336l^3} t^6 + \frac{e^4 \cdot \omega_l^8}{3456l^4} t^8 \right) t. \quad (18)$$

Зміна роботи сили тяжіння за часом наведено на рисунку 3.

Для дотичної переносної сили інерції робота складе

$$A_{F_{ei}^t} = \int_0^t \frac{m \cdot \omega_l^2 \cdot \cos(\omega_l \cdot t) \cdot v_r \cdot t}{l} v_r \cdot dt. \quad (19)$$

Результат обчислення інтеграла наступний

$$A_{F_{ei}^t} = \frac{m \cdot \omega_l \cdot v_r^2}{l} \sin(\omega_l \cdot t) t + \frac{m \cdot v_r^2}{l} \cos(\omega_l \cdot t) - \frac{m \cdot v_r^2}{l}. \quad (20)$$

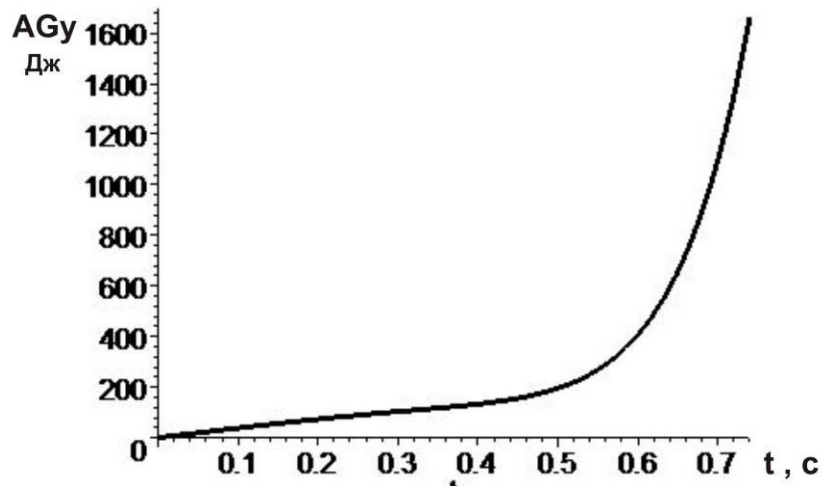


Рис. 3. Зміна роботи сили тяжіння  $A_{G_y}$  в проекції на вісь  $y$  за часом.

Зміна величини роботи дотичної переносної сили наведено нижче (рис. 4).

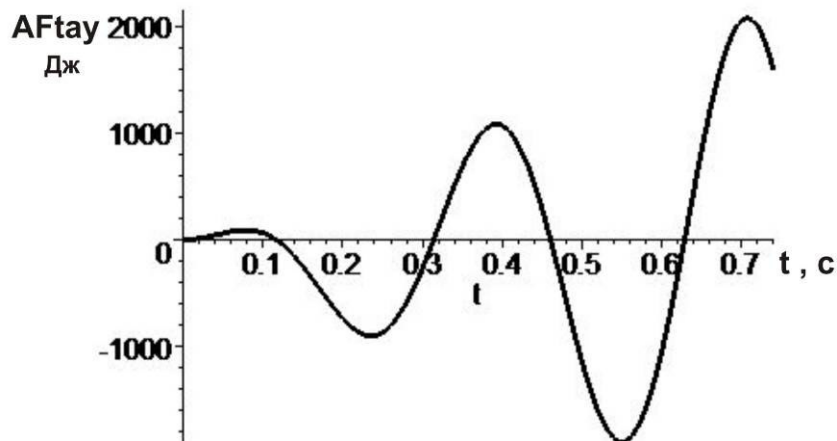


Рис. 4. Зміна роботи дотичної переносної сили інерції  $\dot{A}_{F_{ei}^\tau}$  за часом.

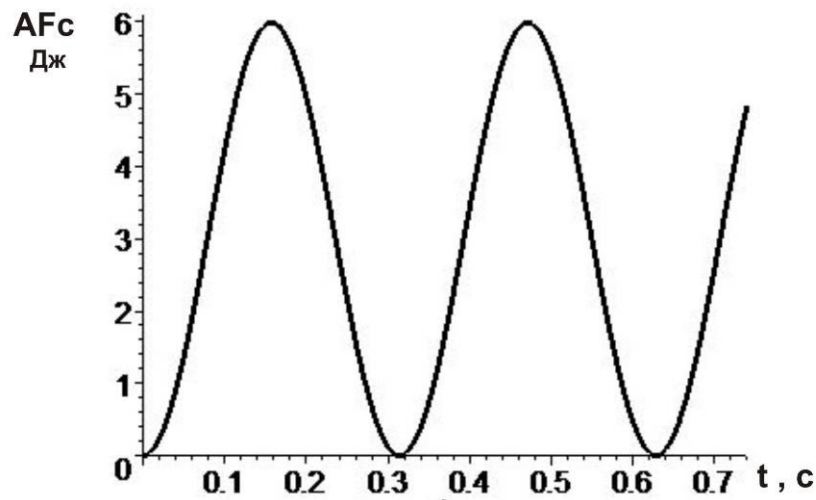
Робота коріолісової сили інерції обчислюється інтегралом

$$A_{F_{ci}} = \int_0^t 2m \cdot \frac{e \cdot \omega_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot v_r}{l} \cdot f \cdot v_r = \frac{2m \cdot e \cdot \omega_1 \cdot v_r^2 \cdot f}{l} \int_0^t \sin(\omega_1 \cdot t) dt. \quad (21)$$

За обчисленням інтеграла отримаємо формулу роботи коріолісової сили інерції

$$A_{F_{ci}} = \frac{2m \cdot e \cdot v_r^2 \cdot f}{l} (1 - \cos(\omega_1 \cdot t)). \quad (22)$$

Зміна величини роботи дотичної переносної сили інерції наведено нижче (рис. 5).


 Рис. 5. Зміна роботи коріолісової сили інерції  $A_{F_{ci}}$  за часом.

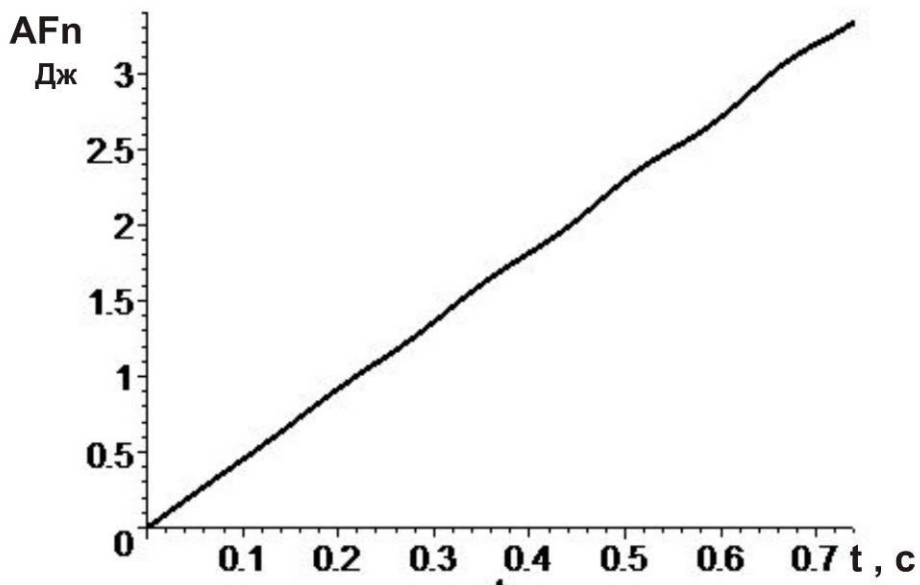
Для нормальної переносної сили інерції робота складе

$$A_{F_{ei}^n} = -\int_0^t m \left( \frac{e \cdot \omega_l \cdot \sin(\omega_l \cdot t)}{l} \right)^2 v_r^2 \cdot t \cdot dt, \quad (23)$$

після вирахування інтеграла, робота дорівнює

$$A_{F_{ei}^n} = -\frac{m \cdot e^2 \cdot \omega_l^2 \cdot v_r^2}{2} t + \frac{m \cdot e^2 \cdot \omega_l \cdot v_r^2}{4l} t \sin(2\omega_l t) + \frac{m \cdot e^2 \cdot v_r^2}{8l} \cos(2\omega_l t) - \frac{m \cdot e^2 \cdot v_r^2}{8l}. \quad (24)$$

Зміна величини роботи нормальної переносної сили за часом наведено нижче (рис. 6)


 Рис. 6. Зміна роботи нормальної переносної сили інерції  $A_{F_{ei}^n}$  за часом.

Попередні розрахунки роботи складових рухомої сили дозволяють перейти до визначення роботи рухомої сили

$$A_{\delta} = A_{G_x} + A_{G_y} + A_{F_{ei}^{\tau}} + A_{F_{ci}} - A_{F_{ei}^n} \quad (25)$$

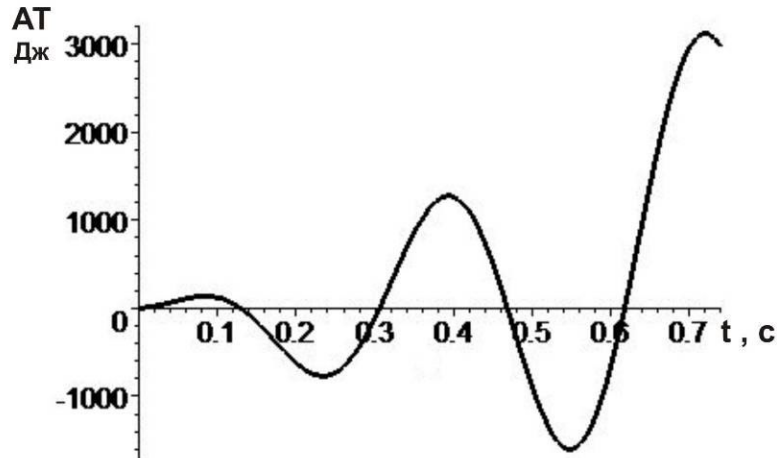


Рис. 7. Зміна роботи рухомої сили  $A_{\delta}$  за часом.

*Висновки.* Отримані формули визначення роботи складових рухомої сили дозволяють зробити попередні висновки:

– робота сили тяжіння буде збільшуватись при підвищенні кутової швидкості  $\omega_l$  (кінематичний параметр), часу взаємодії  $t$  та зменшення довжини важеля  $l$  (конструктивний параметр);

– робота дотичної та коріолісової сили інерції збільшуються при підвищенні швидкості  $v_r$  та зменшення довжини важеля  $l$ ;

– робота нормальної переносної сили інерції зменшує роботу рухомої сили і залежить від параметрів  $\omega_l$ ,  $v_r$ , збільшення яких її підвищують.

Роботи складових сил рухомої сили збільшуються з підвищенням маси, та збільшення відносної швидкості ґрунту  $v_r$ , яка залежить від технологічної швидкості агрегату (трактора тягового касу 30 кН та викопувального плуга).

#### *Література.*

1. Бледных В.С. Построение рабочей поверхности корпуса плуга на основе технологических требований / В.С. Бледных, С.В. Олейников // Совершенствование методов использования сельскохозяйственной техники / научн. труды / ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1984. – С. 82 – 85.
2. Бледных В.С. Тяговое сопротивление рабочих органов почвообрабатывающих машин / В.С. Бледных // Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов: Сб. научн. трудов / ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1990. – С. 10 – 16.



3. *Кольцов М.П.* Тяговий опір коливального робочого органа викопувального плуга / *М.П. Кольцов, О.І. Матковський* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету/наук. фах. вид. / ТДАТУ – Мелітополь: 2013. – Вип. 13, т. 3. – С.156 – 160.
4. *Никитин Н.Н.* Курс теоретической механики: учеб. для машиностроит. и приборостроит. спец. вузов. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.:Высш. шк., 1990. – 607 с.

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОЧВЫ С САЖЕНЦЕМ КОЛЕБЛЮЩИМСЯ РЫХЛИТЕЛЕМ ВЫКОПОЧНОГО ПЛУГА**

Н. А. Рубцов, А. И Матковский

**Аннотация** – в статье дано определение работы движущей силы на перемещение почвы с саженцем колеблющимся рыхлителем выкопчного плуга.

### **RESEARCH TO MOVE THE SOIL AND SEEDLING OSCILLATING SHANK RIPPER THE PLOW FOR DIGGING**

N. Rubtsov, O. Matkovskyi

#### ***Summary***

**The article defines the robots driving force to move the soil and seedling oscillating shank ripper the plow for digging.**

**ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ**

УДК 536.24

**КОМП'ЮТЕРНЕ МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ  
ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО- І МАСОПЕРЕНОСУ ПРИ ВЕНТИЛЯЦІЇ  
ПОВІТРЯ В ПТАХІВНИЧИХ ПРИМІЩЕННЯХ**

Горобець В.Г., д.т.н.,

Троханяк В.І., інж.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел/факс (044) 527-8097

**Анотація** – проведено математичне моделювання процесів тепло- і масоперееносу при вентиляції повітря в птахівничих приміщеннях. Для охолодження припливного повітря запропоновані нові конструкції теплообмінних апаратів, в яких в якості охолоджувача використовується вода підземних свердловин. В результаті чисельного моделювання отримані поля швидкостей, температур і тисків у пташнику використовуючи програмний продукт САПР ANSYS Fluent. Дано рекомендації по вибору конструкції систем вентиляції в пташниках.

**Ключові слова** – Математичне моделювання, процеси тепло- і масоперееносу, поле швидкостей, температура, пташник, теплообмінник-рекуператор.

*Постановка проблеми.* Охолодження припливного повітря тваринницького приміщення, зокрема пташника без підвищення відносної вологості в приміщенні.

*Аналіз останніх досліджень.* Фізіологічний стан птиці та продуктивність птахоферм залежить від мікроклімату, який підтримується в птахівничих приміщеннях. При невідповідності основних параметрів мікроклімату оптимальним зоогігієнічним параметрам приріст маси курей-бройлерів знижується на 20-30%, несучість птиці зменшується на 30%, а втрати молодняку досягають 30%, що призводить до значних економічних перевитрати при виробництві продукції [1].

Тепловий і вологісний режим пташника встановлюється в результаті тепло- і масообмінних процесів, що протікають як усередині приміщення, так і через його зовнішнє огороження. Цей режим формується під впливом системи опалення та вентиляції в залежності від





метеорологічних параметрів зовнішнього повітря і теплотехнічних характеристик будівельних конструкцій.

Суть роботи полягає в проведенні теоретичних досліджень, пов'язаних з регулюванням теплообмінних процесів в пташниках, що відбуваються як усередині приміщення, так і через його зовнішнє огороження в залежності від метеорологічних параметрів зовнішнього повітря і теплотехнічних характеристик будівельних конструкцій. Отримані дані розрахунків дають можливість провести правильний вибір таких конструкцій і систем вентиляції пташників.

*Формулювання цілей статті.* Проведення чисельного математичного моделювання переносів тепло- і масопереносу та розрахунку локальних гідродинамічних і теплових характеристик припливного повітря в птахівничих приміщеннях в літній період часу за допомогою пакету САПР ANSYS Fluent 14 та розробці нового способу охолодження пташників за допомогою теплообмінника-рекуператора, який використовується в якості охолоджувача воду підземних свердловин.

*Основна частина.* Тунельна вентиляція птахівничих приміщень в переважній більшості використовується в літній період року (при температурі понад 26 °С), що дає можливість забезпечити видалення надлишкового тепла, яке виділяється птахом. Слід зауважити, що при високих температурах навколишнього середовища і високої вологості повітря необхідна спеціальна система пристроїв для його охолодження і створення оптимального мікроклімату в пташнику. У вентиляційних системах для зниження температури припливного повітря в літній період часу часто використовують охолоджуючі системи різного типу, в переважній більшості шляхом розпилення води. У роботі пропонується новий спосіб охолодження зовнішнього повітря використовуючи рекуперативний теплообмінник, в якому холодним теплоносієм є вода з підземних свердловин [2]. Це дає можливість знижувати температуру зовнішнього повітря не підвищуючи вологість повітря, що характерно, наприклад, для систем охолодження з розпиленням води.

На рис. 1 схематично показано напрямок руху повітря в пташниковому приміщенні. Спосіб охолодження припливного повітря, пропонується, працює таким чином. Тепле повітря із зовнішнього середовища надходить в приміщення пташника 1 через теплообмінники-рекуператори 2 ( $S_1, S_2 \dots S_{10}$ ), які встановлені у вентиляційні вікна. Після проходження всіх секцій теплообмінника 2, охоложене повітря надходить в птахівниче приміщення 1.

Видалення відпрацьованого повітря обслуговуючої зони здійснюється індивідуальними вентиляційними установками 3 ( $\phi_1, \phi_2 \dots \phi_7$ ). Рух повітря в приміщенні 1 здійснюється за рахунок різниці атмосферного тиску на вході в теплообмінник 2 і на виході з вентиляційних установок 3.

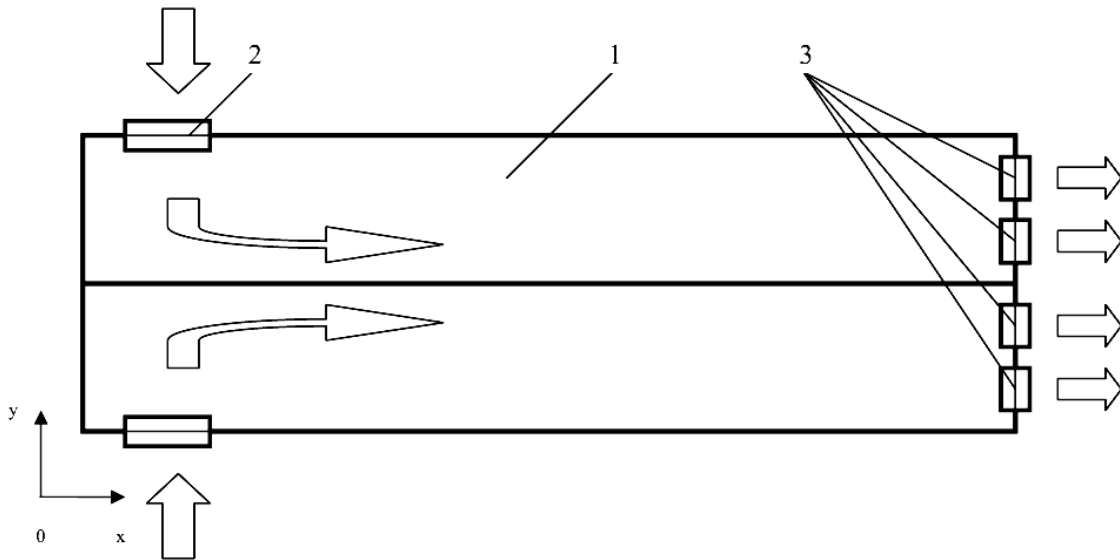


Рис. 1. Схема руху повітря в пташнику (вид зверху).

Комп'ютерне математичне моделювання процесів переносу в пташиному приміщенні. Проведено чисельне математичне моделювання гідродинамічних процесів і процесів перенесення теплоти в пташнику. Для цього використано метод комп'ютерного (CFD) моделювання на базі програмного комплексу ANSYS Fluent. В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса [3] і рівняння переносу енергії для конвективних течій. У розрахунках застосована модель турбулентності Spalarta-Allmarasa [4-6]. Розрахунки проведені з використанням і без використання охолоджуючого рекуперативного теплообмінного апарату.

Рівняння Нав'є-Стокса:

$$\left. \begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $\rho$  – щільність середовища,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\mu$  – динамічна в'язкість середовища,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ ;

$p$  – тиск,  $\text{Па}$ ;

$u, v, w$ , – векторне поле швидкостей;

$t$  – час,  $\text{с}$ .

Рівняння нерозривності:



$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (2)$$

Рівняння збереження енергії

$$\rho C_p \left( V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (3)$$

де  $T$  – температура в деякій точці,  $K^0$ ;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища,  $Вт / м \cdot K^0$ ;

$C_p$  – питома теплоємність середовища,  $Дж / кг \cdot K^0$ .

*Граничні умови.* Задаємо граничні умови (див. рис. 1) на вхідних вентиляційних отворах передньої торцевої стінки:

$$y'_{Si} \leq y \leq y''_{Si}; z'_{Si} \leq z \leq z''_{Si}; i = 1, 2, \dots, 6; S_i(y = \pm M / 2, x, z); \quad (4)$$

$$W = W_{ex}; T = T_{зов}$$

на вхідних вентиляційних отворах бокових стінок:

$$x'_{Si} \leq x \leq x''_{Si}; z'_{Si} \leq z \leq z''_{Si}; i = 7, 8, \dots, 10; S_i(y = \pm M / 2, x, z); \quad (5)$$

$$W = W_{ex}; T = T_{зов}$$

на вихідних вентиляційних отворах, де розташовані вентилятори на задній торцевій стінці:

$$y'_{\varphi_i}(z) \leq y \leq y''_{\varphi_i}(z); z'_{\varphi_i}(y) \leq z \leq z''_{\varphi_i}(y); i = 1, 2, \dots, 7; \varphi_i(x = L, y, z); \quad (6)$$

$$W = W_{ex}; \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = 0.$$

умови прилипання повітряного теплоносія на передній торцевій стінці:

$$-M / 2 \leq y \leq M / 2; 0 \leq z \leq H + h(y); 0 \leq h(y) \leq h_{\max}; \quad (7)$$

$$y \notin S_i(x = 0, y, z); i = 1, 2, \dots, 6; W = 0; T = T_{cm}.$$

умови прилипання на задній торцевій стінці:



$$-M/2 \leq y \leq M/2; 0 \leq z \leq H + h(y); 0 \leq h(y) \leq h_{\max}; \quad (8)$$

$$y \notin \varphi_i(x = L, y, z); i = 1, 2 \dots 7; W = 0; T = T_{cm}.$$

умови прилипання на бокових стінках та перекритті:

$$y = \pm M/2; 0 \leq x \leq L; 0 \leq z \leq H + h(y); y \notin S_i(y = \pm M/2, x, z); \quad (9)$$

$$z \notin S_i(y = \pm M/2, x, z); i = 7, 8 \dots 10; W = 0; T = T_{cm}.$$

де  $S_i(x \leq 0, y, z)$  – функція яка описує границі вхідних вентиляційних отворів;

$\varphi_i(x = L, y, z)$  – функція яка описує границі вихідних вентиляційних отворів;

$L$  – довжина бокових стінок пташника, м;

$M$  – ширина передньої та задньої торцевої стінки, м;

$H$  – висота пташника, м;

$h(y)$  – функція висоти покрівлі в перерізі  $Oy$ , м;

$T_{ст}$  – температура стінки,  $^{\circ}C$ ;

$T_{зов}$  – зовнішня температура,  $^{\circ}C$ ;

$W_{вх}$  – вхідна швидкість повітря в пташник, м/с;

$W_{вих}$  – вихідна швидкість повітря з пташника, м/с.

Модель турбулентності Spalarta-Allmarasa:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{v} u_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_{\tilde{v}}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu + \rho \tilde{v}) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_i} \right\} + C_{b2\rho} \left( \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_i} \right)^2 \right] - Y_v + S_{\tilde{v}} \quad (10)$$

де  $G_v$  – виробництво турбулентної в'язкості;

$Y_v$  – знищення турбулентної в'язкості, що відбувається в пристіночній області через стіни блокування і в'язке затухання;

$\sigma_{\square}$  і  $C_{b2}$  – константи;

$\nu$  – є молекулярна кінематична в'язкість;

$S_{\square}$  – є вихідний термін визначається користувачем.

Всі розрахунки виконані при масовому витраті повітря 170 кг/с. Температура зовнішнього повітря приймається рівною  $40^{\circ}C$ . Стіни і підлога виконані з керамзит-бетону товщиною відповідно 200 мм. Розрахунок виконаний двічі, без використання теплообмінника-рекуператора і з ним. В якості теплоносіїв в теплообміннику-рекуператорі вибрано зовнішнє повітря з температурою на вході  $40^{\circ}C$ . Що в свою чергу дасть вихід  $20^{\circ}C$ , воду, що надходить з підзе-

мних свердловин при температурі  $10^{\circ}\text{C}$ . У птахівницьких приміщеннях знаходиться птах при підлоговому її змісті, яка є джерелом тепло-виділення.

*Результати досліджень.* Результати розрахунків для птахівничого приміщення наведено на рис. 2 – 5.

На рис. 2 – 3 наведені температурні розподілу в обслуговуючій зоні. При використанні теплообмінника-рекуператора, вхідна температура в приміщенні становить  $20^{\circ}\text{C}$ . Вихідна температура охолодженого повітря становить близько  $27^{\circ}\text{C}$  за рахунок виділення тепла птахом. Таким чином птах омивається теплим повітрям в межах норми що запобігає тепловому стресу птиці. Поле температур приміщення пташника також носить неоднорідний характер, коливається в межах від  $20$  до  $40^{\circ}\text{C}$ . Поблизу стінки температура вища за рахунок підвищеної температури зовнішнього повітря.

На рис. 4 показано розподілу температури зі вхідній температурою зовнішнього повітря  $40^{\circ}\text{C}$ , без використання теплообмінника-рекуператора. Найбільш спекотні зони знаходяться якраз в місцях розміщення з птахами. Для двох різних моделей середня швидкість повітря досягає  $1,95$  м/с, що повністю відповідає нормам технічного проектування птахівничих підприємств [7].

На рис. 5 показано лінії току в приміщенні.

В результаті чисельного комп'ютерного моделювання процесів тепло- і масопереносу вентиляційного повітря проведено аналіз розподілів температур, тиску і швидкостей припливного повітря в пташнику для системи тунельної вентиляції в літній період часу.

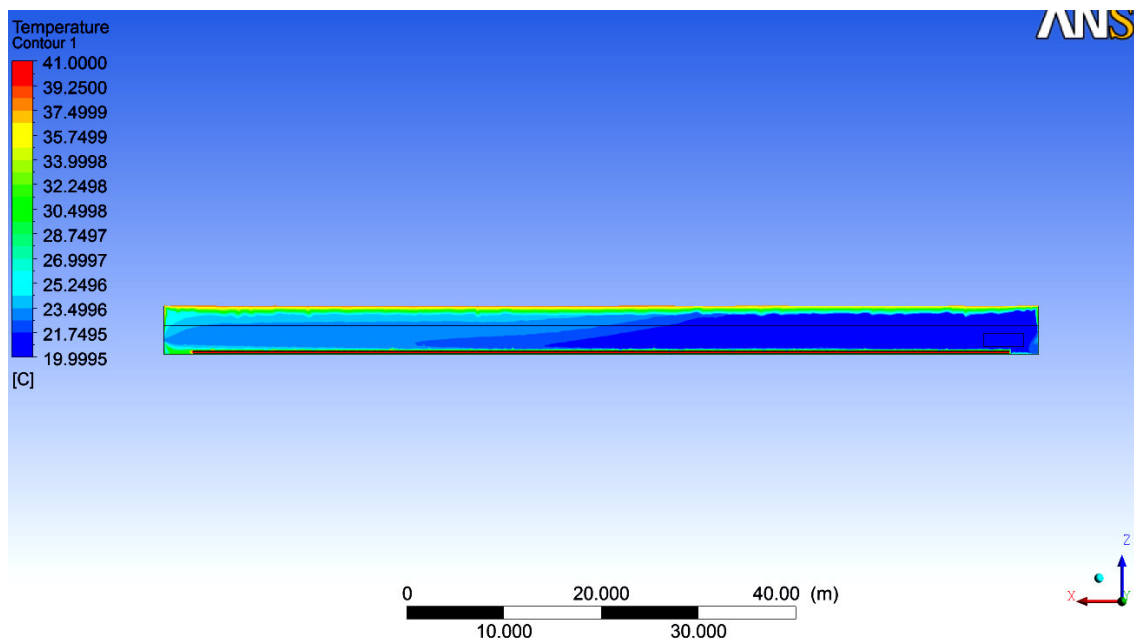


Рис. 2. Зміна температурних полів в поздовжньому перетині будівлі по середній лінії на відстані 6 м від стінки.

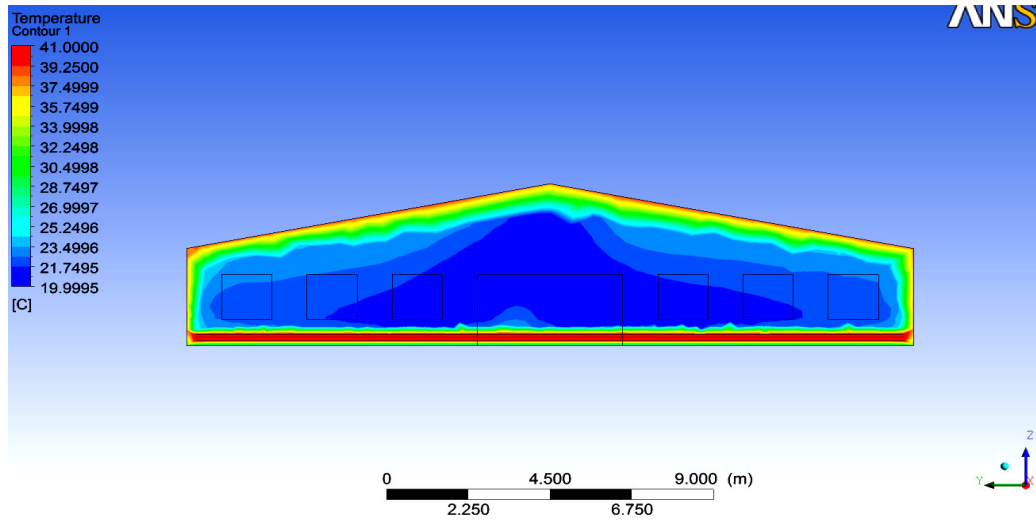


Рис. 3. Температурні поля в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі  $Oy$  на відстані 30 м від входу.

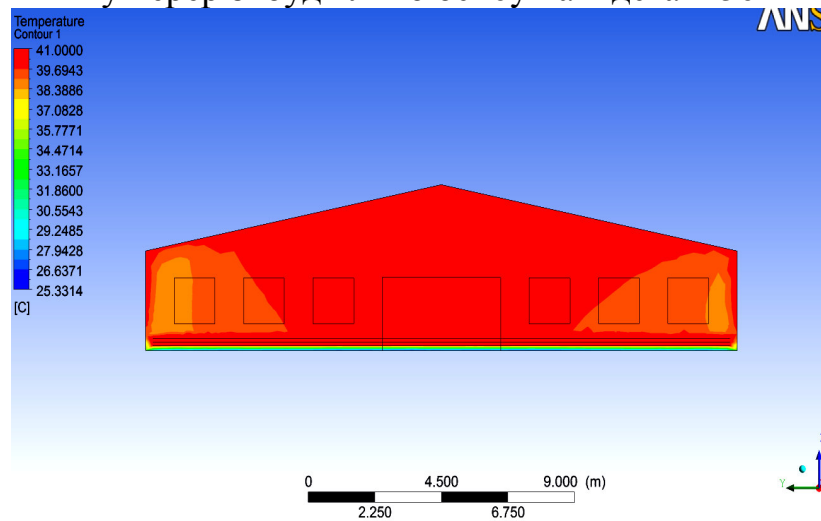


Рис. 4. Температурні поля в приміщенні пташника в поперечному перерізі будівлі по осі  $Oy$  на відстані 30 м від входу.

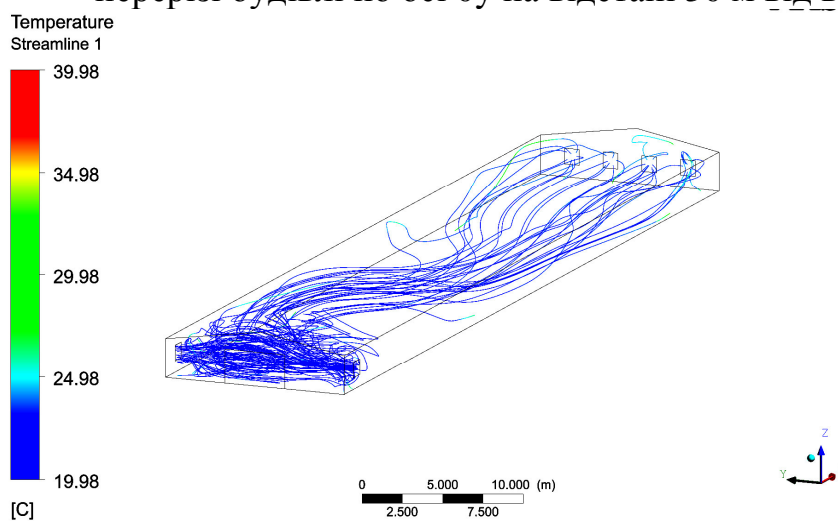


Рис. 5. Лінії току в пташнику.



З метою нормалізації температурних параметрів в пташниках в цей період року запропоновано використовувати теплообмінники-рекуператори, які вмонтовані у притяжні вентиляційні вікна які забезпечують охолодження припливного повітря за рахунок води із свердловини. Таким чином використання даного способу охолодження дозволяє знизити температуру припливного повітря в приміщення пташника до  $20^{\circ}\text{C}$  без підвищення відносної вологості повітря.

*Висновки.* Проведено чисельне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу вентиляційного повітря в птахівничих приміщеннях з використанням і без використання теплообмінних апаратів як охолоджувачів повітря приточування. Використовуючи програмне забезпечення САПР ANSYS Fluent отримано поля швидкостей, температур і тисків в приміщенні пташника. Обрані оптимальні режими вентиляції в птахівничих приміщеннях. Запропоновано новий спосіб охолодження птахівничих приміщень в літній період року з використанням теплообмінників-рекуператорів, що використовують в якості охолоджувача воду підземних свердловин. Це дає можливість знижувати температуру повітря в пташнику до  $20^{\circ}\text{C}$  не підвищуючи його відносну вологість.

*Література.*

1. Патент 54184UA, Україна, A01K1/00, F24F7/00, Установка для створення мікроклімату у тваринницькому приміщенні / *М.М.Луценко, В.І.Смоляр*, заявник *М.М.Луценко, В.І.Смоляр* — № 2002064532; заявл. 04.06.2002; опубл. 17.02.2003, Бюл. № 2, 2003 р. – 1 с.: іл.

2. *Горобець В.Г.* Математичне моделювання процесів гідродинаміки і теплообміну в охолоджувачах повітря птахівничих приміщень / *В.Г. Горобець, В.І. Троханяк* // Науковий вісник НУБіП України. – 2013. – № 184 (ч. 2). – с. 101-110.

3. *Шлихтинг Г.* Теорія пограничного слоя / *Г. Шлихтинг* — М.: Наука, 1974. – 148 с.

4. *Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J.* Turbulence Modeling Validation, Testing and Development / *J.E. Bardina, P.G. Huang, T.J. Coakley* // NASA reports – April 1997. – pp. 18 –21.

5. *Spalart P., Allmaras S.* A one-equation turbulence model for aerodynamic flows: Technical Report AIAA-92-0439 / *P. Spalart, S. Allmaras* – American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992. – pp. 26 – 38.

6. *Spalart, P. R., Allmaras, S. R.* A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows / *P.R. Spalart, S.R. Allmaras* // La Recherche Aerospatiale, No. 1, 1994. – pp. 5-21.

7. Нормы технологического проектирования птицеводческих предприятий. НТП-АПК 1.10.05.001-01(взамен РНТП 4-93). – [Дата введения 2002-01-03]. – Одобрены НТС Минсельхоза России (протокол от 03.08.01 № 23).





## КОМПЬЮТЕРНОЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОСА ПРИ ВЕНТИЛЯЦИИ ВОЗДУХА В ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ

В.Г. Горобец, В.И. Троханяк

*Аннотация* – проведено математическое моделирование процессов тепло- и массопереноса при вентиляции воздуха в птицеводческих помещениях. Для охлаждения приточного воздуха предложены новые конструкции теплообменных аппаратов, в которых в качестве охладителя используется вода подземных скважин. В результате численного моделирования получены поля скоростей, температур и давлений в птичнике используя программный продукт САПР ANSYS Fluent. Даны рекомендации по выбору конструкции систем вентиляции в птичниках.

## COMPUTER MATHEMATICAL MODELING OF HEAT AND MASS TRANSFER OF AIR VENTILATION IN POULTRY HOUSES

V. Gorobets, V. Trokhanyak

### *Summary*

**Mathematical modeling of heat and mass transfer in the air ventilation in poultry houses. To supply cooling air provides novel constructions of heat exchangers in which water is used as coolant subterranean wells. As a result of numerical simulations obtained velocity field, temperature and pressure in the house using CAD software ANSYS Fluent. Recommendations on the choice of the design of ventilation systems in poultry houses.**



УДК 536.24

## ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧА СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ СЕЗОННОГО АКУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТИ

Антипов Є.О., інж.

Національний університет біоресурсів і природокористування  
України, м. Київ, Україна

Телефон: (099)-335-11-12. E-mail: ant1doc@mail.ru

**Анотація** – розглядається можливість створення енергозберігаючих систем теплопостачання з використанням сонячної енергії та сезонного акумулятора теплоти, що працює на фазових перетвореннях теплоакуючого матеріалу. Визначено розміри акумулятора та масу акуючого матеріалу для сезонного теплоспоживання. Розраховано часові проміжки для «зарядки» і «розрядки» теплового акумулятора.

**Ключові слова** – сезонний акумулятор теплоти, теплообмінні процеси, фазовий перехід, зарядка та розрядка акумулятора.

*Постановка проблеми.* Різке загострення взаємопов'язаних енергетичних і екологічних проблем - Монреальський протокол 1987 року з проблеми озонобезпеки і Кіотський протокол 1997 року (з проблем емісії парникових газів і глобального потепління), викликало значний інтерес до можливостей сонячних систем для теплопостачання (гаряче водопостачання й опалення) та холодостачання. Останнє десятиліття відзначено особливою активністю у цьому напрямі в Японії і США. Приділяється увага розробці та створенню „гібридних” систем опалення та гарячого водопостачання будинків.

Стимулювання використання відновлюваної енергії є головною складовою Європейської енергетичної та екологічної політики впродовж багатьох років. Згідно з Політикою ЄС, викладеною в Директиві 2009/28/ЄС, на рівні ЄС були погоджені цілі досягнення впровадження ВДЕ, відзначається підвищений інтерес до використання сонячної енергії, в тому числі - її акуювання.

*Аналіз останніх досліджень.* Одним з ефективних та широко розповсюджених способів отримання теплоти є перетворення сонячного випромінювання, яке падає на поверхню Землі. Але, у зв'язку з тим, що період опалення у холодний період року зміщений на 180 діб відносно періоду найбільш інтенсивної сонячної інсоляції, виникає необ-



хідність акумулювання сонячної теплоти. Застосування сезонного акумуляторатеплоти (САТ), для зберігання теплоти на короткостроковий або довгостроковий період часу, дозволяє підвищити ефективність роботи та надійність геліосистем теплопостачання навіть за несприятливих кліматичних умов [1].

У сільському господарстві є великі можливості для застосування сонячних установок у рослинництві, тваринництві і садівництві. Йдеться насамперед про геліотеплиці, сушильні установки, гаряче водопостачання і опалювання будинків, ферм, про підігрів води у басейнах для розведення риб, про холодильні установки тощо. Економічно доцільне використання сонячної енергії для гарячого водопостачання сезонних користувачів типу баз відпочинку, дачних поселень, а також для обігріву відкритих та закритих плавальних басейнів, спортивних споруд тощо [2].

*Формулювання цілей.* При застосуванні альтернативних, енергозберігаючих технологій використання енергії навколишнього середовища (енергії Сонця, вітру, ґрунту, водоймищ тощо) виникає необхідність накопичувати цю енергію в теплових чи електричних акумуляторах. Тому, метою даного дослідження є створення екологічно чистих, енергозберігаючих систем теплопостачання з використанням сонячної енергії на базі сезонного акумулятора теплоти.

*Основні матеріали досліджень.* Залежно від режиму споживання енергії і технічних особливостей систем теплопостачання використовується:

- акумулювання в період хмарності;
- добове;
- сезонне акумулювання.

Сезонні акумулятори теплоти можна класифікувати за характером фізико-хімічних процесів, що протікають в ТАМ:

- ємнісні акумулятори, в яких використовується теплоємність речовини, яка нагрівається або охолоджується без зміни агрегатного стану (галька, вода, водні розчини солей та ін.);
- акумулятори, що працюють на фазовому переході теплоакуючого матеріалу (АФП) - використовується прихована теплота, яка виділяється при плавленні або затвердінні речовини;
- акумулятори хімічного та фотохімічного типу - засновані на виділенні або поглинанні теплоти при оборотних хімічних і фотохімічних реакціях [3].

Акумулятори теплоти перших двох типів знайшли практичне застосування в геліосистемах теплопостачання. Але найбільш широке розповсюдження отримав ємнісний тип акумулювання. Для добового акумулювання в системах опалення та гарячого водопостачання використовуються акумулятори теплоти ємнісного типу, що працюють в



діапазоні температур від 30 до 100 °С. Нижня межа температури 30 °С характерна для повітряного опалення, діапазони 30...90 °С і 40...60 °С – для водяного опалення і гарячого водопостачання відповідно. До недоліків акумуляторів ємнісного типу можна віднести їх велику масу і, як наслідок, потреба у великих площах у розрахунку на 1 ГДж акумульованої теплоти. Тому, для зменшення масо-габаритних показників традиційних теплоакумуляторів на основі рідкого ТАМ, пропонується застосування акумуляторів “прихованої” теплоти фазового переходу теплоакумуляуючого матеріалу.

Акумуляція прихованої теплоти є дуже зручною для системи сонячного опалення. Основна перевага АФП - висока питома густина акумульованої енергії, завдяки чому істотно зменшуються об'ємні та вагові характеристики акумулятора теплоти в порівнянні з акумуляторами ємнісного типу. Температура фазових переходів вибирається невисокою, відповідно для системи опалення та гарячого водопостачання будинків, підбираються речовини, в яких плавлення відбувається при температурах від 30 до 50°С.

До перспективних низькотемпературних теплоакумуляуючих матеріалів можна віднести органічні речовини (парафін і жирні кислоти, що плавляться при 40...56 °С) і кристалогідрати неорганічних солей ( $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{NaSO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$  та глауберова сіль  $\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ , що плавляться при 29...35 °С).

*Розробка системи тепло забезпечення будівель з використанням сезонного акумулятора теплоти та аналіз її роботи.* У роботі розглядається можливість використання сезонного теплового акумулятора, що накопичує теплову енергію зовнішнього середовища в літній період часу з застосуванням геліоколекторів у системах опалення та/або гарячого водопостачання будівель. У таких пристроях як гарячий теплоносій може використовуватися вода, розчин етиленгліколю [4] або водно-сольові розчини [5]. Такий теплоносій за допомогою насосного обладнання циркулює в контурах: зарядки, що з'єднує джерело теплоти (сонячний колектор) з акумулятором теплоти та контуру його розрядки - споживаючі пристрої систем опалення та гарячого водопостачання об'єкту. В літній період контур системи опалення відключається, а система переходить в режим накопичення теплової енергії в сезонному акумуляторі теплоти.

Розроблена система (див. рис. 1) призначена для підвищення економічності ефективності системи опалення та гарячого водопостачання будинку за рахунок використання сонячної енергії та сезонного акумулятора теплоти.

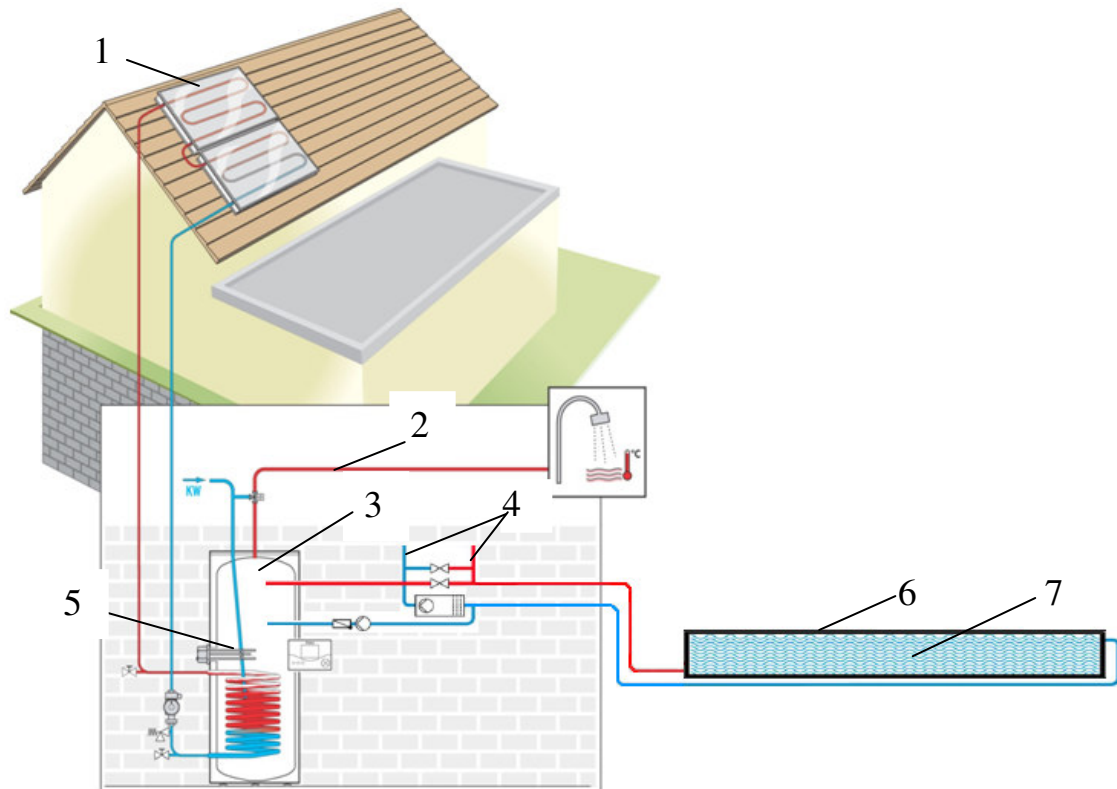


Рис. 1. Комбінована схема геліосистеми теплопостачання з використанням сезонного акумулятора теплоти: 1 – сонячний колектор; 2 – контур системи гарячого водопостачання; 3 – бак-накопичувач контуру постачання; 4 – контур системи підлогового опалення; 5 – трубчастий електронагрівач (ТЕН); 6 – сезонний акумулятор теплоти (САТ); 7 – теплоакumuлюючий матеріал (ТАМ).

Теплота з геліоустановок 1, які знаходяться на даху або поруч з будинком на окремому майданчику, надходить до баку-накопичувача теплоти 3. Конструктивно останній являє собою теплоізольовану ємність із змійовиком (контур сонячних колекторів) та ТЕНом 5, який є дублюючим джерелом підігріву води при зниженні рівня інтенсивності сонячного випромінювання або підвищеної хмарності. Накопичене тепло циркуляційним насосом переміщується по контуру бак-накопичувач – САТ.

В даній роботі, в якості об'єкта дослідження, обраний сезонний акумулятор теплоти, що використовує приховану теплоту фазових переходів. Сам акумулятор представляє собою теплоізольовану ємність 6, виготовлену із сталі, заповнену теплоакumuлюючим матеріалом (ТАМ) 7, температура фазового переходу якого перебуває в межах зміни робочої температури системи теплопостачання (системи підлогового опалення 4 та контуру гарячого водопостачання 2).



Всередині корпусу знаходиться пучок труб, по яким протікають теплоносії контурів зарядки/розрядки. У міру проходження теплоносія по системі нагрівних труб, через їх стінку (теплообмінну поверхню), відбувається нагрівання ТАМ, і при досягненні температури стінки труб, рівній температурі плавлення теплоакumuлюючого матеріалу, починається фазове перетворення, з'являється рідка фаза, що супроводжується акумулюванням теплоти. Міжфазна поверхня переміщається всередину ТАМ і в результаті вся речовина розплавляється. При охолодженні - процес відбувається у зворотній послідовності, тверда фаза утворюється біля теплообмінної поверхні, а потім і у повному об'ємі ТАМ, причому виділяється акумульована теплота.

*Математична модель переносу маси та енергії в досліджуваному об'єкті.* Математична модель включає в себе рівняння Нав'є – Стокса та крайові умови на зовнішній поверхні корпусу акумулятора теплоти. В першому наближенні, оскільки корпус теплоакumuлятора буде теплоізолюваний, вважається, що теплові втрати в зовнішнє середовище рівні нулю. В подальшому ці втрати будуть враховані залежно від умов експлуатації такого акумулятора.

Дана модель є мультифізичною, оскільки в нашому випадку аналізується більш одного фізичного явища. Тому, окрім розв'язання системи рівнянь Нав'є – Стокса для нестисливих потоків, потрібно розв'язати і рівняння теплообміну.

Рівняння Нав'є – Стокса для нестисливих потоків складаються з балансу кількості руху (імпульсу), при виконанні закону збереження мас, і умови нестисливості, які у спрощеному вигляді представляються таким чином:

$$\rho \cdot \left[ \frac{dW_X}{dt} + \frac{dW_X}{dx} + \frac{dW_X}{dy} + \frac{dW_X}{dz} \right] = \rho g x - \frac{dp}{dx} + \mu \cdot \left( \frac{d^2 W_X}{dx^2} + \frac{d^2 W_X}{dy^2} + \frac{d^2 W_X}{dz^2} \right), \quad (1)$$

$$\rho \cdot \left[ \frac{dW_Y}{dt} + \frac{dW_Y}{dx} + \frac{dW_Y}{dy} + \frac{dW_Y}{dz} \right] = \rho g y - \frac{dp}{dy} + \mu \cdot \left( \frac{d^2 W_Y}{dx^2} + \frac{d^2 W_Y}{dy^2} + \frac{d^2 W_Y}{dz^2} \right), \quad (2)$$

$$\rho \cdot \left[ \frac{dW_Z}{dt} + \frac{dW_Z}{dx} + \frac{dW_Z}{dy} + \frac{dW_Z}{dz} \right] = \rho g z - \frac{dp}{dz} + \mu \cdot \left( \frac{d^2 W_Z}{dx^2} + \frac{d^2 W_Z}{dy^2} + \frac{d^2 W_Z}{dz^2} \right), \quad (3)$$

де  $\rho$  – густина середовища, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\mu$  – динамічна в'язкість середовища, Па·с;

$p$  – тиск, Па;

$W_X, W_Y, W_Z$  – векторне поле швидкостей;

$t$  – час, с.





Рівняння нерозривності:

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{d(\rho W_x)}{dx} + \frac{d(\rho W_y)}{dy} + \frac{d(\rho W_z)}{dz} = 0 \quad (4)$$

У загальному вигляді нестационарний процес теплопереносу описується рівнянням:

$$\frac{dT}{dt} + W_x \cdot \frac{dT}{dx} + W_y \cdot \frac{dT}{dy} + W_z \cdot \frac{dT}{dz} = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho} \cdot \left( \frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} + \frac{d^2T}{dz^2} \right) \quad (5)$$

де  $T$  – температура в деякій точці, °К;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт/м·°К;

$Q$  – джерело теплоти, Вт;

$C_p$  – питома теплоємність середовища, Дж/кг·°К.

Рівняння (5) доповнюється граничними умовами на стінках акумулятора

$$\left. \frac{dT}{dn} \right|_s = 0, \quad (6)$$

де  $s$  – індекс, який означає границі стінок акумулятора теплоти.

*Результати досліджень.* Проведені інженерні розрахунки показали, що для опалення та гарячого водопостачання будинку площею  $S = 250 \text{ м}^2$ , необхідна потужність теплових джерел повинна становити  $P = 36 \text{ кВт}$ . Для покриття зазначеного навантаження систем опалення та ГВП в зимовий період за рахунок акумуляованої сонячної енергії в сезонному акумуляторі теплоти, в якому в якості ТАМ вибрано глауберову сіль  $\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$  (з температурою фазового переходу  $t_{\text{ф}} = 35^\circ\text{C}$ ), розрахунково-необхідний об'єм останньої становить  $363 \text{ м}^3$ , тоді розміри САТ –  $3,1 \times 11,1 \times 11,1 \text{ м}$ , з такими параметрами теплообмінної поверхні:

- зовнішній діаметр труб трубного пучка –  $d_z = 0,034 \text{ м}$ ;
- відстань між нагрівними тубами –  $l = 0,75 \times 0,75 \text{ м}$ ;

при цьому час роботи останнього в режимі “розряд” становить близько 190 днів.

Результати розрахунку тепловідводу при заряді та розряді ТА наведено в таблиці 1.

Враховуючи те, що реальний ККД плоских сонячних колекторів знаходиться в межах 22–40% (величину ККД отримано дослідним шляхом) від номінального розрахункового значення, яке склало 64 %, що майже в 2 рази більше за реальне, тому пропонується залишити прийняті параметри теплообмінної поверхні (кількість нагрівних труб та їх діаметр) без змін, та вважати їх оптимальними для обох режимів роботи ТА.



Таблиця 1 – Розрахунковий та заданий час роботи акумулятора при різних режимах

Режим роботи ТА	Температура, °С	Тривалість роботи, год.	
		Розрахований	Заданий
Заряд	25 – 35	139	3960
	35	1031	
	35 – 60	113	
Розряд	60 – 35	1676	4800
	35	2825	
	35 – 25	1019	

### Висновки.

1. Використання геліосистем в Україні, з метою акумулювання генерованої ними теплової енергії, є перспективним шляхом, який повинен стати пріоритетним напрямом не лише в стратегічних планах розвитку відновлюваної енергетики Євросоюзу, але й України.

2. Використання сонячних колекторів в якості додаткового джерела системи опалення будівель можливе за умов, якщо вже існуюча система орієнтована на низькотемпературні прилади опалення, наприклад, на обігрів підлоги.

3. Ефект від застосування сонячної енергії для обігріву буде задовільним, якщо будівля добре ізольована від втрат тепла у навколишнє середовище.

4. Проведені розрахунки показали, що для сезонного акумулювання теплової енергії з подальшим її використанням в системі теплозабезпечення будинку площею 250 м<sup>2</sup>, потрібен САТ з такими параметрами:

- зовнішній діаметр труб трубного пучка –  $d_z = 0,034$  м;
- відстань між нагрівними тубами –  $l = 0,75 \times 0,75$  м;
- теплоакумулюючий матеріал – глауберова сіль;
- об'єм ТАМу – 363 м<sup>3</sup>;
- розміри акумулятора – 3,1x11,1x11,1 м.

### Література.

1. Бекман Г. Тепловое аккумулирование энергии / Г. Бекман, П.Гилли; пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 272 с.

2. Дверняков В.С. Солнце – енергія та життя / В.С. Дверняков. – К.: Наук. думка, 1991. – 176 с.

3. Елистратов В.В. Аккумулирование солнечной энергии / В.В. Елистратов // Нетрадиционная энергетика и технология: материалы междунар. конф.; 20-25 ноября 1975 – Ч. 1. Владивосток: ДВО РАН – 1975. – С. 32.



4. *Абдулаева М.Д.* Низкотемпературный носитель для систем солнечного теплоснабжения / *М.Д. Абдулаева, В.П. Баранник, С.И. Смирнов, Т.Х. Чен* // П. Гелиотехника. – 1988. – №1. – С. 32 – 35.

5. *Сарнацкий З.В.* Системы солнечного тепло- и хладоснабжения / ред. *З.В. Сарнацкого и С.А. Чистовича.* – М.: Стройиздат, 1990. – 328 с.

## **ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ СИСТЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА БАЗЕ СЕЗОННОГО АККУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТЫ**

Е.А. Антипов

**Аннотация** - рассматривается возможность создания энерго-сберегающих систем теплоснабжения с использованием солнечной энергии и сезонного аккумулятора теплоты, который работает на фазовых превращениях теплоаккумулирующего материала. Определены размеры аккумулятора и массу аккумулирующего материала для сезонного теплопотребления. Рассчитаны временные промежутки для «зарядки» и «разрядки» теплового аккумулятора.

## **ENERGY SAVING HEATING OF THE SYSTEM BASED ON SEASONAL THE HEAT ACCUMULATOR**

I. Antypov

### **Summary**

**Construction of seasonal heat accumulators worked out and the numeral design of heat and mass transfer this accumulator is conducted. Developed accumulator is worked on phase transformations of heat-accumulating material. Size accumulator battery and weight accumulating material for seasonal heat consumption are found. Time period to "charge" and "discharge" of thermal battery are calculated.**



УДК 62-523

## КРИТЕРІЙ КЕРУВАННЯ ПЕРЕМІЩЕННЯМ АВТОНОМНИХ РУХОМИХ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ

Кулагін Д.О., к.т.н.,

Андрієнко П.Д., д.т.н.

*Запорізький національний технічний університет*

Тел (066) 236-52-71

**Анотація** – в даній роботі проаналізовано критерій мінімізації площі під траєкторією руху електротехнічного рухомого комплексу, що фактично зводиться до критерію мінімуму витрат на рух певною ділянкою, проте за своїм математичним описом є зручним при побудові оптимальної траєкторії руху на основі інтелектуальних керуючих систем. Описання проблемного питання здійснено на основі апарату варіаційного числення, теорії інтегралів та фізичного і геометричного змісту визначеного інтегралу.

**Ключові слова** – критерій, рух, робота, тягова електропередача, оптимізація.

*Постановка проблеми.* Електричні передачі знаходять застосування в основному на машинах великої потужності. Застосовуються електромеханічні трансмісії постійного і змінного струму.

Електромеханічні трансмісії мають наступні переваги:

- можливість плавної, безступінчастої зміни крутного моменту;
- спрощена механічна частина приводу;
- більша екологічна безпечність (для машин з гідروпередачами, механічними передачами частою є ситуація з витіканням мастила, яке потрапляючи у ґрунт створює значну небезпеку для сільськогосподарських угідь);
- первинний двигун працює в оптимальному, майже сталому, режимі роботи;
- можливість використання електричних способів гальмування, що дозволяє зменшити знос механічних частин гальмівної системи машини;
- менша маса трансмісії на одиницю маси машини для комплексів з двигуном потужністю понад 700 кВт.

Функціональні завдання, які покладено на тяговий електропривод, вимоги стандартів та особливості використання, що



пред'являються до його техніко-економічних, екологічних, ергономічних та інших показників (точність, швидкодія, діапазон допустимих змін робочих показників, електромагнітна сумісність з іншими компонентами енергетичних систем, енергозбереження), приводять до необхідності створення систем тягових електроприводів, в складі яких, окрім основного системоутворюючого компоненту – електромеханічного перетворювача – повинні бути різноманітні перетворювачі енергії, пристрої контролю, керування, захисту. Основу інформаційних підсистем сучасних тягових електроприводів, як правило, складають мікроконтролерні пристрої, що мають ряд істотних переваг в порівнянні з аналоговими пристроями керування, які реалізують типові арифметичні і логічні функції, обробку масивів, регулювання електромагнітних і механічних змінних, стабілізацію, корекцію і компенсацію нелінійностей, спостереження, імітацію об'єкта керування і обробку законів роботи. Такі системи дозволяють реалізовувати точні математично складні закони керування, що дає змогу отримати додаткову економію паливно-енергетичних ресурсів.

Під оптимальним керуванням рухом електротехнічного комплексу розуміється такий вибір послідовності режимів керування, який забезпечує мінімізацію критерію оптимальності при виконанні всіх обмежень, що накладаються на параметри та умови роботи тягової передачі [4-6, 17].

Під критерієм оптимальності розуміється кількісний показник, що характеризує прийняте рішення – вибір керування рухом електротехнічного комплексу [11].

*Аналіз останніх досліджень.* Оптимізації руху автономних рухомих електротехнічних комплексів (електромобілів, тракторів та автобусів з електричною тяговою передачею, залізничного транспорту, тощо) в залежності від певних критеріїв присвячено багато фундаментальних робіт як в нашій державі, так і за кордоном [4-6, 9-14, 12, 17]. Більшість вказаних робіт зводиться до критерію мінімуму витрат на рух певною ділянкою, або мінімуму часу ходу даною ділянкою. В даній роботі проаналізовано критерій мінімізації площі під кривою руху, що фактично зводиться до критерію мінімуму витрат на рух певною ділянкою, проте за своїм математичним описом є зручним при побудові оптимальної траєкторії руху на основі інтелектуальних систем керування.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Метою даної роботи є описання в загальному вигляді змісту критерію мінімізації площі під кривою руху електротехнічного комплексу.

*Основна частина.* Суть зазначеного критерію полягає в одержанні мінімальної площі під кривою руху електротехнічного комплексу, що визначає мінімальне значення виконуваної роботи, необхідної



для забезпечення перевізного процесу. Пояснимо суть даного критерію.

Критерій оптимальності є одним із виходів системи, і, до нього пред'являються наступні вимоги:

1. Критерій оптимальності повинен виражатися кількісно.
2. Критерій оптимальності повинен бути єдиним.
3. Величина критерію оптимальності повинна бути монотонно змінною (без розривів і стрибків).
4. Критерій оптимальності повинен відображати найбільш суттєві сторони процесу.
5. Бажано щоб критерій оптимальності мав ясний фізичний або геометричний зміст і легко розраховувався.

Проте, для систем автоматичного керування критерії оптимальності являють певну міру відхилення системи від бажаного чи запланованого стану. При цьому вибір критерію оптимізації являє собою компроміс між бажанням більш точно описати визначену мету оптимізації та необхідністю отримати якомога простіше рішення необхідної задачі. При цьому критерій оптимізації не обов'язково повинен мати ясний фізичний або геометричний зміст, проте повинен при цьому задовольняти іншим вимогам щодо нього.

Нехай матеріальна точка  $M$ , рухаючись прямолінійно під дією постійної рівнодійної сили  $\overline{F_p}$  переміщується на певну величину, що виражається вектором  $\overline{r}$ . Роботою  $A_F$ , що виконується даною силою (далі розглядаємо лише складову сили, що витрачається на тягу), називається скалярний добуток вектора сили  $\overline{F_p}$  на вектор переміщення  $\overline{r}$  [1, 19, 26]:

$$A_F = \overline{F_p} \cdot \overline{r}. \quad (1)$$

Оскільки в загальному випадку руху електротехнічного комплексу сила  $\overline{F_p}$  змінюється як за величиною, так і за напрямком, та враховуючи те, що переміщення відповідно до кривої  $S = S(t)$  не є прямолінійним, то безпосередньо використати формулу (1) неможливо. Тоді використаємо метод знаходження роботи сили вздовж криволінійної траєкторії [16, 27].

Розіб'ємо криву  $AB$  довільними точками  $A = A_0(S_0; t_0), A_1(S_1; t_1), \dots, B = A_n(S_n; t_n)$ , узятими за напрямком від  $A$  до  $B$ , на  $n$  дуг (рис. 1).

Таким чином на основі того, що для кожної точки кривої руху визначена рівнодійна сила, яка діє на електротехнічний комплекс, величина і напрям якої залежать від умов руху та положення об'єкта, визначимо, що рух вказаної точки  $M$  відбувається в деякому силовому полі ( $F$ ) (рис. 1).

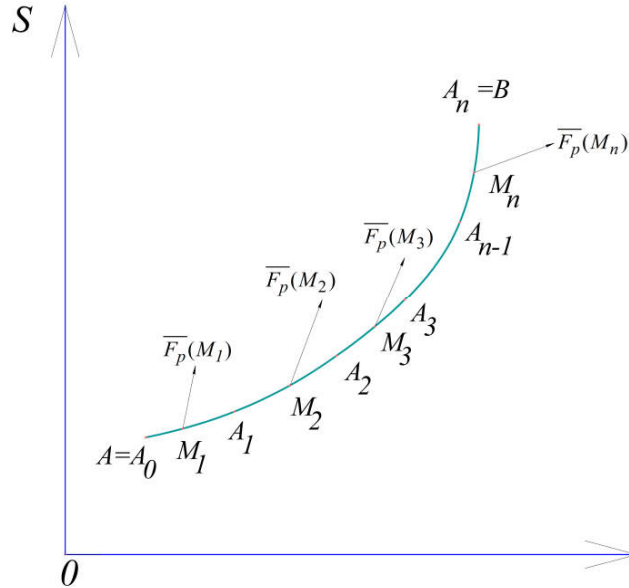


Рис. 1. Розділення кривої руху на частини

На кожній частковій дузі  $\overline{A_{k-1}A_k}$  виберемо довільно точки  $M_k(S_k; t_k)$ ,  $k = \overline{1, n}$  (рис. 2).

На частковій дузі  $\overline{A_{k-1}A_k}$  замінимо приблизно змінну силу  $\overline{F_p}$  постійною силою  $\overline{F_{pk}}(S_k; t_k)$ , що рівна модулю вектора рівнодійної сили  $\overline{F_p}$  в точці  $M_k$ . Рух матеріальної точки по цій дузі замінимо її рухом по хорді  $A_{k-1}A_k$  цієї дуги.

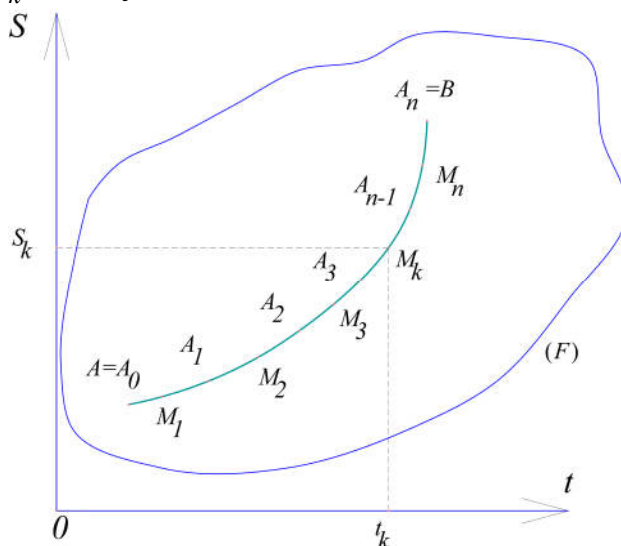


Рис. 2. Силове поле кривої руху



Виконаємо це все для  $\forall k = \overline{1, n}$ . В результаті наближених заміन маємо:

- матеріальна точка рухається по ламаній, вписаній в криву  $AB$ ;
- на кожній ланці ламаної на матеріальну точку діє постійна сила.

Робота сили  $\overline{F_p}(S_k; t_k)$  на хорді  $A_{k-1}A_k$  рівна

$$A'_k = \overline{F_{pk}}(S_k; t_k) \cdot \overline{A_{k-1}A_k}. \quad (2)$$

Знайдемо сумарну роботу на всій ділянці для  $k = \overline{1, n}$ :

$$A' = \sum_{k=1}^n A'_k = \sum_{k=1}^n \overline{F_{pk}}(S_k; t_k) \cdot \overline{A_{k-1}A_k}, \quad (3)$$

де  $A'$  – робота ступінчатої сили при русі матеріальної точки по ламаній  $A_0A_1 \dots A_n$ , вписаній в криву  $AB$ .

Робота, яка визначається за виразом (3), є наближеним значенням шуканої роботи  $A_F$  сили  $\overline{F_p}$  при переміщенні матеріальної точки по кривій  $AB$ :

$$A' \approx A_F. \quad (4)$$

Нехай рівнодійна сила  $\overline{F_p}$  в силовому полі ( $F$ ) розкладається на складові за відповідними осями системи координат, в якій зображено силове поле, відповідно до наступного виразу:

$$\overline{F_p} = P(S; t)\overline{i} + Q(S; t)\overline{j}, \quad (5)$$

де  $\overline{i}$ ,  $\overline{j}$  – одиничні вектори.

Задамо проєкції вектора  $\overline{A_{k-1}A_k}$  на осі системи координат наступними виразами:

$$\Delta S_k = S_k - S_{k-1}, \quad (6)$$

$$\Delta t_k = t_k - t_{k-1}. \quad (7)$$

Тоді для вектора  $\overline{A_{k-1}A_k}$  справедливе наступне співвідношення:

$$\overline{A_{k-1}A_k} = (t_k - t_{k-1})\overline{i} + (S_k - S_{k-1})\overline{j} = \Delta t_k \cdot \overline{i} + \Delta S_k \cdot \overline{j}. \quad (8)$$





З урахуванням останнього виразу, виразу (5) запишемо співвідношення (2) у наступному вигляді:

$$A'_k = P(S; t) \cdot \Delta t_k + Q(S; t) \cdot \Delta S_k. \quad (9)$$

Тоді на основі виразів (3) та (4) з урахуванням виразу (9) маємо наступне:

$$A_F \approx \sum_{k=1}^n P(t_k; S_k) \cdot \Delta t_k + Q(t_k; S_k) \cdot \Delta S_k. \quad (10)$$

Нехай  $\Delta L_k$  - довжина дуги  $\overline{A_{k-1}A_k}$ , а величина  $d = \max_{k=1, n} \Delta L_k$ . Тоді вираз (10) можна записати наступним чином, вважаючи, що точним значенням роботи є границя отриманої суми за умови прямування довжини дуги  $\overline{A_{k-1}A_k}$  до нуля:

$$A_F = \lim_{d \rightarrow 0} \sum_{k=1}^n P(t_k; S_k) \cdot \Delta t_k + Q(t_k; S_k) \cdot \Delta S_k. \quad (11)$$

Вираз (11) означає, що при  $n \rightarrow \infty$  кожна з дуг  $\overline{A_{k-1}A_k}$  стягується в точку. Тоді, відповідно до визначення криволінійного інтегралу, має місце наступний вираз:

$$A_F = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n P(t_k; S_k) \cdot \Delta t_k + Q(t_k; S_k) \cdot \Delta S_k. \quad (12)$$

На основі того, що

$$\begin{aligned} & \sum_{k=1}^n [P(t_k; S_k) \cdot \Delta t_k + Q(t_k; S_k) \cdot \Delta S_k] = \\ & = \sum_{k=1}^n [P(t_k; S_k) \cdot \Delta t_k] + \sum_{k=1}^n [Q(t_k; S_k) \cdot \Delta S_k], \end{aligned} \quad (13)$$

та припускаючи, що існують границі сум, що знаходяться в правій частині останньої рівності, маємо



$$\begin{aligned} \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n [P(t_k; S_k) \cdot \Delta t_k + Q(t_k; S_k) \cdot \Delta S_k] = \\ = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n [P(t_k; S_k) \cdot \Delta t_k] + \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n [Q(t_k; S_k) \cdot \Delta S_k]. \end{aligned} \quad (14)$$

Границі, що знаходяться справа у виразі (14), можна розглядати як криволінійні інтеграли вздовж дуги  $AB$  відповідно від векторів-функцій  $P(S;t)$  та  $Q(S;t)$ . Тому вираз (14) можна подати в наступній формі:

$$\int_{AB} [P(S;t)dt + Q(S;t)dS] = \int_{AB} P(S;t)dt + \int_{AB} Q(S;t)dS. \quad (15)$$

Відповідно до визначення криволінійного інтегралу [28-31], робота сили вздовж дуги рівна криволінійному інтегралу вздовж цієї дуги [24]. Останнє твердження дозволяє записати вираз (15) наступним чином:

$$A_F = \int_{AB} Pdt + \int_{AB} QdS, \quad (16)$$

де  $P$  та  $Q$  – проєкції рівнодійної сили на осі координатної системи кривої руху.

З іншого боку, оскільки робота на кінцевому шляху визначається як границя суми елементарних робіт  $\overline{F}_p \cdot d\overline{r}$  [8, 14], то вона фактично виражається наступним інтегралом:

$$A_F = \int_{S_1}^{S_2} \overline{F}_p \cdot d\overline{r}. \quad (17)$$

Виконаємо підстановку в останньому виразі замість вектора рівнодійної сили рівного йому, відповідно до основного закону механіки [8, 14], вектора  $\left( m \cdot \frac{d^2 \overline{r}}{dt^2} + \overline{C}_o + \overline{C}_\partial \right)$ , де  $C_o$  – сила основного опору, яка зумовлена опором повітряного середовища, внутрішнього тертя в електротехнічному комплексі, взаємодією електротехнічного комплексу та шляху, а  $C_\partial$  – сила додаткового опору руху, який визначається умовами проходження уклонів та кривих ділянок шляху, в результаті чого отримаємо наступний вираз:



$$A_F = \int_{S_1}^{S_2} \left( m \cdot \frac{d^2 \bar{r}}{dt^2} + \bar{C}_o + \bar{C}_\delta \right) d\bar{r}. \quad (18)$$

Виконаємо перехід до інтегрування за часом, використавши підстановку

$$d\bar{r} = \frac{d\bar{r}}{dt} \cdot dt. \quad (19)$$

Тоді матимемо за виразом (18) наступне

$$A_T = \int_{S_1}^{S_2} \left( m \cdot \frac{d^2 \bar{r}}{dt^2} + \bar{C}_o + \bar{C}_\delta \right) \cdot \frac{d\bar{r}}{dt} dt = \frac{m}{2} \cdot \left( \left( \frac{d\bar{r}}{dt} \right)^2 \Big|_{t_2} - \left( \frac{d\bar{r}}{dt} \right)^2 \Big|_{t_1} \right) + (\bar{C}_o + \bar{C}_\delta) \cdot (r|_{t_2} - r|_{t_1}). \quad (20)$$

Аналізуючи останній вираз приходимо до висновку, що для мінімізації роботи, що виконується рівнодійною силою з переміщення тіла масою  $m$ , за умови сталих значень координат точок початку та кінця кривої руху –  $(t_1; S_1)$  та  $(t_2; S_2)$  відповідно – що визначається графіком руху необхідно зменшувати значення  $\left( \frac{d\bar{r}}{dt} \right)$ .

Оскільки відповідно до змісту кривої руху на координати точок початку та кінця кривої руху  $(t_1; S_1)$  та  $(t_2; S_2)$  накладається наступна система обмежень:

$$\begin{cases} t_1 < t_2; \\ S_1 < S_2, \end{cases} \quad (21)$$

то за умови сталих значень координат точок початку та кінця кривої руху можливими є наступні варіанти проходження кривої  $S = S(t)$ , що показані на рис. 3:

- випукла форма кривої  $S = S(t)$  - крива 1;
- крива  $S = S(t)$  являє собою пряму лінію - крива 2;
- вгнута форма кривої  $S = S(t)$  - крива 3.

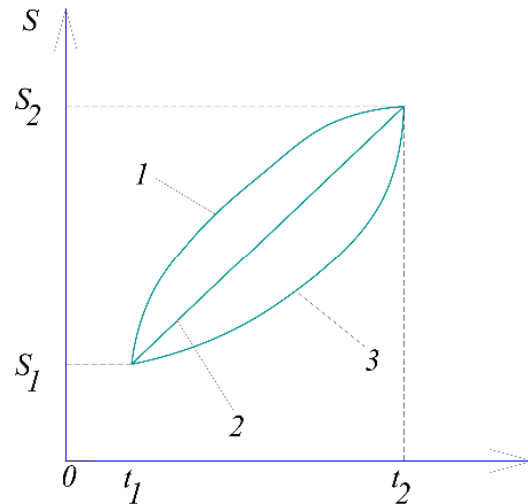


Рис. 3. Варіанти проходження кривої  $S = S(t)$  на фіксованій ділянці кривої руху.

Як відомо, в кожній точці похідна функції дорівнює нахилу дотичної лінії до кривої даної функції [1]. Оберемо довільну точку на кривій руху рис. 3 і проведемо до неї дотичні (рис. 4).

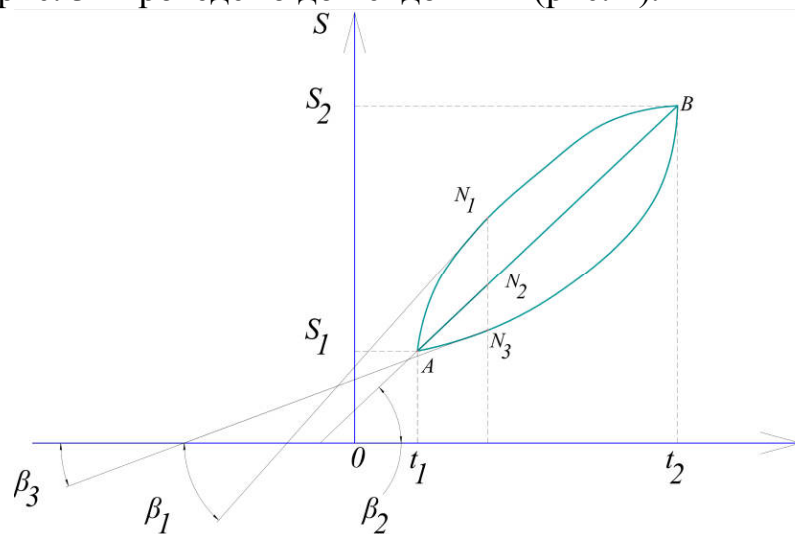


Рис. 4. Перший варіант розміщення дотичних до графіків  $S = S(t)$ .

В даному варіанті розміщення дотичних точки взято на одному рівні часу для першої характерної ділянки кривої  $S = S(t)$ . Як видно в даному випадку має місце наступне співвідношення

$$\operatorname{tg} \beta_3 < \operatorname{tg} \beta_2 < \operatorname{tg} \beta_1, \quad (22)$$

що свідчить про те, що саме такий варіант розподілу кривої  $S = S(t)$  на ділянці  $AN_i$  (індекс  $i$  є номером позиції точки  $N$  для кожної кривої

відповідно) дозволяє мінімізувати значення похідної від даної функції на ділянці такої характерної форми.

Розглянемо другий можливий випадок характерної форми ділянки кривої руху – такий, за якого певна ділянка наближується до прямої лінії.

Оберемо довільну точку на кривій руху рис. 3 і проведемо до неї дотичні (рис. 5).

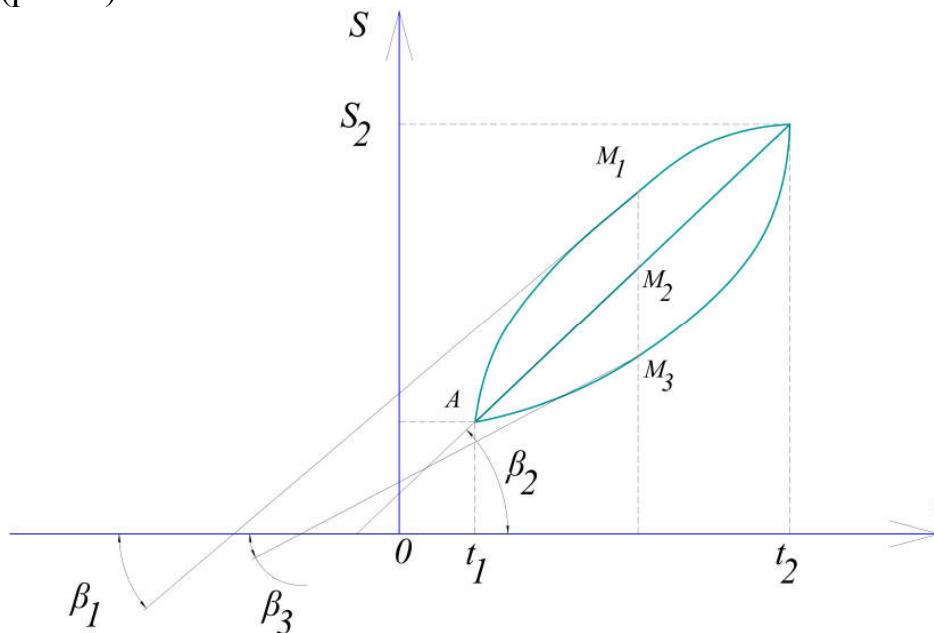


Рис. 5. Другий варіант розміщення дотичних до графіків  $S = S(t)$ .

В даному варіанті розміщення дотичних точки взято на одному рівні часу для другої характерної ділянки кривої  $S = S(t)$ . Як видно в даному випадку має місце наступне співвідношення

$$\operatorname{tg} \beta_3 < \operatorname{tg} \beta_2 \approx \operatorname{tg} \beta_1, \quad (23)$$

що свідчить про те, що саме такий варіант розподілу кривої  $S = S(t)$  на ділянці в околі точки  $M_i$  (індекс  $i$  є номером позиції точки  $M$  для кожної кривої відповідно), який являє собою пряму лінію, дозволяє мінімізувати значення похідної від даної функції на ділянці прямої форми. В ситуації, за якої можна в околі точки  $M_i$  вважати ділянки функцій  $S = S(t)$  наближеними до паралельних ліній, матиме місце наступне співвідношення

$$\operatorname{tg} \beta_3 \approx \operatorname{tg} \beta_2 \approx \operatorname{tg} \beta_1. \quad (24)$$

Розглянемо другий можливий випадок характерної форми ділянки кривої руху – такий, за якого певна ділянка наближується до прямої лінії.

Оберемо довільну точку на кривій руху рис. 3 і проведемо до неї дотичні (рис. 6).

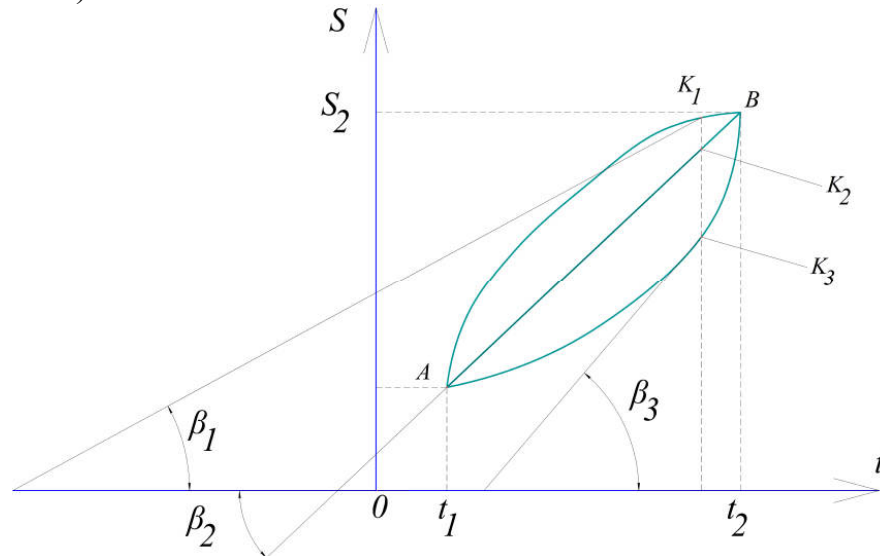


Рис. 6. Другий варіант розміщення дотичних до графіків  $S = S(t)$ .

В даному варіанті розміщення дотичних точки взято на одному рівні часу для третьої характерної ділянки кривої  $S = S(t)$ . Як видно в даному випадку має місце наступне співвідношення

$$\operatorname{tg} \beta_1 < \operatorname{tg} \beta_2 < \operatorname{tg} \beta_3. \quad (25)$$

Відповідно до співвідношення (25) на даній ділянці значення похідних від функції  $S = S(t)$  в околі точки  $K_i$  (індекс  $i$  є номером позиції точки  $K$  для кожної кривої відповідно) не дозволяє мінімізувати значення похідної від даної функції на ділянці такої форми (для третьої кривої). Даний варіант потребує окремого пояснення.

З огляду на особливості кривої  $S = S(t)$  як геометричної інтерпретації кривої руху електротехнічного комплексу неможливими є варіанти побудови кривої руху, в яких виконуються співвідношення, що можна представити наступною сукупністю

$$\left\{ \begin{array}{l} t_k < t_{k+1}; \\ S_{k+1} < S_k. \end{array} \right. \cup \left\{ \begin{array}{l} t_k > t_{k+1}; \\ S_{k+1} < S_k. \end{array} \right. \quad (26)$$

де  $k$  – довільний номер ділянки кривої  $S = S(t)$ , причому

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^m S_k = \square_{AB} \quad (27)$$

Тоді введемо обмеження на значення відповідних координат, яке задамо наступною системою:

$$\begin{cases} t_k < t_{k+1}; \\ S_k < S_{k+1}, \end{cases} \quad (28)$$

при цьому вважаючи, що вираз (27) є справедливим.

Система обмежень (28) фактично означає «незворотність» часу та виключає ситуацію, за якої електротехнічний комплекс проїжджає повз пункт призначення, до якого він прямував, а потім повертається на нього, через те, що він його минув. З математичної точки зору ми виключили з розгляду випадок, в якому  $tg \beta_i < 0$ , оскільки в такому випадку  $\beta_i \geq \frac{\pi}{2}$ , що показано на рис. 7.

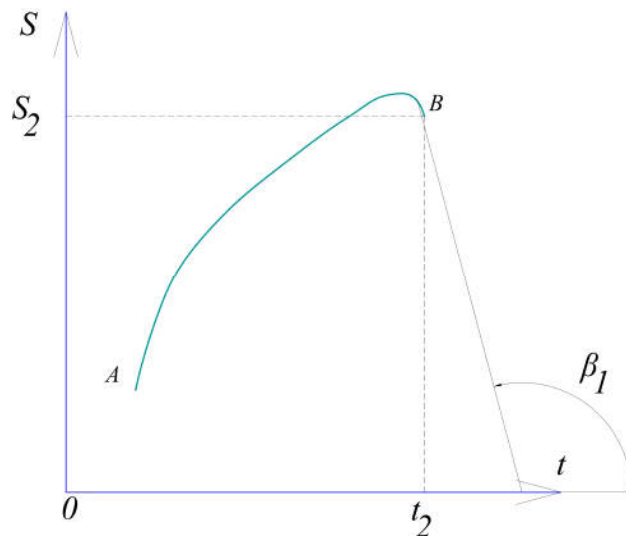


Рис. 7. Неможливий варіант розподілу кривої  $S = S(t)$ .

На рис. 8 розглянемо криву 3, відповідно до випадку, проаналізованого на рис. 6.

Очевидним є той факт, що для площ  $\Pi$  заштрихованих на рис. 8 фігур (під відповідними ділянками кривої руху) виконується співвідношення

$$\Pi_{AM_3T_1T_0} + \Pi_{M_3K_3T_2T_1} > \Pi_{K_3BT_3T_2}. \quad (29)$$

Збільшення довжини відповідної дуги  $K_3B$ , в наслідок чого різко зміниться нахил кривої  $S = S(t)$  і вираз (29) може при певних спів-



відношеннях втратити справедливість є неможливим, оскільки фактично це буде означати значне збільшення швидкості руху, яка є обмеженою величиною. Окрім того величина максимального кута нахилу дотичної до графіка кривої  $S = S(t)$  визначається граничними значеннями ривка та прискорення і тому має певне фіксоване для даного електротехнічного комплексу на визначеній ділянці дистанції руху значення [2, 3, 7, 20-25].

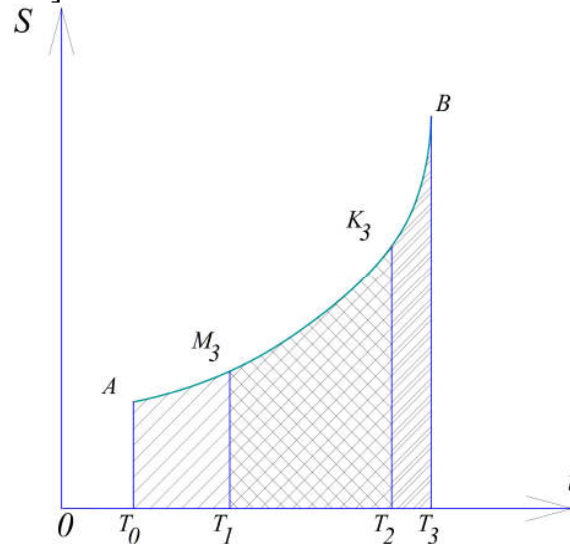


Рис. 8. Схема до пояснення площ під графіком  $S = S(t)$  в різних випадках нахилу даної кривої відносно осі абсцис.

Для фаз руху електротехнічного комплексу - розгін  $\rightarrow$  рух з усталеною швидкістю  $\rightarrow$  гальмування - характерною є наступна форма кривої  $S = S(t)$ , наведена на рис. 9.

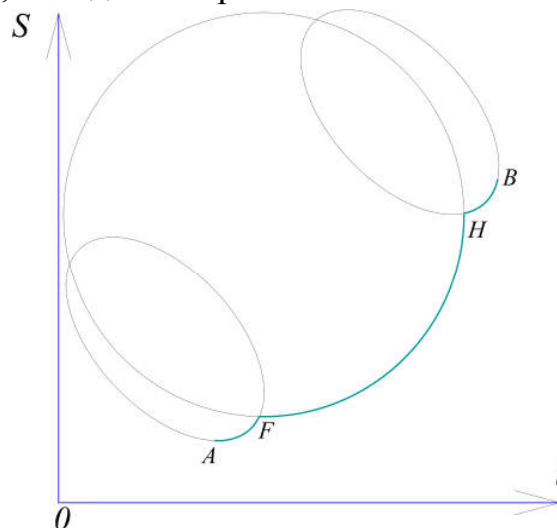


Рис. 9. Характерна форма кривої  $S = S(t)$  для різних фаз руху електротехнічного комплексу.

На рис. 9 ділянка набору швидкості буде відповідати дузі  $AF$ , що фактично є елементом контуру еліпсу, оскільки має місце зміна швид-

кості у часі, тобто зміна співвідношення між ділянками шляху, пройденими за один і той самий проміжок часу.

На рис. 9 ділянка руху зі сталою швидкістю буде відповідати дузі  $FH$ , що фактично є елементом кола, оскільки має місце стале співвідношення між ділянками шляху, пройденими за один і той самий проміжок часу.

На рис. 9 ділянка гальмування буде відповідати дузі  $HB$ , що є елементом контуру еліпсу, оскільки має місце зменшення швидкості у часі, тобто зменшення співвідношення між ділянками шляху, пройденими за один і той самий проміжок часу.

Розглянемо ділянку руху зі сталою швидкістю (рис. 10).

Для виконання нерівності (29) введемо обмеження

$$\Delta L_{F_3 O_5} > \Delta L_{O_5 H_3}, \quad (30)$$

враховуючи також, що обмеження за максимальними значеннями швидкості, прискорення та ривка в даному разі виконуються [2, 3, 7, 20-25].

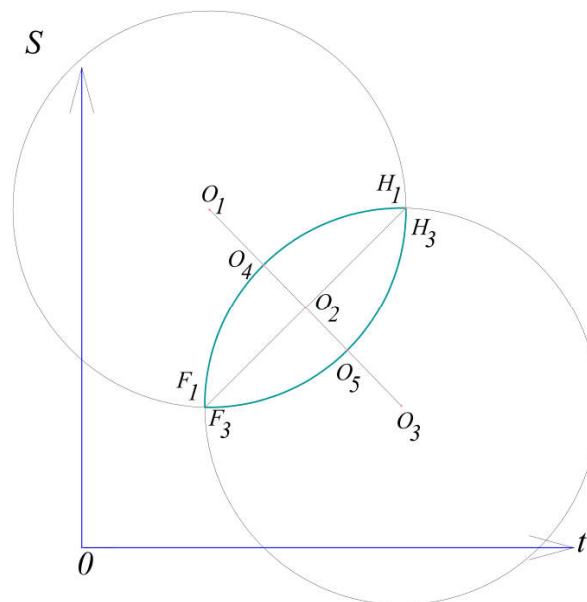


Рис. 10. Ділянка кривої  $S = S(t)$  для руху з постійною швидкістю.

При цьому повинно виконуватись також співвідношення

$$\Delta L_{F_1 O_4} > \Delta L_{O_4 H_1}, \quad (31)$$

що призведе до виконання виразів (23), (29).

Всі наведені ділянки кривої  $S = S(t)$  для різних фаз руху електротехнічного комплексу за своєю формою повторюють форму кривої, розглянутої раніше в даному дослідженні між двома довільними точками руху. Тобто для кожної фази руху необхідно вирішувати оптимі-



заційну задачу розподілу кривої  $S = S(t)$  та відповідно реалізувати її.

Як відомо [1, 19], довжиною дуги  $AB$  називається така границя, до якої прямує довжина вписаної в цю дугу ламаної, коли довжина її найбільшої ланки прямує до нуля. Тобто має місце співвідношення

$$L_{AB} = \lim_{\max \Delta L_k \rightarrow 0} \sum_{k=1}^m \Delta L_k. \quad (32)$$

Виходячи з того, що керування електротехнічним комплексом є неперервною функцією, тобто сила тяги є неперервною, то на певному відрізку часу, за умови сталих значень координат точок початку та кінця кривої руху –  $(t_1; S_1)$  та  $(t_2; S_2)$  відповідно, функція  $S = S(t)$  та її похідна також є неперервними функціями. Тоді можна стверджувати, що границя (32) існує.

Нехай

$$\Delta S_k = S(t_k) - S(t_{k-1}). \quad (33)$$

Тоді, враховуючи що час не може приймати від'ємних значень маємо

$$\Delta S_k = \sqrt{(\Delta S_k)^2 + (\Delta t_k)^2} = \Delta t_k \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\Delta S_k}{\Delta t_k}\right)^2}. \quad (34)$$

Використовуючи теорему Лагранжа [1] отримаємо:

$$\frac{\Delta S_k}{\Delta t_k} = \frac{S(t_k) - S(t_{k-1})}{t_k - t_{k-1}} = S'(\tau_k), \quad (35)$$

причому

$$t_{k-1} < \tau_k < t_k. \quad (36)$$

Тоді на основі виразів (35), (36) маємо

$$\Delta S_k = \Delta t_k \cdot \sqrt{1 + (S'(\tau_k))^2}. \quad (37)$$

Отже, приходимо до висновку що довжина вписаної ламаної рівна



$$L_m = \sum_{k=1}^m \left[ \Delta t_k \cdot \sqrt{1 + (S'(\tau_k))^2} \right]. \quad (38)$$

Виходячи з неперервності похідної функції  $S = S(t)$  маємо, що функція  $\sqrt{1 + (S'(\tau_k))^2}$  також неперервна. Тоді існує границя інтегральної суми, що рівна визначеному інтегралу

$$L_{AB} = \lim_{\max \Delta L_k \rightarrow 0} \sum_{k=1}^m \left[ \Delta t_k \cdot \sqrt{1 + (S')^2} \right] \quad (39)$$

Або

$$L_{AB} = \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{1 + \left( \frac{dS}{dt} \right)^2} dt. \quad (40)$$

*Висновки.* 1. Таким чином ми отримали довжину дуги кривої руху електротехнічного комплексу на основі значень координат точок початку та кінця кривої руху –  $(t_1; S_1)$  та  $(t_2; S_2)$  відповідно. Порівнюючи даний вираз з виразом для знаходження площі фігури, що її утворює дуга  $S = S(t)$  при своєму обертанні навколо осі абсцис, бачимо, що даний вираз входить до формули обчислення площі як множник.

2. Отже, мінімізація площі, що її утворює дуга  $S = S(t)$  при своєму обертанні навколо осі абсцис призводить також до зменшення довжини дуги  $S = S(t)$ . Тобто вирази (30), (31) в такому випадку також будуть виконуватись автоматично.

#### *Література.*

1. *Банах С.* Дифференциальное и интегральное исчисление / *С. Банах.* – М. : Государственное изд-во физико-математической литературы, 1958. – 404 с.

2. *Вериго М.Ф.* Динамика вагонов / *М. Ф.Вериго* – М.: Транспорт, 1971. –175 с.

3. *Воронин М.И.* Развитие скорости движения пассажирских поездов на железных дорогах СССР / *Воронин М.И.* // Труды ЛИИЖТ. – № 409. – 1976. – С. 3 – 15.

4. *Гетьман Г.К.* Анализ расхода электроэнергии на тягу карьерных поездов / *Г.К. Гетьман, В.Е. Васильев* // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп., 2011. – Вип. 36. – С. 70 – 74.



5. *Гетьман Г.К.* Теория электрической тяги : монография : в 2 т. / *Г.К. Гетьман.* – Д.: Изд-во Маковецкий, 2011. – Т. 2. – 363 с.
6. *Гетьман Г.К.* Научные основы определения рационального мощностного ряда тяговых средств железнодорожного транспорта : монография / *Г.К. Гетьман.* – Днепропетровский нац. ун-т ж.-д. трансп. – Д.: Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп., 2008. – 444 с.
7. Инструкция по расшифровке путеизмерительных лент и оценке состояния рельсовой колеи по показаниям вагона-путеизмерителя ЦНИИ-2 и мерам по обеспечению безопасности движения поездов. – ЦП-515 от 14.10.97 г. – М. : Транспорт, 1997. – 51 с.
8. *Иос Г.* Курс теоретической физики. Часть 1. / *Г. Иос* – М. : Государственное учебно-педагогическое издательство Министерства просвещения РСФСР, 1963. – 579 с.
9. *Кулагин Д.А.* Механизация, автоматизация, информатизация, телекоммуникация и связь в отраслях производств : коллективная монография / *П.Д. Андриенко, Д.А. Кулагин, [под ред. С.М. Ахметова].* – Новосибирск: СибАК, 2014. – 156 с.
10. *Кулагин Д.А.* Определение рационального способа вождения моторвагонного электротранспорта переменного тока по наклонным профилям железнодорожного пути / *Кулагин Д.А.* // Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева. – 2014. – №1(86). – С. 32-37.
11. *Кулагін Д.О.* Особливості задачі раціонального керування модулем вектора потокозчеплення тягового асинхронного двигуна дизель-поїзда / *Кулагін Д.О.* // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2013. – №2. – С. 155 – 157.
12. *Кулагін Д.О.* Проектування систем керування тяговими електропередачами моторвагонних поїздів : монографія / *Д.О. Кулагін.* – Бердянськ : ФО-П Ткачук О. В., 2014. – 154 с.
13. *Кулагін Д.О.* Спосіб апроксимації кривої намагнічування тягового асинхронного двигуна / *Кулагін Д.О.* // Електротехніка та електроенергетика. – 2013. – №2. – С. 66 – 70.
14. *Ландау Л.Д.* Курс общей физики. Механика и молекулярная физика / *Л.Д. Ландау, А.И. Ахиезер, Е.М. Лифшиц.* – М. : Наука, 1969. – 400 с.
15. *Логвінова Н.О.* Зменшення експлуатаційних витрат за допомогою енергооптимального руху поїздів / *Н.О. Логвінова, Д.О. Босий, О.М. Полях* // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2012. – Вип. 42. – С. 110 – 113.
16. *Марон И.А.* Дифференциальное и интегральное исчисление в примерах и задачах (функции одной переменной) / *Марон И.А.* – М. : Наука, 1973. – 400 С.



17. Оптимизация управления движением поездов : учеб. пособие / [Л.А. Баранов, Е.В. Ерофеев, И.С. Мелешин, Л.М. Чинь] – М.: МИИТ, 2011. – 164 с.

18. Патент 63239 Україна, МПК (2011.01) H02P7/00. Пристрій для формування кривої зміни частоти струму частотно-керованого електроприводу з обмеженням активної складової струму та ривка / Кулагін Д.О., Андрієнко П.Д., Качур О.С. Заявник та патентовласник Запорізький національний технічний університет. – u201013488; заявл. 15.11.2010; опубл. 10.10.2011, Бюл. №19. – 2011 р. – 2 с.

19. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление для втузов. Т.2 / Н.С. Пискунов. – М. : Наука, 1978. – 576 С.

20. Поньрко В.Н. Определение и оценка плавности движения экипажа на переходных кривых / В.Н. Поньрко // Труды ДИИТ. – №148. – 1974. – С. 113 – 120.

21. Технические указания по определению и использованию характеристик устройства и состояния пути, получаемых вагонами-путеобследовательскими станциями системы ЦЕИИ-4. ЦПТ-55/22. Утв. 31 августа 2000 г. – М., 2000. – 68 С.

22. Толочко О.И. Синтез задатчика положения с ограничением рывка при учете статического момента / О.И. Толочко, П.Х. Коцегуб, П.И. Розкаряка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету : Наукові праці КДПУ. – Кременчук: КДПУ. – 2008. – №3 (50). – частина 4.1. – С. 58 – 63.

23. Фришман М.А. Экспериментальные исследования в зоне переходных кривых / М.А. Фришман // Труды ДИИТа. – 1973. – №142. – С. 21 – 31.

24. Хавин В.П. Основы математического анализа: В 3-х ч. Часть 1. Дифференциальное и интегральное исчисление функций одной вещественной переменной : учеб. пособие / В.П. Хавин. – Л. : Изд-во Ленингр. ун-та, 1989. – 448 с.

25. Шаройко В.С. О допускаемых значениях горизонтальных ускорений при кратковременном их воздействии / В. С. Шаройко, А.С. Киселев // Труды ЛИИЖТ. – № 323. – 1971. – С. 28 – 39.

26. Шнейдер В.Е. Краткий курс высшей математики. Учебное пособие для втузов / В.Е.Шнейдер, А.И.Слуцкий, А.С.Шумов – М.: Высшая школа, 1972. – 640 с.

27. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л.Э. Эльсгольц. – М. : Наука, 1969. – 326 с.

28. Cassel Kevin W. Variational Methods with Applications in Science and Engineering / Cassel Kevin W. – Cambridge University Press, 2013. – 432 p.

29. Gelfand I.M. Calculus of Variations / I.M. Gelfand, S.V.Fomin. – Courier Dover Publications, 2000 – 232 p.



30. *Lebedev L.P.* The Calculus of Variations and Functional Analysis with Optimal Control and Applications in Mechanics / *L.P.Lebedev, M.J. Cloud* – World Scientific, 2003. – 436 p.

31. *Logan J. David.* Applied Mathematics / *Logan J. David.* – 3rd Ed. – Wiley-Interscience, John Wiley & Sons, 2006. – 546 p.

## КРИТЕРИЙ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ АВТОНОМНЫХ ПОДВИЖНЫХ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

Д.А. Кулагин, П.Д. Андриенко

*Аннотация* – в данной работе проанализирован критерий минимизации площади под траекторией движения электротехнического подвижного комплекса, что фактически сводится к критерию минимума затрат на движение по определенному участку, однако по своему математическому описанию является удобным при построении оптимальной траектории движения на основе интеллектуальных управляющих систем. Описание проблемного вопроса осуществлено на основе аппарата вариационного исчисления, теории интегралов, физического и геометрического содержания определенного интеграла.

## THE CRITERION FOR MOTION CONTROL OF AUTONOMOUS MOBILE ELECTRICAL SYSTEMS

D. Kulagin , P. Andrienko

### *Summary*

The author analyses the criterion of minimizing the area under the trajectory of movement of a train, which in fact boils down to the criterion of minimum cost of traffic on a particular site, but on their mathematical description is convenient when constructing optimal trajectories of movement of trains on the basis of neural network systems with the ability of self-learning outside of training. Description of the problem issue carried out on the base of the variational calculus, theory of integrals, physical and geometric content of the definite integral.





УДК 004.94:681.5

## СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ЕЛЕВАТОРНИМ КОМПЛЕКСОМ З ФУНКЦІЄЮ МОНІТОРИНГУ НА ОСНОВІ СІТОК ПЕТРІ

**Кашкаръов А.О., к.т.н.**

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.: 0619-42-57-97

**Анотація** - запропоновано спосіб синтезу системи керування елеваторним комплексом на основі сіток Петрі, який забезпечує реалізацію функцій моніторингу та діагностування; наведено приклад моделі АСК елеваторним комплексом; розглянуто пристрої вводу інформації про стан датчиків та роботу виконавчих механізмів на основі безконтактних логічних вимірювачів напруги та струму.

**Ключові слова** – елеватор, система керування, моніторинг, алгоритм, сітки Петрі.

**Постановка проблеми.** Сучасне сільськогосподарське виробництва має тенденцію до постійного зростання потужностей, підвищення кількості і якості проміжної та кінцевої продукції, прогресуючого дефіциту та консерватизму робітників, сумісного функціонування систем керування різних поколінь. Найпопулярнішим, а не рідко єдиним, способом вирішення цих проблем – комплексна механізація, електрифікація та автоматизації виробництва [8]. Вітчизняна та зарубіжна наука дозволила розробити засоби для повної механізації та електрифікації технологічних процесів (ТП) елеваторних комплексів [5, 8]. В свою чергу, самі технологічні процеси характеризуються послідовністю, яка визначається на етапі проектування.

Принципові схеми елеваторних комплексів (ЕК) відбивають взаємний зв'язок основних машин, оперативних бункерів та силосів для зберігання зерна [5]. Оперативні бункери використовують для включення у потік обладнання періодичної дії (ваги), або для обладнання, яке відрізняється по продуктивності від основного (рис. 1). Технологічні схеми ЕК характеризуються великою кількістю транспортних маршрутів, що призводить до необхідності розв'язання низки транспортних задач, які потребують динамічної зміни вагових коефіцієнтів в залежності від вхідних даних (власник, призначення партії, вид, культура та ін.). Необхідно підкреслити, що отриманий розв'язок цих за-

дач повинен узгоджуватись із АСК, яка забезпечить реалізацію маршруту, його контроль, моніторинг технологічного процесу та стану технологічного обладнання. Тому постає задача, обґрунтування математичного та функціонального забезпечення системи керування елеваторним комплексом.

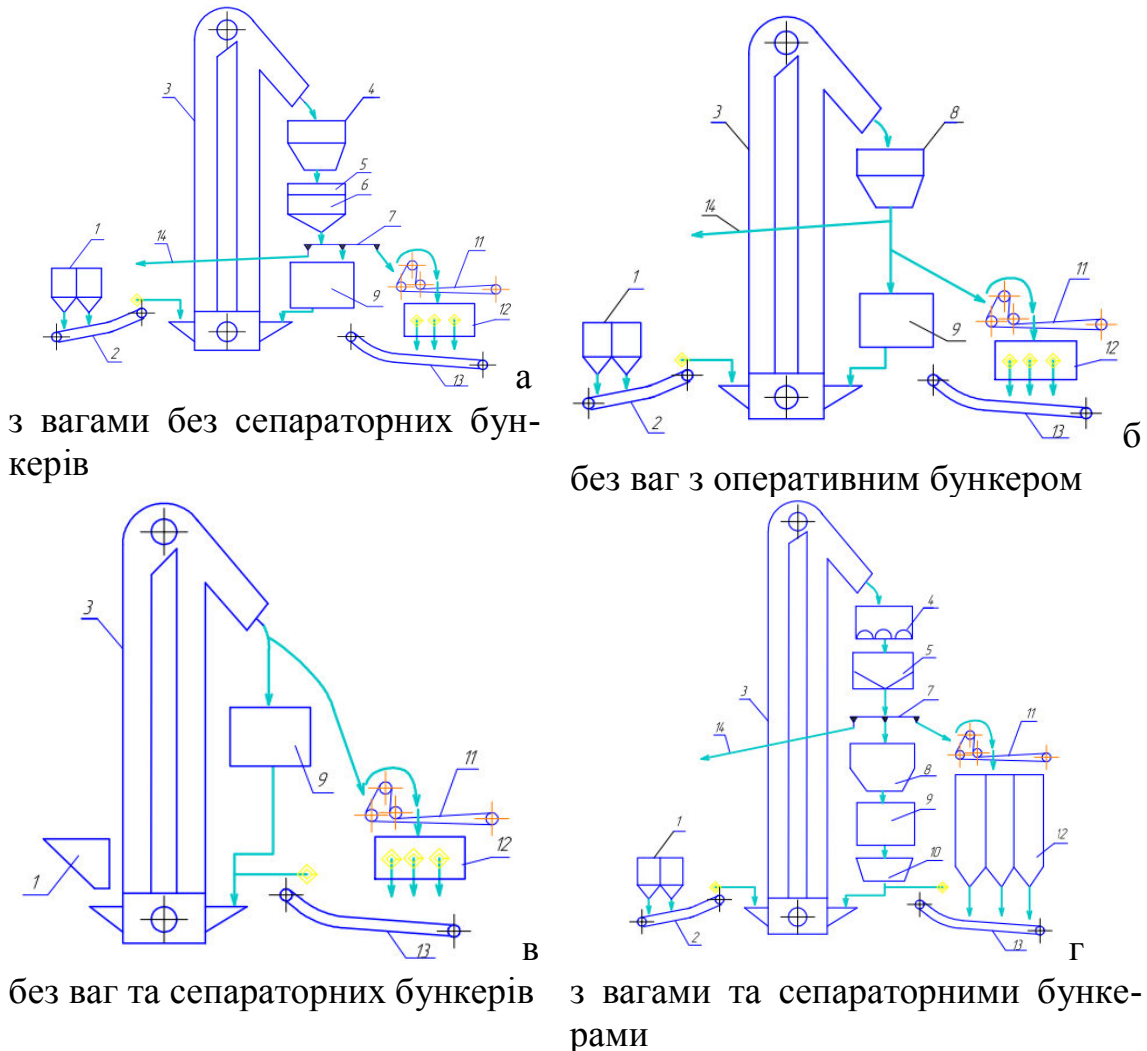


Рис. 1. Поширені технологічні схеми елеваторних комплексів: 1 – приймальні бункери; 2 – приймальний транспортер; 3 – норія; 4, 8, 10 – оперативний бункер; 5 – ваги; 6 – оперативний бункер; 7 – розподільник; 9 – сепаратор; 11 – над силосний транспортер; 12 – склад; 13 – під силосний транспортер; 14 – відпускний пристрій

**Аналіз останніх досліджень.** Сумісно з Діордієвим В.Т., автором була опублікована серія робіт, в яких засобами інформаційного забезпечення системи керування організаційно-технічним комплексом виробництва комбікормів розширено функції моніторингу, забезпечено керуваність комплексу за рахунок чого підвищено його надійність роботи та продуктивність, а також знижено питомі витрати ресурсів [1-3, 9].



В основу розробленої системи керування покладено математичний апарат сіток Петрі (СП). Досягнення поставлених завдань відбулося за рахунок розробки та впровадження АСК організаційно-технічним комплексом виробництва комбікормів на основі еталонної мережної моделі, а реалізація функції моніторингу – протоколюванням керуючих впливів та процесів часовими діаграмами та розміткою мережної моделі, оцінка яких виконувалась математичним апаратом гармонійного аналізу [6]. Останнє дозволило реалізувати гнучкий алгоритм ідентифікації потенційно-аварійних ситуацій [6, 9].

Діючі елеваторні комплекси, які використовують застарілі принципи керування виробництвом, мають АСК, котрі не дозволяють реалізувати сервісні функції для ефективного ведення економічної діяльності (облік ресурсів та товару, моніторинг стану обладнання, звітність). В свою чергу, господарства, які використовують часткову автоматизацію на основі сучасних технічних засобів не завжди у повному обсязі освоюють їх інформаційний та сервісний потенціал [1], що пов'язано із експлуатацією систем керування різних поколінь [9]. Отже, розробка системи керування елеваторним комплексом, у контексті кризного алгоритму керування та поєднання систем керування різних поколінь стає актуальною задачею. Крім того, використанні СП, на стадії проектних робіт та при експлуатації АСК, дозволить реалізувати функції моніторингу на базі контролю часу спрацювання здавачів, тривалості роботи виконавчих механізмів технологічного комплексу та розмітки еталонної моделі.

**Мета статті.** Забезпечити реалізацію функцій моніторингу та діагностування системи керування елеваторним комплексом на основі єдиного математичного апарату сіток Петрі.

**Основні матеріали дослідження.** СП є зручним та наочним засобом опису процесів, які взаємодіють. Виконання процесу відповідає послідовності спрацювання переходів, що викликає пересування маркерів по сітці. Беззаперечною перевагою сіток Петрі є математичний апарат, який дозволяє здійснювати їх автоматичне проектування та аналіз. У загальному випадку СП, при моделюванні ТП, можна розглядати, як множину [7]

$$N=(P, T, F, W, M_0), \quad (1)$$

де  $P$  – не порожня множина елементів мережі - вузли (в залежності від рівня деталізації ТП вузли відповідають стану дискретних датчиків, етапу технологічного процесу чи режиму роботи окремого технологічного модулю);

$T$  – не порожня множина елементів мережі, які називають переходами (умови, синхронізація ТП);

$W: F \rightarrow N \setminus \{0\}$  – кратність дуг.



$M_0: P \rightarrow N$  – початкова розмітка (початковий стан технологічного модулю у ТП). Кожному вузлу  $p \in P$  відповідає задана кількість маркерів  $M_0(p) \in N$ , що відображає стан.

$F \subseteq P \times T \cup T \times P$  – відношення інцидентності, для  $(P, T, F)$  наступні умови:

1.  $P \cap T = \emptyset$  (множина вузлів та переходів не перетинаються: датчики, ТМ та інше обладнання мають своє походження; умови спрацювання ТМ чи переходу на новий технологічний етап мають різне походження);

2.  $(F \neq \emptyset) \wedge (\forall x \in P \cup T, \exists y \in P \cup T: xFy \vee yFx)$  (будь-який елемент мережі інцидентний хоча б одному елементу іншого типу, тобто перехід на новий технологічний етап виконується тільки при виконанні умов, які фіксують спрацюванням датчиків, і будь-який датчик в ТП впливає його виконання);

3. для довільного елемента мережі (датчика, ТМ)  $x \in X$  позначити через  $x^*$  множини вхідних елементів  $\{y \mid yFx\}$ , а через  $x^*$  - множини вихідних компонентів  $\{y \mid xFy\}$ , то  $\forall p_1, p_2 \in P: (p_1^* = p_2^*) \wedge (p_1^* = p_2^*) \Rightarrow (p_1 = p_2)$  (мережа не містить пари вузлів, котрі інцидентні однієї і тій же множині переходів).

За раніше представленою методикою [6, 9], стає можливим розробка автоматичної системи керування елеваторним комплексом на основі сіток Петрі (рис. 2). Представлена модель включає наступні функції системи керування: пошук порожнього бункеру; керування маршрутом; попередня обробка зернового матеріалу. Представлена модель (рис. 2) є моделлю верхнього рівня, яка не здійснює керування технологічними машинами та виконавчими механізмами. На ній представлено лише етапи ТП. Для представлення послідовності спрацювання виконавчих механізмів та реакції датчиків достатньо використовувати прості нерозгалужені моделі. Для автоматичної побудови системи керування на основі СП пропонується використовувати об'єктно-орієнтовну технологію [4, 12]. Такий підхід обумовлено наступними обставинами:

- однотипне технологічне обладнання (транспортери, заслінки) та елементи технологічної схеми (бункери різного призначення) здебільшого мають дискретний характер роботи;

- Петрі-об'єкти володіють усіма властивостями звичайного об'єкту (як елемента об'єктно-орієнтованого програмування): імітують функціонування об'єкту на основі сіток Петрі; виступають в якості конструктивних елементів, з котрих складається складна модель.

Зв'язок Петрі-об'єктів здійснюється двома способами [12]:

1. за допомогою загальних вузлів (загальний вузол є вузлом сітки Петрі кількох різних Петрі-об'єктів);

- за допомогою ініціалізації подій (з переходу сітки Петрі об'єкту  $O_N$  при кожному виході маркерів з переходу передаються маркери у вершину об'єкта  $O_j$  у визначеній кількості).

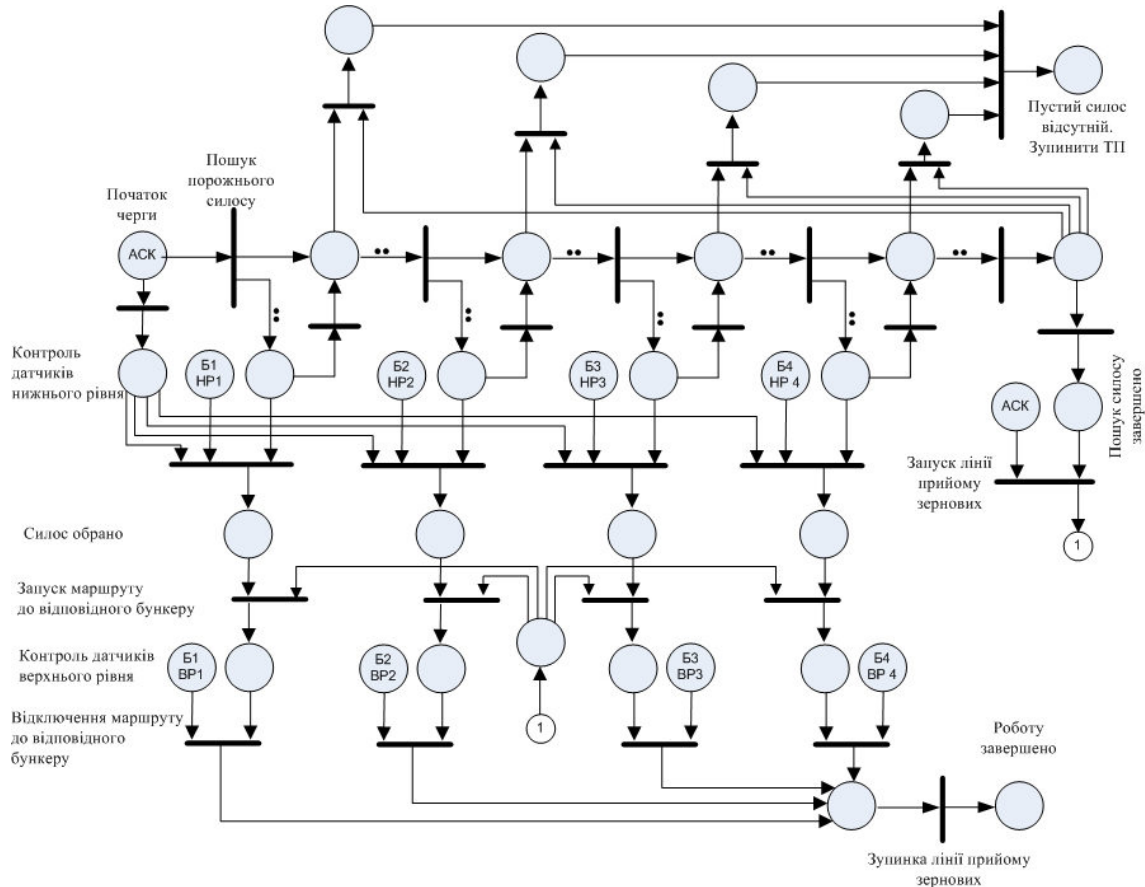


Рис. 2. АСК елеваторним комплексом на основі сіток Петрі.

Стан часової сітки Петрі, як це вказується у роботі [4], у кожний момент часу  $t$  описується станом її позицій  $P(t)$  та станом її переходів  $T(t)$ :  $S_N(t) = (P(t), T(t))$ . Враховуючи дискретність подій та режимів роботи елементів елеваторного комплексу доцільно повернутись до дискретного опису стану СП:  $S_N(n) = (P(n), T(n))$ , де  $n$  – цілі не від'ємні числа, які характеризують крок перетворення СП.

Стан Петрі-об'єктів моделі, який є результатом виходу маркерів з переходів сітки Петрі-об'єктної моделі, можна описати станом її Петрі-об'єктів

$$S^+(n) = D^+(S(n-1)) = \begin{pmatrix} D^+(\tilde{S}_1(n-1)) \\ \dots \\ D^+(\tilde{S}_N(n-1)) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \tilde{S}^+(n) \\ \dots \\ \tilde{S}^+(n) \end{pmatrix}. \quad (2)$$

де  $D^+$  - опис стану СП при виході маркерів з переходів.

$$D^+: T(n-1) \times P(n-1) \rightarrow T(n) \times P(n). \quad (3)$$





Стан Петрі-об'єктів моделі, який є результатом входу маркерів у переходи сітки Петрі-об'єктної моделі, можна описати станом її Петрі-об'єктів

$$S(n) = D^-(S(n-1)) = \begin{pmatrix} D^-(\tilde{S}_1^+(n-1)) \\ \dots \\ D^+(\tilde{S}_N^+(n-1)) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \tilde{S}^+(n) \\ \dots \\ \tilde{S}^+(n) \end{pmatrix}. \quad (4)$$

де  $D^-$  - математичний опис стану СП при вході маркерів у перехід.

$$D^-: T(n) \times P(n) \rightarrow T(n) \times P(n). \quad (5)$$

З урахуванням рівнянь стану входу та виходу маркерів (2, 4) матимемо рівняння стану Петрі-об'єктної моделі, яка виступатиме повним формальним її описом

$$S(n) = \begin{pmatrix} (D^-)^m (D^+(\tilde{S}_1^+(n-1))) \\ \dots \\ (D^-)^m (D^+(\tilde{S}_N^+(n-1))) \end{pmatrix}, \quad \forall \tilde{S}_N^+(n): \bigvee_{n \in M_N} Z(T, n) = 0 \quad (6)$$

де  $m$  – кількість перетворень  $D^-$ , які здійснюються до досягнення стану Петрі-об'єкта, при якому жоден перехід не спрацює;  
 $Z(T, n)$  – предикат, який визначає виконання умови для входу маркерів у перехід  $T$  на кроці  $n$ .

З алгоритмічної точки зору розбиття на Петрі-об'єкти дозволяє значно скоротити кількість елементарних операцій, необхідних для здійснення перетворення та регулювати кількість контрольованих елементів в залежності від рівня деталізації ТП. Отримане рівняння стану дає змогу отримати еталонні розмітки на різних кроках перетворення. Отримані дані можна використовувати для керування виробничим процесом та моніторингу його стану. Необхідно зазначити, що на практиці можливо впровадити лише рекомендації щодо тривалості роботи певних технічних та технологічних процесів. До підприємства можливо передати таблиці еталонного часу роботи обладнання та етапів ТП. У такому випадку економічний ефект полягатиме у зниженні капітальних вкладень на впровадження функцій моніторингу елеваторного комплексу (ЕК), зменшені часу реагування на несправності обладнання, попередження аварійної ситуації, яка може викликати тривале простоювання обладнання [6].

Для реалізації функції моніторингу та прийняття рішень про значимість події, яка може призвести до аварійної ситуації, пропонується контролювати час зміни станів моделі ЕК, що відповідає тривалості роботи виконавчих механізмів та технологічних машин, а також часу



спрацювання датчиків [2, 6]. Оцінка стаціонарності спрацювання окремого переходу імітаційної моделі ЕК виконується за критерієм згоди Колмогорова (7). Використання цього критерію значно спрощує обробку отриманих даних, оскільки виключається обчислення середнього арифметичного, дисперсії та інших статистичних характеристик вибіркових розподілів.

$$\lambda_p = \left| \sum_{i=0}^p t_i - \sum_{j=0}^p t_j \right|_{\max} \cdot \sqrt{\frac{1}{2 \cdot N}}, \quad (7)$$

де  $t_i, t_j$  - час отримання маркеру у кожній вершині;  
 $i, j$  - кількість вершин ( $P$ ) сіток Петрі;  
 $N$  - об'єм БЕД ділянки мережної моделі ТП.

З огляду на зручність застосування, данні досліджень доцільно представляти у відносних одиницях - нормовані данні відносно середнього арифметичного (еталонні данні при проектування або експертні данні під час експлуатації комплексу) [6]

$$x_{ni} = \frac{x_i}{\bar{X}}, \quad (8)$$

де  $x_i$  - поточні значення вибірки даних;  
 $\bar{X}$  - середнє арифметичне вибірки.

Подальша робота у даному напрямку полягатиме у визначенні критеріального значення, яке буде відповідати аварійним ситуаціям, або таких, що можуть призвести до них. При виконанні теоретичних та експериментальних досліджень необхідно акцентувати увагу на необхідності розробки засобів вводу інформації при використанні сумісно з діючими системами керування. Особливо гостро дане питання постає на ЕК, які одночасно експлуатують системи керування різних поколінь.

В результаті огляду літературних джерел та патентних фондів була зосереджена увага на безконтактних логічних вимірювачів напруги та струму [10, 11]. Це обумовлено різноманіттям інтерфейсів керування силового обладнання та засобів зв'язку з об'єктом.

Для визначення «фази» традиційно використовують індикаторні викрутки з різнотипними індикаторами [10]. Такий пристрій містить неонову лампу або індикатор іншого типу й послідовно приєднаний резистор з опором не менш 0,5 МОм. Подібні індикатори дозволяють контролювати наявність напруг, що перевищують напругу запалювання неонові лампи, тобто 60...90 В та не можуть бути використані для визначення полярності у колах постійного струму. Недоліком такого способу є необхідність гальванічного з'єднання зі струмопровід-



ною жилою проведення або кабелю, необхідність заземлення й потенційне однофазне коротке замикання на землю (у випадку пробією об'єкту міжуючого резистора).

У межах поставлених завдань доцільна індикація небезпечних рівнів електричного поля, для визначення якого найчастіше використовують найпростіші безконтактні індикатори. Дані пристрої можуть визначати наявність електростатичних потенціалів. Ці потенціали небезпечні для багатьох напівпровідникових приладів (мікросхем, польових транзисторів); найменша іскра від статичної електрики може викликати вибух пилового або аерозольної хмари. Індикатори також можуть дистанційно визначати наявність електричних полів високої напруженості (високовольтні й високочастотні установки, електросилове високовольтне встаткування). Останнє актуально в аспекті впровадження електротехнологій у ВК.

Чутливим елементом таких пристроїв є напівпровідникові елементи (польові транзистори), електричний опір яких залежить від напруги на їхньому керуючому електроді – затворі [11]. З появою потенціалу на керуючому електроді польового транзистора його опір стік – джерело суттєво змінюється. Відповідно, змінюється й величина струму, що протікає через польовий транзистор.

Зміну струму через польовий транзистор відбиває стан оптопар. Індикатор (рис. 3, а) містить три деталі: польовий транзистор VT1 – датчик електричного поля; стабілітрон VD1 – елемент захисту польового транзистора; VD2 – логічний вихід; R1 – регулятор чутливості. Відрізок товстого ізоляованого проводу є антеною WA1 (довжина 10...15 мм).

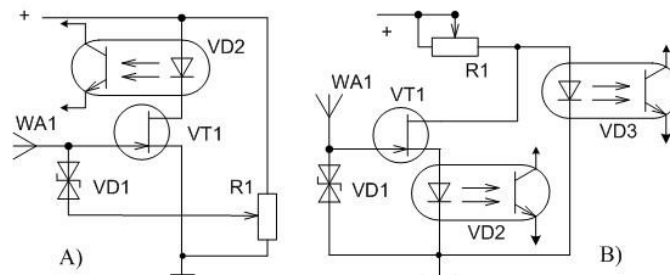


Рис. 3. Схема індикатору електричного поля з регульованою чутливістю на спрацювання (а) та очікування (б)

У давачі (рис. 3, б) використано дві оптопари. При відсутності електричного поля, опір каналу джерело-стік VT1 великий. Струм протікає через VD3 (гілка може мати додатковий опір). При збільшенні напруженості поля опір каналу джерело-стік VT1 спадає. Відбувається переключення на оптопару VD2.

Підвищити чутливість індикаторів електричного поля можна використанням підсилюючих каскадів.

Для давачів АСК інтерфейсах, що працюють, на зниженій напрузі і слабкострумовими сигналами застосовуємо датчики Холу з логічним виходом [10].

Логічні давачі Холу (ЛДХ) використовуються для вимірювання струму в межах від до тисяч амперів. Найважливішою їх перевагою є відсутність електричного зв'язку з колами керування.

Забезпечити високу чутливість та знизити зовнішні впливи дозволяє магнітопровід у формі тороїду з прорізом, в який встановлюється ЛДХ (рис. 4). При цьому все поле зосереджується у прорізі, а зовнішні впливи майже відсутні.

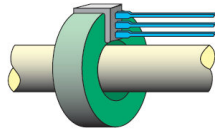


Рис. 4. Конструкція давача малих струмів на основі ефекту Хола

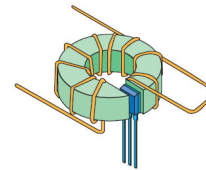


Рис. 5. Багатовиткова конструкція логічного давача Холу

Індукцію у прорізі можна орієнтовно визначити за співвідношенням [7]

$$B \approx 6,9 \left[ \frac{\text{Гаус}}{\text{А}} \right] \cdot I$$

де  $I$  – струм спрацювання давача, А.

Дана конструкція (рис. 4) не дозволяє вимірювати малі значення струмів, що пов'язано з обмеженою чутливістю ЛДХ по вхідному шуму. Чутливість давачів може бути чутливо збільшена використанням підсилювача вхідного не фільтрованого сигналу, або багатовитковою конструкцією (рис. 5). У першому випадку ускладнюється будова схемного рішення, а у другому – зростає інерційність показань та індуктивність чутливого елемента (для спрацювання давача при струмі 10 мА необхідно намотати 150 витків). Тому, визначати тип виконання давачів необхідно у кожному випадку окремо, залежно віта діапазону д задач вимірювання і умов експлуатації.

У багатовитковому ЛДХ (рис. 4)  $B$  дорівнює [10]

$$B \approx 6,9 \cdot n \cdot I,$$
$$B \approx 12,57 \cdot 10^{-7} \cdot n \cdot I / d,$$

де  $n$  – кількість витків, шт.;

$d$  - відстань до центру чутливого елемента давача Хола, м.

**Висновки.** Для забезпечення економічної привабливості результатів досліджень з розширення функцій моніторингу та діагностування ЕК та спрощення і уніфікації практичного впровадження доцільно використовувати безконтактні давачі електричного поля та струму. Це



дозволить реалізувати пропоновані функції, а й знизити ушкодження обладнання статичною напругою та ураження персоналу струмом.

### Список використаних джерел.

1. *Діордієв В. Т.* АСК технологічними комплексами виробництва комбікормів у контексті наскрізного алгоритму керування виробництвом [Текст] / *В. Т. Діордієв, А. О. Кашкарьов* // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. «Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України». – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 117. – С. 125-128.
2. *Діордієв В. Т.* Ідентифікація режиму роботи елементів технологічних комплексів виробництва комбікормів [Електронний ресурс] / *В. Т. Діордієв, А. О. Кашкарьов* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 1, Т. 1. – Режим доступу: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau>
3. *Діордієв В. Т.* Функціональність АСК технологічним комплексом виробництва комбікормів [Електронний ресурс] / *В. Т. Діордієв, А. О. Кашкарьов* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 1, Т. 2. – Режим доступу: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau>
4. *Зайцев Д. А.* Инварианты временных сетей Петри / *Д. А. Зайцев* // Кибернетика и системный анализ. – 2004. – № 2. – С. 92 – 106.
5. *Камінський В. Д.* Переробка та зберігання сільськогосподарської продукції / *В. Д. Каменський, М. Б. Бабич.* – Одеса: Аспект, 2000. – 460 с.
6. *Кашкарьов А. О.* Удосконалення інформаційного забезпечення системи керування організаційно-технічним комплексом виробництва комбікормів на основі еталонної моделі: дис. ... кандидата техн. наук : 05.13.07 / *Кашкарьов Антон Олександрович.* - К.: 2012. - 195 с
7. *Лескин А. А.* Сети Петри в моделировании и управлении [Текст] / *Лескин А. А., Мальцев П. А., Спиридонов А. М.* – Л.: «Наука», 1989. – 135 с.
8. *Мартиненко І. І.* Проектування систем електрифікації та автоматизації АПК / *І. І. Мартиненко, В. П. Лисенко, Л. П. Тищенко, І. М. Болот, П. В. Олійник.* – К., 2008. – 330 с.
9. Пат. №54511 Україна. МПК<sup>9</sup> A23N 17/00, G06Q 10/00 . Спосіб автоматизованого керування технологічним процесом виробництва комбікорму / *В. Т. Діордієв, А. О. Кашкарьов* / Заявник ТДАТУ. - № u201006332; заявл. 25.05.2010; бюл. №21/2010.
10. *Полищук А.* Некоторые применения линейных интегральных датчиков Холла [Электронный ресурс] / *А. Полищук* // Компоненты и технологии. – 2006, - №7. – Режим доступа: [http://www.kite.ru/articles/sensor/2006\\_7\\_96.php](http://www.kite.ru/articles/sensor/2006_7_96.php)



11. Самоучитель по схемотехнике [Электронный ресурс] // Техническая библиотека lib.qrz.ru. – Режим доступа: <http://lib.qrz.ru/node/1000>.
12. *Стеценко И. В.* Теоретические основы Петри-объектного моделирования систем / *И. В. Стеценко* // Математичні машини і системи, 2011. - №4. – С. 136-148.

## **СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕВАТОРНЫМ КОМПЛЕКСОМ С ФУНКЦИЕЙ МОНИТОРИНГА НА ОСНОВЕ СЕТЕЙ ПЕТРИ**

Кашкарёв А. А.

***Аннотация*** - предложен способ синтеза системы управления элеваторным комплексом на основе сетей Петри, который обеспечивает реализацию функций мониторинга и диагностирования; приведен пример АСУ элеваторным комплексом; рассмотрены технические средства ввода информации о состоянии датчиков и работы исполнительных механизмов на основе бесконтактных логических измерителей напряжения и тока.

## **CONTROL SYSTEM OF THE GRAIN ELEVATOR WITH THE FUNCTION OF MONITORING BASED ON PETRI NETS**

A. Kashkarov

### ***Summary***

**In the article provided a method the synthesis of the control system grain elevator complex on the basis of Petri nets with function of the monitoring and diagnosis of control object. Shows an example ACS grain elevator. Examined the technical means of information input on the status of sensors and actuators work on the basis of contactless and discrete sensor of voltage and current.**



УДК 536.21

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ СТАЦІОНАРНИХ ПОЛІВ У ДВОШАРУВАТИХ КОНСТРУКЦІЯХ

Бойко С.Б., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-68-74, e-mail: svitlana.boiko@tsatu.edu.ua

**Анотація** – запропоновано метод розрахунку двовимірних стаціонарних, періодичних по просторовій координаті, теплових полів у двошарових плитах. На верхній і нижній межах плити температура описується парними періодичними функціями з однаковими періодами. На спільній межі шарів виконується умова неперервності температурного поля і рівність теплових потоків. Шукані температури в кожному із шарів записано у вигляді тригонометричних рядів по косинусах. Сформульовано алгоритм розв'язання задачі. Наведено приклади результатів числових досліджень для різних характеристик шарів. Проведено порівняльний аналіз і зроблено висновки.

**Ключові слова** – двошарові плити, гармонійне рівняння, ряд Фур'є, закон Фур'є.

*Постановка проблеми.* Елементами багатьох інженерних споруд є багатошарові плити, пластини, основи, оболонки. Це пов'язано з тим, що за рахунок шаруватості матеріалів можна досягти зменшення ваги, поліпшення звукоізоляційних, теплоізоляційних властивостей при зменшенні їх вартості. При розробленні відповідних споруд необхідно вміти розраховувати результати дій різних фізичних полів на двошарові конструкції. Особливий інтерес становить розробка аналітичних методів, оскільки в цьому випадку можна гарантувати необхідну точність обчислень і досліджувати вплив фізичних і механічних характеристик конструкцій на їх поведінку. Однак, такі розв'язки можна отримати лише у виняткових випадках. Одним із важливих видів фізичних полів є теплове поле. Таким чином, задача аналітичного опису теплового поля в двошаровій плиті з плоскопаралельними шарами актуальна.

*Аналіз останніх досліджень.* Докладніший аналіз побудови та застосування моделі, яка описує теплопровідність багатошарових конструкцій, наведено у роботі [1]. Розв'язанню деяких задач термодинаміки присвячено чимало фундаментальних досліджень, як, на-



приклад, [2 – 4]. Відомі різні способи отримання точних і наближених аналітичних рішень. Метод однорідних рішень використовується в роботах [5,6]. Метод функцій Гріна, з використанням апарату узагальнених функцій, використовується в роботі [7]. Метод жорсткісних функцій до подібних задач застосовувався в [8]. Наближені методи аналізу термопружних багат шарових плівок обговорюються в [9].

*Формулювання цілей статті.* Метою публікації є отримання функції, які описують зміни температурного поля в двошаровій плиті за допомогою розкладання в ряди Фур'є невідомих функцій.

*Основна частина.* Розглянемо двошарову плиту, на верхній і нижній межах якої задана температура, причому теплове поле в плиті стаціонарне. Будемо розглядати двовимірну задачу, тобто вважаємо, що вздовж одного з напрямків температурне поле не змінюється. На верхній межі верхнього і нижній межі нижнього шарів температура описується парними періодичними функціями. На загальній межі шарів виконується умова неперервності температурного поля і рівність теплових потоків (закон Фур'є). Кожен шар характеризується товщиною  $h_i$ , коефіцієнтами теплопровідності  $\alpha_i$ , де  $i$  номер шару. Ставиться задача про визначення функцій, якими характеризуються зміни температурного поля в кожному шарі.

У кожному шарі вводимо локальну декартову систему координат з початком на верхній межі відповідного шару так, щоб осі  $OZ_i$  лежали на одній прямій і були спрямовані вглиб шару. Задача зводиться до розв'язання гармонійного рівняння для кожної з функцій  $T_i(x, z)$ , яка описує температуру в кожному шарі:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial z^2} = 0. \quad (1)$$

Граничні умови задаються для верхньої межі верхнього шару і для нижньої межі нижнього шару

$$T_1(x, 0) = f(x), \quad T_2(x, h_2) = g(x). \quad (2)$$

Функції  $f(x)$ ,  $g(x)$  за умовою є періодичними з періодом  $2b$  і парними, тому використовуємо розклад в ряди Фур'є

$$f(x) = \frac{f_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} f_k \cdot \cos \lambda_k x, \quad g(x) = \frac{g_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} g_k \cdot \cos \lambda_k x, \quad (3)$$





де

$$f_0 = \frac{2}{b} \int_0^b f(s) ds, \quad g_0 = \frac{2}{b} \int_0^b g(s) ds$$

$$f_k = \frac{2}{b} \int_0^b f(s) \cos \lambda_k s ds, \quad g_k = \frac{2}{b} \int_0^b g(s) \cos \lambda_k s ds, \quad \lambda_k = \frac{\pi k}{b}. \quad (4)$$

На загальній межі шарів виконуються умови спряження

$$T_1(x, h_1) = T_2(x, 0), \quad (5)$$

$$\alpha_1 \frac{\partial T_1}{\partial z}(x, h_1) = \alpha_2 \frac{\partial T_2}{\partial z}(x, 0). \quad (6)$$

Шукані функції  $T_i(x, z)$  будуть задовольняти умовам  $T_i(x + 2b, z) = T_i(x, z)$ . Тому їх можна розкласти в тригонометричні ряди

$$T_i(x, z) = \frac{a_{i,0}(z)}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} a_{i,k}(z) \cos \frac{\pi k x}{b}. \quad (7)$$

Для визначення коефіцієнтів Фур'є підставимо (7) в (1). Після того, як розділимо гармоніки, будемо мати систему диференціальних рівнянь:

$$a_{i,0}'' = 0, \quad a_{i,k}'' - \lambda_k^2 a_{i,k} = 0, \quad k \in N.$$

Її розв'язок має вигляд

$$a_{i,0} = r_{i,0} + r_{i,1}z, \quad a_{i,k} = l_{i,k} ch(\lambda_k z) + \tilde{l}_{i,k} sh(\lambda_k z). \quad (8)$$

Таким чином, температура в  $i$ -му шарі описується виразом

$$T_i(x, z) = \frac{r_{i,0} + r_{i,1}z}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (l_{i,k} ch(\lambda_k z) + \tilde{l}_{i,k} sh(\lambda_k z)) \cos(\lambda_k x). \quad (9)$$

Для розв'язання задачі потрібно знайти вісім коефіцієнтів  $r_{i,0}$ ,  $r_{i,k}$ ,  $l_{i,0}$ ,  $l_{i,k}$ ,  $\tilde{l}_{i,0}$ ,  $\tilde{l}_{i,k}$  для кожного шару.

Використовуючи граничні умови (2) і розвинення в ряди Фур'є (9) отримуємо рівності:





$$\frac{r_{1,0}}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} l_{1,k} \cos(\lambda_k x) = \frac{f_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} f_{1,k} \cos(\lambda_k x),$$

$$\frac{r_{2,0} + r_{2,1}h_2}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (l_{2,k} ch(\lambda_k h_2) + \tilde{l}_{2,k} sh(\lambda_k h_2)) \cos(\lambda_k x) = \frac{g_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} g_k \cdot \cos \lambda_k x.$$

З властивостей рядів Фур'є випливає, що амплітуди повинні збігатися:

$$r_{1,0} = f_0, \quad r_{2,0} + r_{2,1}h_2 = g_0, \quad (10)$$

$$l_{1k} = l_k, \quad l_{2,k} \bar{C}_{2,k} + \tilde{l}_{2,k} \bar{S}_{2,k} = g_k. \quad (11)$$

З умови спряження шарів (5) маємо

$$\frac{r_{1,0} + r_{1,1}h_1}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (l_{1,k} \bar{C}_{1,k} + \tilde{l}_{1,k} \bar{S}_{1,k}) \cos(\lambda_k x) = \frac{r_{2,0}}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} l_{2,k} \cos(\lambda_k x),$$

звідки визначаємо наступні рівняння

$$r_{1,0} + r_{1,1}h_1 = r_{2,0}, \quad (12)$$

$$l_{1,k} \bar{C}_{1,k} + \tilde{l}_{1,k} \bar{S}_{1,k} = l_{2,k}. \quad (13)$$

В рівняннях (11), (13) введені позначення

$$\bar{C}_{i,k} = ch(\lambda_k h_i), \quad \bar{S}_{i,k} = sh(\lambda_k h_i).$$

Умова спряження (6) дає таку рівність

$$\frac{r_{1,1}}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (l_{1,k} \lambda_k \bar{S}_{1,k} + \tilde{l}_{1,k} \lambda_k \bar{C}_{1,k}) \cos(\lambda_k x) = \Delta \frac{r_{2,1}}{2} + \Delta \sum_{k=1}^{\infty} \tilde{l}_{2,k} \lambda_k \cos(\lambda_k x),$$

з якої отримуємо

$$r_{1,1} = \Delta r_{2,1}, \quad (14)$$

$$l_{1,k} \bar{S}_{1,k} + \tilde{l}_{1,k} \bar{C}_{1,k} = \Delta \tilde{l}_{2,k}. \quad (15)$$



Розв'язуючи систему рівнянь (10), (12), (14) знайдемо коефіцієнти для нульової гармоніки

$$r_{1,0} = f_0, \quad r_{1,1} = \frac{g_0 - f_0}{h_1 + \frac{1}{\Delta}h_2}, \quad r_{2,1} = \frac{g_0 - f_0}{\Delta h_1 + h_2}, \quad r_{2,0} = \frac{f_0 h_2 + \Delta g_0 h_1}{\Delta h_1 + h_2}. \quad (16)$$

З системи рівнянь (11), (13) та (15) маємо

$$l_{1,k} = f_k, \quad \tilde{l}_{1,k} = \frac{\Delta g_k - f_k (\Delta \bar{C}_{1,k} \bar{C}_{2,k} + \bar{S}_{1,k} \bar{S}_{2,k})}{\Delta \bar{S}_{1,k} \bar{C}_{2,k} + \bar{C}_{1,k} \bar{S}_{2,k}}, \quad (17)$$

$$l_{2,k} = \frac{\Delta g_k \bar{S}_{1,k} + f_k \bar{S}_{2,k} (\bar{C}_{1,k}^2 - \bar{S}_{1,k}^2)}{\Delta \bar{S}_{1,k} \bar{C}_{2,k} + \bar{C}_{1,k} \bar{S}_{2,k}}, \quad \tilde{l}_{2,k} = \frac{g_k \bar{C}_{1,k} + f_k \bar{C}_{2,k} (\bar{S}_{1,k}^2 - \bar{C}_{1,k}^2)}{\Delta \bar{S}_{1,k} \bar{C}_{2,k} + \bar{C}_{1,k} \bar{S}_{2,k}}.$$

Таким чином, усі необхідні коефіцієнти для знаходження шуканих функції температур знайдені.

Тепер сформулюємо алгоритм обчислення стаціонарного теплового поля двошарової плити:

1. Знаходимо константи  $f_0, f_k$  та  $g_0, g_k$  за формулами (4).
2. Визначаємо константи  $\bar{C}_{i,k}$  та  $\bar{S}_{i,k}$  для кожного шару.
3. За формулами (16) та (17) послідовно знаходимо коефіцієнти  $r_{i,0}, r_{i,k}, l_{i,0}, l_{i,k}, \tilde{l}_{i,0}, \tilde{l}_{i,k}$  ( $i=1,2$ ).
4. За формулами (9) отримуємо вираз для теплового поля в кожному шарі.

Якщо межові умови на верхній та нижній межах плити описуються скінченими тригонометричними поліномами, то запропонований алгоритм дає точний розв'язок.

Наведемо розв'язки задачі про розподіл тепла в двошаровій плиті, шари якої мають однакові товщини, що дорівнюють  $h_1 = h_2 = 1$ . На верхній межі плити температура задана функцією  $f(x) = T_0 \cos x$ , де  $T_0$  - характерна температура, яка вимірюється в  $^{\circ}C$ . На нижній межі температура описується формулою  $g(x) = T_0(1 + \cos x - \cos 2x)$ , яка також є періодичною з періодом  $2\pi$ .

На рис.1, 3 та 5 зображено розподіл температур у плиті в рамках одного періоду в системі координат, пов'язаній з першим шаром.

В наведених графіках будується функція  $\tilde{T}(x, z) = \frac{T(x, z)}{T_0}$ .

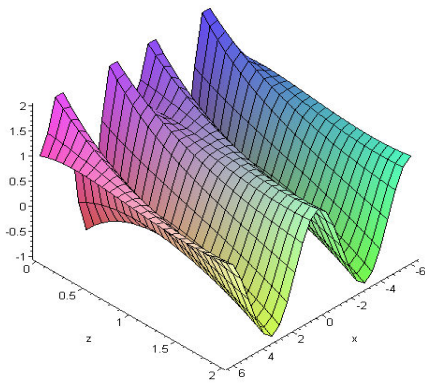


Рис. 1. Розподіл температур у випадку  $\alpha_2 = \alpha_1$

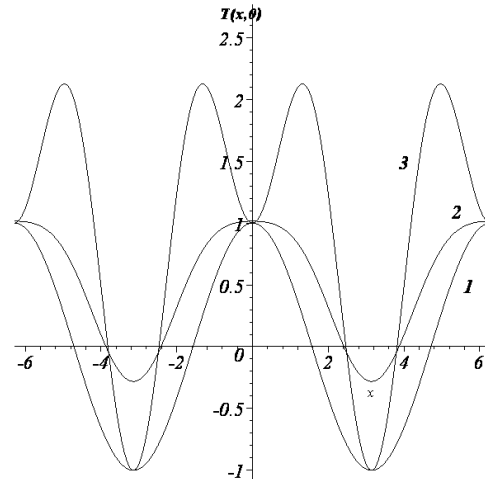


Рис. 2. Температура на межах шарів у випадку  $\alpha_2 = \alpha_1$

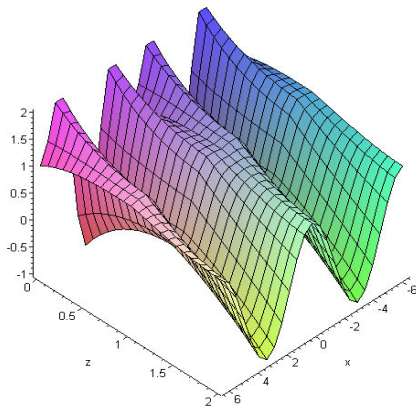


Рис. 3. Розподіл температур у випадку  $\alpha_2 = 0,1\alpha_1$ .

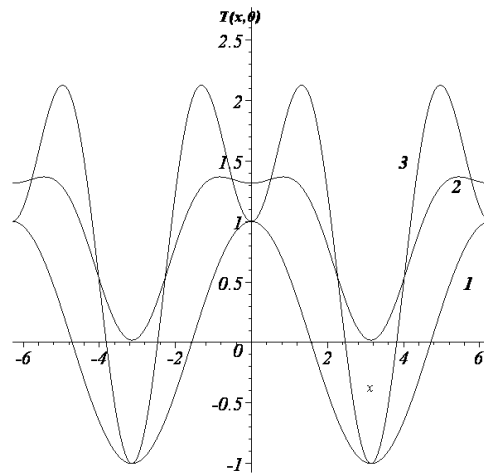


Рис. 4. Температура на межах шарів у випадку  $\alpha_2 = 0,1\alpha_1$

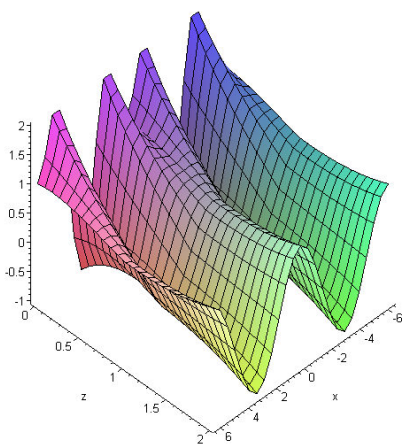


Рис. 5. Розподіл температур у випадку  $\alpha_2 = 10\alpha_1$ .

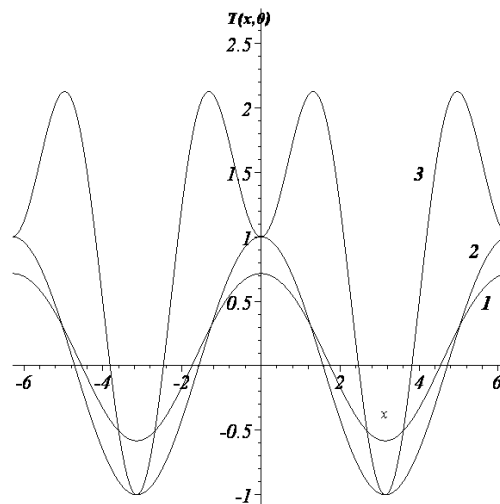


Рис. 6. Температура на межах шарів у випадку  $\alpha_2 = 10\alpha_1$



На рис.2, 4 та 6 зображено двовимірні графіки температури на межах шарів у рамках одного періоду, графіки пронумеровані цифрами 1, 2 та 3 відповідно верхній межі верхнього шару, контактної межі та нижньої межі нижнього шару.

На рис.1 та 2 наведено результати для значень  $\alpha_1 = \alpha_2$ , тобто для однорідної плити. На рис.3 та 4 – для значень  $\alpha_2 = 0.1\alpha_1$ . На рис.5 та 6 наведено результати для значень  $\alpha_2 = 10\alpha_1$ .

Як бачимо, збільшення коефіцієнта теплопровідності другого шару при незмінному коефіцієнті першого шару призводить до зменшення різниці температур між відповідними точками нижньої та верхньої межі цього шару. В другому шарі температура від'ємна, тобто ближча до температури на нижній межі. Це пояснюється тим, що нижній шар є кращими провідниками тепла, ніж перший шар.

*Висновки.* Запропоновано спосіб розв'язання задачі про двовимірний розподіл температур у двошаровій плиті з плоскопаралельними межами шарів. Вважається, що функції, які описують температуру на верхній та нижній межах, є парними та періодичними з однаковим періодом, тому алгоритм дає точний розв'язок.

#### *Література.*

1. Ухин Д.В. Математическая модель расчета температуры многослойной конструкции дорожной одежды в условиях перемены температур [Текст] / Д.В. Ухин // Вестник ВолгАСУ. Сер.: Стр-во и архит. 2010 – Вып. 17(36). – С.66 – 69.

2. Подстригач Я.С. Теплоупругость тел неоднородной структуры [Текст] / Я.С. Подстригач, В.А. Ломакин, Ю.М. Коляно // М.: Наука, 1984. – 368 с.

3. Коваленко А.Д. Основы термоупругости [Текст] / А.Д. Коваленко. – К.: Наук. думка, 1970. – 307 с.

4. Кудинов В.А. Аналитические решения задач теплопереноса и термоупругости для многослойных конструкций [Текст] / В.А.Кудинов, Э.М. Карташов, В.В. Калашиников // М.: Высшая школа. – 2005. – 430 с.

5. Алтухов Е.В. Метод однородных решений в трехмерных задачах термоупругости для транспортных пластин [Текст] / Е.В. Алтухов // Теорет. и прикл. мех. – 2003. – №37. – С.8–13.

6. Алтухов Е.В. Однородные решения трехмерных задач о распространении гармонических волн в транспортных термоупругих пластинах [Текст] / Е.В. Алтухов, В.П. Шевченко // Доп. НАН України. – 2007. – №4. – С.49 – 53.

7. Процюк Б.В. Метод функцій Гріна в осесиметричних задачах пружності та термопружності кусково-однорідних ортотропних тіл



[Текст] / Б.В. Процюк // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2000. – 43, №1. – С.94–101.

8. Горынин Г.Л. Метод жесткостных функций в задачах расчета многослойных стержней при температурных нагрузках [Текст] / Г.Л.Горынин, Ю.В. Немировский // Мат. методи та фіз.-мех. поля. 2012. – 55, №2. – С.144–155.

9. Neng-Hus Zhang. Thermoelastic stresses in multilayered beams [Text] / Neng-Hus Zhang // Thin Solid Films. – 2007. – 515 – P.8402–8406.

## МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ СТАЦИОНАРНЫХ ПОЛЕЙ В ДВУХСЛОЙНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

С.Б. Бойко

**Аннотация** - предложен метод расчета двумерных стационарных, периодических по пространственной координате, тепловых полей в двухслойных плитах. На верхней и нижней границах плиты температура описывается четными периодическими функциями с одинаковыми периодами. На совместной границе слоев выполняется условие непрерывности температурного поля и равенство тепловых потоков. Искомые температуры в каждом из слоев записаны в виде тригонометрических рядов по косинусам. Приведены примеры результатов численных исследований для различных характеристиках слоёв. Проведен сравнительный анализ и сделаны выводы.

## METHOD FOR DETERMINING THERMAL STATIONARY FIELDS IN TWO-LAYER PLATES

S. Boyko

### *Summary*

The method of calculation of two-dimensional stationary periodic spatial coordinate, thermal fields in the. Supposed that the functions describing the temperature of the upper and lower limits are dual and periodical with similar periods. At joint the border of layers following condition of continuity of the temperature field and the equality of heat flows. The desired temperature in each layer are recorded in the form of trigonometric series of cosines. Are examples of results of numerical investigations. A comparative analysis and conclusions are made.



УДК 519.654+62-5

## ЗАСТОСУВАННЯ МНК ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РАЦІОНАЛЬНОЇ ФУНКЦІЇ

Надикто В.Т., д.т.н.,

Величко О.В., к.фіз.-мат.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

тел.: (0619) 42-06-94

**Анотація** – в роботі пропонується спосіб визначення коефіцієнтів раціональної функції вигляду  $f(x)=bx(1-cx^2)^{-1}$  за відомими її значеннями при декількох значеннях змінної. Застосовується метод найменших квадратів. Наведено результати чисельних розрахунків з урахуванням похибок визначення значень функції.

**Ключові слова** – метод найменших квадратів, раціональна функція, нев'язка, частинні похідні, крива буксування.

*Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень.* Метод найменших квадратів – це ефективний спосіб обирати з функцій заданого вигляду ту, яка найкращим чином наближає експериментальні дані, задані системою точок. Найбільш часто за допомогою МНК отримують лінійну апроксимацію, але знаходять своє застосування і апроксимації більш високих степенів: квадратичні, кубічні і так далі [1].

Для класичного методу найменших квадратів потрібно, щоб шукана функція була лінійною відносно параметрів, що визначаються. Так, при апроксимації многочленами  $n$ -го степеня функція береться у

вигляді  $f(x) = \sum_{k=0}^n a_k x^k$ , де параметри  $a_k$  визначаються з умов мініму-

му квадратичної нев'язки. Для функції іншого вигляду іноді вдається провести перетворення, яке лінеаризує ці функції відносно параметрів [2]. В даній статті ця ідея реалізована для функції вигляду

$f(x) = \frac{bx}{1-cx^2}$ , яка використовується для апроксимації кривих буксу-

вання мобільних енергетичних пристроїв [3-5]. Зауважимо, що отримані результати можуть бути використані для обчислення точок оптимуму [6].



*Формулювання цілей статті.* В результаті експерименту було отримано набір точок  $(x_1, y_1), \dots, (x_n, y_n)$ . За допомогою методу найменших квадратів (МНК) потрібно підібрати криву вигляду  $f(x) = \frac{bx}{1-cx^2}$ , яка найкращим чином наближає задані точки на графіку.

*Основна частина.* При використанні класичного МНК до функцій заданого вигляду виникає наступна складність. Побудуємо функцію нев'язки

$$F(b, c) = \frac{1}{2} \sum (f(x_i) - y_i)^2 = \frac{1}{2} \sum \left( \frac{bx_i}{1-cx_i^2} - y_i \right)^2, \quad (1)$$

яку потрібно мінімізувати. Тут і надалі підсумовування проводиться по  $i$  від 1 до  $n$ .

Взяв частинні похідні по змінним  $b$  та  $c$ , отримаємо систему для обчислення цих параметрів:

$$\begin{cases} b \sum \frac{x_i^2}{(1-cx_i^2)^2} = \sum \frac{y_i x_i^3}{1-cx_i^2}, \\ b^2 \sum \frac{x_i^4}{(1-cx_i^2)^3} = b \sum \frac{y_i x_i^3}{(1-cx_i^2)^2}. \end{cases} \quad (2)$$

Складність полягає в тому, що система (2) є нелінійною. Із неї можна виключити параметр  $b$  та отримати одне рівняння для визначення параметру  $c$ :

$$\sum \frac{x_i^2}{(1-cx_i^2)^2} \sum \frac{y_i x_i^3}{(1-cx_i^2)^2} = \sum \frac{y_i x_i^3}{1-cx_i^2} \sum \frac{x_i^4}{(1-cx_i^2)^3}. \quad (3)$$

Явних аналітичних формул для знаходження параметру  $c$  тут отримати не вдається, хоча рівняння (3), в принципі, можна розв'язувати чисельно. Після визначення  $c$  параметр  $b$  можна визначити з першого рівняння системи (2).

Як бачимо, безпосереднє застосування МНК в цьому випадку пов'язано з труднощами, тому пропонується наступний прийом.

Функцію нев'язки, яку потрібно мінімізувати, беремо в вигляді:





$$F(b, c) = \frac{1}{2} \sum \left( \frac{1}{f(x_i)} - \frac{1}{y_i} \right)^2 = \frac{1}{2} \sum \left( \frac{1 - cx_i^2}{bx_i} - \frac{1}{y_i} \right)^2, \quad (4)$$

Вона дорівнює нулю тоді та тільки тоді, коли крива проходить через всі задані точки, як і в класичному МНК. Взяв частинні похідні по змінним  $b$  та  $c$ , отримаємо, після перетворень, систему для визначення цих параметрів:

$$\begin{cases} -X_{-2} + 2cn - c^2X_2 + bT - cbZ = 0, \\ -n + cX_2 + bZ = 0. \end{cases} \quad (5)$$

$$\text{Тут } X_2 = \sum x_i^2, X_{-2} = \sum \frac{1}{x_i^2}, Z = \sum \frac{x_i}{y_i}, T = \sum \frac{1}{x_i y_i}.$$

Система (5) також є нелінійною. Але її можна звести до лінійної, якщо до першого рівняння прибавити друге, помножене на  $c$ . Будемо мати систему:

$$\begin{cases} -X_{-2} + cn + bT = 0, \\ -n + cX_2 + bZ = 0; \end{cases} \quad (6)$$

розв'язати яку можна, наприклад, методом Крамера. Остаточні формули мають вигляд:

$$b = \frac{n^2 - X_2 X_{-2}}{nZ - TX_2} = \frac{n^2 - \left( \sum x_i^2 \right) \left( \sum \frac{1}{x_i^2} \right)}{n \left( \sum \frac{x_i}{y_i} \right) - \left( \sum \frac{1}{x_i y_i} \right) \left( \sum x_i^2 \right)}, \quad (7)$$

$$c = \frac{X_{-2} Z - nT}{nZ - TX_2} = \frac{\left( \sum \frac{1}{x_i^2} \right) \left( \sum \frac{x_i}{y_i} \right) - n \left( \sum \frac{1}{x_i y_i} \right)}{n \left( \sum \frac{x_i}{y_i} \right) - \left( \sum \frac{1}{x_i y_i} \right) \left( \sum x_i^2 \right)}. \quad (8)$$

*Чисельний приклад.* В якості тестового прикладу розглянемо набір точок, отриманих наступним чином. Візьмемо функцію



$$f(x) = \frac{0.2x}{1 - 0.6x^2} + t \sin x.$$

Тут другий доданок моделює випадкові похибки при експериментальному отриманні координат точок. Візьмемо  $x_i = 1 + i$ ,  $y_i = f(x_i)$ . Наведемо таблицю абсцис та ординат точок при  $t = 0.1$  и  $t = 0.3$ :

$i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$x_i$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$y_i(t = 0.1)$	-0.2595	-0.1306	-0.0926	-0.0727	-0.0593	-0.0495	-0.0424	-0.0374	-0.0338
$y_i(t = 0.3)$	-0.2204	-0.1206	-0.0918	-0.0754	-0.0615	-0.0499	-0.0417	-0.0366	-0.0335

При  $t = 0.1$ , в результаті обчислень по формулам (7) и (8), була отримана функція  $f(x) = \frac{0.2218x}{1 - 0.6649x^2}$ , а при  $t = 0.3$  – функція  $f(x) = \frac{0.2805x}{1 - 0.8404x^2}$ . На рис. 1 та 2 зображені точки та графіки апроксимуючих функцій.

Як бачимо, в обох випадках ми отримали задовільні результати при достатньо великих похибках вимірювань.

*Перспективи подальших досліджень.* В даній статті ми від функції  $f(x) = \frac{bx}{1 - cx^2}$ , яка нелінійно залежить від параметрів  $b$  та  $c$ , пе-

решили до функції  $\frac{1}{f(x)} = \frac{1}{bx} - \frac{cx}{b}$ , яка вже є лінійною відносно параме-

трів  $\alpha = \frac{1}{b}$  та  $\beta = \frac{c}{b}$ . Ці параметри обчислюються методом найменших квадратів, і через них можна обчислити шукані значення  $b$  та  $c$ . Ці міркування легко узагальнити на функції вигляду

$$f(x) = bx^m \left( \sum_{j=1}^k c_j x^j \right)^{-1}, \text{ що і планується зробити.}$$

*Висновки.* Шляхом зміни функції нев'язки в методі найменших квадратів вдалося побудувати остаточні формули для визначення коефіцієнтів раціональної функції, яка застосовується для апроксимації кривої буксування. В прикладах показано, що гарні результати можна отримати і при достатньо великих значеннях похибок експериментального визначення координат точок.

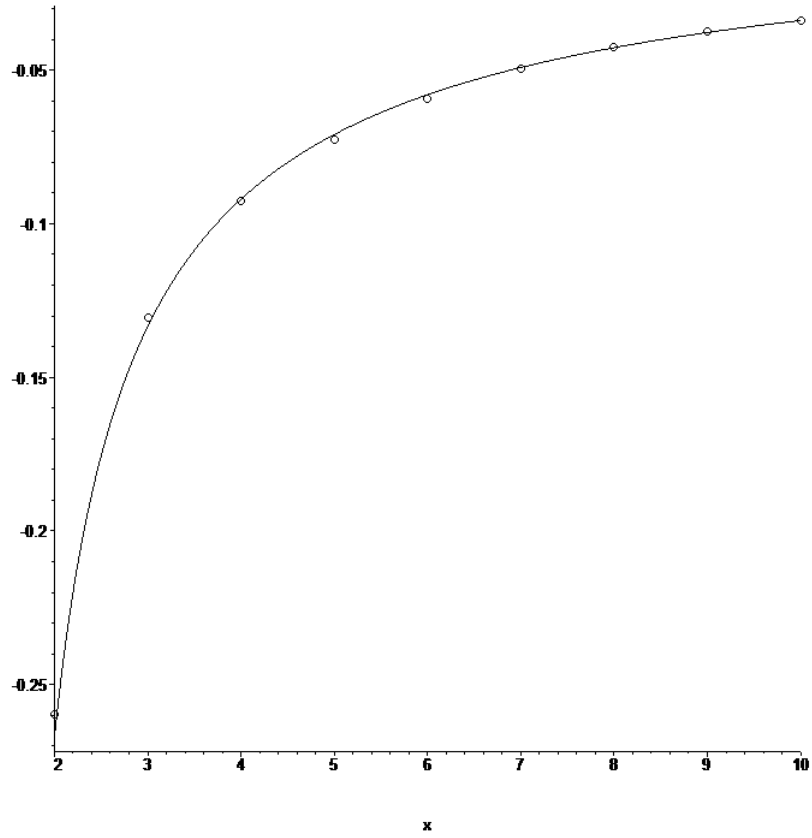


Рис. 2. Випадок  $t = 0.1$

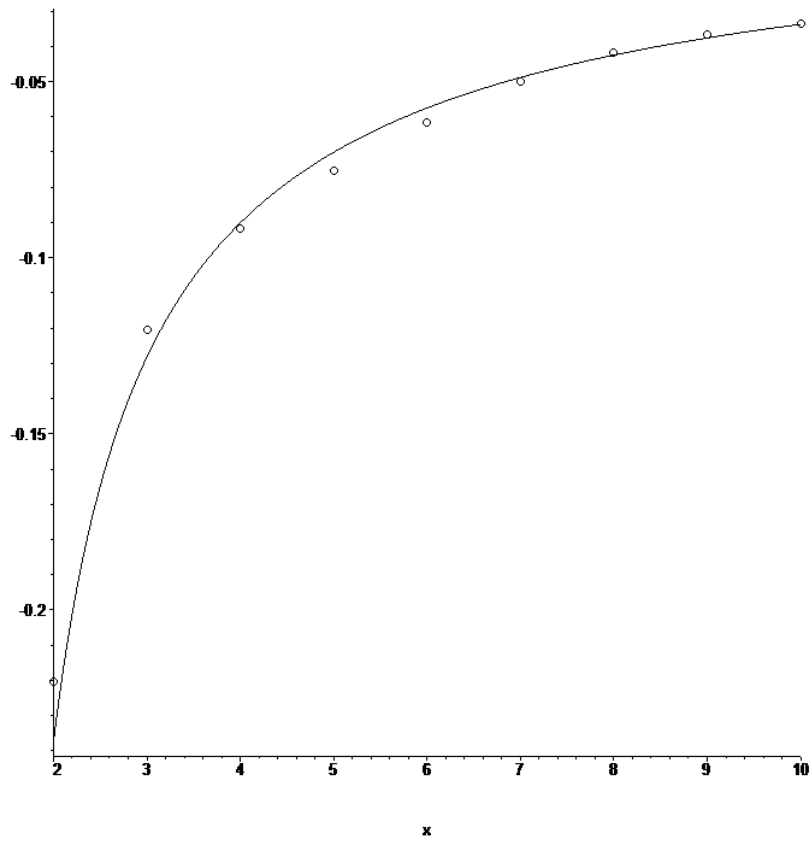


Рис. 3. Випадок  $t = 0.3$

*Література.*

1. *Линник Ю.В.* Метод наименьших квадратов и основы математической теории обработки наблюдений / *Ю.В. Линник* // Фізматлит. – 1958. – 337с.
2. *Лоусон Ч.Л., Хенсон Р.Д.* Численное решение задач метода наименьших квадратов: Пер. с англ. / *Ч.Л. Лоусон, Р.Д. Хенсон* – Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. – 1986. – 232с.
3. *Сураев Н.Г.* Исследование тягового КПД и буксования тракторов / *Н.Г. Сураев* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. – №4. – С.16 – 20.
4. *Трепененков И.И.* Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / *И.И. Трепененков.* – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. – 1963. – 272 с.
5. *Кувачов В.П.* Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу / *В.П. Кувачов* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2013. – Вип.3, Т.1. – С.116 – 126.
6. *Надыкто В., Величко О.* Означення точки оптимуму кривої та спосіб її визначення / *В. Надыкто, О. Величко* // Техніка і технології АПК: наук.-вироб. журн. – 2014. – № 2 (53). – С.16 – 18.

**ПРИМЕНЕНИЕ МНК ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАЦИОНАЛЬНОЙ ФУНКЦИИ**

В.Т. Надыкто, Е.В. Величко

**Аннотация** – в работе предлагается способ определения коэффициентов рациональной функции вида  $f(x)=bx(1-cx^2)^{-1}$  по известным ее значениям при некоторых значениях переменной. Применяется метод наименьших квадратов. Приведены результаты численных расчетов с учетом погрешностей определения значений функции.

**APPLICATION OLS FOR DETERMINATION OF PARAMETERS OF RATIONAL FUNCTIONS**

V. Nadykto, H. Velichko

**Summary**

We propose a method for determining the coefficients of a rational function of the form  $f(x)=bx(1-cx^2)^{-1}$  known for its values for some values of the variable. The method ordinary least squares used. Given the results of numerical calculations. Error in determining the values of the function considered.