

Міністерство аграрної політики та  
продовольства України

Таврійський державний агротехнологічний університет



**Науковий вісник**  
Таврійського державного агротехнологічного університету



*Випуск 4, Том 2*

Електронне наукове фахове видання

Мелітополь – 2014 р.

УДК 621.311:631

ПЗ.8

Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4, Т.2. – Режим доступу:

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

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,  
Протокол № 2 від 30 вересня 2014 р.

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

Редакційна колегія:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор),  
Надикто В.Т. – чл.- кор. НААН України, д.т.н., професор (заст. головного редактора),

Діордієв В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар),

Дідур В.А. – д.т.н., професор, Кушнар'єв А.С. – чл.- кор. НААН України, д.т.н., професор, Найдиш А.В. – д.т.н., професор, Никифорова Л.Є. – д.т.н., професор, Овчаров В.В. – д.т.н. професор, Панченко А.І. – д.т.н. професор, Рогач Ю.П. – к.т.н., професор, Скляр О.Г. – к.т.н., доцент, Тарасенко В.В. – д.т.н., професор, Шацький В.В. – д.т.н., професор, Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., професор.

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, 2014.

Електронне наукове фахове видання

**Науковий вісник**  
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 4, Том 2.

Відповідальний за випуск – Надикто В.Т.

Комп'ютерна верстка – Чорна Т.С.

---

Підписано до друку 14.10.2014 р. друк. Rizo. Друкарня "Люкс".  
12,44 умов. друк. арк. тираж 2 прим.

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

## ЗМІСТ

1. <i>Кюрчев В.М.</i> Оцінка агрегативання орно-просапного трактора із сільськогосподарськими машинами/знаряддями.....	3
2. <i>Шацький В. В., Тісліченко О. С., Мілько Д. О.</i> Методологічні принципи обґрунтування параметрів техніки в системі якості продукції тваринництва.....	8
3. <i>Мовчан В. Ф., Леженкін О. М. Тарасенко В.В.</i> Методика прогнозування необхідної кількості техніки (на прикладі господарств Запорізької області).....	16
4. <i>Строганов Ю. Н., Огнев О. Г.</i> Совершенствование эксплуатационных параметров автомобильного транспорта в сельских условиях.....	32
5. <i>Морозов М. В.</i> Дослідження сингулярностей хвильового фронту когерентного випромінювання при відбитті від шорсткої поверхні.....	40
6. <i>Братишко В. В.</i> Результати експериментальних досліджень підготовки кормосуміши до гранулювання.....	45
7. <i>Вериков О. О., Коломієць С. М., Антонова Г. В.</i> Кінематика ротаційних робочих органів з силовим зв'язком ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту.....	56
8. <i>Демьяненко В. Я., Чаплинский А. П., Демьяненко Д. В.</i> Кинематический анализ рычажной системы пневмокормораздатчика с дозированием в трубе.....	65
9. <i>Коломієць С. М., Вериков О. О.</i> Взаємодія робочих органів ґрунтообробних машин з ґрунтом.....	71
10. <i>Дюжаєв В. П.</i> Ідентифікація нелінійної коливальної системи корпус плуга – ґрунт.....	79
11. <i>Михайленко Е. Ю.</i> Определение динамических характеристик ветроэнергетической установки с вертикальной осью.....	85
12. <i>Мовчан В. Ф., Мітков В. Б., Масалабов В. М., Ігнат'єв Є.І.</i> Тарасенко В.В. Підвищення й обґрунтування попиту на модернізацію сільськогосподарської техніки.....	90
13. <i>Михайлов Е. В., Белокопытов А. А., Задосная Н. А., Сердюк Д. В.</i> Пневморешетный сепаратор зерна с замкнутой воздушной системой.....	98
14. <i>Мовчан В. Ф., Болтянський Б. В., Ігнат'єв Є. І.</i> Метод визначення кількості засобів механізації для сучасних сільськогосподарських підприємств.....	104

15. <i>Чижигов І. О.</i> Визначення вихідних даних для розробки математичної моделі оптимізації параметрів орієнтуючого пристрою садильного апарата машини для садіння підщеп плодових культур .....	115
16. <i>Кувачов В. П.</i> Обґрунтування енергонасиченості спеціалізованих самохідних енерготехнологічних засобів мостового типу .....	124
17. <i>Аюбов А. М., Антощенков В. Н.</i> Обработка пропашных культур и анализ точности движения машинно-тракторного агрегата.....	131
18. <i>Шокарев О. М., Шокарев О. О., Шегеда К.О.</i> Аналіз пристроїв для сепарації обчесаного вороху сільськогосподарських культур .....	136
19. <i>Еременко О.І., Лукьянец В.О.</i> Дослідження та вдосконалення живильного пристрою перспективного брикетного преса .....	146
20. <i>Чорна Т.С.</i> Математична модель асиметричного просапного агрегату .....	157
21. <i>Кистечок О.Д.</i> До питання стабільності руху заглибленого фронтального плуга.....	168
22. <i>Кузенко Д.В., Левко С.І.</i> Методика та результати експериментальних досліджень коефіцієнта бокового тиску рослинних матеріалів.....	174
23. <i>Чорна Т.С.</i> Оцінка стійкості руху асиметричного посівного агрегату .....	183
24. <i>Новиков Г.В.</i> Анализ устройств предпосевной обработки зерновых .....	189



УДК 631.37 + 631.3.00.65

## ОЦІНКА АГРЕГАТУВАННЯ ОРНО-ПРОСАПНОГО ТРАКТОРА ІЗ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИМИ МАШИНАМИ/ЗНАРЯДДАМИ

Кюрчев В.М., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) – 42-06-18, e-mail: office@tsatu.edu.ua

**Анотація** – викладено результати аналізу витрат праці на агрегування орно-просапного трактора сімейства ХТЗ-160 із сільськогосподарськими машинами/знаряддями.

**Ключові слова** – орно-просапний трактор, машина, знаряддя, агрегатованість, трудоемкість

*Постановка проблеми.* Однією із найважливіших характеристик того чи іншого машинно-тракторного агрегату є трудоемкість його складання. Визначення цього показника є однією із складових методів аналізу і оцінки агрегування того чи іншого енергетичного засобу у складі відповідного машинно-тракторного агрегату (МТА) [1].

Слід підкреслити, що чіткого розуміння процесу «агрегування» в нашій країні нині не існує. Нами він розглядається як один із розділів землеробської механіки і за визначенням д.т.н. Надикти В.Т. являє собою систему заходів із забезпечення функціонування машинно-тракторних агрегатів із максимальною ефективністю.

Слід підкреслити, що на значину останньої суттєво впливає трудомісткість складання МТА. Механізм цього впливу належним чином відображений в матеріалах чинної стандартизації [2]. При проведенні експлуатаційно-технологічних випробувань того чи іншого машинно-тракторного агрегату більш придатним і перспективним за рівнозначності усіх інших умов є той, для складання якого потрібно витратити мінімум часу. Найбільш важливо це при переїздах агрегату із одного місця роботи на інше, а також під час його дальніх транспортних переміщень.

Із аналізу чинників, які впливають на показники експлуатаційно-технологічної оцінки МТА, однозначно випливає, що практична діяльність учених має бути направлена на пошуки шляхів зменшення трудомісткості агрегування енергетичних засобів.

*Методика.* Стосовно орно-просапного трактора, який агрегується за схемою «push-pull» (рис.1), це проявляється у витрачанні обслуговуючим персоналом певного часу на приєднання як задньонавісних причіпних, так і навісних фронтальних машин/знарядь. Як уже підкреслювалось вище, чим менші витрати такого часу, тим більш ефективною є агрегатованість енергетичного засобу.



Рис. 1. Агрегат за схемою «push-pull» на основі орно-просапного трактора серії ХТЗ-160.

З урахуванням усіх можливих варіантів агрегування орно-просапного трактора особливе значення мають комбіновані машинно-тракторні агрегати за схемою «push-pull». На практиці вони були такими:

- 1) задньонавісна машина/знаряддя без автозчепу + фронтальне знаряддя без автозчепу (варіант 1, рис. 2);
- 2) задньонавісна машина/знаряддя з автозчепом + фронтальне знаряддя з автозчепом (варіант 2, рис. 2);
- 3) задньонавісна машина/знаряддя з автозчепом + фронтальне знаряддя без автозчепу (варіант 3, рис. 2);
- 4) задньонавісна машина/знаряддя без автозчепу + фронтальне знаряддя з автозчепом (варіант 4, рис. 2);
- 5) причіпна машина/знаряддя + фронтальне знаряддя з автозчепом (варіант 5, рис. 2);
- 6) причіпна машина/знаряддя + фронтальне знаряддя без автозчепу (варіант 6, рис. 2).

Агрегування трактора серії ХТЗ-160 з машинами/знаряддями за вказаними вище технологічними схемами здійснювали у відповідності зі стандартизованою методикою [3]. При цьому використовували широко розповсюджену автоматичну зчіпку (автозчеп) СА-3, призначену для агрегування навісних машин машин/знарядь з тракторами тягового класу 3.



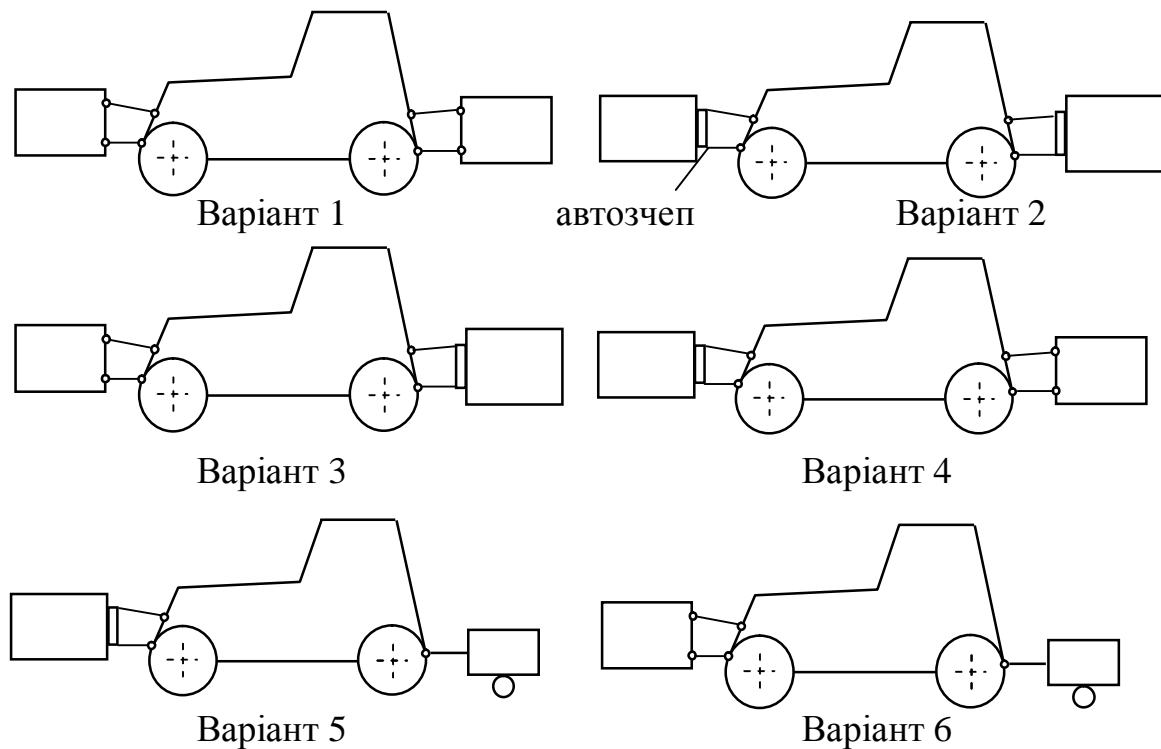


Рис. 2. Варіанти агрегування орно-просапного трактора.

Процес безпосереднього складання агрегатів із натурних зразків трактора і машин/знарядь включав наступні операції:

- під'їзд трактора до машини/знаряддя. За вихідну позицію трактора приймали його положення спереду/ззаду агрегованих машин/знарядь на відстані 5 м;
- приєднання машини/знаряддя до зчіпного пристрою або навісного механізму трактора;
- приєднання валу прийому потужності машини з активними робочими органами до валу відбору потужності (ВВП) орно-просапного трактора;
- приєднання (за наявності) маслопроводів, гальмівної системи, освітлення та сигналізації машин до відповідних систем енергетичного засобу.

Схема виконання процесу агрегування орно-просапного трактора була такою. Енергетичний засіб попередньо розміщували між задньою та фронтальною машинами/знаряддями, поставленими на одній лінії з дистанцією між ним в 15 м. Перший крок полягав у під'їзді і приєднанні задньої машини/знаряддя. Другий крок включав під'їзд і агрегування орно-просапного трактора із задньою машиною/знаряддям і приєднання до нього фронтальної машини/знаряддя.

Трудомісткість агрегування орно-просапного трактора із сільськогосподарськими машинами/знаряддями ( $T_a$ ) розраховували за загально відомою формулою [3]:



$$T_a = \sum_{i=1}^n L_i \cdot t_i$$

де  $L_i$  – кількість обслуговуючого персоналу, зайнятого на виконанні  $i$ -тої операції агрегування орно-просапного трактора, чол.;

$t_i$  – тривалість  $i$ -тої операції агрегування, год.

*Результати.* Результати виконання вказаних вище операцій агрегування для різних МТА наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Трудомісткість агрегування орно-просапного трактора з сільськогосподарськими машинами і знаряддями.

№ п/п	Технологічна частина МТА	Трудомісткість агрегування, люд.·год.
1.	Задньонавісна машина/знаряддя без автозчепу + фронтальне знаряддя без автозчепу	0,2100
2.	Задньонавісна машина/знаряддя з автозчепом + фронтальне знаряддя з автозчепом	0,0500
3.	Задньонавісна машина/знаряддя без автозчепу + фронтальне знаряддя з автозчепом	0,1400
4.	Задньонавісна машина/знаряддя з автозчепом + фронтальне знаряддя без автозчепу	0,1300
5.	Причіпна машина/знаряддя + фронтальне знаряддя з автозчепом	0,0400
6.	Причіпна машина/знаряддя + фронтальне знаряддя без автозчепу	0,0500

Аналіз отриманих даних показує, що найбільш трудоемким є процес агрегування орно-просапного трактора із задньою та фронтальною навісними машинами/знаряддями, які не обладнані автозчепом (варіант 1). В цьому випадку два механізатори витрачають в середньому 12...13 хв.

Водночас, за умови обладнання машин/знарядь автоматичним зчипним пристроєм трудомісткість складання комбінованого МТА за схемою «push-pull» зменшується приблизно в 4 рази (див. табл.1).

Найменші витрати часу отримані для варіанту машинно-тракторного агрегату, який включав агрегування орно-просапного трактора із задньою причіпною машиною і фронтальним знаряддям, обладнаним автозчепом (варіант 5). Трудомісткість агрегування такого МТА не перевищувала 0,04 люд.·год. (див. табл. 1).

Практика складання деяких агрегатів свідчить, що здійснення під'їзду трактора до машини, знаряддя можна здійснювати з відстані,

меншій за регламентовані стандартом [3] 5 м. В цьому випадку трудомісткість агрегування орно-просапного трактора може бути ще меншою.

*Висновки.* Для ефективного агрегування із орно-просапним трактором бажано, щоб фронтальні та задньонавісні машини/знаряддя були обладнані автоматичним зчіпним пристроєм. В цьому випадку трудомісткість складання комбінованих МТА за схемою «push-pull» зменшується майже в 4 рази.

В цілому застосування цього енергетичного засобу не створює будь-яких проблем при його комбінованому агрегуванні.

#### *Література*

1. Орлов Н.М. Развитие агрегатирования сельскохозяйственной техники / Н.М.Орлов // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1977, № 10. – С. 9 – 10.

2. ГОСТ 24055 – 88 (СТ СЭВ 5628-86) «Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки на этапе испытаний».

3. СТО АИСТ 11.1-2010 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы оценки агрегируемости».

## **ОЦЕНКА АГРЕГАТИРУЕМОСТИ ПАХОТНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА С СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ МАШИНАМИ/ ОРУДИЯМИ**

В.М. Кюрчев

**Аннотация** – изложены результаты анализа затрат труда на агрегатирование пахотно-пропашного трактора семейства ХТЗ-160 с сельскохозяйственными машинами/орудиями

## **ESTIMATION COMBINATION OF ARABLE-CULTIVATED TRACTORS WITH AGRICULTURAL MASHINES**

V. Kyurchev

#### *Summary*

**The results break-down expenses of lab our on the unitization of the arable-cultivated tractor XT3-160 are expounded with agricultural machines.**



УДК 631. 363

## МЕТОДОЛОГІЧНІ ПРИНЦИПИ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІКИ В СИСТЕМІ ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ ТВАРИННИЦТВА

Шацький В.В., д.т.н.,

Тісліченко О. С., інж.,

*Запорізький науково-дослідний центр з механізації тваринництва*

*ННЦ «ІМЕСГ»*

Мілько Д.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (067)798-85-46, e-mail: milko\_dmitriy@mail.ru

**Анотація** – запропоновано методологічні принципи обґрунтування параметрів технічних засобів для тваринництва на основі моделювання впливу якості їх роботи на продуктивність тварин.

**Ключові слова** – технологія, техніка, тварини, корм, конверсія, енергія, протеїн, параметри, продукція, модель, методологія, обґрунтування.

*Постановка проблеми.* Існуючі методики оцінки техніки на стадії розробки та функціонування, які проводяться за техніко-економічними показниками, не в повній мірі відображають дійсну картину ефективності використання технічних засобів в технологіях виробництва тваринницької продукції. Такі методики не можуть дати адекватну оцінку техніки тільки за техніко-економічними показниками без врахування параметрів процесу, який вона (техніка) виконує разом з елементом виробництва, що здійснює керування цим процесом (працівник, мікропроцесор, робот або тварина) та їх впливу на продуктивність тварин, а також якості взаємодії продукту цього процесу з наступним процесом, який є наступним етапом життєвого циклу цієї продукції.

Існуюча техніко-економічна оцінка, як правило, концептуально показує позитивний результат при зниженні затрат на виконання будь-якого процесу, що не завжди є вірною, тому, що не показує доцільність або необхідність збільшення затрат для отримання значно більшого обсягу продукції з меншою собівартістю. Наприклад, збільшення затрат на заготівлю та приготування кормів до певної (оптима-

льної /доцільної) міри дає значне підвищення їх якості, що позитивно впливає на продуктивність тварин.

Тому розробка моделей оптимізації параметрів технічних засобів на основі моделювання продуктивності тварин та питомих енергетичних затрат є актуальною проблемою щодо оптимізації структури, параметрів та якості функціонування біотехнічних систем тваринництва.

*Аналіз останніх досліджень.* В інституті механізації тваринництва УААН в 1985р. [1] була розроблена методологія оцінки техніки і технологій на стадії їх проектування в системі якості продукції молочного скотарства на основі енергетичної оцінки конверсії корму в продукцію тварин, де обґрунтування параметрів технічних засобів приготування кормів проводилось за показниками продуктивності тварин та собівартості продукції ферми в системі залежностей:

$$P_p = f(OE_{\text{л}}) \rightarrow OE_{\text{л}} = f(OE) \rightarrow OE = f(K_k) \rightarrow K_k = f(P_o), \quad (1)$$

де  $P_p$  - продуктивність тварин;  
 $OE_{\text{л}}$  - обмінна енергія лактації;  
 $K_k$  - якість приготування корму;  
 $P_o$  - параметри обладнання.

В цій схемі не в повній мірі відображено вплив складових поживності корму на процес молокоутворення і продуктивність тварин і, як слід, на обсяги виробництва кормів та параметри обладнання.

В 2011р. в розвиток цієї методології була запропонована модель конверсії енергії корму в продукцію молочного скотарства [2], в якій продуктивність корови розраховується за енергією та використаним протеїном на протязі 240 діб. В останні шість тижнів тільності, де потреба в протеїні має тенденцію зростання, затрати на відкладення протеїну в організмі тварини в цій моделі не враховані на рівні математичних залежностей і математичного моделювання.

*Формулювання цілей статті.* Метою цих наукових досліджень є розробка математичної моделі обґрунтування параметрів технології і техніки для молочного скотарства на основі моделювання виробництва як системи технологічних процесів, що забезпечують якість тваринницької продукції, що виробляється, де стрижнем повинно бути модель конверсії енергії і протеїну кормів в продукцію тварин.

*Метод дослідження.* Нами запропонована методологія оцінки техніки за продуктивністю тварин в системі якості продукції тваринництва на основі енергетичної та протеїнової оцінки збалансованого корму, яка на основі аналізу залежностей продуктивності тварин та питомих енергетичних затрат і собівартості продукції з параметрами технологічних процесів більш достовірно визначає параметри процесів та обладнання для заготівлі, приготування і роздавання кормів на тваринницьких фермах.

Крім того, методика дозволяє визначити кількість і якість (енергетика, поживність) органічної сировини (гною), що отримується при виробництві певної кількості і якості основної продукції. Такий методологічний підхід надає можливість обґрунтувати параметри технологій і устаткування техніко-технологічних систем поводження з органічною сировиною тваринницьких ферм органічного напрямку виробництва.

*Основна частина.* Загальна схема алгоритму обґрунтування параметрів технологій і техніки тваринницьких ферм, базується на конверсії енергії і поживних речовин кормових компонентів кормової суміші в продукцію тварин, яка попадає на кормовий стіл для кожної тварини технологічної групи в залежності від їх комбінацій в раціоні представлена на рис 1.

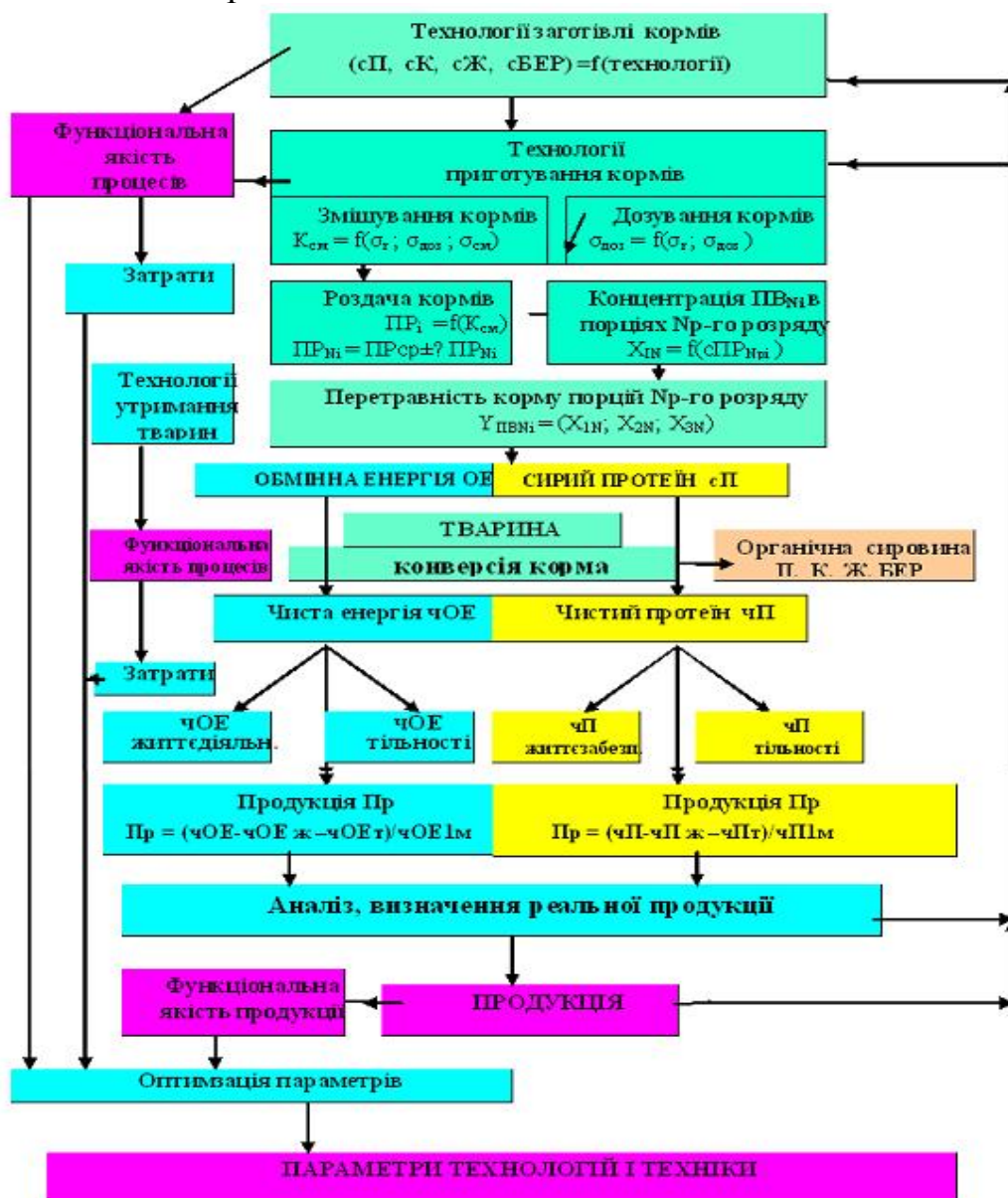


Рис. 1. Схема алгоритму обґрунтування параметрів обладнання для тваринництва.

Відомо, що якість  $\theta_{cm}$  змішаного корму залежить від характеристик компонентів раціону, якості їх дозованої подачі та змішування

$$\theta_{cm} = f(\sigma_k; \sigma_{доз}; \sigma_{cm}), \quad (2)$$

де  $\sigma_k, \sigma_{доз}, \sigma_{cm}$  - середнє квадратичне відхилення характеристик корму, дозованої подачі та змішування, які залежать від параметрів  $P_{oj}$  (конструктивно-кінематичних, технологічних, режимних) технологічного обладнання

$$\sigma_j = f(P_{oj}), \quad (3)$$

де  $\sigma_j$  - середнє квадратичне відхилення  $j$ -го технологічного процесу, позначене через середнє квадратичне відхилення предмету праці процесу  $j$ -го кормового матеріалу).

Отримана кормова суміш з відомою нерівномірністю  $\theta_{cm}$  роздається технологічній групі тварин  $N_k$ , де в порціях, призначених окремим тваринам, знаходиться різне співвідношення поживних речовин  $ПВ_{N_i}$ , зміна  $\pm \Delta ПВ_{N_i}$  яких відбувається в залежності від якості змішування -  $\pm \Delta ПВ = f(\theta_{cm})$ , складає  $ПВ_{N_i} = ПВ_{cp} \pm \Delta ПВ_{N_i}$  і впливає на концентрацію  $X_{N_i}$  поживних речовин в порції корму для тварини

$$X_{N_i} = f(c\Pi_{N_i}; cK_{N_i}; cЖ_{N_i}; cБЕР_{N_i}), \quad (4)$$

де  $c\Pi_{N_i}, cK_{N_i}, cЖ_{N_i}, cБЕР_{N_i}$  - відповідно сирі протеїн, клітковина, жир та без азотисті екстрактивні речовини.

Проведені дослідження [3] показують вплив співвідношення поживних речовин у раціоні на рівень їхньої перетравності. Отримано рівняння регресії для розрахунку перетравності органічної речовини  $У_{op}$ , протеїну  $У_{п}$ , жиру  $У_{ж}$ , клітковини  $У_{к}$  і без азотистих екстрактивних речовин -  $У_{БЕР}$  в залежності від концентрації протеїну ( $X_1$ ), клітковини ( $X_2$ ) і БЕР ( $X_3$ ) в органічній речовині

$$\begin{aligned} У_{op} &= 0,10479 + 0,00595X_1 + 0,00162X_2 + 0,00812X_3; \\ У_{п} &= 0,04694 + 0,01158X_1 + 0,00420X_2 + 0,00558X_3; \\ У_{ж} &= 0,12911 + 0,00755X_1 + 0,00561X_2 + 0,00562X_3; \\ У_{к} &= 0,11011 - 0,00223X_1 + 0,00911X_2 + 0,00440X_3; \\ У_{БЕР} &= 0,24108 + 0,00548X_1 + 0,00128X_2 + 0,00733X_3. \end{aligned} \quad (5)$$

Тоді обмінна енергія корму визначається виразом

$$OE = 0,01746n\Pi + 0,03123nЖ + 0,01365nK + 0,01477nБЕР, \quad (6)$$

де  $n\Pi, nЖ, nK, nБЕР$  - відповідно перетравлені протеїн, жир, клітковина і без азотисті екстрактивні речовини ( $n\Pi = c\Pi * У_{п}$ ;  $nЖ = cЖ * У_{ж}$ ;  $nK = cK * У_{к}$ ;  $nБЕР = cБЕР * У_{БЕР}$ ) %.

Також встановлено, що надої молока більше залежать від енергетичної цінності корму, ніж від протеїнового вмісту [4].

Чиста обмінна енергія витрачається на підтримку життєдіяльності ( $E_{чпж}$ ), лактацію ( $E_{чл}$ ) та тільність ( $E_{чст}$ ) [5]

$$OE_{ч} = E_{чпж} + E_{чл} + E_{чст} \quad (7)$$

Чиста енергія підтримки життєдіяльності [5]

$$E_{чпж} = 0,488 k_1 M_{к}^{0,75} \quad (8)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт використання ОЕ для лактації [5];

Виходячи з формули Ван Еса

$$k_1 = 0,6 \left[ 1 + 0,004 \left( 100 \frac{OE}{BE} - 57 \right) \right]$$

Потреба тварини у сирому протеїні ( $сП_{пж}$ ) для підтримки життєдіяльності тварини на добу (г/доба) визначається за формулою [5]

$$сП_{пж} = 3,9 k_n M_{к}^{0,75} + 25 \quad (9)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт використання ОЕ підтримки життєдіяльності;

$$k_n = 1,196 k_1$$

Сирий протеїн ( $сП_{ипж}$ ), що використовується дійною коровою у дванадцятипалій кишці, визначається через чистий азот, необхідний для підтримання життя тварини

$$сП_{ипж} = 6,25 N_{чп} 2,149 \quad (10)$$

де  $N_{чп}$  – чиста потреба в чистому азоті для підтримання життєдіяльності.

Необхідно, що б в рубці корови на 1МДж ОЕ приходилось 1,62 г азоту (N), або 10,1 сП [5].

Чиста енергія лактації ( $E_{чл}$ ) оцінюється кількістю молока певного складу, що надає корова за добу в енергетичних одиницях, інакше це енергія утворюваного молока [5]

$$E_{чл} = E_{м} = 0,37 Ж_{(\%)} + 0,21 П_{(\%)} + 0,95 \quad (11)$$

де  $Ж_{(\%)}$ ,  $П_{(\%)}$  – відповідно, зміст жиру і протеїну в молоці, %.

Потреба тварини в сирому протеїні корови для утворення 1 кг молока визначається змістом білку в даному продукті (г/кг)

$$сП_{ул} = 2,149 сП_{ч} = 21,49 B_{(\%)} \quad (12)$$

де  $B_{(\%)}$  – зміст білку в молоці в процентах.



Чиста обмінна енергія тільності ( $E_{чст}$ ) складається з відкладення енергії в матці  $E_{чмт}$ , в плоді  $E_{чпл}$  та у вимені  $E_{чвм}$

$$E_{чст} = E_{чмт} + E_{чпл} + E_{чвм} \quad (13)$$

Чиста енергія відкладення в матці залежить від часу тільності  $T_{ст}$  [5]

$$E_{чмт} = 0,044 e^{0,0165 T_{ст}} \quad (14)$$

а чистий сирий протеїн  $cП_{ч} = 10,1 E_{чмт}$ .

Чиста енергія відкладення в плоді також залежить від відкладення азоту, який у свою чергу залежить від часу стельности  $T_{ст}$  [5]

$$N_{чпл} = 1,9385 e^{0,0108 T_{ст}} \quad (15)$$

$$E_{чпл} = k_N N_{чпл} / 10,1, \quad (k_N = 6,25) \quad (16)$$

Сирий протеїн, що використовується, для розвитку плоду визначається за виразом

$$cП_{упл} = 2,149 cП_{чпл} \quad (17)$$

де  $cП_{чпл}$  – чистий сирий протеїн, що використовується для розвитку плоду.

В період тільності в молочній залозі резервується енергія, яка за 6-4 тижні перед отеленням складає 1 МДж обмінної енергії (ОЕ), за 3-0 тижні- 15 МДж ОЕ. Залежність чистої енергії відкладення у вимені тварини можна представити експоненціальною залежністю

$$E_{чвм} = k_{ч} 0,0132 e^{0,175 T_{ст}} \quad (18)$$

де  $k_{ч}$  - коефіцієнт перекладу обмінної енергії в чисту енергія лактації [5];

$k_{ч} = E_{ч} / ОЕ = 0,616$ , а чистий сирий протеїн, який накопичується у вимені тварини,

$$cП_{чвм} = 10,1 k_{ч} 0,0132 e^{0,175 T_{ст}} \quad (19)$$

Сирий протеїн, що використовується, в період стельности корови визначається виразом

$$cП_{ист} = 2,149 (cП_{чмт} + cП_{чпл} + cП_{чвм}) \quad (20)$$

Потреба в сирому протеїні у дійних корів повинна забезпечуватися за рахунок корму, оскільки запаси білку в організмі тварини незначні і можуть використовуватися для утворення молока. При тривалій нестачі протеїну в раціоні спочатку відбувається зниження протеїну в молоці, а потім знижується маса тварини [5].

Норма вмісту сирого протеїну в раціоні дійної корови визначається виходячи з розщеплюваності ( $k_{Rf(Y_m)}$ ) його рубці в залежності від удою  $Y_m$

$$c\Pi_i = c\Pi_{ui} / k_{Rf(Y_m)}.$$

Коефіцієнт розщеплюваності  $k_{Rf(Y_m)}$  можна визначати рівнянням  $k_{Rf(Y_m)} = -a_1 Y_m + b_1$ . Тоді потреба сирого протеїну в раціоні тварини визначається його сумою на підтримку життєдіяльності, лактацію і тільність

$$c\Pi = c\Pi_{нж} + \frac{c\Pi_{uL} + c\Pi_{уст}}{b_1 - a_1 Y_m} \quad (21)$$

За умови, що зміст сирого протеїну складає 3,4%, коефіцієнт  $a_1=0,52$ ,  $b_1=94,3$ . Нестача протеїну в раціонах глибокотільних корів значно сильніше впливає на масу теляти при народженні і його життєздатність, чим недолік енергії. При недостатньому вмісту в кормі протеїну або енергії знижується перетравність інших поживних речовин. Це потрібно враховувати при розрахунках продуктивності, яка визначається за наступними формулами як за енергетичним так і за протеїновим вмістом раціону

$$Y_{mE} = \frac{OEK_1 - (E_{чнж} + E_{чст})}{E_m}, \quad (22)$$

$$Y_{m\Pi} = \frac{b_1(c\Pi_P - c\Pi_{нж}) - c\Pi_{уст}}{c\Pi_{uL} + a_1(c\Pi_P - c\Pi_{нж})}, \quad (23)$$

де  $c\Pi_P$  – сирий протеїн раціону.

При меншому значенні продуктивності  $Y_{m\Pi}$ , що визначена за протеїновим вмістом раціону, корегується раціон або в подальших розрахунках враховується менша продуктивність  $Y_{m\Pi}$ .

*Висновки.* Запропоновано методологію обґрунтування параметрів техніки для тваринництва на основі енергетичних затрат та продуктивності тварин в системі якості продукції тваринництва, що створює умови для розробки проектів динамічного вдосконалення технологій і техніки для тваринницьких підприємств на інноваційній основі розвитку.

#### Література

1. Шацький В.В. Моделирование механизированных процессов приготовления кормов / В.В.Шацький / Запорожье: ПЦ «Х-ПРЕСС», 1998. 140с.

2. Мілько Д.О. Модель конверсії енергії корму в продукцію молочного скотарства / Д.О. Мілько / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ, 2011.-Вип 11.-Т. 5. – С.233-238.

3. Справочник по качеству кормов / под ред. А.А. Омеляненко. – К.: Урожай, 1985.- 192.

4. Syrjola-Quist. L. Evaluation feed protein by the Nadie system in dairy cow feeding/ L. Syzjola-Quist, J/ Setala, E. Pekkarinen//Acta agrikal-tural seandinavika. Supplementum. 1985.25.p.177-183.

5. Дурст Л. Кормление сельскохозяйственных животных. / Л.Дурст. М. Виттман.-под ред. Ибатуллина И.И., Проваторова Г.В. - Винница: Нова книга, 2003.-384с.

## **МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИКИ В СИСТЕМЕ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ ЖИВОТНОВОДСТВА**

В.В.Шацкий, А.С.Тисличенко, Д.А.Милько

**Аннотация** - предложены методологические принципы обоснования параметров технических средств для животноводства на основе моделирования влияния качества их работы на продуктивность животных.

## **METHODOLOGICAL PRINCIPLES OF GROUND OF PARAMETERS OF TECHNIQUE IN SYSTEM OF QUALITY OF PRODUCTS OF STOCK-RAISING**

V. Shatsky, A.Tislichenko, D.Milko

### **Summary**

**Methodological principles are offered justification of parameters of technical equipment for the livestock on the basis of modeling the impact of the quality of their work on livestock productivity.**



УДК. 631.12

## МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ТЕХНІКИ (НА ПРИКЛАДІ ГОСПОДАРСТВ ЗАПОРІЗЬКОЇ ОБЛАСТІ)

Мовчан В.Ф., к.т.н.,

Леженкін О.М., д.т.н.,

Тарасенко В.В., д.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

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

**Анотація** – у роботі наведено методику визначення потреби кількості сільськогосподарської техніки для господарств Запорізької області з урахуванням фінансових можливостей конкретних груп господарств.

**Ключові слова** – прогнозування, техніка, ймовірність, рентабельність, динаміка.

*Постановка проблеми.* Землі Запорізької області розташовані на півдні України. Рельєф землекористування господарства представляє собою хвилясту рівнину.

Площа області складає 2718,3 тис.га., в т.ч. сільськогосподарські угіддя 2248,3 тис.га. Підприємства, в основному, спеціалізуються на виробництві зернових культур [1].

На сьогоднішній день в області працюють близько 3 тис. підприємств різної форми власності, основна більшість з яких має не більше 50 гектар землі. Господарства, які мають 10 тис. гектар, а самий більший відсоток земель знаходиться в господарствах, які мають землі від 2,5 до 5 тис. гектар. Вони і є постачальниками сільськогосподарської продукції на ринок і в той же час вони є користувачами сільськогосподарської техніки, якої в них на превеликий жаль, не вистачає. Першим етапом розв'язування цієї проблеми є розробка наукової бази прогнозування кількісного складу машинно-тракторного парку в залежності від розмірів господарств.

*Аналіз останніх досліджень.* Проблемою проектування і прогнозування кількісного складу машинно-тракторного парку вчені займалися на протязі останніх 30...40 років[2]. Наприклад, в Національному аграрному університеті України розроблено пакет прикладних програм «Комплексне машиновикористання», які передбачають рішення

задач по обґрунтуванню структури машинно-тракторного парку. Але такий підхід не дає можливість враховувати цілий ряд обставин, які виникають в останні роки, а саме диференціювання господарств від форми власності та розмірів.

*Формулювання цілей статті.* Зробити класифікацію господарств за розмірами і проаналізувати забезпечення товаровиробників сільськогосподарською технікою. Розробити методику прогнозування кількості техніки.

*Основна частина.* Відновлення основних фондів рослинництва відноситься до основних проблем розвитку сільського господарства. Рішення цієї проблеми, від якої залежить продовольча безпека країни, повинне бути диференційованим залежно від фінансових можливостей господарств придбати ту або іншу техніку або оплатити виконану роботу. Відновлення основних фондів являє собою динамічний процес, що характеризується рядом детермінованих і випадкових залежностей.

У зв'язку з великою складністю цього складового процесу представляється можливим прийняти наступні допущення й положення.

1. Кошти у вигляді лізингу, кредиту, власних засобів і т.п. на придбання техніки виділяються щорічно протягом певної кількості років -  $T$ . Будемо розглядати відновлення фондів до 2016 року, причому тільки техніки, а не будинків і споруд.

2. Процес відновлення техніки очевидно повинен відбуватися на початку з високою інтенсивністю, а потім у міру збільшення кількості машин з малої, асимптотично наближаючись до нормативної кількості наприкінці періоду відновлення. Природно, 2016 рік навряд чи стане роком повного відновлення техніки.

3. Завдання відновлення основних фондів зважується на базі фінансування не заводів-виготовлювачів або ремонтних заводів, а сільських товаровиробників. Інвестування заводів відбувається опосередковано через сільських товаровиробників, що замовляють заводам через лізинг, кредит або за власні кошти необхідну техніку. Таким чином, тут буде спостерігатися процес, зворотний тому, коли зниження платоспроможності попиту на техніку або її ремонт вплинуло на практичне припинення її виробництва (ремонту) на заводах.

4. Кошти, що дискретно виділяються щорічно характеризуються в часі певною функцією (статечної, експонентної, дрібно-лінійної й ін.) з початковою зростаючою інтенсивністю для того, щоб через  $T$  років досягти повного або заданого відновлення основних фондів рослинництва.

5. З огляду на стохастичний характер зміни кількості споживачів, обсяг коштів фінансових коштів, що виділяються щорічно пере-

лядається, що обумовлює також щорічне уточнення й рішення оптимізаційної задачі відновлення техніки.

6. Споживачі коштів - господарства різних груп у процесі відновлення техніки мають тенденцію змінюватися кількісно: економічно середні господарства переходять у групу високо рентабельних, низькорентабельні стають середніми й т.д. Цей процес при несприятливих умовах може тимчасово змінюватися й у протилежному напрямку.

7. Результатом виділення засобів є збільшення врожаю, прибуток, пропорційний обсягу виділених фінансових коштів, залежний від діяльності певної групи господарств і умов, на яких вони виділяються джерелом фінансування.

8. Чим більше отримуваний господарством прибуток, тим воно стає пріоритетніше в частині виділення коштів на техніку.

Всі господарства залежно від стабільності фінансового стану можна віднести до трьох різних груп:

1. Сильні рентабельні самодостатні господарства (рис. 1), здатні самостійно освоювати сучасні технології, здобуваючи відповідну високопродуктивну техніку. Певній частині цих господарств потрібні відносно невеликі інвестиції для закупівлі машин. Кількість таких господарств коливається від 5 до 10 %. Більша їх частина перебуває на півдні Запорізької області.

2. Середні господарства зі стабільною, але невеликою рентабельністю роботи (25...35 %), достатньою для простого відтворення, що використовують нормальну, традиційну технологію, що бідують у значній підтримці інвесторів, у першу чергу держави. Таких господарств налічується від 20 до 40 %.

3. Нерентабельні господарства, що застосовують спрощену технологію, які без певної реструктуризації (диверсифікованості діяльності), у тому числі банкрутства, передачі землі в оренду й т.п. не можуть існувати.

Три групи господарств можна представити у вигляді піраміди, що складається із трьох частин (рис. 2). У верхній її частині представлені господарства 1-ої групи, у середній - 2-ої і в основі - 3-ої.

Як ми вже відзначали, у кожній із трьох груп є господарства, що тяжіють до сусідніх груп. Наприклад, при сприятливих економічних умовах частина господарств 2-ї групи переходить в 1-у групу й, навпаки, частина господарств 2-ї групи при несприятливо сформованій фінансовій ситуації може перейти в 3-ю групу (див. вертикальні стрілки всередині піраміди). Те ж саме ставиться до 3-ї групи. У випадку сприятливої фінансової ситуації частина господарств перейде в 2-у групу.

У самому гіршому випадку, коли товаровиробники 3-ої групи самостійно не можуть виконувати сільськогосподарські роботи, інші го-

сподарства або агрофірма, що перебуває поруч, бере їх землю в оренду. Така практика спостерігається в Мелітопольському, Веселівському і Якимівському та інших районах.



Рис. 1. Рентабельність самодостатніх господарств.

Такі ж процеси відбуваються й в інших галузях виробництва продукції: у тваринництві, свинарстві, птахівництві й т.д. При цьому малі фермерські господарства несуть більші витрати на підрядні роботи, що пояснюється використанням більш старої власної техніки, відсутністю ремонтної бази й інших факторів.

Тенденція збільшення виконання замовлень контрактними підприємствами в міру зменшення доходів господарств спостерігається й за кордоном [1], навіть у такій багатій країні як США (рис. 3). Природно, що в Запорізькій області у зв'язку з катастрофічною нестачею техніки обсяг виконуваних робіт господарствами повинен бути в 2...3 рази більше.



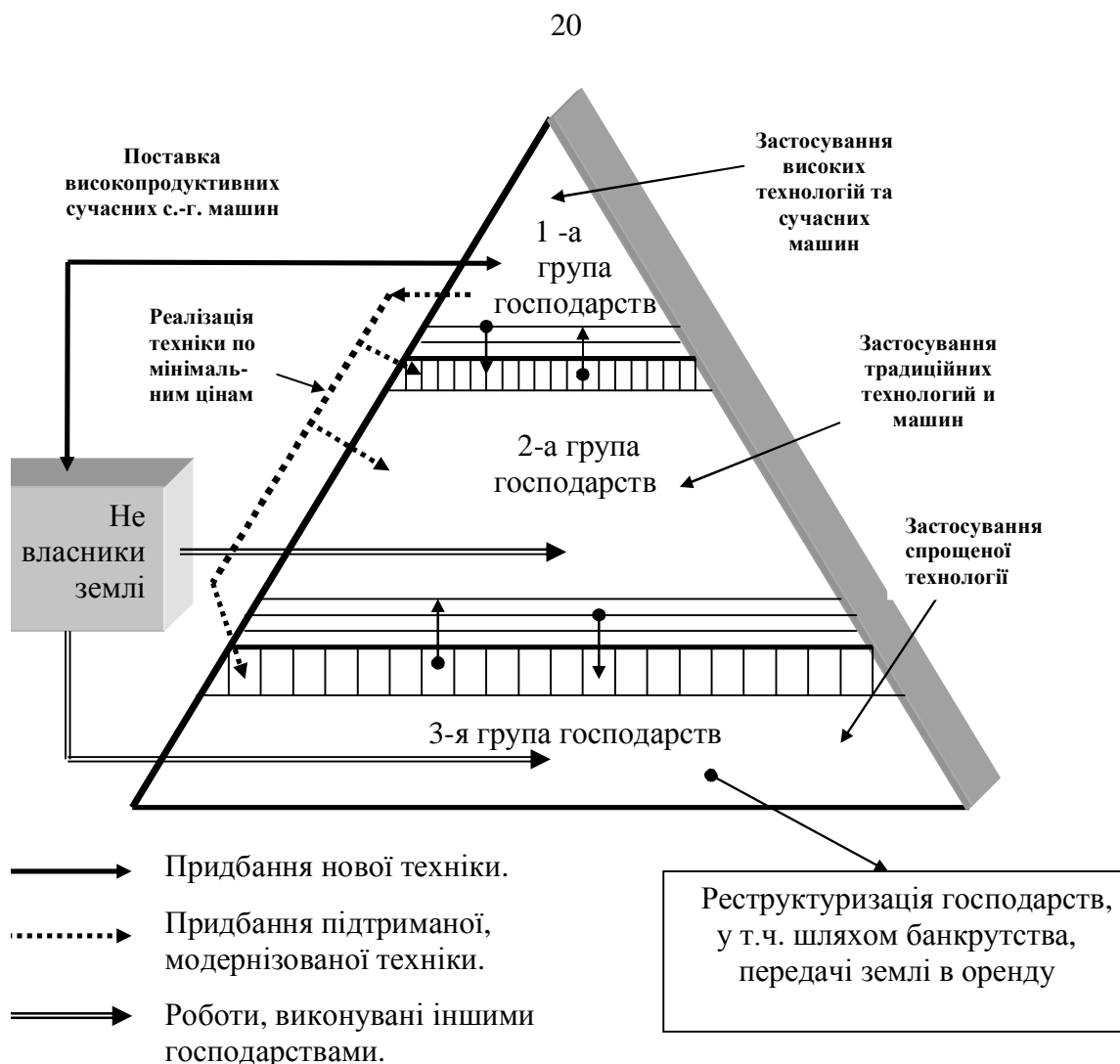


Рис. 2. Схема забезпечення товаровиробників сільськогосподарською технікою.

Є, в основному, чотири шляхи забезпечення господарств технікою:

- 1) одержання по лізингу;
- 2) одержання техніки в кредит;
- Придбання техніки за власні кошти:
- 3) нової техніки на заводах-виробниках;
- 4) модернізованої;
- 5) відремонтованої на вторинному ринку.

Очевидно, господарства 1 і 2 груп, господарства 3-ї групи, що ввійшли в агрофірми, мають потребу в техніці, що забезпечує в першу чергу освоєння сучасних інтенсивних технологій. Для цього необхідна поступова заміна морально й фізично застарілих машин вітчизняними або імпортними машинами й машинними комплексами нового покоління - більш продуктивними, економічними й екологічними. При

цьому умові передові господарства перетворюються в районні центри передової техніки й технології сільськогосподарського виробництва. У цьому випадку створюються умови значного здешевлення робіт для сільських товаровиробників за рахунок нарощування обсягів виробництва продукції, що користується найбільшим попитом, поліпшення її якості, 2...3 разового збільшення продуктивності, річного виробітку МТА.

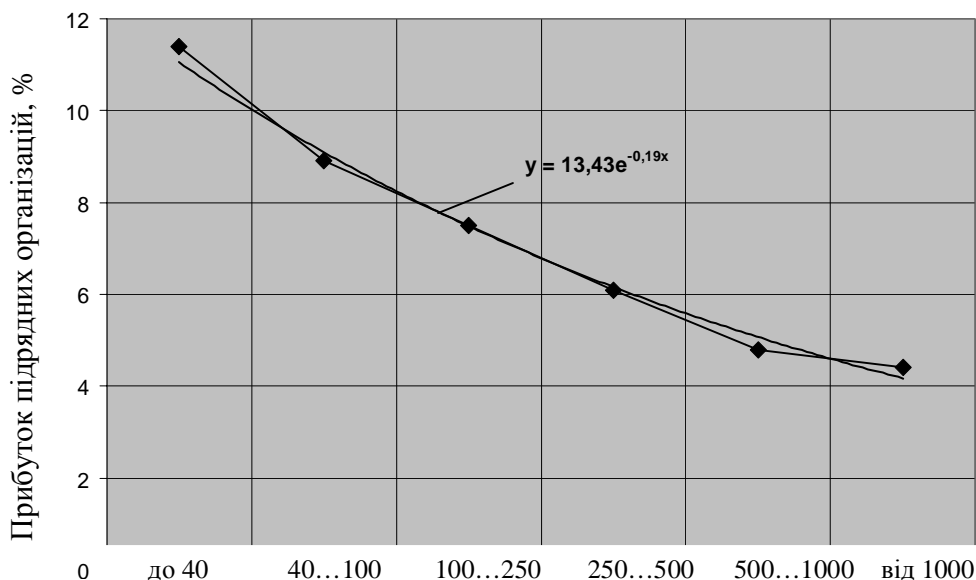


Рис. 3. Прибуток фермерських господарств у США, тис. дол.

Сучасна техніка дозволить освоїти системи мінімальної й нульової обробки ґрунту, багатоопераційного виконання робіт при одному проході надійних МТА з максимальним виключенням “баластових” операцій, з використанням тракторів потужністю в 2...3 рази більшої, ніж у цей час, з точним внесенням доз добрив у залежності їх наявності в ґрунті й рослинах, прецизійному закладенні насіння, мінімальними втратами при збиранні й т.п.

Перевірка висунутих положень, зокрема трьох груп господарств, проведена на прикладі рослинництва Запорізької області за підсумками роботи в 2010, 2011 та 2012 р.р. [1]. Аналіз розподілу рентабельності рослинництва 16 районів і міст краю виявив чіткі три ділянки з “горбами” розподілів, що характеризує їх незалежність [2]. У цих умовах представляється можливим розглядати складові розподіли як композицію. Прийmemo допущення про те, що вони підкоряються нормальним законам (рис. 4). Вираження загальної щільності розподілу при цьому прийме вигляд [3]:

$$f(x) = \sum_{i=1}^3 \frac{p_i}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_i} \exp\left[-\frac{(x - x_{CPI})^2}{2 \cdot \sigma_i^2}\right], \tag{1}$$

де  $x$  – випадкова безперервна величина рентабельності;  
 $p_i$  - імовірність  $i$  – го розподілу рентабельності;  
 $\sigma_i$ - середнє квадратичне відхилення  $i$  – го розподілу;  
 $x_{срi}$ - середнє значення рентабельності  $i$  – го розподілу.

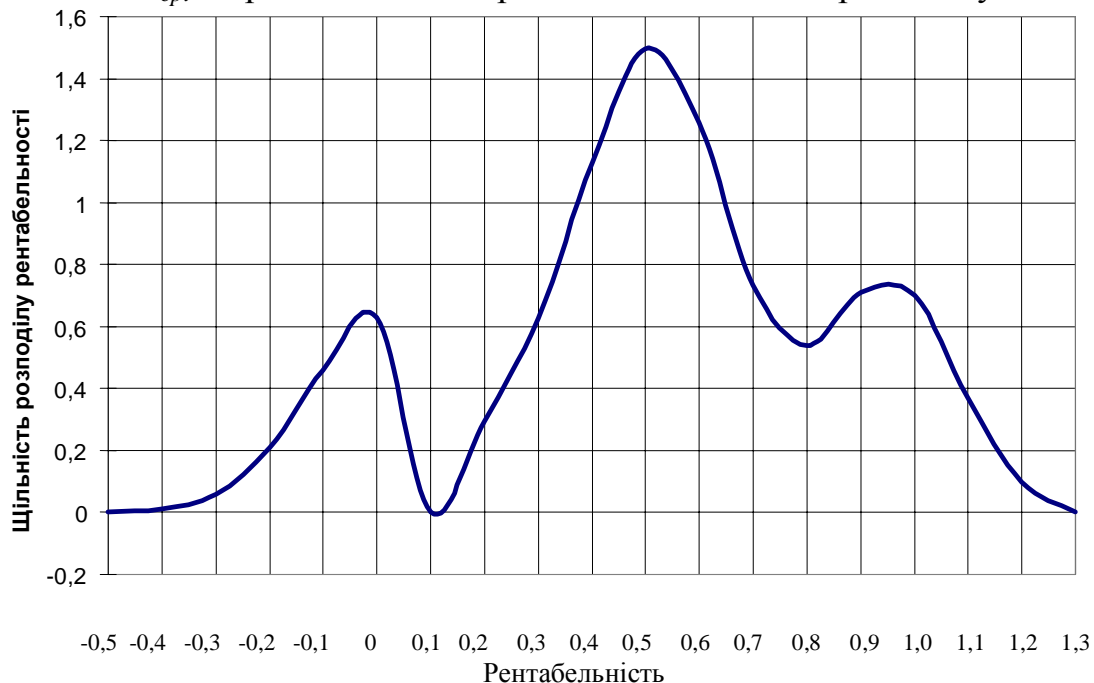


Рис. 4. Щільність розподілу рентабельності в рослинництві Запорізької області в 2012 р.

У табл. 1 наведені характеристики трьох отриманих складових.

Таблиця 1 - Характеристика розподілів рентабельності рослинництва Запорізької області в 2012 р

Розподіл рентабельності по групах господарств	Імовірність розподілу рентабельності, $P_i$	Середнє значення рентабельності, $X_{ср}$	Середньоквадратичне відхилення розподілу, $\sigma_i$
1 – а група	0,2273	0,9558	0,1221
2 – а група	0,5454	0,5122	0,1452
3 – я група	0,2273	0,0142	0,1443

Неважко побачити, що перша група районів і міст краю має середню рентабельність близько 100 %, друга - понад 50 % і третя - наближалася до нуля. Природно, що Запорізька область це досить багатий регіон. По переважній більшості інших регіонів результати набагато гірші. Проте і там проглядаються три групи господарств (районів) відповідно до запропонованої класифікації.

Слід зазначити, що загальний аналіз без виділення трьох згаданих груп господарств (районів, міст) не дозволяє здійснювати їх диференціацію й обґрунтовано вирішувати ряд техніко-економічних завдань

відновлення техніки. Це можна спостерігати по тій же Запорізькій області. Наприклад, як показав аналіз, розподіл собівартості продукції рослинництва без виділення груп підкоряється закону Вейбула зі значно більшим коефіцієнтом варіації, рівним 0,709 [4]. У той час, коли при диференційованому підході цей показник набагато менший (табл. 1).

$$F(y) = 1 - \exp\left(-\frac{y^m}{y_o^m}\right) \quad (2)$$

$$y > 0; y_o > 0; m > 0$$

з щільністю розподілу

$$f(y) = \frac{m}{y_o} y^{m-1} \cdot \exp\left(-\frac{y^m}{y_o^m}\right), \quad (3)$$

де  $y$  – випадкова безперервна величина собівартості;

$y_o$  – параметр, що характеризує середнє значення собівартості, рівний 1813;

$m$  – параметр форми розподілу – 1,43.

Формули (1)...(3) дозволяють досить точно вирішувати багато економічних завдань. Як приклад розглянемо завдання прямого (без лізингу або кредиту) придбання сучасної техніки для типового господарства за рахунок прибутку. У табл. 2 наведені необхідні капітальні вкладення для створення типової моделі господарства.

Таблиця 2 - Потреба техніки й капіталовкладень для типового господарства на період 2015-2016 р.

Найменування техніки	Кількість техніки на 1 господарство	Вартість одиниці, тис. грн.	Сумарна вартість техніки на 1 господарство, млн. грн.
Трактори (кл.1,4-5)	25	100...500	2,5
Зернозбиральні комбайни	12	240...1000	2,88
Кормозбиральні комбайни	6	120...550	0,72
Спец. комбайни	3	120	0,36
С. г. машини	-	-	1,25
Разом			7,71

Умови завдання. Визначити, яку кількість комплектів техніки можна закупити при одержанні середнього прибутку для 1-ї групи районів області для умовного господарства, якщо вартість комплекту техніки становить 7,71 млн. грн. (табл. 2.3).

Як показав аналіз, випадкові величини рентабельності  $X$  и собівартості  $Y$  є мало залежними. Тіснота їхнього зв'язку, характеризується коефіцієнтом кореляції [4]

$$r = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - x_{CP}) \cdot (y_i - y_{CP}) / \sigma_x \cdot \sigma_y, \quad (4)$$

наприклад, для розподілу рентабельності 1-ї групи господарств, становить невелику величину: 0,218. У першому наближенні їх можна вважати незалежними.

Рішення. Спочатку визначимо середній прибуток, використовуючи вираження добутку випадкових величин

$$P_{CP} = C_{CP} \cdot P_{CP} = 39,29 \cdot 0,9558 = 37,55 \text{ млн. грн.}$$

На отриману суму прибутку можна придбати техніки

$$N = 37,55 / 7,71 = 4,87 \text{ комплекти.}$$

У цьому випадку розглянутий досить простий приклад рішення завдання шляхом застосування числових характеристик випадкових величин.

Використовуючи апарат теорії розподілу, можна вирішувати, природно, і більш складні, оптимізаційні завдання. Наприклад, максимізувати прибуток від фінансування засобів на придбання нової й старої техніки з урахуванням рентабельності виявлених 1 - і 2 - і груп господарств, як по лізингу, кредиту, так і за власні кошти. Третя група господарств не розглядається в силу досить малої рентабельності виробництва.

Розглянемо завдання відновлення техніки АПК до 2016 року.

З урахуванням положення 2 виразимо загальне збільшення кількості машин статечною залежністю з показником ступеня менше одиниці.

У табл. 3 наведена потреба сільськогосподарської техніки на 2016 рік.

Таблиця 3 – Потреба основних видів техніки

Види техніки	Потреба в поставці до 2016 р. тис. шт.	Вартість, млн. грн.
Трактори	4,00	32,0
Зерно- і кормозбиральні комбайни	1,60	48,0
Сівалки, плуги, культиватори	13,000	14,0
Разом		94,0

Будемо апроксимувати інтенсивність поставки техніки статечною функцією з показником ступеня  $\alpha = 0,7$ :

$$q(t) = b \cdot t^\alpha, \quad (5)$$

де  $b$  – коефіцієнт;  $t$  – роки.

Тоді сумарна поставка техніки за  $n$  років складе [6]

$$Q(t) = \int_{t-1}^{t=n} b \cdot t^\alpha \cdot dt = b \cdot \left( \frac{n^{\alpha+1}}{\alpha+1} - \frac{1}{\alpha+1} \right). \tag{6}$$

У табл. 4 наведена проектована поставка техніки до 2016р.

Таблиця 4 – Проектована поставка техніки до 2016 року

Роки	Поставка техніки по роках, тис. шт.			Обсяг витрат в	
	тракторів	комбайнів	сівалок, плугів, культиваторів	млн. грн.	%
1	2	3	4	5	6
2008	1,822	0,733	59,52	4,30	4,579
2009	2,616	1,050	85,35	6,17	6,565
2010	3,314	1,330	108,03	7,81	8,310
2011	3,956	1,587	128,91	9,32	9,916
2012	4,554	1,826	148,34	10,73	11,411
2013	5,121	2,052	166,75	12,06	12,827
2014	5,663	2,269	184,38	13,33	14,183
2015	6,181	2,476	201,20	14,55	15,477
2016	6,773	2,677	217,52	15,73	16,732
Разом	40,0	16,0	13,00	94,00	100,0

На рис. 5 наведена динаміка кількості машин до 2011 року, а на рис. 6. динаміка витрат.

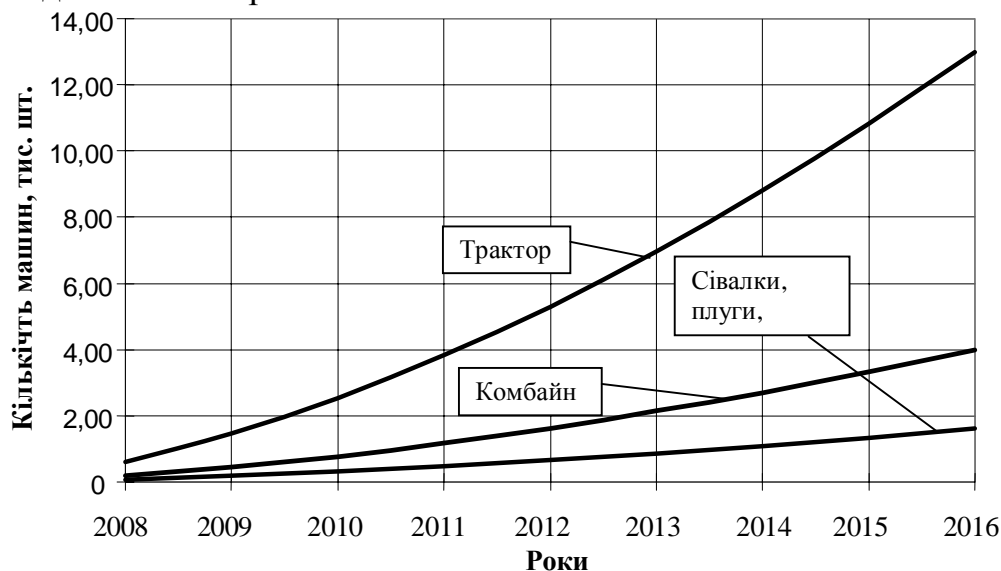


Рис. 5. Динаміка поставки машин до 2016 року.

Прийmemo, що кошти на різну техніку витрачаються пропорційно їх кількості. Виділені кошти в обсязі 94 млн. грн. на 9 років ідуть, в основному, на придбання нових машин. Потрібно розподілити ці кошти з таким розрахунком, щоб придбана на них техніка давала максимальний прибуток (рентабельність). Для спрощення розрахунків будемо розподіляти кошти сумарно до 2016 року. При необхідності встановити розподіл у конкретному році варто скористатися останнім стовпцем табл. 5.

Застосуємо завдання з лінійною цільовою функцією, збалансованими ресурсами й з одним екстремумом [6]. Вирішимо її за допомогою комп'ютерної системи MathCad[7].

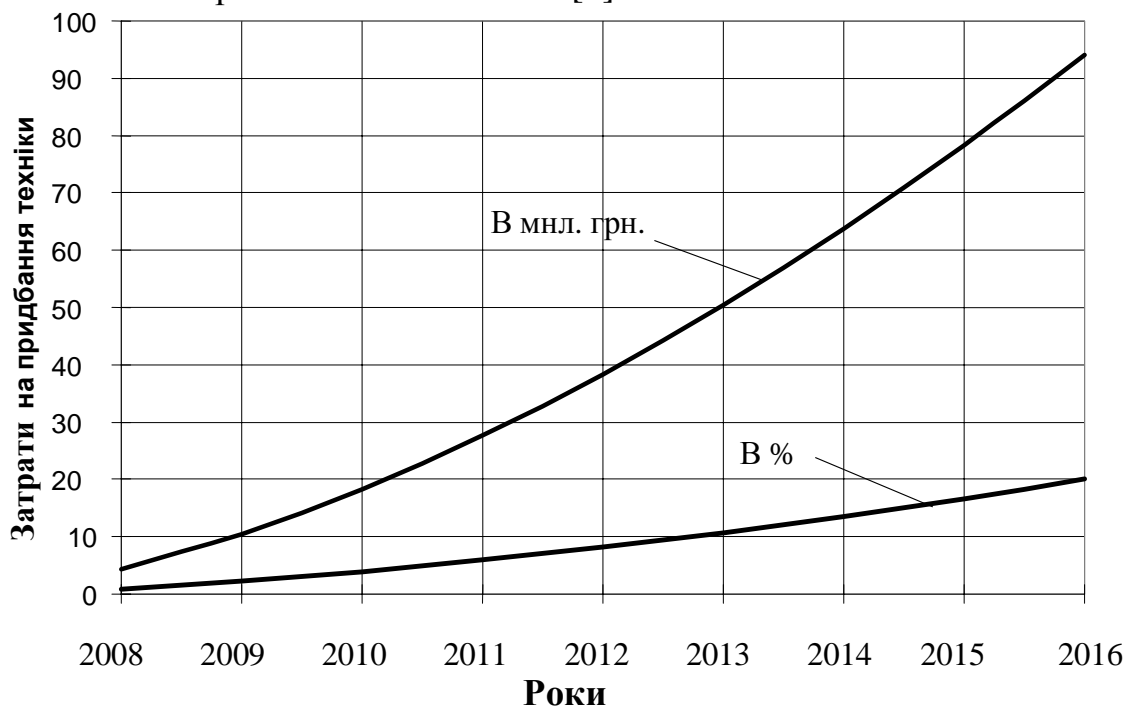


Рис. 6. Динаміка витрат на придбання і модернізацію техніки до 2016 року.

Умови завдання:

1. Є джерела фінансування на придбання сільськогосподарської техніки різними підприємствами (табл. 5).
2. Обсяг фінансування дорівнює обсягу споживання

$$\sum_{i=1}^m a_i = \sum_{j=1}^n b_j. \tag{7}$$

3. Ресурси всіх джерел фінансування реалізуються повністю

$$\sum_{j=1}^n X_{ij} = a_i, (i = 1, 2, \dots, m), \tag{8}$$

де  $X_{ij}$  – обсяг фінансування з  $i$ -го джерела  $j$ -му споживачеві.



4. Фінансуються всі сільськогосподарські підприємства 1 і 2 груп

$$\sum_{i=1}^m X_{ij} = b_i, (i = 1, 2, \dots, m), \quad (9)$$

де  $X_{ij}$  – кошти, виділені з фінансового  $i$ -го джерела  $j$  – му сільськогосподарському підприємству.

5. Граничні умови, що визначають граничні значення параметрів

$$X_{ij} \geq 0, (i = 1, 2, \dots, m), (j = 1, 2, \dots, n). \quad (10)$$

6. Сумарний прибуток (рентабельність)

$$Y = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n C_{ij} \cdot X_{ij}, \quad (11)$$

де  $C_{ij}$  – частка середньорічного прибутку в %, віднесена до одиниці отриманих  $j$ -м підприємством коштів на придбання техніки з  $i$  го фінансового джерела. Властивістю  $C_i$  є рентабельністю виділених коштів.

Сума в табл. 5 (останній стовпець унизу), рівна 109 млн. грн., відбиває кошти на нові машини - 94 і 15 на модернізацію й покупку техніки із вторинного ринку. Перше число після  $X$  в осередках таблиці характеризує джерело фінансування (лізинг, кредит і т.д.), друге число - споживача коштів (господарства). Символ  $X$  являє собою частину виділених коштів з того ж рядка останнього стовпця табл. 5. Значення  $X$  устанавлюється в результаті розрахунків згідно математичної моделі (5)...(9).

Основним показником, що робить вплив на рішення завдання – виділення в певному обсязі коштів –  $X_{ij}$  на відновлення техніки по лізингу, кредиту, і т.д. є одержуваний в результаті експлуатації придбаних машин прибуток або рентабельність. Чим більше цей показник у господарстві, тим переважніше виділяти йому кошти. У табл. 6 представлені значення в результаті проведеного аналізу прибутку, отримані (рентабельності) залежно від одержувача засобів і фінансового джерела.

Критерій оптимізації: максимум цільової функції рентабельності виділених коштів

$$Y \cdot (X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{31}, X_{32}, X_{33}, X_{41}, X_{42}, X_{43}, X_{51}, X_{52}, X_{53}) = 12 \cdot X_{11} + 9 \cdot X_{12} + 12 \cdot X_{13} + 11 \cdot X_{21} + 8 \cdot X_{22} + 12 \cdot X_{23} + 12 \cdot X_{31} + 8 \cdot X_{32} + 12 \cdot X_{33} + 10 \cdot X_{41} + 7 \cdot X_{42} + 11 \cdot X_{43} + 0 \cdot X_{51} + 5 \cdot X_{52} + 7 \cdot X_{53}. \quad (12)$$

У вираженні (12) числа -  $C_{ij}$ , множені на величину виділених коштів -  $X_{ij}$ , є, як ми вже відзначали, часток прибутку в %, віднесеної до одиниці засобів або рентабельністю виділених засобів з розмірністю млн. грн.

Таблиця 5 - Характеристика джерел фінансування, підприємств, коштів і результати вирішення завдання

№ пп	Джерело фінансування, $i$	Підприємства, що споживають кошти, млн. грн., $j$			Об'єм фінанс., млн. грн.
		господарства 1-ї групи	господарства 2-ї групи	Підпр. обслуговувані 2-ю гр.	
1	Лізинг	X11	X12	X13	$a_1 = 35$
2	Кредит	X21	X22	X33	$a_2 = 30$
Власні кошти для придбання					
3	нової техніки	X31	X32	X33	$a_3 = 29$
4	модернізованої техніки	X41	X42	X43	$a_4 = 8$
5	техніки на вторинному ринку	X51	X52	X53	$a_4 = 7$
Сума споживання підприємством коштів, млн. грн.		$b_1 = 20$	$b_2 = 37$	$b_3 = 52$	Сума 109

Таблиця 6 - Прибуток (рентабельність), отриманий при експлуатації техніки залежно від джерела фінансування й споживача коштів

№ пп	Джерело фінансування, $i$	Господарства 1-ї групи	Господарства 2-ї групи	Підприємства для обслуговування господарств 2-ї і 3-ї групи, що ввійшла в агрофірму
1	Лізинг	12	9	12
2	Кредит	11	8	12
Власні кошти для придбання				
3	нової техніки	11	8	11
4	модернізованої техніки	9	8	9
5	техніки на вторинному ринку	-	5	7

Початкові наближення

$$X_{11}=0 \quad X_{12}=0 \quad X_{13}=0 \quad X_{21}=0 \quad X_{22}=0 \quad X_{23}=0 \quad X_{31}=0 \quad X_{32}=0 \quad X_{33}=0$$

$$X_{41}=0 \quad X_{42}=0 \quad X_{43}=0 \quad X_{43}=0 \quad X_{51}=0 \quad X_{52}=0 \quad X_{53}=0.$$

Система обмежень (див. табл. 4)

$$X_{11}+X_{12}+X_{13} = a_1 = 35; X_{21}+X_{22}+X_{23} = a_2 = 30; X_{31}+X_{32}+X_{33} = a_3 = 29; X_{41}+X_{42}+X_{43} = a_4 = 8; X_{51}+X_{52}+X_{53} = a_5 = 7;$$

$$X_{11}+X_{21}+X_{31} = b_1=20; X_{12}+X_{22}+X_{32} = b_2=37; X_{13}+X_{23}+X_{33} = b_3=52.$$

Граничні значення

$$X_{11} \geq 0; X_{12} \geq 0; X_{13} \geq 0; X_{21} \geq 0; X_{22} \geq 0; X_{23} \geq 0; X_{31} \geq 0; X_{32} \geq 0; X_{33} \geq 0; X_{41} \geq 0; X_{42} \geq 0; X_{43} \geq 0; X_{51} \geq 0; X_{52} \geq 0; X_{53} \geq 0.$$

Знайти оптимальне рішення

$$\begin{bmatrix} X_{11} \\ X_{12} \\ X_{13} \\ X_{21} \\ X_{22} \\ X_{23} \\ X_{31} \\ X_{32} \\ X_{33} \end{bmatrix} := \text{Maximize}(Y, X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{31}, X_{32}, X_{33})$$

$$\begin{bmatrix} X_{11} \\ X_{12} \\ X_{13} \\ X_{21} \\ X_{22} \\ X_{23} \\ X_{31} \\ X_{32} \\ X_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 7,88 \\ 12,04 \\ 19 \\ 0 \\ 7,88 \\ 0,255 \cdot 10^{-15} \\ 0 \\ 0 \\ 19 \end{bmatrix}$$

Визначити величину цільової функції для оптимального рішення  $Y(X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{31}, X_{32}, X_{33}) = 0,255 \cdot 10^4$

$$\begin{bmatrix} X_{11} \\ X_{12} \\ X_{13} \\ X_{21} \\ X_{22} \\ X_{23} \\ X_{31} \\ X_{32} \\ X_{33} \end{bmatrix} := \text{Maximize}(Y, X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{31}, X_{32}, X_{33})$$

$$\begin{bmatrix} X_{11} \\ X_{12} \\ X_{13} \\ X_{21} \\ X_{22} \\ X_{23} \\ X_{31} \\ X_{32} \\ X_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 16 \\ 0 \\ 26 \\ 0 \\ 40 \\ 0 \\ 0 \\ 2 \\ 10 \end{bmatrix}$$

Величина цільової функції при оптимальному рішенні  
 $Y \cdot (X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{31}, X_{32}, X_{33}) = 99,22$  млн. грн.

Таким чином, річний прибуток по АПК Запорізькій області складе  $99,22/190 = 0,52$  або 52 % від виділених коштів.

У цьому випадку умови завдання більше відбивали особливості виробництва Запорізької області. Очевидно, результат рішення завдання по іншому регіону буде іншим.

*Висновки.* 1. Проблема поліпшення виробничо-технологічної діяльності станцій, оснащення їх сучасними машинами може бути вирішена, в першу чергу, шляхом посилення регулюючої ролі держави у фінансовій, технічній і технологічній сферах діяльності, як окремо взятих господарств, так і всього агропромислового комплексу України.

2. Враховуючи проведені дослідження, можна констатувати, що всі с.-г. виробники в 2016 році будуть взмозі купити с.г. техніку приблизно на 20 млн. грн. В той же час техніку будуть купувати малі фермерські господарства, загальний обсяг таких придбань може становити ще додатково близько 50 млн.грн

3. Теоретичні дослідження також підтверджують доцільність виготовлення машинобудівною галуззю області засобів механізації для підсобних та особистих господарств, так як їх кількість досить велика. В наступний рік вони придбають техніку на суму близько 10 млн. грн.

### *Література*

1. Звіти обласної адміністрації з основних техніко-економічних показників роботи Запорізької області за 2011, 2012, 2013 роки.
2. *Зангиев А.А.* Практикум по эксплуатации машинотракторного парка / *А.А. Зангиев, А.Н. Скороходов.* – М.: КолосС, 2006. –320 с.
3. *Вентцель Е.С.* Теория вероятностей. / *Е.С. Вентцель .* –М.: -Изд. физико-математической литературы, 1962. –564 с.
4. *Бронштейн И.Н.* Справочник по математике / *И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев.* – М.: Наука, 1981. –718 с.

5. Мельник І.І. Інженерний менеджмент ./ І.І. Мельник, І.Г. Тивоненко, С.Г. Фрішев та ін. [навчальний посібник] за ред. І.І. Мельника. – Вінниця.: «Нова книга», 2007. –536 с.

6. Бендера І.М. Експлуатація машин і обладнання: навчально-методичний комплекс. [навчальний посібник] за ред. І.М. Бендери. / І.М. Бендера, В.П.Грубий, П.І. Раздорожнюк, О.В. Ткач і др. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисун Я.І., 2013. –576 с.

7. Кирьянов Д.В. Самоучитель MathCad 11/ Д.В.Кирьянов – СПб.: БХВ-Петербург, 2003. –560 с.

## **МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НЕОБХОДИМОГО КОЛИЧЕСТВА ТЕХНИКИ (НА ПРИМЕРЕ ХОЗЯЙСТВ ЗАПОРОЖСКОЙ ОБЛАСТИ)**

В.Ф.Мовчан, А.Н. Леженкин, В.В. Тарасенко

**Аннотация** – в работе приведена методика определения потребности количества сельскохозяйственной техники для хозяйств Запорожской области с учетом финансовых возможностей конкретных групп хозяйств.

## **METHOD FOR PREDICTING THE REQUIRED AMOUNT OF MACHINERY (IN THE FARMS OF ZAPOROZHYE REGION)**

V.Movchan, A.Lejenkin, V. Tarasenko

### **Summary**

**The paper describes a method to determine the need for a number of agricultural machinery of Zaporozhye region within the financial capabilities of specific groups of enterprises.**



УДК 629.014.3

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА В СЕЛЬСКИХ УСЛОВИЯХ

Строганов Ю. Н., к.т.н.,

*Уральский государственный федеральный университет им. первого президента России Б.Н. Ельцина (г. Екатеринбург, РФ)*

Огнев О. Г., д.т.н.

*Санкт-Петербургский ГАУ (г. СПб, РФ)*

Тел. +7-911-196-4-72, e-mail: ognev.og@mail.ru

**Аннотация** - в статье рассматриваются проблемы повышения эффективности автотранспортных работ в условиях агропромышленного производства. Приводятся также сведения о возможности повышения маневренных свойств автотранспортных поездов посредством внесения конструктивных изменений в тягово-сцепные устройства прицепов.

**Ключевые слова** – автомобильный транспорт, эффективность работы, маневренные свойства, прицеп, тягово-сцепные устройства.

*Постановка проблемы.* Автомобильные перевозки продолжают оставаться основным способом выполнения транспортных работ в условиях сельскохозяйственного производства РФ. Дальнейшее совершенствование конструктивно-технологических и организационных вопросов выполнения автотранспортных работ может оказывать весьма существенное воздействие на экономические параметры работы сельскохозяйственных предприятий страны.

Результаты исследования проблем совершенствования технической оснащённости АПК РФ [1, 2] позволили установить основные направления рационализации их эксплуатационных параметров. К перспективным направлениям совершенствования эффективности выполнения автотранспортных работ можно отнести:

Конструктивно-технические – повышение грузоподъёмности, скорости перемещения, маневренности, ресурса автотранспортных средств, снижение издержек на их эксплуатацию и технический сервис – как правило совершенствуются заводами-изготовителями технических средств. Предприятия, эксплуатирующие автомобильный

транспорт могут, в основном, обеспечить максимально полное использование заложенных в них свойств.

Организационно-технологические – сокращение непроизводительных простоев технических средств, рационализация способов и методов их использования – позволяют существенно повысить эффективность использования технических средств в конкретных производственных условиях.

Одним из перспективных методов дальнейшего повышения эффективности автотранспортных работ, на сегодняшний момент, является улучшение маневренности автомобильных поездов с полуприцепами и прицепами, что является особенно актуальным при выполнении транспортных операций в условиях ограниченного пространства (малые площади обрабатываемого поля, узкие проселочные и сельские дороги и т.п.).

Одновременно данный метод позволяет существенно повысить грузоподъемность автомобильных поездов, что связано с увеличением полезной погрузочной площади транспортного поезда и его габаритных размеров, главным образом по длине. Это приводит к увеличению межосевой базы двухосных прицепов и, в некоторых случаях, требует увеличения длины дышла, что может неблагоприятно отражаться на маневренности транспортного поезда, увеличивать габаритную полосу движения на поворотах, уменьшать минимальный радиус поворота.

*Анализ последних публикаций.* Согласно ГОСТ Р 52281-2004 «Прицепы и полуприцепы автомобильные», размеры и расположение тягово-сцепного устройств прицепов должны исключать, при повороте автопоезда (при движении вперед), касание прицепа с тяговым автомобилем. Для двухосных прицепов длина дышла выбирается постоянной, обеспечивающей беспрепятственное складывание звеньев транспортного поезда при любых радиусах поворота в условиях эксплуатации. Такая длина дышла необходима только при малых радиусах поворота, при прямолинейном движении это требование не критично, однако она существенно увеличивает размер самого автопоезда. Уменьшить длину дышла (и, соответственно, улучшить маневренность автопоезда) возможно, в частности, использованием тягово-сцепных устройств [3], изменяющих расстояние между тягачом и прицепом на повороте, что позволит существенно повысить маневренные свойства автопоездов [5, 6, 7].

*Формулирование целей статьи.* Обоснование методов повышения эффективности автотранспортных работ в условиях агропромышленного производства.

*Основная часть.* На рис. 1 представлена схема [3] поворота тягача с двухосным прицепом при установившемся круговом движении вокруг единого центра поворота Цп. Были сделаны следующие допу-



щения: движение происходит на жесткой поверхности, без боковых колебаний, боковой увод шин отсутствует, шарнирные соединения беззазорного типа, максимальный угол складывания между тягачом и прицепом не более  $90^0$  (при больших углах складывания устойчивость движения задним ходом нарушается), минимальное расстояние между тягачом и прицепом – 80мм (ГОСТ Р 52281-2004).

Для случая, когда  $\gamma_1 + \gamma_2 \leq \pi/2$  и  $\delta \geq \gamma_1$  ( $\gamma_1$  – угол складывания дышла относительно продольной оси тягача;  $\gamma_2$  – угол складывания платформы прицепа относительно дышла;  $\delta$  – угол между дышлом и отрезком ОЕ, определяющим расстояние между серединой переднего борта прицепа и точкой крепления дышла к тягачу), минимальное расстояние между тягачом и прицепом (расстояние  $l$  между углом, образованным передним и боковым бортами прицепа и тягачом) выразится как (рис. 1 б)

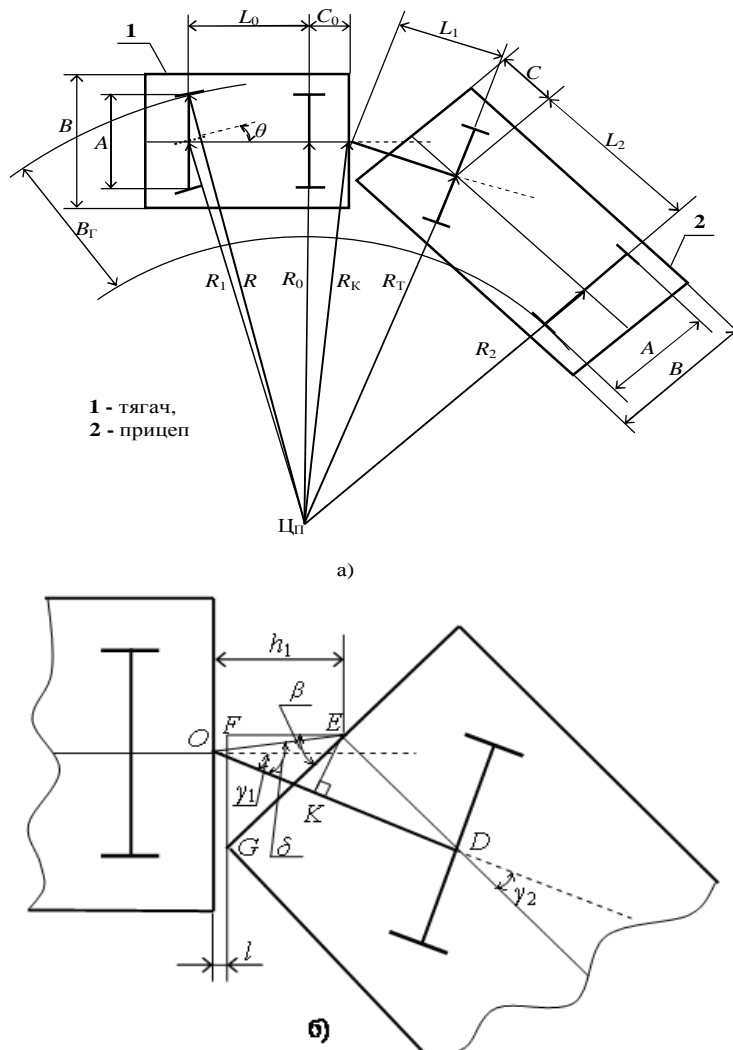


Рис. 1. Схема поворота тягача с двухосным прицепом при установленном круговом движении: а – кинематические параметры, б – угловые перемещения звеньев транспортного поезда при  $\delta \geq \gamma_1$ .

$$l = h_1 \cdot EF, \quad (1)$$

Проведя ряд преобразований, расстояние  $l$  можно определить как

$$l = \sqrt{L_1^2 + C^2 - 2L_1C \cos \gamma_2 \cos(\delta - \gamma_1)} - \frac{B}{2} \sin(\gamma_1 + \gamma_2), \quad (2)$$

а углы  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  и  $\delta$  – определяются как

$$\gamma_1 = \operatorname{arctg} \frac{C}{R_0} + \operatorname{arcsin} \frac{L_1}{R_K}, \quad (3)$$

где  $R_0$  – радиус поворота середины задней оси тягача;

$C_0$  – кинематическая длина тягача (расстояние от его задней оси до точки соединения с прицепом);

$R_K$  – радиус поворота точки соединения тягача с прицепом.

Угол  $\gamma_2$  складывания прицепа относительно дышла определится как:

$$\gamma_2 = \operatorname{arcsin} \frac{L_2}{R_T}, \quad (4)$$

$$\cos \gamma_2 = \frac{R_2}{R_T}, \quad \sin \gamma_2 = \frac{L_2}{R_T}, \quad (5)$$

где  $R_T$ ,  $R_2$  – радиусы поворота соответственно вертикальной оси вращения дышла относительно прицепа и середины задней оси колес прицепа;

$L_2$  – база прицепа.

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{EK}{OK} = \operatorname{arctg} \frac{C \sin \gamma_2}{L_1 - C \cos \gamma_2}, \quad (6)$$

Радиусы  $R_0$ ,  $R_K$ ,  $R_T$ ,  $R_2$  выразятся как:

$$R_0 = \frac{L_0}{\operatorname{tg} \theta} = L_0 \operatorname{ctg} \theta, \quad (7)$$

$$R_K = \sqrt{R_0^2 + C_0^2}, \quad (8)$$

$$R_T = \sqrt{R_K^2 - R_1^2} = \sqrt{R_0^2 + C_0^2 - L_1^2}, \quad (9)$$

$$R_2 = \sqrt{R_T^2 - L_2^2} = \sqrt{R_0^2 + C_0^2 - L_1^2 - L_2^2}. \quad (10)$$

Для случая относительного расположения тягача и прицепа, когда  $\delta < \gamma_1$  (рис. 2). Если при этом расстояние  $h_2$  от угла прицепа до продольной оси тягача не больше, чем половина его ширины  $B$  ( $h_2 \leq B/2$ ), то минимальное расстояние между тягачом и прицепом также равно расстоянию  $l$  между углом, образованным передним и боковым бортом прицепа и тягачом.

В случае если  $h_2 > B/2$ , минимальное расстояние между тягачом и прицепом – это расстояние  $l_1$  между углом, образованным бортами прицепа, и углом, образованным продольной и поперечной плоскостями, ограничивающими габариты тягача (между точками  $G$  и  $N$ ).

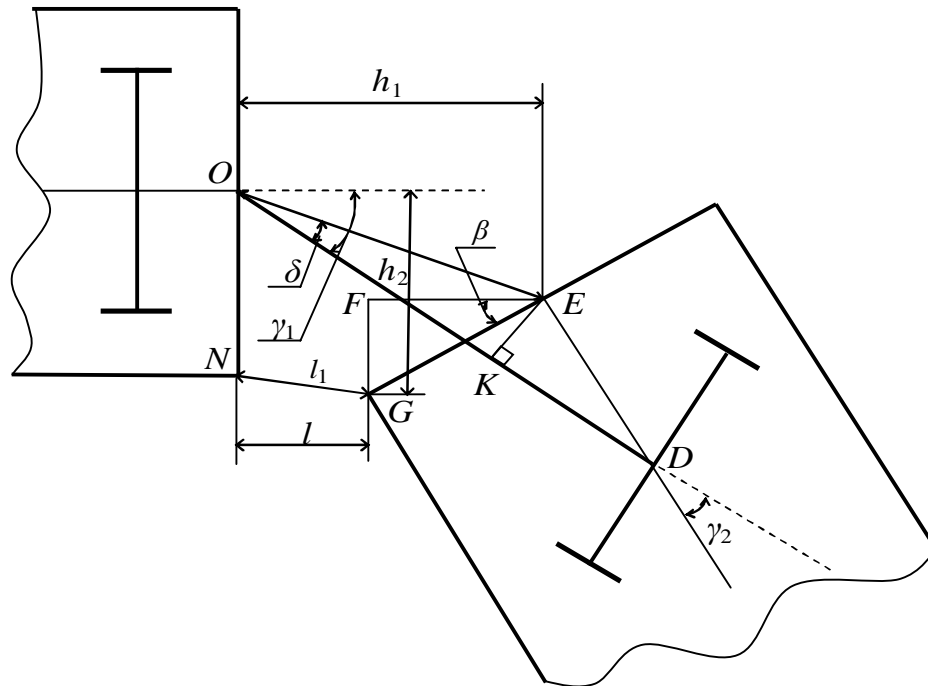


Рис. 2. Угловые перемещения звеньев транспортного поезда при  $\delta < \gamma_1$ .

Расстояние  $h_2$  определится как:

$$h_2 = OE \sin(\gamma_1 - \delta) + \frac{B}{2} \sin \beta, \quad (11)$$

$$\sin \beta = \sin\left(\frac{\pi}{2} - (\gamma_1 + \gamma_2)\right) = \cos(\gamma_1 + \gamma_2). \quad (12)$$

Таким образом

$$h_2 = \sqrt{L_1^2 + C^2 - 2L_1C \cos \gamma_2 \sin(\gamma_1 - \delta) + \frac{B}{2} \cos(\gamma_1 + \gamma_2)}. \quad (13)$$

Поскольку функция  $\cos(x)$  четная,  $\cos(\gamma_1 - \delta) = \cos(\delta - \gamma_1)$ ,  $l$  можно вычислить по выражению (2).

Расстояние  $l_1$  определится как

$$l_1 = \sqrt{l^2 + \left(h_2 - \frac{B}{2}\right)^2} \cdot l_1 = \sqrt{l^2 + \left(h_2 - \frac{B}{2}\right)^2}. \quad (14)$$

Ширина полосы кругового движения  $B_K$  по следу внешнего к центру поворота управляемого колеса трактора и внутреннего заднего колеса прицепа при различных значениях угла  $\theta$  равна

$$B_K = R - R_2 + \frac{A}{2}, \quad (15)$$

где  $R$  – радиус поворота по следу внешнего к центру поворота управляемого колеса трактора;

$A$  – колея трактора и прицепа (приняты одинаковыми).

$R$  определяется по выражению:

$$R = \sqrt{\left(R_0 + \frac{A}{2}\right)^2 + L_0^2}. \tag{16}$$

Для частного случая зависимости минимальной необходимой длины дышла  $L_1$  от угла поворота среднего приведенного управляемого колеса трактора  $\Theta$ , для тракторно-транспортного агрегата в составе трактора МТЗ-80 и прицепа 2-ПТС-6 (геометрические размеры агрегата:  $L_0 = 2370$  мм,  $C_0 = 750$  мм,  $C = 1095$  мм,  $L_2 = 3050$  мм,  $B = 2500$  мм,  $A = 1800$  мм), согласно вышеприведенным выражениям, были установлены рациональные значения  $L_1$ , исключаяющие углы складывания между трактором и прицепом более  $90^\circ$  (при различных значениях угла  $\Theta$  минимальное расстояние между прицепом и транспортным средством составляет 80 мм), а также значения  $R_0$ , соответствующие углам поворота среднего приведенного управляемого колеса трактора. Зависимость  $L_1$  от  $\Theta$  представлена на рис. 3.

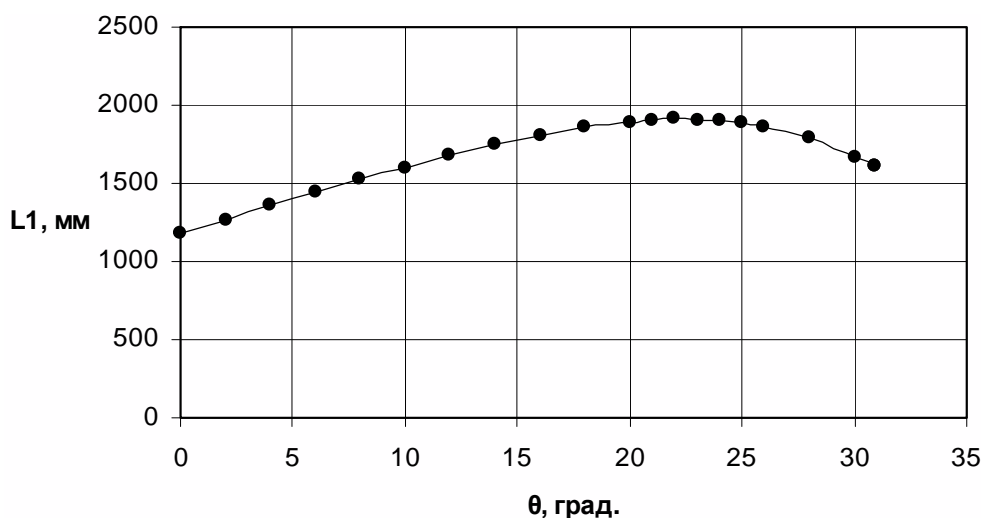


Рис. 3. Зависимость минимальной необходимой длины дышла прицепа 2-ПТС-6 от угла поворота среднего приведенного управляемого колеса трактора МТЗ-80.

Используя вышеприведенные зависимости, также была определена ширина полосы кругового движения по следу внешнего к центру поворота управляемого колеса трактора и внутреннего заднего колеса прицепа при различных значениях угла  $\Theta$ . Зависимости  $B_k$  (с использованием дышла изменяемой длины),  $B_k^{(1)}$  (с использованием дышла постоянной длины  $L_1 = 1910$  мм, минимальной для обеспечения беспрепятственного поворота прицепа относительно трактора при любых углах с соблюдением расстояния между трактором и прицепом не менее 80 мм) от  $\Theta$  – представлены на рис. 4.

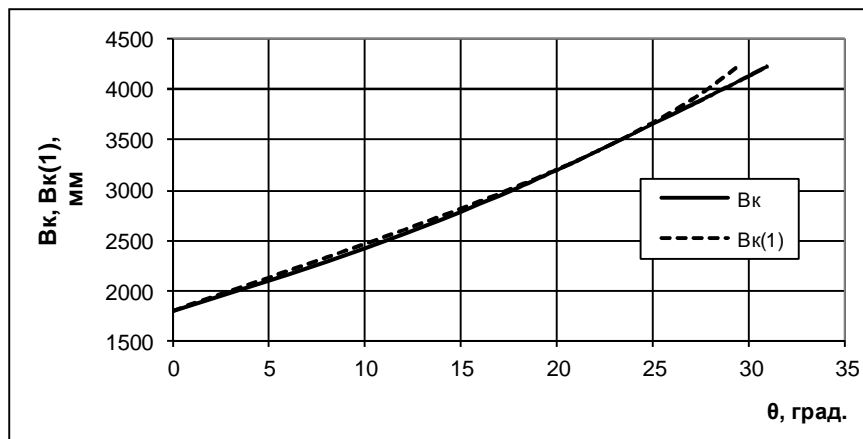


Рис. 4. Залежності ширини смуги кругового руху  $B_k$  по следу зовнішнього до центру повороту управляемого колеса трактора та внутрішнього заднього колеса причепа при різних значеннях кута  $\theta$  з використанням дышла змінюваної та постійної (1910 мм) довжини.

*Висновки.* На основі вищепроведених даних можна утвердити наступне.

- Використання зображеного типу тягово-сцепного пристрою дозволить значно підвищити маневренність автопоезда за рахунок скорочення дышла та зменшення загальної габаритної довжини агрегату.
- Аналіз виявлених залежностей необхідної довжини дышла двохосного причепа від кута повороту управляемих колес тягача, при встановившійся круговому русі, зображено на рис. 3.
- Для тракторно-транспортного агрегату (трактор МТЗ-80 та причеп 2-ПТС-6), за розрахунковими даними, найбільша довжина дышла становить 1910 мм при куті повороту середнього приведеного управляемого колеса трактора 22 градуси. Найменша довжина дышла при прямолинійному русі становить 1175 мм. Використання даного тягово-сцепного пристрою дозволить скоротити довжину дышла та загальну габаритну довжину агрегату при прямолинійному русі на 735 мм.
- Аналіз залежності ширини смуги кругового руху  $B_k$  по следу зовнішнього до центру повороту управляемого колеса трактора та внутрішнього заднього колеса причепа при різних значеннях кута  $\theta$  з використанням дышла змінюваної та постійної довжини показує, що використання дышла причепа змінюваної довжини зменшує ширину смуги руху тракторного поїзда при круговому русі, покращуючи його маневрові якості. Для тракторно-транспортного агрегату в складі трактора МТЗ-80 та причепа 2-ПТС-6 за розрахунковими даними найбільш значуще зменшення ширини смуги руху становить 158 мм при куті повороту середнього приведеного управляемого колеса трактора, рівному  $29,5^\circ$ .

*Литература*

1. *Еникеев В.Г.* Критерии и методы оценки технической оснащённости растениеводства и качества работы агрегатов с учетом вероятностной природы их функционирования.- Автореф. дисс. ... д.т.н. *В.Г.Еникеев* – Ленинград-Пушкин, 1983. – 34 с.
2. *Огнев О.Г.* Критерии и методы оценки адаптивных свойств технической оснащённости земледелия к условиям функционирования. – Автореф. дисс. ... д.т.н. *О.Г. Огнев*– СПб, 2005. – 24 с.
3. *Строганов Ю.Н.* К вопросу о применении тягово-сцепных устройств изменяемой длины тракторно-транспортных агрегатов и автопоездов. / *Ю.Н. Строганов, Е.М. Пампура* // Известия МААО- Спб., 2012.- Выпуск 15, Том 1.– с. 79-86.
4. Патент на полезную модель № 109733 Российской Федерации. Двухзвенное транспортное средство / *Ю.Н. Строганов, А.Н. Зеленин* (Российская Федерация) Приоритет от 07.02.2011.
5. Патент на полезную модель № 101992 Российской Федерации. Двухзвенное транспортное средство переменной длины / *Ю.Н. Строганов, А.Н. Зеленин*; Приоритет от 29.09.2010.
6. Патент на полезную модель № 114932 Российской Федерации. Автопоезд изменяемой длины / *Ю.Н. Строганов, А.Н. Зеленин, О.Г. Огнев.* (Российская Федерация). Приоритет от 28.11.2011.

**ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ  
АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ У СІЛЬСЬКИХ УМОВАХ**

Ю.Н. Строганов, О.Г. Огнев

*Анотація* - у статті розглядаються проблеми підвищення ефективності автотранспортних робіт в умовах агропромислового виробництва. Наводяться також дані про можливість підвищення маневрених властивостей автотранспортних потягів шляхом внесення конструктивних змін у тягово-причіпні пристрої причепів.

**IMPROVEMENT OF PERFORMANCE PARAMETERS OF THE  
ROAD TRANSPORT IN RURAL CONDITIONS**

Yu. Stroganov, O. Ognev

*Summary*

In article problems of increase of efficiency of motor transportation works in the conditions of agro-industrial production are considered. Data on possibility of increase of maneuverable properties of motor transportation trains by means of entering of constructive changes into traction coupling devices of trailers are provided also.



УДК.535.4

## ДОСЛІДЖЕННЯ СИНГУЛЯРНОСТЕЙ ХВИЛЬОВОГО ФРОНТУ КОГЕРЕНТНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ ПРИ ВІДБИТТІ ВІД ШОРСТКОЇ ПОВЕРХНІ

Морозов М. В., к.ф.-м.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет,

Тел. (0619) 42-68-74

**Анотація** – розглянуто процес утворення спекл-поля при відбиванні когерентного світла від шорсткої поверхні та виникнення гвинтових дислокацій хвильового фронту. Застосовано математичне моделювання для визначення кількості можливих сингулярностей хвильового фронту спекл-структури.

**Ключові слова** – спекл-структура, відбиття когерентного світла, шорстка поверхня, гвинтові дислокації хвильового фронту.

*Постановка проблеми.* Методи когерентної оптики знаходять все більше застосування для дослідження та вимірювання різноманітних фізико-механічних величин: деформацій та форми поверхні, швидкості, амплітуди механічних коливань та таке інше [1,2]. Тому актуальні дослідження процесів утворення спекл-полів при відбитті когерентного лазерного випромінювання від шорсткої поверхні методами статистичної оптики [3,4].

*Аналіз останніх досліджень.* В роботах [4,5] розглянуто застосування метода Монте-Карло та моделювання для дослідження утворення спекл-структури при відбитті когерентного випромінювання від шорсткої поверхні.

*Формулювання мети статті.* Представляє значний інтерес утворення гвинтових дислокацій (сингулярностей) хвильового фронту відбитої від шорсткої поверхні когерентної хвилі [6] та вивчення цього процесу методами математичного комп'ютерного моделювання.

*Основна частина.* Спекл-структура виникає при відбитті когерентного світла від шорсткої поверхні. У просторі реєстрації відбувається інтерференція вторинних сферичних когерентних хвиль з випадковим рівномірним розподілом фаз (рис.1). Тоді у першому скалярному наближенні амплітуда окремого спекла в результаті інтерференції вторинних хвиль дорівнює [3]:

$$a = \sum_{n=1}^N a_n e^{i(\varphi_n + \omega t - \mathbf{k}_n \cdot \mathbf{r}_n)} = b + ic, \quad (1)$$

де  $b = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{i=1}^N \cos \varphi_n$ ,  $c = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{i=1}^N \sin \varphi_n$  - відповідно дійсна та уявна частини амплітуди.

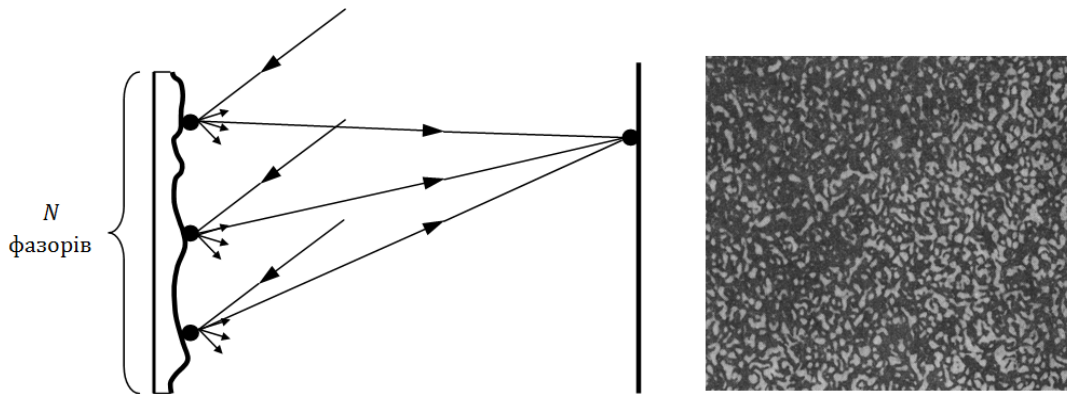


Рис. 1. Утворення спекл-структури в площині реєстрації.

При рівномірному розподілу фаз  $\varphi_n$  фазорів щільність імовірності розподілу дійсної та уявної частини має нормальний, гаусовий закон:

$$f_1(b) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_b} e^{-\frac{(b-\bar{b})^2}{2\sigma_b^2}} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-b^2}, \quad (2)$$

$$f_1(c) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_c} e^{-\frac{(c-\bar{c})^2}{2\sigma_c^2}} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-c^2}. \quad (3)$$

Теоретична густина імовірності розподілу відповідає релеєвському закону:

$$f_2(a) = \frac{a}{D} e^{-\frac{a^2}{2D}} = 2a e^{-a^2}. \quad (4)$$

Щільність імовірності розподілу інтенсивності спеклів  $I = a^2$  має показниковий, експоненціальний закон:

$$f_3(I) = f_3(a^2) = \frac{1}{I} e^{-\frac{I}{I}} = e^{-I}. \quad (5)$$

В центрі гвинтової дислокації, тобто невизначеності фази хвильового фронту, одночасно обертаються в нуль дійсна  $b$  та уявна  $c$  частини амплітуди [6]:

$$\varphi = \arctg \frac{c}{b}, \quad (6)$$

$$s = |b| + |c| = 0. \quad (7)$$



Отримаємо теоретичний розподіл густини імовірності для суми  $s$  модулів дійсної та уявної частин амплітуди спекла, які є незалежними. Густина розподілу модулів  $|b|$  та  $|c|$  має вигляд :

$$f_4(|b|) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}e^{-b^2} = 2f_1(b) \quad \text{при } b > 0, \tag{8}$$

$$f_4(|c|) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}e^{-c^2} = 2f_1(c) \quad \text{при } c > 0. \tag{9}$$

Тоді

$$\begin{aligned} f_5(s) &= \int_0^s \frac{2}{\sqrt{\pi}}e^{-b^2} \frac{2}{\sqrt{\pi}}e^{-(s-b)^2} db = \\ &= \frac{8}{\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{s^2}{2}} \Phi(s) = \frac{4}{\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{s^2}{2}} erf\left(\frac{s}{\sqrt{2}}\right), \end{aligned} \tag{10}$$

де  $\Phi(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^s e^{-\frac{z^2}{2}} dz$  – функція Лапласа,

$erf(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt$  – інтеграл імовірності.

Для визначення кількості сингулярностей з числа  $m$  окремих спеклів використовується метод Монте-Карло моделювання випадкових процесів та середа програмування MathCad [4,5]. Розроблені алгоритм та програма отримання гістограми частот для суми  $s = |b| + |c|$  та кількості сингулярностей  $sI$  (рис.2).

Кількість гвинтових дислокацій фази для числа  $m$  окремих спеклів може бути визначена з умови:

$$|b| + |c| < \Delta = 0.1. \tag{11}$$

На рисунку 2 представлені гістограми частот суми модулів дійсної та уявної частини амплітуди та програма визначення кількості сингулярностей для масиву  $m$  окремих спеклів.

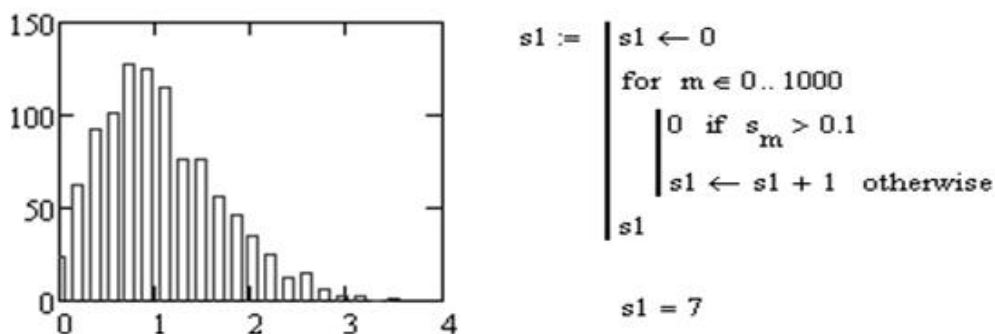


Рис. 2. Гістограма частот суми  $s$  і програма (MathCad) для визначення кількості сингулярностей  $sI$ .

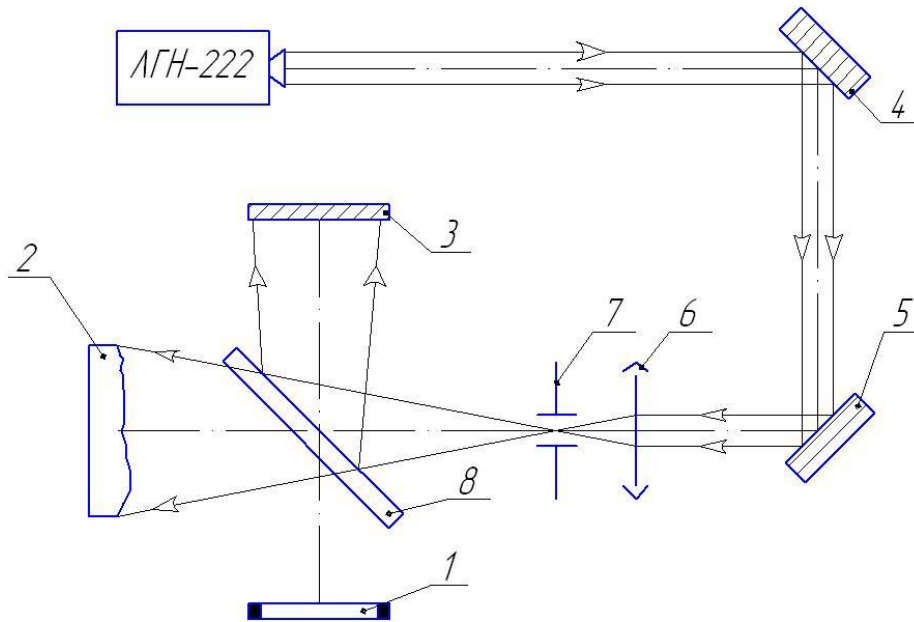


Рис. 3. Оптична схема спостереження дислокації фази хвильового фронту когерентного світла при відбитті від шорсткої поверхні 2: 1- площина інтерференції двох когерентних хвиль; 3,4,5- дзеркала; 6- мікрооб'єктив; 7- точкова діафрагма; 8-світлоподільник.

Гвинтові дислокації фази поверхні хвильового фронту (фазові вихри) при відбитті когерентного лазерного випромінювання від шорсткої поверхні є виключно фазовим ефектом. Тому експериментально зареєструвати гвинтові дислокації можливо тільки інтерференційними методами. На рисунку 3 представлена оптична схема для візуалізації сингулярностей хвильового фронту при відбитті лазерного випромінювання від шорсткої поверхні. У площині 1 реєстрації інтерференції двох хвиль, відбитих від шорсткої поверхні 2 та дзеркальної поверхні 3, спостерігається подвоєння інтерференційних смуг [7,8].

*Висновки.* Таким чином, методи статистичної оптики та моделювання випадкових процесів (метод Монте-Карло) можуть бути застосовані для дослідження спекл-полів при розсіюванні когерентного світла. Розроблені метод та програма статистичного моделювання і визначення кількості сингулярностей хвильового фронту при відбитті лазерного випромінювання від шорсткої поверхні. Подальше дослідження структури спекл-полів відбитого лазерного когерентного випромінювання дозволить розробити оптичні методи визначення параметрів шорсткої поверхні.

#### Література

1. Франсон М. Оптика спеклов. / М.Франсон.- М.:Мир,1980.-171 с.
2. Джоунс Р. Голографическая и спекл-интерферометрия/ Р.Джоунс, К.Уайкс. - М.:Мир,1986.-328 с.

3. Гудмен Дж. Статистическая оптика / Дж.Гудмен.-М.:Мир, 1980-528 с.

4. Морозов М.В. Дослідження спекл-структури методом моделювання. - М.В.Морозов. -Вісник Київського Університету.-В.3, 2004-С.401-406.

5. Морозов М.В. Дослідження спекл-полів при відбитті когерентного світла від шорсткої поверхні методами статистичної оптики./ М.В.Морозов. - Науковий вісник ТДАТУ Вип.2. т.1, С.116-120, 2012. – [Електронний ресурс], режим доступу: *archive.nbuv.gov.ua/.../pdf2t/12mnvsom*.

6. Короленко П.В. Оптика когерентного излучения./ П.В.Короленко.- М.: МГУ, 1997.-222 с.

7. Горбатенко Б.Б. Эффект ветвления интерференционных полос при суперпозиции идентичных спекл- полей./ Б.Б. Горбатенко, И.С. Клименко, В.П. Рябухо, И.Р. Сатаев, Б.Б. Федулеев. - Голография: теоретические и прикладные вопросы. - Л.: 1988, С.42-49 .

8. Баранова Н.Б. Исследование плотности дислокаций волнового фронта световых полей со спекл-структурой/ Н.Б.Баранова, Б.Я.Зельдович, А.А.Мамаев-ЖЭТФ,-1982,т.83,№5,С.1702-1710.

## ИССЛЕДОВАНИЕ СИНГУЛЯРНОСТЕЙ ВОЛНОВОГО ФРОНТА КОГЕРЕНТНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ПРИ ОТРАЖЕНИИ ОТ ШЕРОХОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Н.В.Морозов

**Аннотация** - рассмотрен процесс образования спекл-поля при отражении когерентного света от шероховатой поверхности и возникновения винтовых дислокаций волнового фронта. Использовано математическое моделирование для определения количества возможных сингулярностей волнового фронта спекл-структуры.

## RESEARCH OF WAVE FRONT SINGULARITIES IN REFLECTED COHERENT LIGHT FROM ROUGH SURFACE

N. Morozov

### *Summary*

The process of speckle field formation reflected coherent light from rough surface and origin of wave front crew dislocation were investigated. In order to define possible number of speckle structure wave front singularities mathematical modeling was used.



УДК 631.363.7

## РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПІДГОТОВКИ КОРМОСУМІШІ ДО ГРАНУЛЮВАННЯ

Братішко В.В., к. т. н.

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН України*Тел.: (04571) 3-27-91, email: *vbratishko@gmail.com*

**Анотація** - наведено теоретичні передумови та результати експериментальних досліджень впливу технологічних параметрів приготування двокомпонентної зерново-стеблової кормосуміші на показники якості та часу її приготування.

**Ключові слова** – зволоження, змішування, кормосуміш, час, якість змішування.

*Постанова проблеми.* Однією із основних задач при обґрунтуванні параметрів процесу підготовки кормосуміші до гранулювання є встановлення операційного часу, потрібного для забезпечення необхідних значень якісних показників процесу – нерівномірності змішування та нерівномірності зволоження кормосуміші.

Численні дослідження щодо змішування різнокомпонентних сумішей дозволяють зробити припущення, що процес перемішування відноситься до групи процесів, нарівні з очищенням матеріалу, сушінням [1], зневодненням тощо, де визначальний показник процесу асимптотично наближається до якогось певного значення зі зростанням часу виконання процесу, причому, інтенсивність зміни цього показника знижується зі зростанням функції часу [2, 3].

Аналіз подібного роду залежностей, на нашу думку, дозволяє зробити висновок про такий фізичний зміст її складових:

$$v_{zm} = v_{zm}^0 e^{-ct}, \quad (1)$$

$$v_{zv} = v_{zv}^0 e^{-ct}, \quad (2)$$

де  $v_{zm}$ ,  $v_{zv}$  – показники нерівномірності змішування та зволоження кормосуміші, %, причому,  $v_{zm}$ ,  $v_{zv} \in [0; 100]$ ;

$v_{zm}^0$ ,  $v_{zv}^0$  – початкові значення показників неоднорідності змішування та зволоження кормосуміші, при підготовці кормосуміші за допомогою одного технічного засобу,

який реалізує одну технологічну операцію  
 $v_{3M}^0 = v_{3E}^0 = 100\%$ ;

$c$  – деякий емпіричний коефіцієнт, що характеризує вплив конструкційно-технологічних параметрів на процес підготовки кормосуміші;

$t$  – час підготовки кормосуміші (змішування та зволоження), с.

При підстановці до залежностей (1), (2) деяких нормативних або заданих значень показників неоднорідності змішування та зволоження кормосуміші  $v_{3M}^n$ ,  $v_{3E}^n$  можемо записати вирази для визначення розрахункового часу підготовки кормосуміші:

$$t = \frac{1}{c} \ln \left( \frac{v_{3M}^0}{v_{3M}^n} \right), \quad (3)$$

$$t = \frac{1}{c} \ln \left( \frac{v_{3E}^0}{v_{3E}^n} \right). \quad (4)$$

Причому часу підготовки кормосуміші відповідає більше значення параметру  $t$ , знайдене за залежностями (3), (4).

Графіки залежностей (3), (4) наведено на рисунку 1.

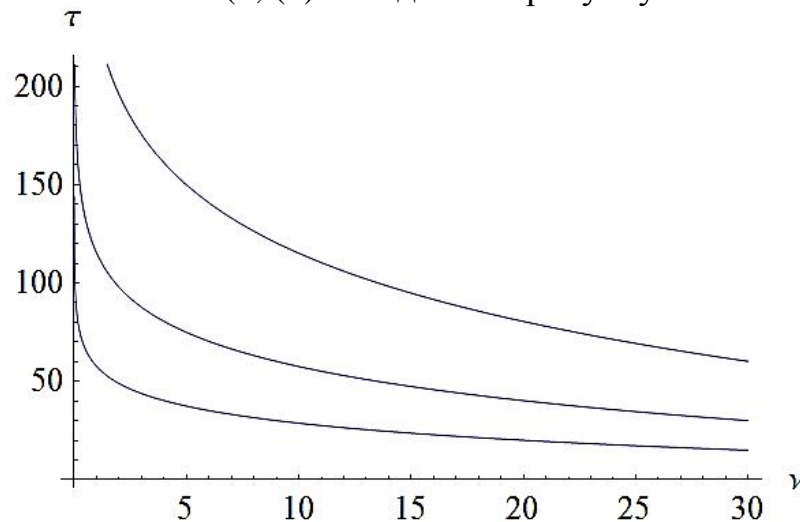


Рис. 1. Вплив заданої нерівномірності підготовки кормосуміші  $v$ , % на час її підготовки  $t$  (для якості та зволоження) за умов:  $v^0 = 100\%$ ;  $c = 0,02$  (верхня крива);  $c = 0,04$  (середня крива);  $c = 0,08$  (нижня крива).

Як видно, наведені на рисунку 1 дані дозволяють зробити висновок про зміну тривалості підготовки кормосуміші в залежності від заданої якості змішування та зволоження, а також конструкційно-технологічних параметрів процесу підготовки кормосуміші, заданих за допомогою коефіцієнту  $c$ , який потребує емпіричного визначення.

*Формулювання мети статті.* Метою аналітичних та експериментальних досліджень процесу підготовки кормосуміші до гранулю-

вання було встановлення раціональних значень технологічних параметрів процесу змішування та зволоження кормосуміші із зернових та стеблових компонентів.

*Методика досліджень.* Оскільки основною зерною складовою раціонів є ячмінь, а стебловою – сіно бобових трав [4], в якості вихідної сировини при проведенні досліджень використовували модельну двокомпонентну зерново-стеблову кормосуміш, яка складалася із подрібненого ячменю та сіна люцерни. Фізико-механічні властивості матеріалів визначалися відповідно до чинних нормативних документів та загальноприйнятих методик [5, 6, 7].

Для проведення експериментальних досліджень використовувався лабораторний змішувач кормів зі спіральним робочим органом та вертикальною віссю обертання (Рис. 2). Частота обертання валу змішувача складала 60 об./хв.



Рис. 2. Робоча камера лабораторного змішувача кормів.

Лабораторний змішувач мав такі конструкційні параметри: висота робочої камери (робочого органу) – 570 мм; діаметр робочої камери – 490 мм; крок витка спірального робочого органу – 500 мм; ширина стрічки робочого органу – 50 мм; діаметр спіралі (по зовнішньому краю) – 450 мм.

Подачу води при змішуванні та зволоженні кормосуміші здійснювали шляхом її вільного витікання через отвір визначеного діаметру (відповідно до заданої кількості рідини та часу зволоження). Місце подачі води знаходилось над робочим органом на відстані половини радіуса робочої камери змішувача від осі обертання його валу.

Експериментальні дослідження проводилися з використанням методики планування багатофакторних експериментів [8, 9] із застосуванням варіювання факторів на трьох рівнях [10]. На основі попере-



днього аналізу для проведення експериментальних досліджень було відібрано такі фактори (наведені в таблиці 1), які найбільше впливають на процес приготування кормосуміші: час змішування ( $x_1$ ), вміст сіна ( $x_2$ ), вміст вологи ( $x_3$ ), час зволоження ( $x_4$ ).

Таблиця 1 – Фактори та рівні їх варіювання

Рівні варіювання факторів	Фактори			
	Час змішування, $x_1$	Вміст сіна, $x_2$	Вміст вологи, $x_3$	Час зволоження, $x_4$
Верхній рівень (+)	180 с	60%	40%	60 с
Основний рівень (0)	120 с	40%	30%	40 с
Нижній рівень (-)	60 с	20%	20%	20 с
Інтервал варіювання	60 с	20%	10%	20 с

При проведенні досліджень час початку зволоження відповідав часу початку змішування.

Експериментальні критерії – коефіцієнти нерівномірності змішування та нерівномірності зволоження – визначали для кожного досліду. При цьому відбиралося п'ять проб, для кожної з яких визначалася вологість та вміст контрольних компонентів (Рис. 3), в якості яких виступали фарбовані зерна вівса.

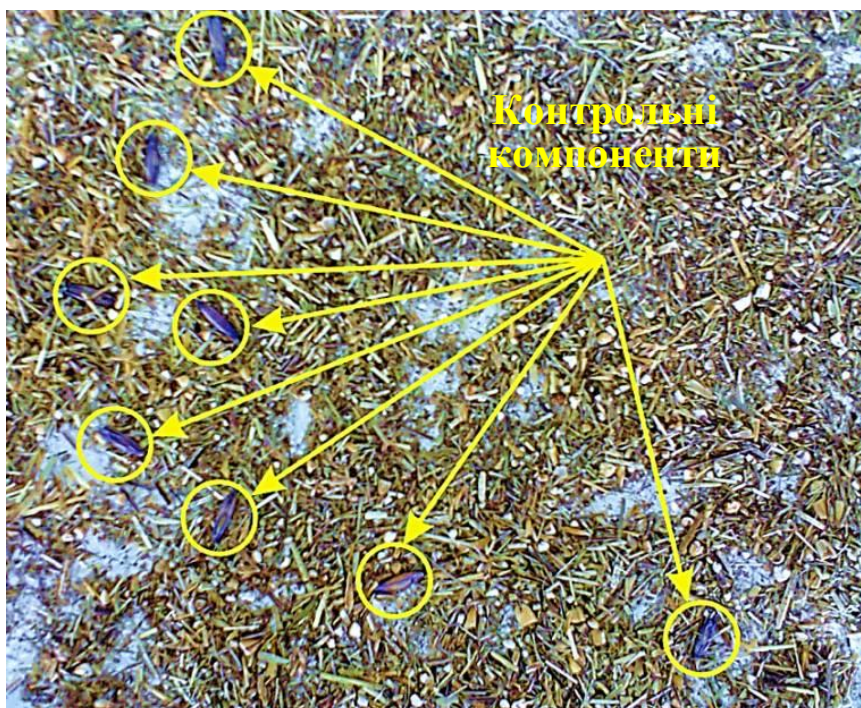


Рис. 3. Розбирання проби та підрахунок кількості контрольних компонентів.

Для аналізу результатів експериментальних досліджень використовувалась програма RegMod «Методика моделювання нормативів методом регресійного аналізу», розроблена в ННЦ «ІМЕСГ» к.т.н. Босим М.А., яка реалізує відомі методи кореляційного та регресійного аналізу [11, 12].

За результатами експерименту будували математичні моделі – рівняння регресії у вигляді поліномів другого порядку.

З метою вивчення функції відгуку отриманих моделей будувалися відповідні поверхні за допомогою програмного комплексу WolframMathematica.

*Результати досліджень.* Після оброблення результатів чотирифакторного експерименту було отримано залежності критеріїв оптимізації від досліджуваних факторів у вигляді рівнянь регресії другого порядку.

Для коефіцієнту неоднорідності змішування отримана модель мала вигляд:

$$\begin{aligned} v_{zm} = & 13,2704 - 11,7627x_1 + 5,11952x_1^2 + 3,69024x_2 - \\ & - 1,95912x_1x_2 + 1,90212x_2^2 + 2,37989x_3 - 1,70801x_1x_3 + \\ & + 1,37087x_3^2 - 1,46888x_4 + 1,08755x_1x_4 - 1,21466x_3x_4. \end{aligned} \quad (5)$$

Та у розкодованому вигляді:

$$\begin{aligned} v_{zm} = & 44,6154 - 0,422893t + 0,00142209t^2 - 0,0016326ts - \\ & - 0,00284668tw + 0,000906288t\tau + 0,0047553s^2 + \\ & + 0,0137087w^2 - 0,00607329w\tau. \end{aligned} \quad (6)$$

де  $t$  – час змішування, с;

$s$  – вміст сіна, %;

$w$  – вологість кормосуміші, %;

$\tau$  – час зволоження, с.

Для залежності (5), (6), яка є адекватною на 95% рівні довірчої вірогідності, коефіцієнт множинної детермінації становить  $D = 0,986501$ . Всі наведені коефіцієнти моделі є значущими на рівні довірчої вірогідності не менше 95%.

Для коефіцієнту неоднорідності зволоження отримана модель мала вигляд:

$$\begin{aligned} v_{ze} = & 14,4325 - 12,5004x_1 + 7,21062x_1^2 + 2,83411x_2 - \\ & - 0,953938x_1x_2 + 3,76213x_2^2 + 2,68958x_3 - 1,04101x_1x_3 + \\ & + 1,52649x_2x_3 + 2,57794x_4 + 0,859314x_3x_4. \end{aligned} \quad (7)$$



Та у розкодованому вигляді:

$$v_{36} = 68,6845 - 0,6052t - 0,7443s + 0,00200295t^2 - \\ - 0,000794948ts - 0,00173502tw + 0,00940532s^2 + \\ + 0,00763245sw + 0,00429657w\tau. \quad (8)$$

Для залежності (7), (8), яка є адекватною на 92% рівні довірчої вірогідності, коефіцієнт множинної детермінації становить  $D = 0,981838$ . Всі наведені коефіцієнти моделі є значущими на рівні довірчої вірогідності не менше 92%.

Розв'язання отриманих залежностей (6) та (8) відносно часу  $t$  дозволяє отримати залежності для визначення потрібного часу для забезпечення заданої якості (нерівномірності) змішування або зволоження кормосуміші.

Проте, оскільки параметр  $t$  у вихідних рівняннях (6) та (8) є аргументом функції нерівномірності, при значеннях нерівномірності, які не відповідають отриманим в результаті експерименту значенням критеріїв, використання розв'язаних відносно параметру  $t$  залежностей не дає змогу визначити час змішування або зволоження. Функція часу не є неперервною для усіх значень параметрів процесу підготовки кормосуміші, які відповідають полю дослідів, тобто для деяких значень  $s$ ,  $w$ ,  $\tau \in [-1;1]$   $t \notin \mathcal{R}$ .

З огляду на це, з використанням (1)-(4) можемо записати:

$$c_{3M} = \frac{1}{t} \ln \left( \frac{v_{3M}^0}{v_{3M}} \right), \quad (9)$$

$$c_{36} = \frac{1}{t} \ln \left( \frac{v_{36}^0}{v_{36}} \right). \quad (10)$$

На основі отриманих даних чотирифакторного експерименту (5)-(8) із використанням виразів (9), (10) розраховували нові функції відгуку – значення емпіричних коефіцієнтів, що характеризують вплив конструкційно-технологічних параметрів процесу підготовки кормосуміші на час та неоднорідність змішування ( $c_{3M}$ ) і зволоження ( $c_{36}$ ).

Опрацювання отриманих даних за допомогою програми RegMod дало можливість отримати рівняння регресії у вигляді поліномів другого порядку, які адекватно описують вплив параметрів процесу підготовки кормосуміші на значення емпіричних коефіцієнтів  $c_{3M}$  та  $c_{36}$ .

Для емпіричного коефіцієнту  $c_{3M}$  отримана модель мала вигляд:

$$c_{3M} = 0,0314636 - 0,000147325t + 1,82943 \cdot 10^{-7} t^2 + \\ + 7,83282 \cdot 10^{-7} ts + 1,37976 \cdot 10^{-6} tw - 4,15675 \cdot 10^{-7} t\tau - \\ - 2,38311 \cdot 10^{-6} s^2 - 6,58687 \cdot 10^{-6} w^2 + 2,83483 \cdot 10^{-6} w\tau. \quad (11)$$

Для залежності (11), яка є адекватною на 92% рівні довірчої вірогідності, коефіцієнт множинної детермінації становить  $D = 0,966508$ . Всі наведені коефіцієнти моделі є значущими на рівні довірчої вірогідності не менше 92%.

Для емпіричного коефіцієнту  $c_{36}$  отримана модель мала вигляд:

$$\begin{aligned} c_{36} = & 0,0151591 - 8,15708 \cdot 10^{-5} t + 0,00022525 \cdot 8s + \\ & + 0,00053167 \cdot 7w + 3,19517 \cdot 10^{-7} ts + 9,31893 \cdot 10^{-7} tw - \\ & - 3,33 \cdot 10^{-6} s^2 - 1,94296 \cdot 10^{-6} sw - 1,0209 \cdot 10^{-5} w^2 - \\ & - 1,74783 \cdot 10^{-6} w\tau. \end{aligned} \quad (12)$$

Для залежності (12), яка є адекватною на 93% рівні довірчої вірогідності, коефіцієнт множинної детермінації становить  $D = 0,955588$ . Всі наведені коефіцієнти моделі є значущими на рівні довірчої вірогідності не менше 93%.

Для знаходження залежності часу підготовки кормосуміші від заданого показника якості змішування або зволоження із використанням залежностей (1), (2) та поліномів (11), (12) можемо записати вираз для визначення часу підготовки кормосуміші, необхідного для забезпечення заданої якості змішування  $v_{3m}^n$ :

$$\begin{aligned} \frac{1}{t} \ln(100/v_{3m}^n) = & 0,0314636 - 0,000147325t + 1,82943 \cdot 10^{-7} t^2 + \\ & + 7,83282 \cdot 10^{-7} ts + 1,37976 \cdot 10^{-6} tw - 4,15675 \cdot 10^{-7} tt - \\ & - 2,38311 \cdot 10^{-6} s^2 - 6,58687 \cdot 10^{-6} w^2 + 2,83483 \cdot 10^{-6} w\tau, \end{aligned} \quad (13)$$

та вираз для визначення часу, необхідного для забезпечення заданої якості зволоження  $v_{36}^n$  кормосуміші:

$$\begin{aligned} \frac{1}{t} \ln(100/v_{36}^n) = & 0,0151591 - 8,15708 \cdot 10^{-5} t + 0,00022525 \cdot 8s + \\ & + 0,00053167 \cdot 7w + 3,19517 \cdot 10^{-7} ts + 9,31893 \cdot 10^{-7} tw - \\ & - 3,33 \cdot 10^{-6} s^2 - 1,94296 \cdot 10^{-6} sw - 1,0209 \cdot 10^{-5} w^2 - \\ & - 1,74783 \cdot 10^{-6} w\tau. \end{aligned} \quad (14)$$

Графічні інтерпретації розв'язання залежностей (13) та (14) відносно функції часу представлені на рисунках 4 та 5.

Як видно з аналізу рисунків 4 та 5 характер впливу факторів вмісту сіна та вологості кормосуміші на значення показника часу приготування кормосуміші в залежності від заданих значень нерівномірності змішування та зволоження відмінний. Тому для забезпечення заданої якості кормосуміші для практичного використання слід застосовувати більше значення часу приготування кормосуміші, знайдене за залежностями (13) та (14). Для перевірки адекватності та порівняння отриманих в результаті чотирифакторного експерименту залежностей (7)-(8) та запропонованих для визначення часу підготовки кормосумі-

ші аналітично-емпіричних залежностей (13) та (14) здійснимо їх спільний графічний аналіз (рисунки 6 та 7).

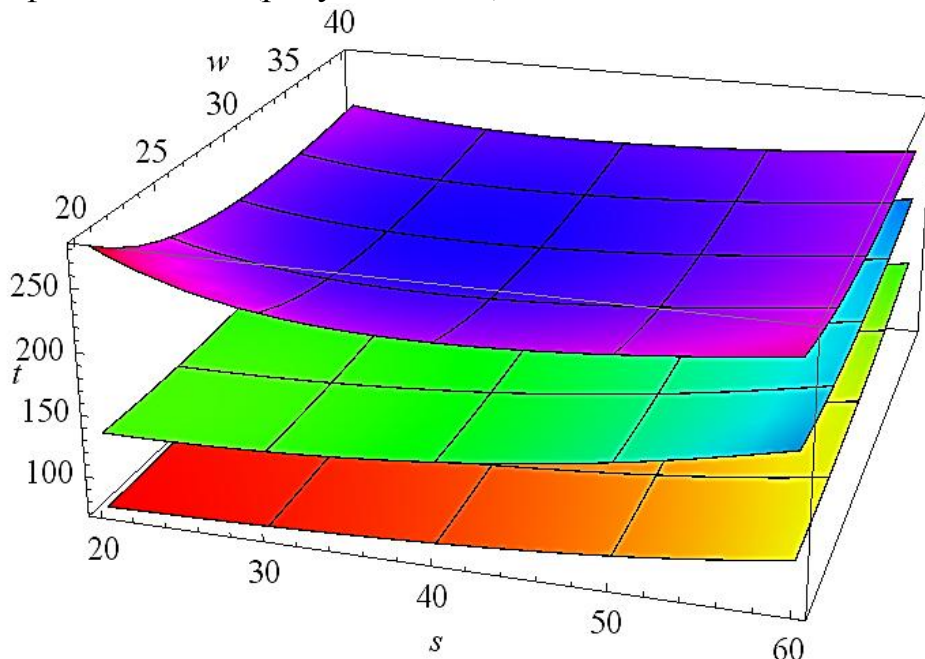


Рис. 4. Вплив вмісту сіна  $s$  та вологості кормосуміші  $w$  на час її приготування  $t$  для заданої нерівномірності змішування кормосуміші  $v_{zm}^n = 5\%$  (верхня поверхня),  $v_{zm}^n = 10\%$  (середня поверхня),  $v_{zm}^n = 20\%$  (нижня поверхня) при часі зволоження  $\tau = 40$  с ( $x_4 = 0$ ).

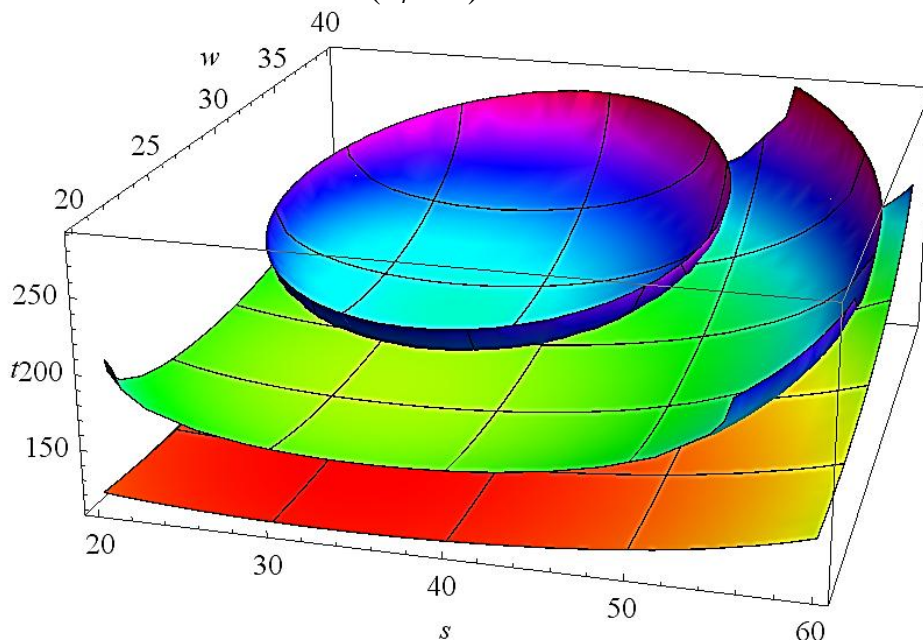


Рис. 5. Вплив вмісту сіна  $s$  та вологості кормосуміші  $w$  на час її приготування  $t$  для заданої нерівномірності зволоження кормосуміші  $v_{zv}^n = 7,5\%$  (верхня поверхня),  $v_{zv}^n = 10\%$  (середня поверхня),  $v_{zv}^n = 15\%$  (нижня поверхня) при часі зволоження  $\tau = 40$  с ( $x_4 = 0$ ).

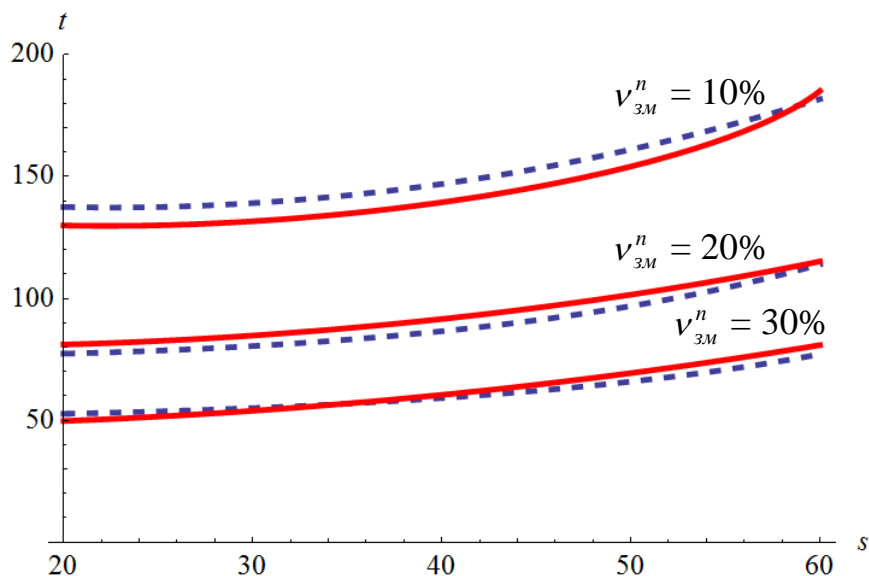


Рис. 6. Вплив вмісту сіна  $s$  на час приготування кормосуміші  $t$  при вологості кормосуміші  $w = 30\%$  ( $x_3 = 0$ ) та часу зволоження  $\tau = 40$  с ( $x_4 = 0$ ): експериментальні дані – суцільна лінія, пропонувана модель – пунктирна лінія.

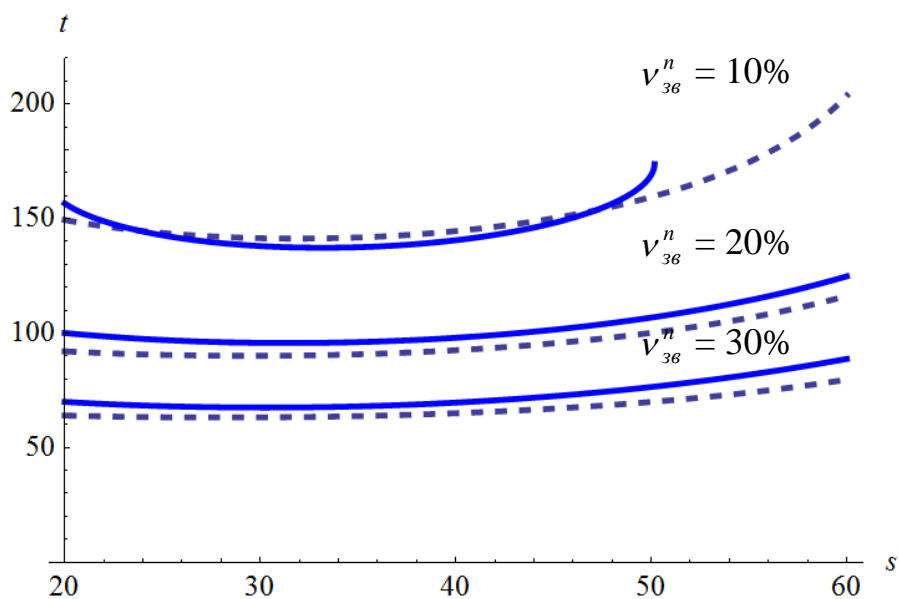


Рис. 7. Вплив вмісту сіна  $s$  на час приготування кормосуміші  $t$  при вологості кормосуміші  $w = 30\%$  ( $x_3 = 0$ ) та часу зволоження  $\tau = 40$  с ( $x_4 = 0$ ): експериментальні дані – суцільна лінія, пропонувана модель – пунктирна лінія.

Як видно з рисунків 6 та 7 запропонована аналітично-емпірична модель (13), (14) для визначення часу приготування кормосуміші добре відповідає отриманим емпіричним даним, як за характером, так і за розрахунковими значеннями часу, і може бути використана при прак-

тичних розрахунках параметрів технологічної операції підготовки кормосуміші до гранулювання.

*Висновки.* В результаті теоретичних та експериментальних досліджень процесу підготовки модельної двокомпонентної зерново-стеблової кормосуміші до гранулювання (змішування та зволоження компонентів) було запропоновано адекватну аналітично-емпіричну модель для визначення операційного часу приготування кормосуміші із врахуванням заданих значень показників якості її приготування – нерівномірності змішування та зволоження.

#### *Література*

1. *Расев А.И.* Сушка древесины. Учебник для проф.-техн. училищ. / *А.И. Расев.* – М.: Высшая школа, 1980. – 181 с.
2. *Бунин М.В.* Создание и эксплуатация строительных машин при вариационном выборе технических решений. / *М.В. Бунин, В.В. Ничке, И.Г. Кириченко, А.А. Богомолов* – К.: УМК ВО, 1992. – 196 с.
3. *Братішко В.В.* Математична модель процесу очищення матеріалу / *В.В. Братішко, Д.О. Мілько* // Праці ТДАТУ. – Вип. 11. – Том 2. – Мелітополь– 2011. – С. 133-140.
4. Нормы и рационы кормления сельскохозяйственных животных. Справочное пособие. 3-е издание переработанное и дополненное / Под ред. *А.П. Калашикова, В.И. Фисинина, В.В. Щеглова, Н.И. Клейменова.* – М. 2003. – 456 с.
5. ГОСТ 27262-87 Корма растительного происхождения: Методы отбора проб.
6. ГОСТ 27548-97 Корма растительные. Методы определения содержания влаги.
7. ГСТУ 46.007-2000 Машини та обладнання для приготування кормів. Методи функціональних випробувань.
8. *Адлер Ю.П.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. / *Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский* – М.: Наука, 1976. – 276 с.
9. *Зажигаев Л.С.* Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. / *Л.С. Зажигаев, А.А. Китьян, Ю.И. Романников* – М.: Атомиздат, 1978. – 232 с.
10. *Мельников С.В.* Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. / *С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Роцин* - Л.: Колос, 1972.- 200 с.
11. *Драйпер Н.* Прикладной регрессионный анализ / *Н. Драйпер, Г. Смит* //Перев. с англ. – М.: Статистика, 1973, – 550 с.
12. *Корн Г.* Справочник по математике для научных работников и инженеров / *Г. Корн, Т. Корн* //Перев. с англ. М.: Наука, 1984. – 875 с.

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОДГОТОВКИ КОРМОСМЕСИ К ГРАНУЛИРОВАНИЮ**

В.В. Братишко

*Аннотация* – приведены теоретические предпосылки и результаты экспериментальных исследований влияния технологических параметров приготовления двухкомпонентной зерно-стеблевой кормосмеси на показатели качества и времени ее приготовления.

## **RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE MIXED FORAGE PREPARATION FOR PELLETING**

V. Bratishko

### *Summary*

**In this article shows the theoretical background and experimental results of the influence of technological parameters of preparation of binary grain and stem mixed forage on its quality and the time of its preparation.**



УДК 631.316

## КІНЕМАТИКА РОТАЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ З СИЛОВИМ ЗВ'ЯЗКОМ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН ДЛЯ ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Вершков О.О., к.т.н.,

Коломієць С. М., к.т.н.,

Антонова Г.В., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.: (0619) 42-24-36, e-mail: kdm\_63@mail.ru

**Анотація** – у статті зроблено аналіз досліджень з кінематики робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту та надані залежності для оптимізації параметрів робочих органів з урахуванням особливостей їхньої кінематики, що забезпечить зростання ефективності машин.

**Ключові слова** – аналіз, ротаційний робочий орган, кут повороту ротора, середня швидкість руху, схема, ґрунтова стружка, рівняння руху, функція, інтеграл, параметр, кінематика, графік.

*Постановка проблеми.* В Україні парк ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту застарілий як фізично, так і морально. Через це не забезпечується необхідна якість обробітку ґрунту і, у кінцевому підсумку, врожайність сільськогосподарських культур. Потрібна модернізація існуючих машин та створення нових зразків на базі наукового обґрунтування параметрів робочих органів з урахуванням особливостей кінематики. Тому, дослідження кінематики робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту є актуальним.

*Аналіз останніх досліджень.* З аналізу останніх досліджень [2, 3, 5] можна зробити висновок, що необхідно продовжувати дослідження кінематики робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту.

*Формулювання цілей статті.* Метою публікації є отримання залежності для обґрунтування параметрів робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту з урахуванням особливостей їхньої кінематики, що сприятиме підвищенню ефективності машин.

*Основна частина.* На прикладі машин з вертикальною віссю обертання розглянемо кінематику і елементи технологічного процесу ротаційного робочого органа з силовим зв'язком.

Для ротаційних робочих органів характерною є одночасна участь у двох рухах: переносний, разом з машиною, що має поступальну швидкість  $V_n$ , і відносний, при обертанні навколо осі ротора з коловою швидкістю  $V_0$ . Отже, вектор миттєвої швидкості  $V$  точки робочого органа можна представити як суму двох векторів

$$\bar{V} = \bar{V}_n + \bar{V}_0. \quad (1)$$

Оскільки вектори знаходяться у площині обертання, тому модуль абсолютної швидкості дорівнює

$$V_p = \sqrt{V_n^2 + 2V_n \cdot V_0 \cdot \cos(\bar{V}_n \cdot \bar{V}_0) + V_0^2}. \quad (2)$$

Виберемо осі координат у площині обертання робочого органа наступним чином: початок координат сумістимо з віссю ротора, вісь  $X$  спрямуємо у напрямку поступального руху машин, а вісь  $Y$  спрямуємо так, щоб напрямок обертання її додатного кінця до осі  $X$  співпадав з напрямком обертання ротора. При цьому рівняння руху кінцевих точок робочого органа мають вигляд

$$\begin{cases} X = V_n t + R \sin \varphi \\ Y = R \cos \varphi \end{cases}, \quad (3)$$

де  $R$  – радіус ротора;

$\varphi$  – поточний кут повороту ротора.

Траєкторія руху являє собою плоску криву – подовжену циклоїду, тому що

$$\frac{V_0}{V_n} = \lambda > 1. \quad (4)$$

Модуль абсолютної швидкості складає

$$V_p = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = \sqrt{V_n^2 + 2V_n \cdot V_0 \cos \varphi + V_0^2}. \quad (5)$$

Обрана система характеризується тим, що

$$\cos(\bar{V}_n \bar{V}_0) = \cos \varphi = \cos \omega t. \quad (6)$$

З урахуванням виразів (4) і (6) рівняння (5) прийме вигляд

$$V_p = V_n \sqrt{1 + 2\lambda \cos \omega t + \lambda^2}. \quad (7)$$

Отже, модуль абсолютної швидкості є змінною величиною, що залежить від кута повороту ротора. На рис. 1 представлена схема до вивода рівняння руху робочого органа, ділянка траєкторії  $AB'$  являє собою зону відрізання ґрунтової стружки.

На рис. 2 представлено графік зміни абсолютної швидкості для вертикального розташування роторів.

Як видно з графіка, у вертикального робочого органа зона різання перевищує половину оберту ротора, а швидкість  $V_p$  за цикл різання проходить через максимум і мінімум.



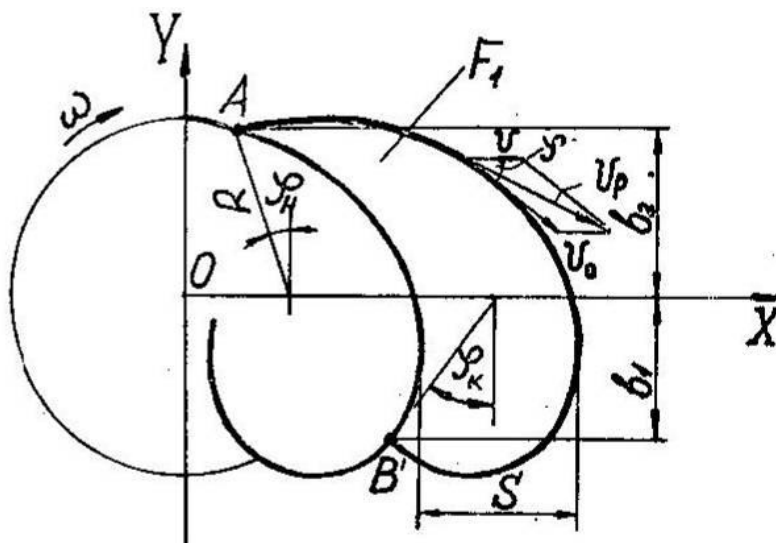


Рис. 1. Схема до рівняння руху вертикального ротаційного робочого органа.

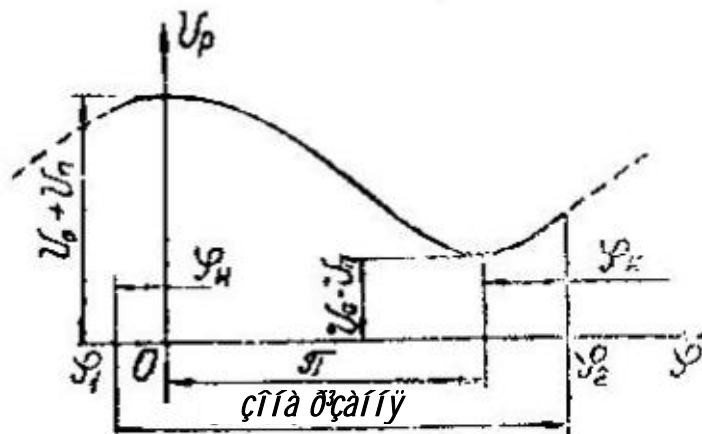


Рис. 2. Залежність швидкості різання  $V_p$  робочого органа фрези від кута повороту ротора  $\varphi$  (вертикальна вісь обертання).

В теорії ротаційних ґрунтообробних машин для визначення технологічних характеристик і конструктивних параметрів використовується поняття середньої швидкості різання. Узв'язку з тим, що величина швидкості різання змінна у функції кута повороту робочого органа, визначимо середнє значення швидкості різання. За визначенням середнього значення функції [1] маємо

$$V_p = V_n \frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi} d\varphi, \quad (8)$$

де  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – поточні кути повороту ротора, що визначають початок і кінець процесу.

Головна відмінність машин з вертикальною віссю обертання від горизонтальних фрез полягає у тому, що величина кута повороту ро-

тора, яка відповідає циклу різання, не залежить від технологічного параметра – глибини обробітку і може бути представлена сумою трьох кутів (рис. 1).

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \varphi_n + \varphi_k + \pi, \tag{9}$$

де  $\varphi_n$  – кут між перпендикуляром до напрямку руху і початковим положенням кінця робочого органа;

$\varphi_k$  – кут між перпендикуляром до напрямку руху і кінцевим положенням кінця робочого органа.

$$\varphi_n = \frac{\pi}{Z(\lambda+1)}; \quad \varphi_k = \frac{\pi}{Z(\lambda-1)}, \tag{10}$$

де  $Z$  – кількість робочих органів на роторі.

Після підстановки значень  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  у рівняння (8) маємо

$$V_p = V_n \frac{\int_0^{\varphi_n} \sqrt{\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi} d\varphi + \int_0^{\pi} \sqrt{\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi} d\varphi}{\varphi_n + \pi + \varphi_k} + \frac{\int_0^{\varphi_k} \sqrt{\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi} d\varphi}{\varphi_n + \pi + \varphi_k}. \tag{11}$$

Так як інтеграли у формулі (11) не можна виразити через елементарні функції [3], перетворимо її у формулу, що містить еліптичний інтеграл другого роду

$$V_p = 2V_n (\lambda + 1) \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2Z(\lambda+1)}} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi}{\frac{\pi}{Z(\lambda+1)} + \pi + \frac{\pi}{Z(\lambda-1)}} + \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2Z(\lambda-1)}} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi}{\frac{\pi}{Z(\lambda+1)} + \pi + \frac{\pi}{Z(\lambda-1)}}, \tag{12}$$

де  $k \neq \frac{2\sqrt{\lambda}}{1+\lambda}$ .

Цей інтеграл обраховується за допомогою таблиць [4].

Щоб уникнути визначення інтегралів за таблицями запропонована наступна формула для визначення середньої швидкості різання ротаційних робочих органів [3]

$$V_p = V_n \sqrt{1 + \lambda^2}. \tag{13}$$

Далі наведемо вивід більш точної формули для визначення середньої швидкості різання, заснований на розкладі підінтегрального виразу формули (12) у біноміальний ряд.

Як зазначалось раніше, для ротаційних машин  $\lambda > 1$ , отже додержується нерівність, що забезпечує сходимість ряду

$$|K^2 \sin^2 \varphi| < 1.$$

Загальна формула розкладу підінтегрального виразу формули (12), з урахуванням перших трьох членів, має вид

$$\sqrt{1 - K^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{1}{2} K^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} K^4 \sin^4 \varphi. \quad (14)$$

Отже

$$\int \sqrt{1 - K^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \int d\varphi - \frac{1}{2} K^2 \int \sin^2 \varphi d\varphi - \frac{1}{8} K^4 \int \sin^4 \varphi d\varphi.$$

Використовуючи таблиці інтегралів [4], маємо

$$\int \sqrt{1 - K^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \varphi - \frac{1}{2} K^2 \left( \frac{1}{2} \varphi - \frac{1}{4} \sin 2\varphi \right) - \frac{1}{8} K^4 \left( \frac{3}{8} \varphi - \frac{\sin 2\varphi}{4} + \frac{\sin 4\varphi}{32} \right). \quad (15)$$

Розрахунки, виконані за формулою (15), показують, що при  $\lambda \geq 3$  похибка не перевищує 1%. Для практичних розрахунків достатньо обмежитися двома членами розкладу, похибка при цьому не перевищує 2%.

$$\int \sqrt{1 - K^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \varphi - \frac{1}{4} K^2 \varphi = \varphi \left[ 1 - \frac{\lambda}{(\lambda + 1)^2} \right]. \quad (16)$$

Після підстановки виразу (16) у формулу (12) і перетворень

$$V_p = V_n (\lambda + 1) \left[ 1 - \frac{\lambda}{(\lambda + 1)^2} \right].$$

Остаточно

$$V_p = \lambda V_n \left[ 1 + \frac{\lambda}{\lambda(\lambda + 1)} \right]. \quad (17)$$

Отримана формула (17) дозволяє найбільш точно визначити швидкість різання вертикально-роторних робочих органів.

*Ширина захвату ротора B.* Згідно рис. 1 та з урахуванням огріху, можна представити виразом

$$B = b_1 + b_2 = R \cos \varphi_n + R \cos \varphi_k. \quad (18)$$

Після перетворень рівняння (18) отримуємо

$$B = 2R \cos \frac{\pi}{Z(\lambda^2 - 1)} \cdot \cos \frac{\pi \lambda}{Z(\lambda^2 - 1)}. \quad (19)$$

*Довжина шляху різання стружки.* Для вертикально-роторних робочих органів довжина шляху різання являє собою довжину відрізка циклоїди між точками перетину двох сусідніх траєкторій на початку і в кінці різання.

Довжина шляху різання ножом визначається за виразом [5]

$$L = R \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi} d\varphi. \quad (20)$$

Інтеграл у формулі (20) не можна виразити через елементарні функції; якщо ж розкласти підінтегральну функцію у ряд Тейлора, то при підстановці границь, характерних для вертикально-роторних ма-

шин, указаний ряд розходиться, що унеможливорює отримання наближеного значення інтеграла.

У роботі [3] наведена наступна формула для визначення довжини шляху різання вертикальним ножом

$$L = \frac{4R}{\lambda} \left[ 2 \sin^2 \left( \frac{180^\circ + \alpha}{4} \right) - 1 \right] + \left( R - \frac{R}{\lambda} \right) \cdot 0.95\lambda, \quad (21)$$

де  $\alpha = \varphi_2 - \varphi_1$ .

Простіше визначити довжину шляху різання за такою формулою

$$L = V_p \cdot t, \quad (22)$$

де  $t = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\omega}$  - час циклу різання.

Підставимо у формулу (22) значення середньої швидкості різання (17) та після перетворень маємо

$$L = \pi R \left[ 1 + \frac{1}{\lambda(\lambda + 1)} \right] \cdot \left[ 1 + \frac{2\lambda}{Z(\lambda^2 - 1)} \right]. \quad (23)$$

Розрахунки показали, що запропонована формула (23) дозволяє найбільш точно визначити довжину шляху різання робочого органа вертикально-роторної машини.

*Товщина стружки.* Робочі органи вертикально-фрезерних машин відрізають ґрунтову стружку у горизонтальній площині. Вимірювання товщини стружки по нормалі до зовнішньої циклоїди (рис. 3, відрізок 2) дає негативний результат.

На рис. 3 товщина стружки при положенні ножа у т.Д ( $x_2; y_2$ ) представлена відрізком СД. При координатах т.С ( $x_1; y_1$ ) і куті повороту ножа  $\varphi_2$  товщину стружки можна визначити з наступної залежності

$$CD = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}. \quad (24)$$

Для визначення координат точки С складемо систему рівнянь

$$\begin{cases} X_1 = \frac{R}{\lambda} \varphi_1 + R \cos \varphi_1 \\ X_2 = \frac{2\pi R}{\lambda Z} + \frac{R}{\lambda} \varphi_2 + R \cos \varphi_2 \\ Y_1 = R \sin \varphi_1 \\ Y_2 = R \sin \varphi_2 \\ \operatorname{tg} \theta = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{\lambda \sin \varphi_1 - 1}{\lambda \cos \varphi_1} \end{cases}, \quad (25)$$

де  $\theta$  – кут нахилу нормалі до осі абсцис.

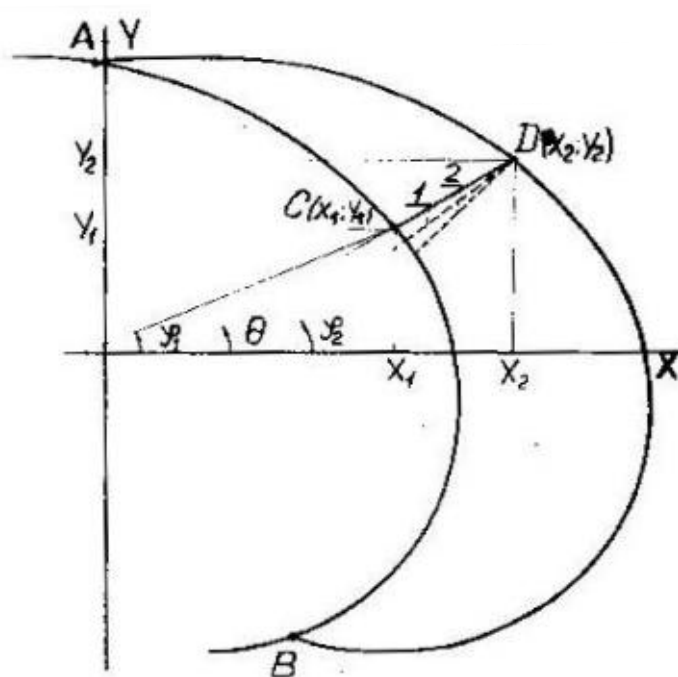


Рис. 3. Схема до визначення товщини стружки  $\delta$ , яка відрізається вертикальним фрезерним ножом.

Отже

$$\frac{\lambda \sin \varphi_1 - 1}{\lambda \cos \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1}{\frac{2\pi}{\lambda Z} + \frac{1}{\lambda} \varphi_2 + \cos \varphi_2 - \frac{1}{\lambda} \varphi_1 - \cos \varphi_1}. \quad (26)$$

Для визначення миттєвого значення товщини стружки треба по рівнянню (26) визначити кут  $\varphi$ , потім по рівнянням (25) – координати точок С і Д, а шукану товщину стружки  $\delta$  – по рівнянню (24).

Але рівняння (26) є трансцендентним, тому простіше визначити  $\delta$  графічним способом.

Для цього будують залежності  $\delta = f(\varphi)$  та  $\varphi = f(\lambda)$ .

Досить часто у розрахунках використовують середню товщину стружки  $\delta_{сер}$

$$\delta_{сер} = \frac{F}{L'}, \quad (27)$$

де  $F$  – площа стружки;

$L'$  – довжина ділянки внутрішньої циклоїди АСВ (рис. 3).

Площа стружки  $F$  складає

$$F = F_1 + F_2, \quad (28)$$

де  $F_1$  – площа стружки в межах ширини захвату В (рис. 1);

$$F_1 = B \cdot S, \quad (29)$$

$S$  – зміщення робочого органа;

$F_2$  – площа стружки в межах В [6]

$$F_2 = \frac{2}{3}(2R - B)S. \quad (30)$$

Після перетворень, з урахуванням (19), маємо

$$F = \frac{2}{3}SR \left[ 2 + \cos \frac{\pi}{Z(\lambda^2 - 1)} \cdot \cos \frac{\pi\lambda}{Z(\lambda^2 - 1)} \right] \quad (31)$$

або

$$F = K'_2 \cdot S \cdot D, \quad (32)$$

де  $D = 2R$  – діаметр ротора.

У залежності  $K'_2 = f(\lambda)$  впливає, що при  $\lambda > 6..7$  величиною  $K'_2$  можна знехтувати.

Довжина відрізка  $L'$  також, як і  $L$ , визначається за таблицями еліптичних інтегралів другого роду або за наближеною формулою, отриманою при розкладі підінтегральної функції у біноміальний ряд

$$L' = R \left\{ \pi \left[ 1 - \frac{2\lambda}{Z(\lambda^2 - 1)} \right] \left[ 1 + \frac{1}{\lambda(\lambda + 1)} \right] + \frac{2}{\lambda + 1} \cos \frac{\pi\alpha}{Z(\lambda^2 - 1)} \sin \frac{\pi}{Z(\lambda^2 - 1)} \right\}. \quad (33)$$

Отже

$$\delta_{сеп} = \frac{2}{3} \cdot \frac{2 + \cos \frac{\pi\alpha}{Z(\lambda^2 - 1)} \cdot \cos \frac{\pi}{Z(\lambda^2 - 1)}}{\pi \left[ 1 - \frac{2\lambda}{Z(\lambda^2 - 1)} \right] \left[ 1 + \frac{1}{\lambda(\lambda + 1)} \right] + \frac{2}{\lambda + 1} \cdot \cos \frac{\pi\lambda}{Z(\lambda^2 - 1)} \cdot \sin \frac{\pi}{Z(\lambda^2 - 1)}} S = K_1 S. \quad (34)$$

Для зручності визначення  $K_1$  будують графік  $K_1 = f(\lambda)$ .

Об'єм стружки  $V_{стр}$  визначають за формулою

$$V_{стр} = F \cdot H = K'_2 \cdot S \cdot D \cdot H, \quad (35)$$

де  $H$  – глибина обробітку.

**Висновки.** Наведені залежності забезпечать якісні визначення силових параметрів та обґрунтування деяких параметрів як вертикально-роторних машин, так і машин, що мають горизонтальну вісь обертання, що з урахуванням особливостей кінематики машин підвищить їх ефективність.

### Література

- 1 *Бронштейн И.П.* Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗОВ / *И.П. Бронштейн, К.А. Семендяев.* - М.: ГИТЛ, 1957. - 608 с.
- 2 *Канев Н.Ф.* Механика почвообрабатывающей фрезы / *Н.Ф. Канев.* - М.: ВНИИ лесоводства и механизации лесного хозяйства, 1957. - 217 с.

3 Любимов Ф.С. Обоснование параметров рабочих органов пропашного фрезерного культиватора – глубокорыхлителя: автореф. дис. канд. техн. наук / Ф.С. Любимов. - М., 1971. - 33 с.

4 Градштейн И. С. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений.- 4-е изд. / И.С. Градштейн, И.М. Рыжик. - М.: Физматгиз, 1963.- 110 с.

5 Ротационные почвообрабатывающие машины / Е.П. Яцук, И.М. Панов, Д.Н. Ефимов и др. –М.: Машиностроение, 1971.- 256 с.

6 Марченко О.С. Кинематика и элементы процесса фрезерования почвы вертикально-ротационными рабочими органами / О.С. Марченко, В.В. Бычков // Науч.-техн.бюл.ВИМ.-1980.-вып.43.- С. 9-15.

### **КИНЕМАТИКА РОТАЦИОННЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ С СИЛОВОЙ СВЯЗЬЮ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ДЛЯ ПРЕПОСЕВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ**

А.А.Вершков, С.М.Коломиец, Г.В.Антонова

**Аннотация** - в статье сделан анализ исследований кинематики рабочих органов почвообрабатывающих машин для предпосевной обработки почвы и приведены зависимости для оптимизации параметров рабочих органов с учетом особенностей их кинематики, что обеспечит повышение эффективности машин.

### **KINEMATIK OF ROTARY WORKINGS ORGANS WITH POWER CONNECTION OF MACHINES FOR TREATMENT OF SOIL FOR PRESEED TREATMENT OF SOIL**

O. Vershkov, S. Kolomiyets, G. Antonova

#### **Summary**

**In the article the analysis of researches of kinematics of workings organs of machines for treatment of soil is done for preseed treatment of soil and dependences are resulted for optimization of parameters of workings organs, taking into account the features of their kinematics, that will provide the increase of efficiency of machines.**



УДК 621: 636

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМЫ ПНЕВМОКОРМОРАЗДАТЧИКА С ДОЗИРОВАНИЕМ В ТРУБЕ

Демьяненко В. Я., инж.,

Чаплинский А.П., инж.,

Демьяненко Д.В., асп.<sup>1</sup>

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел.: (0619) 42-24-36

**Аннотация** – в статье проведен кинематический анализ рычажной системы пневмокормораздатчика, служащей для поочередного открытия и закрытия выгрузных окон дозирующими заслонками посредством управляющего поршня.

**Ключевые слова** – пневмокормораздатчик, рычажная система, дозирующий поршень, пневмокормопровод, окна выгрузки корма, гранулированные корма, ход заслонки, высота зацепа рычага, размер поводка, двуплечий рычаг.

**Постановка проблемы.** Вопросы выбора рациональных средств раздачи кормов на откорме КРС актуальны, так как каждое решение содержит в себе сочетание как положительных, так и отрицательных качеств. Нерациональный выбор средств раздачи кормов приводит к увеличению капитальных затрат, расходу энергии и средств при эксплуатации, к повышенным затратам на ремонт из-за низкой надежности техники. Особую актуальность выбор средств раздачи кормов приобретает в связи с применением на крупных комплексах по производству говядины пневмотранспорта кормов.

Высокие возможности в части соблюдения зоотехнических требований, распределение кормов по разветвленной сети кормораздающей линии от одного привода позволяют широко использовать нагнетательный пневмотранспорт для транспортирования и раздачи сухих и увлажненных кормов.

Пневмотранспорт обеспечивает минимум затрат на строительство, малые поперечные габариты, возможность транспортирования из одного места (кормокухни) ко множеству потребителей и на большие расстояния, высокую надежность при применении на крупных ком-

---

<sup>1</sup> Научный руководитель – д.т.н. Шацкий В. В.

© Демьяненко В. Я., Чаплинский А.П., Демьяненко Д.В.



плексах, минимальный расход энергии и другие преимущества. Но, вместе с тем, недостатком существующих линий пневмотранспорта кормов является отсутствие устройств, непосредственно раздающих корм из пневмокормопотока. Поэтому приходится гасить энергию пневмопотока, применять дополнительные механические средства транспортирования и раздачи кормов, что, в свою очередь, приводит к увеличению металлоёмкости, расхода энергии, снижению надежности линий кормораздачи, а, следовательно, к потере продукции и увеличению её себестоимости.

*Анализ предыдущих исследований.* Уже многие годы ряд научно-исследовательских организаций ведут работы по созданию пневмокормораздатчиков. Такие работы ведутся и на кафедре «Техническая механика» Таврического государственного агротехнологического университета [1]. Разработана и изготовлена лабораторная установка [2] принципиально нового пневмокормораздатчика с дозированием в трубе, работа многих систем которого еще недостаточно исследована и изучена.

*Формулирование целей статьи.* Основной задачей данных исследований было проведение кинематического и динамического анализа рычажной системы, определения основных её геометрических характеристик при размере выгрузного окна 160мм по всей длине трубы для пневмокормораздатчика при управлении заслонками движущимся поршнем.

*Основная часть.* Лабораторная установка пневмокормораздатчика, схема которой показана на рисунке 1, позволяет доставлять в кормушки определенное количество корма без механических повреждений за счет выдувания его через окна пневмокормопровода (1) с помощью вентилятора (4) и дозирующего устройства.

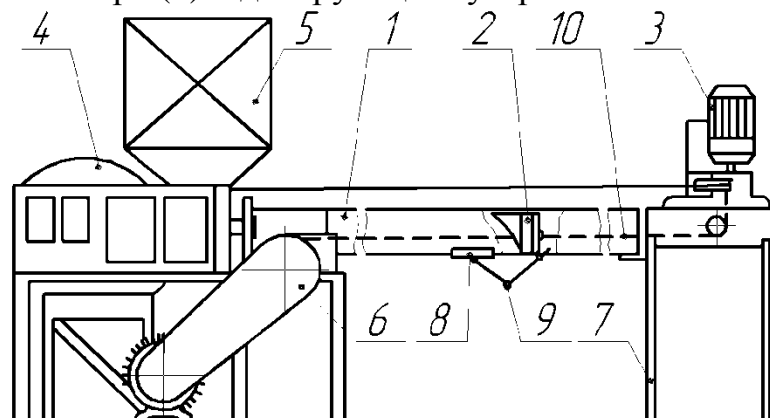


Рис. 1. Схема пневмокормораздатчика с дозированием в трубе.

Дозирующий поршень (2) может перемещаться в обе стороны внутри пневмокормопровода (1) с помощью троса (10) и своего привода (3). При движении поршня (2) вправо после выдувания порции

корма через окно у левого торца поршня заслонки (8), расположенные позади поршня, закрываются рычажной системой (9), при движении поршня в обратном направлении окна открываются и туда выталкивается оставшийся в трубе корм.

Лабораторная установка пневмокормораздатчика с дозированием в трубе состоит из вентилятора ВВД-5, бункера-питателя с объемным лопастным дозатором, привода перемещения поршня и пневмокормопровода. Каждый привод выполнен автономным и сблокирован с приводом вентилятора.

Пневмокормопровод состоит из секций длиной по 2 метра, соединенных между собой муфтами. Такая конструкция позволяет набирать пневмокормораздатчик любой длины.

Диаметр пневмокормораздатчика 125мм, длина лабораторного пневмокормораздатчика 6м. Окна выгрузки корма прямоугольной формы 160x80 мм расположены через 1 метр.

Внутри пневмокормораздатчик размещен управляющий поршень длиной 200 мм, с торца имеющий скос для направления потока корма. Длина поршня обоснована герметичностью просвета. Поршень перемещается по трубе тросиком диаметром 3мм.

В качестве транспортируемого корма использовались гранулированные корма (сено, солома) и увлажненный имитатор свекловичного жома (текстолитовая крошка).

Рычажная система управления дозирующими заслонками представлена на рисунках 2 и 3 (V – направление движения).

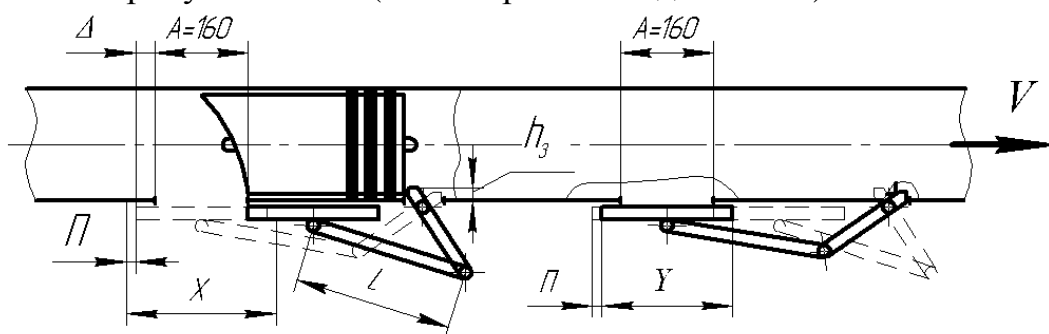


Рис. 2. Рычажная система управления заслонками.

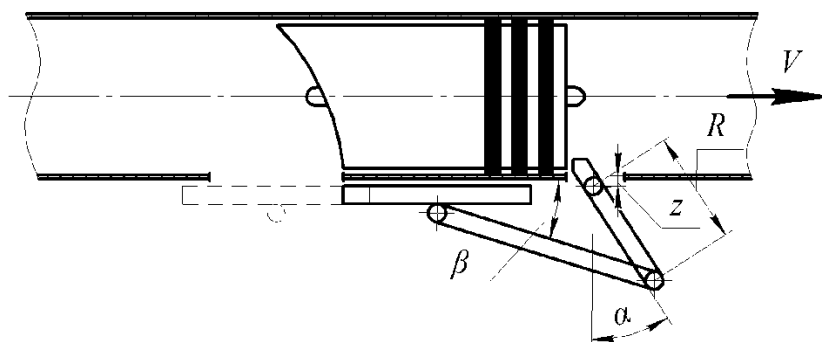


Рис. 3. Фрагмент рычажной системы.

При движении поршня вправо заслонка закрывается рычажной системой, а при движении влево – открывается.

Ход заслонки составит величину (рис. 4)

$$X = 2[A + 2(\Delta + \Pi)], \tag{1}$$

где  $X$  – ход заслонки, мм;

$A$  – размер окна по оси трубы;

$\Delta$  – одностороннее перекрытие окна, мм;

$\Pi$  – пробег заслонки при переключении рычага, мм.

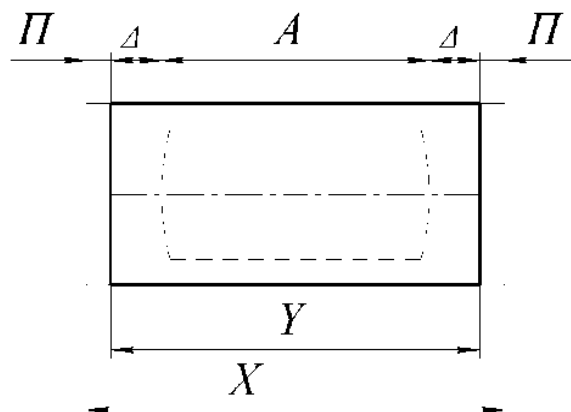


Рис. 4. К определению хода заслонки.

Ход при постановке рычагов на зацеп

$$Y = X - 2\Pi, \tag{2}$$

Постановка на зацеп осуществляется пружинами.

Радиус рычага относительно точки поворота

$$R = \frac{X}{2 \cdot \sin \alpha}, \tag{3}$$

где  $\alpha$  – угол переключки рычага, отсчитываемый от вертикали, град.

Угол, отсчитываемый от вертикали при постановке рычага на зацеп поршнем

$$\beta = \arcsin \frac{Y}{R}. \tag{4}$$

Высота зацепа рычага поршнем

$$h_3 = Z \left( \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} - 1 \right). \tag{5}$$

Зависимость  $h_3$  от параметров, определяющих размер заслонки в зависимости от  $A$ ;  $X$ ;  $Y$ ;  $R$ ;  $\Delta$ ;  $\alpha$ ; представлены на графике (Рис. 5).

$Z$  – координата шарнира относительно образующей внутреннего диаметра трубы (берётся из графика).

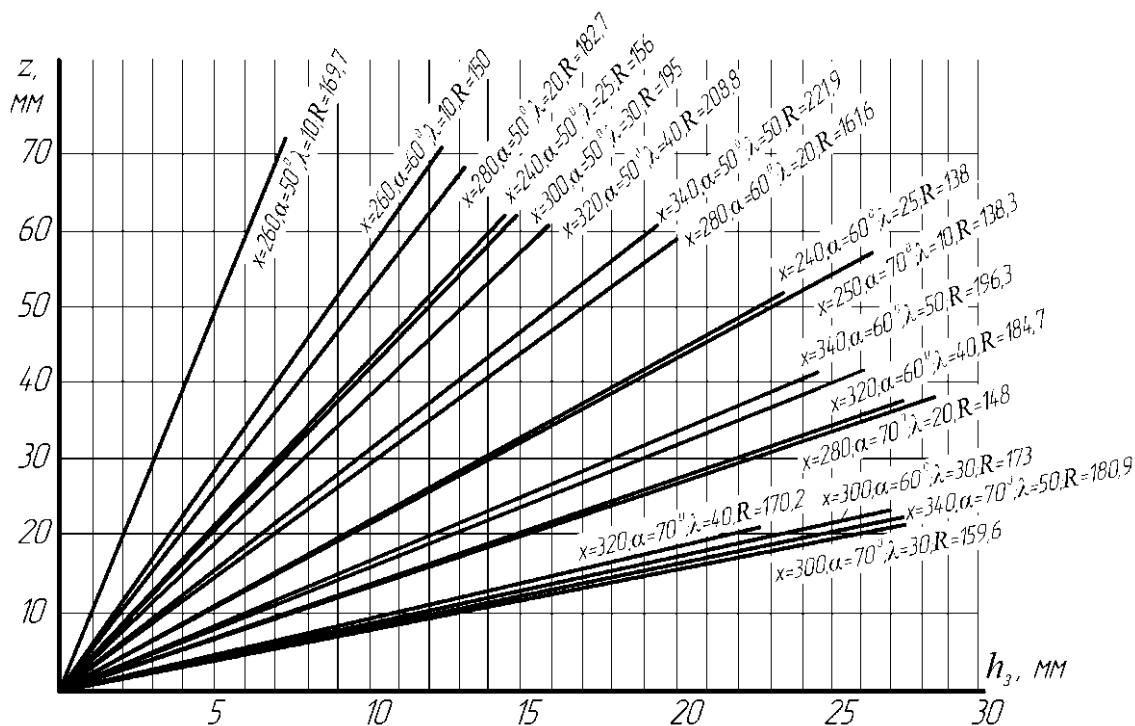


Рис. 5. График зависимости  $h_3$  от  $X$ ,  $R$ ,  $\alpha$  и  $\lambda$ .

Следует отметить, что  $h_3$  является определяющей и от неё зависят все параметры при заданном параметре «А».

Размер поводка

$$L = 2X + R \cdot \cos(90 - \alpha) + E, \tag{6}$$

где  $E$  – конструктивный параметр, зависящий от  $(x-y)/2$  для установки пружины, выводящей рычаг в положение зацепа.

**Выводы.** На основании проведенных исследований и расчетов были установлены аналитические зависимости для определения:

- величины полного хода заслонки  $X$ ;
- хода при постановке рычагов на зацеп  $Y$ ;
- радиус двуплечего рычага  $R$ ;
- угол перекладки рычага, отсчитываемый от вертикали  $\alpha$ ;
- угол при постановке рычага на зацепы  $\beta$ ;
- высота зацепа рычага  $h_3$ ;
- размер поводка,двигающего заслонку  $L$ .

Испытания в работе разработанной рычажной системы показали, что конструкция надёжна в работе и обеспечивает поочередное открытие и закрытие окон выгрузки корма посредством управляемого поршня, что подтверждает вышеизложенные теоретические расчёты.

*Литература*

1. Ляшенко В.І. Пневмокормораздатчик корма для крупного рогатого скота, / В.І. Ляшенко, В.Я. Дем'яненко, О.В. Пеньов, - Техника в с\х производстве, Труды ТДАТА вып. 1, том 2, Мелитополь, 1998г.

2. Авторське свідоцтво, Пневмокормораздатчик, *Ляшенко В.І., Романенко В.С., Дем'яненко В.Я., Селіванов С.І.*, №1750519, СССР МКИ А 01 К500, Опубл.30.07.92, Бюл.№28.

3. *Добронравов В. В., Никитин Н. Н.* Курс теоретической механики / *В.В. Добронравов, Н.Н. Никитин.* - Учебник для машиностроительных специальностей вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. школа, 1983. - 575 с, ил.

## **КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ ПНЕВМОКОРМРОРАЗДАТЧИКА З ДОЗУВАННЯМ В ТРУБИ**

В. Я.Дем'яненко, А.П.Чаплинський, Д.В.Дем'яненко

**Анотація** - в статті проведено кінематичний аналіз системи пневмокормораздатчика, що служить для почергового відкриття і закриття вивантажувального вікон дозуючими заслінками допомогою керуючого поршня.

## **KINEMATIC ANALYSIS OF THE LEVER SYSTEM OF PNEUMATIC FEED SUPPLIER WITH DOSING PIPE**

V. Dem'yanenko, A. Chaplinsky, D. Dem'yanenko

### **Summary**

**In the article the kinematic analysis of the linkage system of pneumatic feed supplier serving for alternately opening and closing feed windows metering valves with a control piston is considered.**



УДК 631.316

## ВЗАЄМОДІЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН З ГРУНТОМ

Коломієць С. М., к.т.н.,

Вершков О.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.(0619) 42-24-36

**Анотація** – у статті зроблено аналіз досліджень взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин з ґрунтом та надані залежності для оптимізації технологічних і кінематичних показників режиму робочих органів, що сприятиме зменшенню енергоємності процесу передпосівного обробітку ґрунту та підвищенню продуктивності машин.

**Ключові слова** – ґрунт, робочий орган, деформація, переміщення, руйнування, опір, тертя, відкидання стружки, ротор, фреза, ніж, подача.

*Постановка проблеми.* Функціонально-якісне наповнення техніко-технологічного забезпечення передпосівного обробітку ґрунту в Україні на цей час повинне бути кращим. Існуючі ґрунтообробні машини не забезпечують належні якості обробітку та продуктивності. Для забезпечення наукового обґрунтування параметрів робочих органів, окрім знань з функціонування ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту та їх кінематики, необхідні глибокі дослідження взаємодії робочих органів з ґрунтом.

На даний час немає науково обґрунтованих формул для визначення опору ґрунту робочому органу ґрунтообробної машини [1, 2]. Статичні методи досліджень не дають виходу на обґрунтування параметрів, тому дослідження взаємодії ґрунтообробних робочих органів з ґрунтом на основі методів землеробської механіки є актуальним.

*Аналіз останніх досліджень.* З аналізу літературних джерел випливає, що питання взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин для передпосівного обробітку ґрунту на даний час недостатньо вивчені. Подальше поглиблене вивчення цього питання з застосуванням методів землеробської механіки є необхідним.

*Формулювання цілей статті.* Мета статті – отримати залежності, за допомогою яких, через оптимізацію технологічних і кінематич-

них показників режиму робочих органів ґрунтообробних машин, сприяти зменшенню сил опору ґрунту на робочому органі, тобто енергоємності процесу передпосівного обробітку ґрунту.

*Основна частина.* Під час передпосівного обробітку ґрунту через технологічну дію робочих органів ґрунтообробної машини на ґрунт відбувається його деформація, переміщення і руйнування. Вид деформації і напруження, які виникають у ґрунті, залежать від типу і параметрів робочого органу, а також від характеристик ґрунту, як технологічного матеріалу. Головним чином властивості ґрунту визначаються механічним складом і вологістю, які змінюються у широкому діапазоні. Ізотропність властивостей, а також випадковий характер розподілу нерівномірності фізико-механічних властивостей ґрунту приводять до того, що тяговий опір машини являє собою випадкову функцію шляху або часу [1].

Вибір підходів до математичного опису процесів механічної взаємодії робочих органів з ґрунтом залежить від мети досліджень. Математичні моделі, отримані за допомогою статичних методів, не забезпечують обґрунтування робочих органів. Розглянемо взаємодію робочих органів з ґрунтом за допомогою методів класичної землеробської механіки.

Згідно відомої формули академіка В.П. Горячкіна тяговий опір плуга можна представити у вигляді тричлена

$$P = fG + kab + \varepsilon abV^2 \quad (1)$$

Перший член характеризує шкідливий опір, другий – опір ґрунту деформації і руйнуванню пласта, третій – зусилля на відкидання пласта. Таким же чином опір на ротаційному органі можна представити сумою трьох складових [2]

$$P = P_{тр} + P_p + P_{відк} \quad (2)$$

де  $P_{тр}$  – опір, викликаний тертям ножа об ґрунт;  
 $P_p$  – опір різанню і деформації стружки;  
 $P_{відк}$  – сила, необхідна для надання швидкості масі відкиданого ґрунту.

На основі залежностей (1) і (2) модель взаємодії робочого органа з ґрунтом можна представити як двофазову: перша фаза – підрізання ґрунтової скиби (сколювання, відрив, відрізання); друга фаза – відкидання часток ґрунту.

На рис. 1 представлена схема моделі двофазової взаємодії з перезволоженим ґрунтом розпушувальної лапи, встановленої на пружній S-подібній стійці.

У першій фазі лапа підрізає (сколює) ґрунтовий пласт (скибу), який, піднімаючись по стійці, деформується. Одночасно відбувається деформація пружної стійки, яка накопичує потенціальну енергію.

У наступній фазі ця енергія переходить у кінетичну енергію часток ґрунту. Піднімаючись по криволінійній поверхні стійки, пласт сприймає деформації згину. При цьому напруження у перерізі пласта розподіляються за гіперболічним загоном подібно до кривого стержня [3].

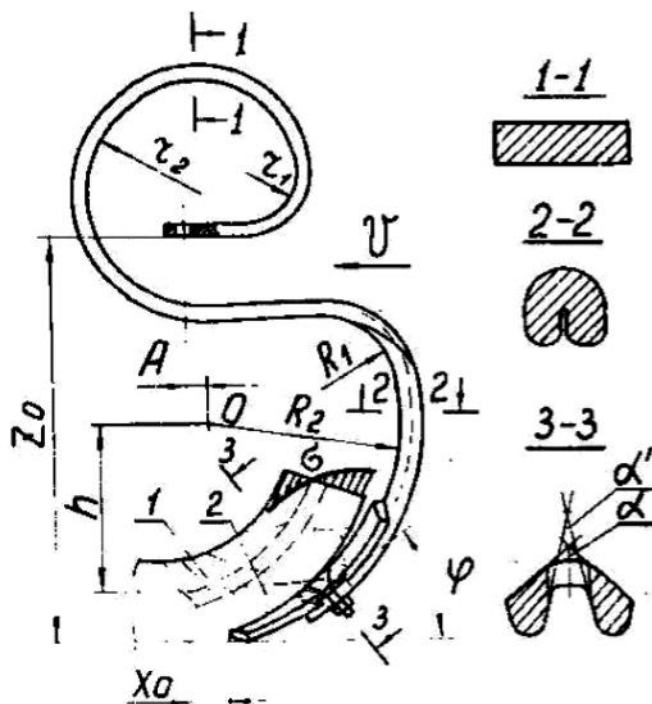


Рис. 1. Схема до визначення параметрів пружної S-подібної стійки.

Наведена модель відрізняється від моделі [4], яка не розглядає підйом підрізаного пласта по стійці, а у більшій мірі відображає процес взаємодії пружної стійки з ґрунтом, що має занижений вміст вологи.

Відмінність ротаційних робочих органів від традиційного клина полягає у тому, що на рух стружки по поверхні ножа, що обертається, наприклад, навколо вертикальної осі, робить вплив відцентрова сила інерції  $F_{ц}$ . При цьому можливі три випадки руху: елемент стружки відстає від ножа і сходить з нього з боку задньої кромки; обганяє ніж і сходить з нього з боку ріжучої кромки; нерухомий відносно ножа і обертається разом з ротором.

У зв'язку з тим, що розміри ґрунтової частки досить малі у порівнянні з розмірами робочого органа, то, аналізуючи вплив відцентрової сили  $F_{ц}$  на швидкість і напрямок переміщення частки, розглядаємо її як матеріальну точку. На рис. 2 показані сили, що діють на частку, яка знаходиться на ножі вертикально-роторної фрези, а саме: сила ваги  $P=mg$ , відцентрова сила  $F_{ц} = m\omega^2 R$ , нормальна реакція  $N$  поверхні ножа і сила тертя  $F_{тр}=fN$ .



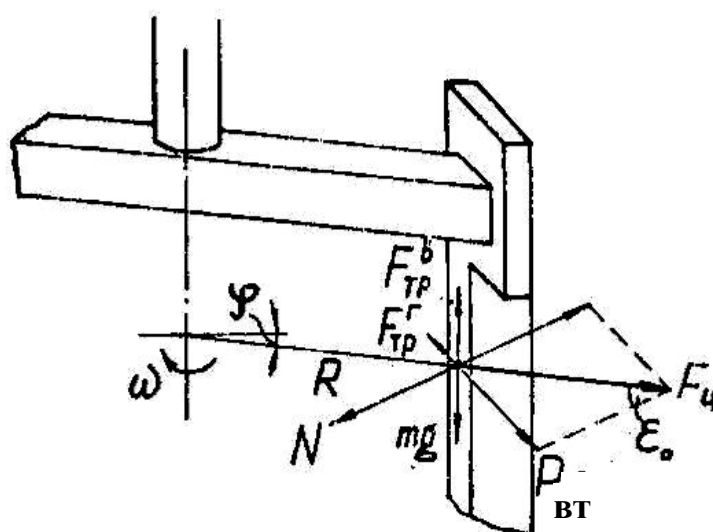


Рис. 2. Сили, що діють на елемент стружки, який знаходиться на ножі.

Умовою початку руху елемента стружки у бік ріжучої кромки є

$$P_{вт} > F_{тр}^r, \tag{3}$$

де  $P_{вт}$  - сила, що втягує частку у обертання;

$F_{тр}^r$  - горизонтальна складова сили тертя.

Підставляючи у нерівність (3) значення сил (рис.2), отримуємо

$$m\omega^2 R \sin \epsilon_0 > fm\omega^2 R \cos \epsilon_0, \tag{4}$$

де  $\epsilon_0$  – задній кут різання.

Для рівноваги ґрунтового елемента у вертикальній площині необхідно

$$fm\omega^2 R \cos \epsilon_0 \geq mg, \tag{5}$$

Дослідження нерівності (5) показали, що при обробітку перезвожених ґрунтів вертикально-роторні робочі органи забезпечують відкидання стружки при будь-якому куті повороту ротора  $\varphi$  [5].

Як слідує з рис. 3, а, вектор абсолютної швидкості частки  $V_a$  відхилиться від вектора  $V_a'$  у бік обертання, а переміщення часток не буде спрямоване до осі обертання, що унеможливило забивання ротора ґрунтом.

Різання ґрунтів з заниженим вмістом води треба розглядати з урахуванням ударної взаємодії [2]. Відрізання стружки відбувається в інтервалі повороту ротора на кут біля  $180^\circ$ , що відповідає для режимів роботи сучасних машин інтервалу часу менш ніж 0,15 с. Малий час силової взаємодії у сполученні з високою швидкістю (до 15 м/с) протікання процесу визначають його ударний характер.

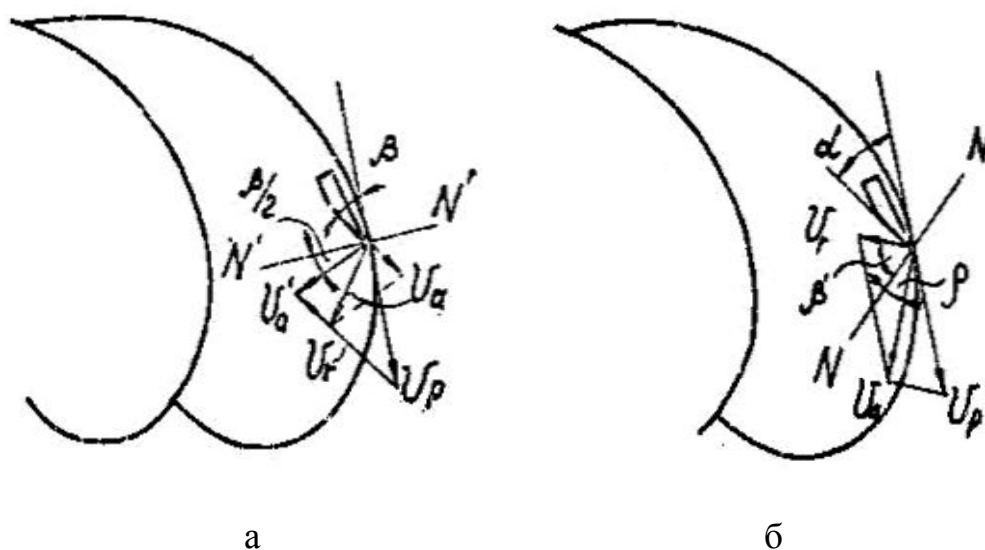


Рис. 3. Схеми взаємодії ножа з ґрунтом: а – різання перезволоженого ґрунту; б – різання сухого зв’язного ґрунту.

Переміщення частки ґрунту після удару відбувається з абсолютною швидкістю  $V_a$  (рис. 3, б), вектор якої відхилений від нормалі до зовнішньої поверхні клина на кут  $\rho$  в бік руху ножа. При визначенні величини і напрямку вектора  $V_a$  прийняті припущення:

- під час руху частка ґрунту ударяється об нерухомий ніж зі швидкістю  $V_p$  під кутом  $90^\circ - \beta$  до нормалі NN;

- абсолютна швидкість руху частки ґрунту після удару  $V_a$  рівна векторній сумі відносної  $V_r$  і переносної  $V_p$  швидкостей [2].

Аналіз схеми (рис. 3, б) дає наступні результати [2]:

1 Кут відбиття рівний

$$\beta' = \arctg \frac{1-f}{K \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \tag{6}$$

де  $K$  – коефіцієнт відновлення ґрунтової частки.

2 Відносна швидкість  $V_r$  руху часток ґрунту після удару складає

$$V_r = V_p \sqrt{(1-f)^2 \cos^2 \alpha + K^2 \cdot \sin^2 \alpha}, \tag{7}$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ґрунту об сталь.

3 Абсолютна швидкість руху часток ґрунту після удару складає

$$V_a = V_p \cdot K_v, \tag{8}$$

де  $K_v$  – швидкісний коефіцієнт, що визначається з виразу

$$K_v = \left\{ 1 + \cos^2 \alpha (1-\alpha)^2 + K^2 \sin^2 \alpha \cdot 2 \sqrt{(1-f)^2 \cos^2 \alpha + K^2 \sin^2 \alpha} \cdot \cos [90^\circ - \alpha - \arctg \frac{(1-f) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{K}] \right\}^{1/2}. \tag{9}$$

Відомо, що ударна взаємодія ножа з ґрунтом при відрізанні стружки і при повторному проході в обробленій зоні має різний характер. Крім того, попереднє розпушування знижує коефіцієнт відновлення ґрунту  $K$  [2]. Отже, швидкість відкидання  $V_a$  і, відповідно, переміщення частки ґрунту у зоні різання будуть більшими, ніж у зоні повторного проходу ножа; робочі органи вертикально-роторних машин відкидають ґрунтові частки у бік обертання.

Руху клина у ґрунті, за теорією [2], що дає подальший розвиток загальної теорії В.П. Горячкіна, перешкоджають: опір ґрунту прониканню в нього клина; опір ґрунту деформації, яку робить робоча поверхня клина; сила ваги пласта; інерція пласта; сила тертя, що виникає на робочій поверхні пласта.

Перші два види опору, зазвичай, враховуються разом, однак визначити їх теоретично неможливо. Це можна пояснити тим, що основним видом деформації ґрунту під дією клина є відрив. Для цього виду деформації ще не знайдені формули, за допомогою яких можна б було визначити опір клина [2].

Отже, визначити опір ґрунту розрахунковим шляхом за сучасною теорією ґрунтообробних машин, неможливо. Тому величину сил опору ґрунту робочому органу слід визначати на основі експериментальних досліджень.

Визначення опору ґрунту робочому органу, закріпленому на пружній стійці, має значні технічні складнощі, що веде до суперечливих результатів. Визначення питомого опору дослідних зразків вимагає значних затрат на проведення досліджень, але при цьому забезпечується отримання надійних результатів.

Дослідження ротаційних машин з силовим приводом дали наступні результати.

Опір  $P_p$ , що виникає при різанні стружки ножем вертикальної фрези

$$P_p = K_1 \cdot K_p \cdot S \cdot H, \quad (10)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт форми стружки;

$K_p$  – коефіцієнт питомого опору різанню,  $\text{кН/м}^2$ ;

$S$  – подача на ніж;

$H$  – глибина обробітку.

З рівності роботи на відкидання стружки і її кінетичної енергії визначено опір  $P_{\text{відк}}$

$$P_{\text{відк}} = K_2 \cdot K_{\text{відк}} \cdot S \cdot H \cdot V_p^2, \quad (11)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт форми стружки;

$K_{\text{відк}}$  – коефіцієнт питомого опору відкиданню стружки,  $\text{кг/м}^3$ .

З виразів (10) і (11) видно, що опір ґрунту у загальному випадку залежить від технологічних ( $S$ ,  $H$ ) і кінематичних ( $\lambda, K_1, K_2, V_p$ ) показників режиму робочого органа.

Величина питомого опору  $K_p$  для ножа вертикальної фрези, зі збільшенням подачі знижується через те, що зі збільшенням подачі зменшується довжина шляху різання ножа в одиниці об'єму обробленого ґрунту, відповідно зменшується питома робота різання і погіршується якість кришення ґрунту [5].

Аналогічні дослідження на робочих органах машин з горизонтальним ротором показали, що питомі опори на ножах фрез різного типу є величинами одного порядку [2].

Величина  $K_p$  має дещо більшу величину у вертикальних фрез, ніж у горизонтальних.

Більш низьке значення  $K_{\text{відк}}$  ножів вертикальної фрези пояснюється сприятливими умовами для відкидання часток ґрунту, що знаходяться на лезі ножа, так як на відміну від горизонтальних фрез, що мають граничний кут підйому елемента стружки [2], ножі вертикальної фрези забезпечують відкидання стружки практично при будь-якому куті повороту ротора навколо осі обертання [5].

*Висновки.* Наведені залежності дають можливість робити оптимізацію як технологічних, так і кінематичних показників режиму робочих органів ґрунтообробних машин для зменшення сил опору ґрунту робочому органу, що призведе до зменшення енергоємності процесу передпосівного обробітку ґрунту, а, в кінцевому підсумку, до підвищення ефективності машин.

#### *Література*

- 1 Лурье А.Б. Широкозахватные почвообрабатывающие машины / А.Б.Лурье, А.И. Любимов.- Л.: Машиностроение, 1981.- 270 с.
- 2 Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов.- М.: Машиностроение, 1977.- 328 с.
- 3 Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев.- К.: Наукова думка, 1988.-736 с.
- 4 Кушнарев А.С. Использование реологии почв для определения оптимальных параметров рабочих органов почвообрабатывающих орудий / А.С. Кушнарев.- Киев: Научные труды УСХА, вып.51: Повышение работоспособности деталей сельскохозяйственных машин, 1971.- С. 208-214.
- 5 Седнев Н.А. Анализ работы ротационного рыхлителя / Н.А. Седнев // Тракторы и сельхозмашины.- 1983.- №4.- С. 12-14.

## **ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН С ПОЧВОЙ**

С.М.Коломиец, А.А.Вершков

*Аннотация* - в статье проведен анализ исследований взаимодействия рабочих органов почвообрабатывающих машин с почвой и приведены зависимости для оптимизации технологических и кинематических показателей режима работы рабочих органов, что будет способствовать уменьшению энергоемкости процесса предпосевной обработки почвы и повышению производительности машин.

## **COOPERATING OF WORKINGS ORGANS OF MACHINES FOR TREATMENT OF SOIL WITH SOIL**

S. Kolomiyets, O. Vershkov

### *Summary*

In the article the analysis of cooperation of workings organs machines for treatment of soils conducted with soil and dependences are resulted for optimization of technological and kinematics indexes of the mode of operations of workings organs, that will be instrumental in diminishing of power-hungryness of process of preseed treatment of soil and increase of the productivity of machines.



УДК 631.312.32:001.57

## ІДЕНТИФІКАЦІЯ НЕЛІНІЙНОЇ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ «КОРПУС ПЛУГА-ГРУНТ»

Дюжаєв В.П., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.(0619)-42-11-72, e-mail: vduzaev@i.ua

**Анотація** - в роботі розв'язано задачу розробки методики ідентифікації нелінійної стохастичної коливальної системи «корпус плуга – грунт» на основі результатів експериментального дослідження корпусу плуга в умовах нормального функціонування системи та апробування цієї методики на прикладі корпусу плуга на пружно-шарнірній підвісці.

**Ключові слова** – обробіток ґрунту, вібрації, нелінійні коливання, ідентифікація.

*Постановка проблеми.* Суттєве підвищення ефективності технологічного процесу обробітку ґрунту можливо за рахунок застосування нових, прогресивних технологій. До них відносяться механічні коливання, при яких руйнування середі відбувається скоріше та з меншими витратами енергії. З метою налаштування динамічної системи на раціональний режим роботи необхідно розробити математичну модель динаміки взаємодії корпусу плуга з ґрунтом, яку бажано складати не апріорними міркуваннями, а на основі суворих доказів, які ґрунтуються на дослідженні поведінки системи в умовах нормального функціонування. Найкращим методом аналізу нелінійної динамічної системи є її ідентифікація в умовах нормального функціонування з використанням статистичних методів дослідження [1]. Необхідність рішення задачі ідентифікації виникає у тому випадку, коли прямий фізичний аналіз динамічної системи, що досліджується не дозволяє побудувати повний математичний опис цього об'єкту.

*Аналіз останніх досліджень.* Питаннями дослідження коливань корпусу плуга на пружній підвісці займалися А.А. Дубровський, Е.Т. Волков, М.О. Уфіркін, О.Ф. Крюков, Г.О. Рябцев, Я.Б. Ельгурт, А.Г. Дегтярьов, Т.С. Скакун, А.І. Ключев, А.І. Нідзієв та інші вчені, але жодна конструкція не виготовлялась серійно, усі вони залишилися на рівні експериментальних зразків. Аналізуючи ці дослідження, можна зробити наступні висновки: факт зниження тягового опору при обро-

бітку ґрунту з вібруючими робочими органами можливо вважати доказаним, позитивним ефектом, при цьому є покращення якості обробки ґрунту; енергетично вигідно використання знаряддя з пружним закріпленням робочих органів, джерелом виникнення коливань яких є нерівномірність опору ґрунту; в розроблених конструкціях жорсткість пружного елемента підбиралась, в основному, експериментальними методами, що не дає можливість налаштувати підвіску на оптимальний режим роботи в різноманітних ґрунтових умовах.

*Формулювання цілей статті.* В роботі поставлена задача розробити методику складання математичної моделі коливальної системи корпусу плуга – ґрунт на основі результатів експериментального дослідження корпусу плуга з використанням методів якісної ідентифікації.

*Основна частина.* Задачі ідентифікації механічних коливальних систем розрізняються по практичним цілям, які потребують побудови математичної моделі об'єкту. М.Ф.Диментбергом рекомендована наступна послідовність якісної ідентифікації механічних коливальних систем [1]:

- першим етапом ідентифікації механічної коливальної системи є виявлення тієї статистичної характеристики, по якій можливо розрізнити між собою системи різних типів;

- наступний етап – складання критерію розпізнавання;

- третій етап – виявлення того правила, у відповідності до якого на основі результатів дослідження процесу в умовах нормального функціонування приймається рішення про належність коливальної системи до того чи іншого класу.

В загальному випадку автором розглянуто п'ять типів коливальних систем:

1. Автоколивальна система.
2. Система з зовнішніми збудженнями.
3. Система з випадковим параметричним збудженням.
4. Система з періодичним зовнішнім збудженням.
5. Система з періодичним параметричним збудженням.

Критерії розпізнавання автором представлено у таблиці 1. В таблиці використано наступні позначення:

- критерії  $V$ , які основані на аналізі щільності вірогідності  $P(V)$  квадрату амплітуди процесу, причому,  $V$  - функція  $P(V)$  монотонно спадає при всіх  $V \geq 0$ ,  $V$  - функція  $P(V)$  є прибуваюча, хоча б у межах одного інтервалу напівосі  $V > 0$ .

- критерії  $\Phi$  основані на аналізі щільності вірогідності фази вузькополосного процесу, що досліджується, причому,  $\Phi_0$  - фаза має рівномірний розподіл на інтервалі  $[0, 2\pi]$ ;  $\Phi_1$  - функція має один макси-

мум на інтервалі  $[0, 2\pi]$ ;  $\Phi_2$  – функція має два максимуми на інтервалі  $[0, 2\pi]$ .

Таблиця 1 – Критерії розпізнавання.

	1	2	3	4	5
1	-	$V_1$	$V_1$	$\Phi_0$	$\Phi_0$
2	$\Phi_0$	-	$V^{a)}$	$V_0, \Phi_0$	$V_0, \Phi_0$
3	$V_0$	$V^{a)}$	-	$V_0, \Phi_0$	$V_0, \Phi_0$
4	$\Phi_1$	$V_1^{b)}$ , $\Phi_1$	$V_1, \Phi_1$	-	$V_1, \Phi_1$
5	$\Phi_2$	$V_1^{b)}$ , $\Phi_2$	$V_1, \Phi_2$	$V_1^{r)}$ , $\Phi_2$	-

а) Три спеціальні критерії по функції.

б) Критерій, що зміщений.

в) Критерій, що зміщений.

г) Спеціальний критерій  $V$ .

Спеціальні критерії представлених роботі [1].

Задачу побудови математичної моделі вирішуємо на прикладі коливальної системи «корпус плуга на пружній підвісці». Розглянемо корпус плуга як динамічну систему (рис. 1), на вхід якої поступають випадкові збурення, що обумовлено опором ґрунту. Результатом цієї дії є реакція системи у вигляді тягового опору [2].



Рис. 1. Коливальна система корпус плуга на пружній підвісці.

Аналіз спектральної щільності реалізацій опору ґрунту  $y(t)$  і тягового опору робочого органу  $x(t)$  показав, що опір ґрунту є суттєво широкополосним процесом у порівнянні з характерною шириною спектру коливального процесу на виході системи [3].

Методикою якісної ідентифікації побудування математичної моделі коливального процесу на основі статистичного аналізу процесів в системі передбачено:

- записати реалізації вихідного процесу – тягового опору робочого органу  $P(t)$  в умовах нормального функціонування;



- обробити одержану інформацію, отримавши в результаті щільність вірогідності квадрату амплітуди  $P(V)$ ;

- відповідно з критерієм розпізнання, який є умовою, що накладається на статистичну характеристику, та визначає кордон між класами системи, визначається до якого класу відноситься досліджуваний процес. При цьому використовуються запропоновані М.Ф.Діментбергом критерії розпізнавання.

Розглянуто три можливих механізми збудження коливань в системі «корпус плуга – ґрунт»:

1 – автоколивальна система, в якій при відсутності зовнішніх збурень можливі стійкі періодичні коливання

$$\ddot{x} + f(\dot{x}) + k^2x = 0, \quad (1)$$

2 – система з випадковим зовнішнім збудженням, яка не містить ніяких інших джерел коливань

$$\ddot{x} + 2b \cdot \dot{x} + f(x) = F(t), \quad (2)$$

3 – система з випадковим параметричним збудженням

$$\ddot{x} + 2b \cdot \dot{x} + \psi(t)x = 0, \quad (3)$$

Потрібно методом ідентифікації визначити, до якого з наведених типів належить коливальна система, що досліджується.

Записані синхронно реалізації опору ґрунту і тягового опору робочого органу оброблені на ЕОМ [4]. В результаті визначена щільність вірогідності квадрату амплітуди  $W(V_i)$ . Перевіряємо гіпотезу 2 проти альтернативи 1, визначаємо, удає процес  $x(t)$  чисто вимушені коливання системи, чи її автоколивання, що збуджені випадковою дією.

В якості ознаки, по якій відрізняємо системи цих типів, використовуємо різницю у щільностях вірогідності квадрату амплітуди процесу  $x(t)$ , яка визначається експоненціальною залежністю (рис. 2):

$$W(V_i) = \frac{1}{2\sigma^2} \exp\left(-\frac{V_i}{2\sigma^2}\right), \quad (4)$$

де  $\sigma^2$  - дисперсія процесу,

$V_i = A_i^2$  - квадрат амплітуди процесу  $x(t)$ .

Необхідною та достатньою умовою відсутності автоколивань у системі є властивість спадання знайденої із експерименту функції  $W(V_i)$ , виконання цієї умови каже про те, що процес  $x(t)$  викликано винятково дією випадкових збурень.

Результати якісної ідентифікації дають достатню вірогідність вважати, що, оскільки щільність вірогідності квадрату амплітуди процесу є функція, яка монотонно убиває, коливальна система відноситься до систем з випадковим зовнішнім збудженням

$$\ddot{x} + 2b\dot{x} + \omega^2(x + \gamma x^3) = y(t), \quad (5)$$

де  $b, \gamma$  – додатні постійні;

$y(t)$  - стаціонарний центрований гаусовський випадковий процес;

$$\omega^2 = \frac{cL^2}{m} - \text{власна частота системи.}$$

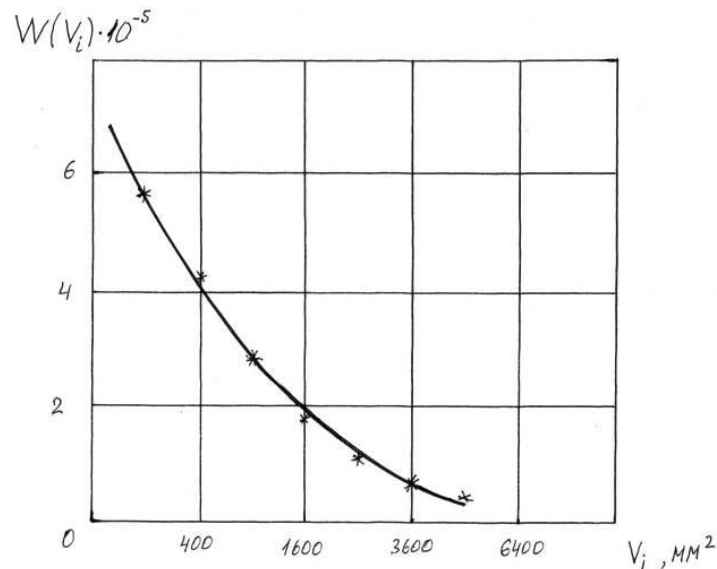


Рис. 2. Графік щільності вірогідності квадрату амплітуди  $W(V_i)$  тягового опору корпусу плуга.

*Висновки.* Визначено, що коливальну систему корпус плуга на пружній підвісці можливо віднести до систем з випадковим зовнішнім збудженням і математична модель динаміки взаємодії корпусу плуга на пружній підвісці з ґрунтом пропонується у вигляді нелінійного стохастичного диференціального рівняння з жорсткою нелінійною кубічною характеристикою пружності. Наведену методику запропоновано до використання при дослідженні будь-яких конструкцій ґрунтообробних знарядь.

#### Література

1. Диментберг М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний / М.Ф. Диментберг – М.: Наука, -1980. – 368 с.
2. Дюжаев В.П. Экспериментальное исследование корпуса плуга на упругой подвеске / В.П. Дюжаев // Праці ТДАТУ. – Вип. 8. – Т. 4. – Мелітополь. - 2008. – С. 88-95.
3. Дюжаев В.П. Моделирование входного воздействия динамической системы корпус плуга – почва / В.П. Дюжаев // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2003. Вип. 13. – С. 40
4. Дюжаев В.П. Мониторинг плотности почвы пахотного горизонта в системе точного (управляемого) земледелия / В. Дюжаев, В. Кравчук, А. Кушнар'ов, С. Кушнар'ов // Техніка і технології АПК - 2010. – №9 (12). – С. 12-15.

## ИДЕНТИФИКАЦИЯ НЕЛИНЕЙНОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ «КОРПУС ПЛУГА-ПОЧВА»

В.П.Дюжаев

*Аннотация* - в работе решена задача разработки методики идентификации нелинейной стохастической колебательной системы "корпус плуга - почва" на основе результатов экспериментального исследования корпуса плуга в условиях нормального функционирования системы и апробирование этой методики на примере корпуса плуга на упруго-шарнирной подвеске.

## IDENTIFICATION OF NONLINEAR OSCILLATION SYSTEM OF THE PLOWING COMPONENT GRUNT

V. Dyuzhayev

### *Summary*

The problem in the development of methods of identification of nonlinear stochastic oscillatory systems "The plow - soil" based on the results of an experimental study of the plowing under normal operation and testing of this technique on the example of the plowing on elastic - articulated suspension.



УДК 621. 548.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ

Михайленко Е.Ю., инж.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Телефон (0619) 42-24-36, e-mail: elen-mikha@yandex.ru

**Аннотация** – работа посвящается исследованию динамических характеристик ветроэнергетической установки с вертикальной осью. Получено решение дифференциального уравнения с целью определения зависимости угловой скорости от времени.

**Ключевые слова** – момент силы на валу, скорость ветра, угловая скорость, угол отклонения лопасти, дифференциальное уравнение.

*Постановка проблемы.* Разработка нетрадиционных источников электрической энергии остается актуальной. Ученые и специалисты работают над использованием нетрадиционных источников энергии. Одним из таких источников является ветер. Средняя мощность ветра на Земле оценивается величиной свыше 4,4 триллиона кВт, т.е. в 500 раз больше, чем современное потребление электроэнергии [1]. В частности, необходимы разработки ветроэнергетических установок (ВЭУ) для крестьянских подворий и фермерских хозяйств.

*Анализ последних достижений.* Для малой ветроэнергетики в настоящее время разрабатываются ветроэнергетические установки с горизонтальным валом и ориентацией ветрового колеса на ветер. Разработок с вертикальным валом практически нет и поэтому требуется их исследование.

*Формулировка цели статьи.* Целью работы является определение динамических характеристик ветроэнергетической установки с вертикальной осью.

*Основная часть.* Украина обладает лучшей базой для развития ветроэнергетики, чем другие страны Восточной Европы, поскольку имеет обширные (более 60 тысяч км кв.) площади мелководных акваторий с высоким (более 6 м/с) ветропотенциалом, не задействованные в хозяйственных секторах [3]. Мало того, что ВЭУ должна быть хорошо изготовлена, необходимо, чтобы она соответствовала ветровым

условиям данного участка и вырабатывала необходимое количество электроэнергии.

На работу ВЭУ с вертикальной осью влияют множество факторов. Рассмотрим динамику движения лопасти ветроэнергетической установки.

На вал лопасти ветроэнергетической установки действуют следующие моменты:

$$M_{\partial} + M_c = M_e, \quad (1)$$

где  $M_{\partial}$  – динамический момент ветроустановки,  $H \cdot м$ ;

$M_c$  – момент сопротивления генератора,  $H \cdot м$ ;

$M_e$  – момент, развиваемый силой ветра,  $H \cdot м$ .

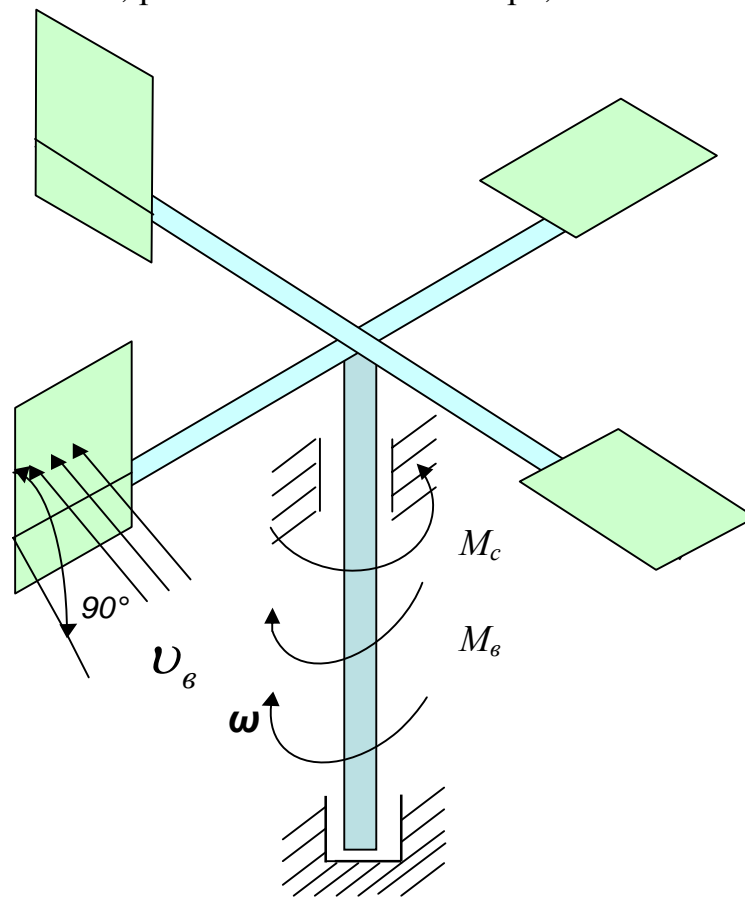


Рис. 1. Кинематическая схема ВЭУ с вертикальной осью.

Динамический момент ВЭУ рассчитывается:

$$M_{\partial} = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (2)$$

где  $J$  – осевой момент инерции ВЭУ,  $кг \cdot м^2$ ;

$\omega$  – угловая скорость,  $рад/с$ ;

$t$  – время,  $с$ .

Момент сопротивления на валу электрогенератора будет равен:

$$M_c = k\Phi I = k\Phi \frac{E}{R} = k\Phi \frac{k\Phi\omega}{R} = \frac{(k\Phi)^2}{R} \omega = a\omega,$$

$$a = \frac{(k\Phi)^2}{R}, \quad (3)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности;

$\Phi$  – магнитный поток, Вб;

$I$  – сила тока, А;

$R$  – сопротивление контура, Ом.

Момент, развиваемый силой ветра будет равен [2]:

$$M_e = \frac{1}{2} \rho (v_e - \omega r)^2 S \cdot r \sin \varphi, \quad (4)$$

где  $\rho$  – плотность набегающего воздушного потока, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – скорость ветра, м/с;

$S$  – площадь лопасти, м<sup>2</sup>;

$r$  – плечо, м;

$\varphi$  – угол между лопастью и направлением ветра, рад.

Теперь, раскрывая скобки, получим:

$$M_e = \frac{1}{2} \rho (v_e^2 - 2v_e \omega r + (\omega r)^2) \cdot S \cdot r \sin \varphi =$$

$$= \left( \frac{1}{2} \rho \cdot v_e^2 - \rho v_e \omega r + \frac{1}{2} \rho (\omega r)^2 \right) \cdot S \cdot r \sin \varphi = \quad (5)$$

$$= \frac{1}{2} \rho \cdot v_e^2 \cdot S \cdot r \cdot \sin \varphi - \rho \cdot v_e \cdot r^2 \cdot S \cdot \omega \cdot \sin \varphi + \frac{1}{2} \rho \cdot r^3 \cdot S \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi$$

Пусть

$$\frac{1}{2} \rho \cdot v_e^2 \cdot S \cdot r = b;$$

$$\rho \cdot v_e \cdot r^2 \cdot S = c;$$

$$\frac{1}{2} \rho \cdot r^3 \cdot S = n.$$

Теперь подставим в формулу (1):

$$J \frac{d\omega}{dt} + a\omega = b \cdot \sin \varphi - c\omega \cdot \sin \varphi + n\omega^2 \sin \varphi, \quad (6)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} + a\omega + c\omega \cdot \sin \varphi - n\omega^2 \sin \varphi - b \cdot \sin \varphi = 0. \quad (7)$$

Следующей задачей является решение данного дифференциального уравнения с целью получения зависимости угловой скорости от времени

$$\omega = f(t). \quad (8)$$

Дифференциальное уравнение (7) представим в виде [4]:

$$J\omega' = n\omega^2 \sin \varphi + b \sin \varphi - c\omega \sin \varphi - a\omega, \quad (9)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = n\omega^2 \sin \varphi + b \sin \varphi - c\omega \sin \varphi - a\omega,$$

$$Jd\omega = (n\omega^2 \sin \varphi + b \sin \varphi - c\omega \sin \varphi - a\omega) dt, \quad (10)$$

т.е. получим дифференциальное уравнение первого порядка с разделяющимися переменными. Отделив переменные, выражение будет иметь вид:

$$\frac{d\omega}{(n\omega^2 \sin\varphi + b\sin\varphi - c\omega \sin\varphi - a\omega)} = \frac{1}{J} dt, \tag{11}$$

$$\int \frac{d\omega}{(n\omega^2 \sin\varphi + b\sin\varphi - c\omega \sin\varphi - a\omega)} = \frac{1}{J} \int dt \tag{12}$$

Решением будет являться общий интеграл вида

$$\frac{1}{J} t = \frac{-2}{\sqrt{4nb\sin^2\varphi - c^2\sin^2\varphi - 2ca\sin\varphi - a^2}} \times \times \operatorname{arctg} \frac{-2\sin\varphi \cdot n \cdot \omega}{\sqrt{4nb\sin^2\varphi - c^2\sin^2\varphi - 2ca\sin\varphi - a^2}} + C \tag{13}$$

Общим решением дифференциального уравнения будет являться выражение:

$$\omega = \frac{\sqrt{4nb\sin^2\varphi - c^2\sin^2\varphi - 2ca\sin\varphi - a^2}}{2\sin\varphi \cdot n} \times \times \operatorname{tg} \left( \frac{\left( \frac{t}{J} - C \right)}{2} \cdot \sqrt{4nb\sin^2\varphi - c^2\sin^2\varphi - 2ca\sin\varphi - a^2} \right), \tag{14}$$

где C – const, определяемая из частных условий.

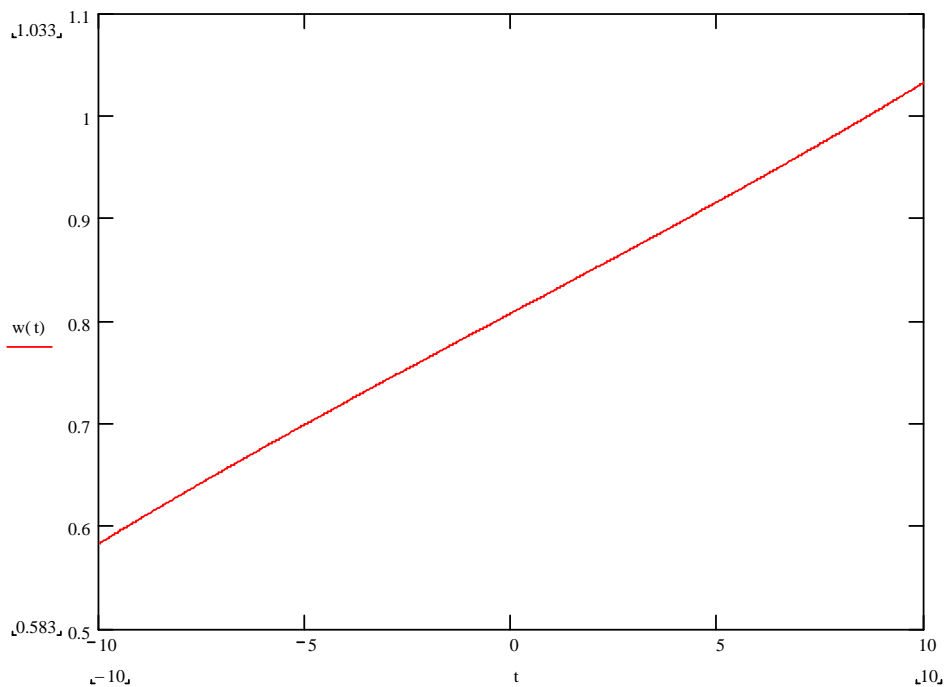


Рис. 2. Угловая скорость в функции времени.

*Выводы.* Решение полученного дифференциального уравнения позволило определить зависимость угловой скорости движения ротора в функции времени.

#### *Литература*

1. Тельдеши Ю. Укращення ветра. Мир ищет энергию / Ю. Тельдеши, Ю.Лесны – М.: Мир,1981.–С. 156 –179.
2. Овчаров С.В. Динаміка вітроенергетичної установки з вертикальною віссю / С.В. Овчаров, О.Ю. Михайленко // Праці ТДАТУ–Мелітополь 2008: Вип. 8, т 10, С. 57-61.
- 3.INFORSE: Международная сеть по сбалансированной энергии ГО: “Енергія майбутнього століття” ВЕТРОЭНЕРГЕТИКА УКРАИНЫ: перспектива развития на ближайшие 20 лет [Электронный ресурс] / КИЕВ.–1999.–10 с. –Режим доступа до статті: [http://bankwatch.org/documents/wind\\_ua.pdf](http://bankwatch.org/documents/wind_ua.pdf)
4. Алексеев Е. Р. Решение задач вычислительной математики в пакетах Mathcad 12, MATLAB 7, Maple 9 / Е. Р. Алексеев, О. В. Чесноков - М: ИТ Пресс, 2006, 496с.

### **ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ З ВЕРТИКАЛЬНОЮ ВІССЮ**

О. Ю. Михайленко

**Анотація** - робота присвячується дослідженню динамічних характеристик вітроенергетичної установки з вертикальною віссю. Отримано рішення диференціального рівняння з метою визначення залежності кутової швидкості від часу.

### **DETERMINATION OF DYNAMICS OF WIND-DRIVEN POWERPLANT WITH A VERTICAL AXIS**

E. Mikhailenko

#### *Summary*

**Analyses (researches) of dynamics of wind-driven powerplant with a vertical axis are described. Solution of differential equation for determination of dependence of angular velocity on the time is discovered.**





УДК. 631.12

## ПІДВИЩЕННЯ Й ОБҐРУНТУВАННЯ ПОПИТУ НА МОДЕРНІЗАЦІЮ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Мовчан В.Ф., к.т.н.,

Мітков В.Б., к.т.н.,

Масалабов В.М., інж.,

Ігнат'єв Є.І., інж.,

Тарасенко В.В., д.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

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

**Анотація** – у роботі наведено техніко-економічні передумови до необхідності проведення модернізації сучасних тракторів та комбайнів. Представлена методика дозволяє прогнозувати попит на модернізацію техніки, що необхідно для виробітку програми дій підприємств по вдосконаленню якості машин, оцінки своїх реальних можливостей, розробки стратегічного й операційного планів освоєння модернізації, організації діяльності на ринку послуг технічного сервісу.

**Ключові слова** – техніка, модернізація, попит, ресурс, кореляція, термін служби.

*Постановка проблеми.* Одним з найважливіших шляхів збереження й збільшення машинно-тракторного парку області сьогодні є його модернізація в машинобудівних підприємствах. Під цим мається на увазі комплекс робіт з поліпшення якості й економічності машин шляхом заміни окремих складових частин на більш надійні.

На підприємствах технічного сервісу широко поширено, наприклад, переустаткування тракторів типу Т-150К, зернозбиральних комбайнів Дон-1500Б, кормозбиральних комбайнів німецького виробництва двигунами марок ЯМЗ. Удосконалюється гідросистема, електроустаткування, ходова система, на тракторах типу К-700 проводиться модернізація не тільки двигуна, але й кабіни.

У результаті модернізації техніки значно підвищений її технічний рівень. По тракторах К-700А/701 забезпечується поліпшення комфортабельності умов праці. Середній наробіток на відмову підвищується в три рази, Розрахунковий строк окупності витрат - 2 роки. Результати підвищення технічного рівня модернізованих комбайнів

«Дон-1500Б» наведені в табл. 1.

*Аналіз останніх досліджень.* Модернізація комбайнів «Дон-1500Б» забезпечує (за результатами випробувань у господарствах) зниження втрат зерна на 6...10 %, витрати ПММ - на 10...18% і підвищення середнього наробітку на відмову по машині з 22 до 30 год.

Одним з основних переваг модернізованої техніки, що була в експлуатації, є її більше низька ціна в порівнянні з новою машиною й кращі, чим у відремонтованої звичайним способом, характеристики якості. Проте, кожне з ремонтних підприємств, що бажають впровадити в себе дану послугу, зіштовхується із проблемами реального попиту на неї.

Таблиця 1 - Порівняльні показники технічного рівня модернізованих комбайнів «Дон-1500Б».

Показники	Значення показників	
	базового (СМД-31А)	модернізованого (ЯМЗ-238АК)
Потужність ДВС, к.с./кВт	220/162	235/173
Питома витрата палива, г/к.с.год.	168	157
Середній наробіток на відмову, год.:		
Двигун внутрішнього згоряння	410	750
Привод маховика	40	120
Ріжучий апарат жнивarki	20	100
Трансмiсія ходової частини	110	600
Гумовотехнічні вироби	50	150
Рiвень шуму в кабіні, дБ	85	75
Маса, кг		1250
Ціна, грн.		130000
Середній наробіток на відмову комбайна, год.	22	30

Як і кожний новий вид діяльності (послуг, товару), модернізація вимагає проведення маркетингових досліджень, що визначають позицію ремонтного підприємства на ринку, характеристики покупців і продавців, потенційні й реальні обсяги робіт, без знання яких неможливо проводити відповідні роботи. Проте на багатьох підприємствах технічного сервісу роботи з маркетингу тільки починають розвиватися й не одержали необхідного поширення. Багато хто ще працює по старинці. Це приводить до частих зривів планів робіт, порушується ритмічність і баланс виробництва, падає прибуток, сповільнюється ріст заробітної плати, не можна прогнозувати масштаби виробництва та ін.

*Формулювання цілей статті.* У даній статі пропонується методика визначення попиту на модернізацію сільськогосподарської тех-

ніки в технічних-ремонтно-технічних підприємствах, заснованої на аналізі статистичних і експертних даних, що характеризують їхній вплив на досліджуваний попит. Робота проведена за допомогою програми SPSS, розробленої для регресійного аналізу впорядкованих залежних і незалежних змінних. Вона дозволяє чисельно визначати вплив різних факторів на результативний параметр - попит на модернізацію складної сільськогосподарської техніки, що була або перебуває в експлуатації. Такий підхід забезпечує цілеспрямоване керування згаданим результативним параметром, тобто попитом на модернізацію.

*Основна частина.* Для одержання універсального рівняння регресії для будь-яких сільськогосподарських тракторів, зернозбиральних і кормозбиральних комбайнів і ін. складної техніки всі вихідні дані були представлені відносинами величин у вигляді порівняльних характеристик модернізованих машин з відремонтованими в господарстві. Наприклад, в якості цінового був прийнятий показник  $C = C_m / C_x$ , де  $C_m$  - ціна модернізованої машини, а  $C_x$  - ціна ремонту в господарстві, рівень відновлення ресурсу визначався відношенням  $q = q_m / q_x$  і т.д. Дана умова пов'язана з тим, що основним альтернативним рішенням сьогодні проти проведення модернізації машини на підприємстві технічного сервісу є її ремонт у господарстві. В останні роки в нашій країні почав розвиватися вторинний ринок техніки по купівлі й продажу старих машин. У зв'язку з цим у підприємств технічного сервісу з'явилася нова можливість організації бізнесу на основі модернізації, що списують або машин, що купують у господарствах. Техніка, що списується, скуповується ремонтними підприємствами по залишковій вартості, модернізується при відновленні й потім виставляється на продаж.

Такий шлях модернізації вимагає особливої ретельності вивчення попиту, тому що сполучено із прийняттям ремонтним підприємством всіх ризиків, зв'язаних не тільки з витратами на відновлення списаної техніки, але й з подальшою реалізацією її на вторинному ринку. Проте, природа ухвалення рішення про покупку модернізованої машини й (або) модернізації техніки, що експлуатується в господарстві, багато в чому схожа й розрізняється не по якісних факторах, що впливають на неї, а по їхніх кількісних значеннях, що й ураховувалося при постановці й рішенні завдання.

Доцільність відправлення машини на ремонтне підприємство (покупки на вторинному ринку) у споживача виникають, коли сумарні витрати на ремонт (модернізацію) і наступні витрати на підтримку працездатності техніки будуть менші (окупляться швидше), чим при ремонті в господарстві. Коли умови ремонту (модернізації) будуть

більш комфортніші для споживача, чим це може зробити він сам. Наявності, коли в споживача буде повна довіра до якості модернізації.

Саме із цих точок зору були проведені маркетингові дослідження, засновані на вивченні статистики попиту, а також анкетуванні фахівців господарств і підприємств технічного сервісу, що мали досвід даної роботи. Попит на модернізацію  $S$  вимірюється по десятибальній системі, від мінімального - 0 до максимального - 10.

Як аргументи функції вивчався вплив наступних факторів:

- 1) підвищення ціни модернізації -  $\zeta = \zeta_m / \zeta_x$  ;
- 2) зниження простою в ремонті в умовах ремонтного підприємства (РП) -  $t_n = t_{nx} / t_{nm}$  ;
- 3) підвищення наробітку до наступного капітального ремонту (ресурсу) -  $q = q_m / q_x$  ;
- 4) підвищення безвідмовності -  $t_o = t_{om} / t_{ox}$  ;
- 5) зменшення питомої витрати палива -  $\rho = \rho_x / \rho_m$  ;
- 6) зменшення рівня шуму на робочому місці й поліпшення інших умов праці -  $Y = Y_x / Y_m$  ;
- 7) зниження витрат на технічне обслуговування й ремонт (ТОР) -  $C_{тор} = C_{торx} / C_{торm}$  ;
- 8) термін служби машини до модернізації -  $T_c$ ;
- 9) участь у ремонті фахівців господарства -  $K_y$ ;
- 10) одноразова передоплата -  $K_{пред}$ ; 11) відстань до РП -  $D$ .

Отримане регресійне рівняння попиту на модернізацію має вигляд:

$$S = 3,372 - 1,107\zeta + 0,004t_n + 2,685q + 1,491t_o - 2,799\rho - 0,684Y + 2,479C_{тор} - 0,192T_c + 0,348K_y - 0,006K_{пред} + 0,005D.$$

Коефіцієнт кореляції знайденої залежності дорівнює 0,914. Передвіщені значення  $S$ : мінімальне - 1,3101, максимальне 8,5615, середнє 5,7576. Стандартне відхилення 1,65961. Отримані коефіцієнти, що характеризують варіацію параметрів, свідчать про високий ступінь відповідності між обраною прямолінійною регресійною моделлю й вихідними даними. Перевірка результатів при підстановці знайдених середніх значень параметрів показала практично повну збіжність результатів. При підстановці середній попит  $S = 5,7206$ .

Економічна оцінка факторів, що впливають на попит, визначена за допомогою приватних коефіцієнтів еластичності, що характеризують, наскільки відсотків, у середньому, збільшується значення результативного показника - попиту при зміні факторного показника на 1 %. Для цього використовують формулу:

$$\mathcal{E}_{xi} = X_i \frac{X_{cpi}}{S},$$

де  $X_{cpi}$  – середнє значення відповідного факторного показника;

$S$  – середнє значення попиту;

$X_i$  – коефіцієнт регресії при відповідному факторному параметрі.

Результати розрахунку сумарного підвищення попиту наведені в таб. 2.

Таблиця 2 - Приватні коефіцієнти еластичності регресійної моделі попиту на модернізацію с.-г. техніки.

Фактор	Умовна позначка	Середнє значення показника $X_{cpi}$	Коефіцієнт регресії	Коефіцієнт еластичності
Попит на модернізацію	S	5,7576	$X_i$	$\mathcal{E}_{xi}$
Підвищення ціни модернізації	Ц	2,1052	-1,107	-0,40476
Зниження простою в ремонті в умовах РП	$t_{п}$	40,3788	0,004	0,02805
Підвищення наробітку до наступного капітального ремонту	q	1,7939	2,685	0,083657
Підвищення безвідмовності	$t_0$	1,5409	1,491	0,39903
Зменшення питомої витрати палива	$\rho$	1,1758	-2,799	-0,57160
Поліпшення умов праці	У	1,1727	-0,684	-0,13932
Зниження витрат на ТОР	$C_{тор}$	1,1861	2,479	0,51069
Термін служби машини до модернізації	$T_c$	9,7576	-0,192	-0,32539
Участь у ремонті фахівців господарства	$k_y$	0,4242	0,348	0,02564
Одноразова передоплата, %	$K_{пред}$	45,1515	-0,006	-0,04705
Відстань до РП	D	110,6061	0,005	0,096052

Аналіз таблиці показав, що позитивний найбільший вплив на попит модернізації техніки робить підвищення післяремонтного ресурсу й безвідмовності, негативне - підвищення ціни й збільшення терміну служби машини до модернізації.

Останній фактор позначається на зменшенні попиту на модернізовану техніку, у першу чергу, на вторинному ринку. Тут також проявляється певна недовіра до показників якості, що заявляються ремонтними підприємствами.

На рис. 1 представлені результати розрахунку попиту на трактори К-701, відновлені після амортизаційного строку й списання, виставлені на продаж на вторинному ринку.

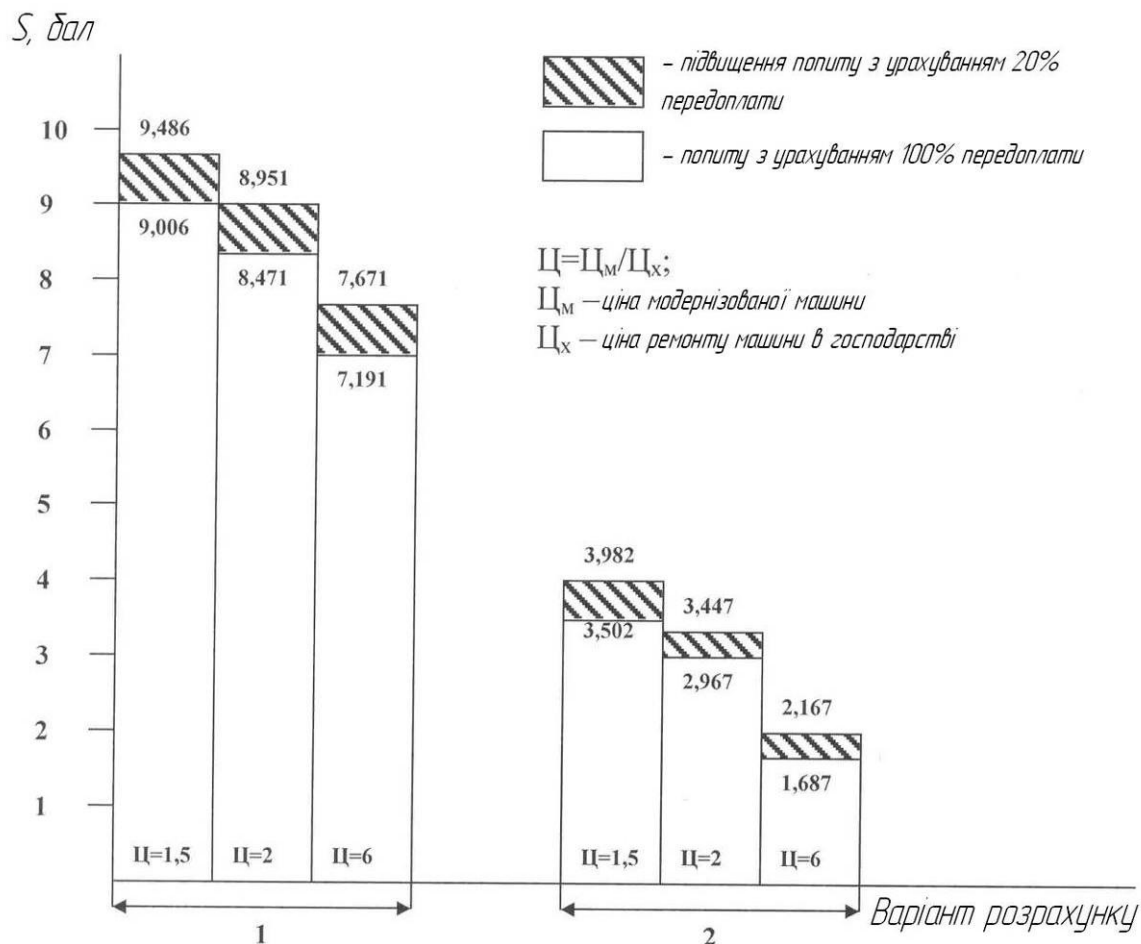


Рис. 1. Динаміка попиту на модернізацію машини на вторинному ринку: 1 – при рівні відновлення ресурсу  $q_m = 0,85$ ; 2 – при рівні відновлення ресурсу  $q_m = 0,60$ .

До позитивних факторів можна віднести економію палива, поліпшення умов праці, зменшення простоїв у ремонті. Підвищують попит також такі фактори, як участь фахівців господарства в модернізації техніки, у т.ч. з метою контролю якості модернізації, часткова, замість повної, передплата (кредит) за виконану роботу (покупку машини). Підвищення попиту при зменшенні відстані до об'єкта модернізації може бути витлумачено не тільки обмеженим радіусом обслуговування машинобудівних підприємств, наприклад, СВК «Дружба» Мелітопольського району Запорізької області, але й необхідністю, в окремих випадках, проведення модернізації техніки в умовах господарства, що в дійсності застосовується деякими підприємствами. З отриманих графіків видно, що при підвищенні якості тракторів, у цьому випадку, що комплексно характеризується коефіцієнтом відно-

влення ресурсу 0,85, і встановленні ціни модернізованої машини, що не перевищує 0,5 від ціни нової (1 варіант розрахунку), попит на модернізований трактор К-701 становить від 7 до 9,5 балів. При зменшенні показників якості ( $q_m = 0,6$ ) попит падає до 1,7 - 4 балів (2 варіант розрахунку).

1-й варіант розрахунку характеризує показники якості модернізованого трактора, встановлені по ТУУ. 2 - й варіант розрахунку може відповідати реальним показникам якості модернізованих тракторів, або передбачуваним оцінкам споживачів цих показників, виходячи з досвіду капітального ремонту тракторів у РП.

Якщо якість модернізованих машин не відповідає заявленому, ремонтному підприємству необхідно надзвичайно обережно виходити з ним на ринок, тому що виявлені недоліки можуть значною мірою позначитися на зниженні попиту й втраті іміджу. У випадку відповідності показників якості вимогам ТУ, ремонтному підприємству варто впевнено організовувати активну рекламну кампанію по просуванню цих машин на ринок. Успіх буде забезпечений.

*Висновки.* Таким чином, представлена методика дозволяє прогнозувати попит на модернізацію техніки, що необхідно для виробітку програми дій підприємств по вдосконаленню якості машин, оцінки своїх реальних можливостей, розробки стратегічного й операційного планів освоєння модернізації, організації діяльності на ринку послуг технічного сервісу.

Застосування описаної методики збільшення попиту на модернізацію техніки дозволить значно його підвищити, що, безсумнівно, позначиться як на ефективності використання МТА споживачів, так на збільшенні економічного ефекту машинобудівних підприємств області.

Дослідження проблем попиту в модернізації машин, на наш погляд, потребує більш рекламних впливів на це питання. Сільськогосподарські виробники про це навіть і не чули, а цей напрямок досить серйозно просувається в одному з наших підприємств міста Мелітополя. Ідея модернізації сільськогосподарської техніки теж являє собою одним з методів відновлення дефіциту техніки на селі, так і ресурсозбереження.

### *Література*

1. Модернизация – основа повышения технического уровня эксплуатируемых машин и оборудования. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2004. –472 с.

2. Черноиванов В.И. Ресурсосбережение при технической эксплуатации сельскохозяйственной техники / В.И. Черноиванов. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», – 2002. –780 с.

3. *Зангиев А.А.* Практикум по эксплуатации машинотракторного парка / *А.А. Зангиев, А.Н. Скороходов.* – М.: КолосС, 2006. –320 с.: ил.

4. *Синопальников В.А.* Надежность и диагностика технических систем / *В.А. Синопальников* – М.: Высш. шк.,– 2005. –343 с.: ил.

## **ПОВЫШЕНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ СПРОСА НА МОДЕРНИЗАЦИЮ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

**В.Ф. Мовчан, В.Б. Митков, В.М. Масалабов, Е.И. Игнатьев,  
В.В. Тарасенко**

*Аннотация* – в работе приведены технико-экономические предпосылки к необходимости проведения модернизации современных тракторов и комбайнов. Представленная методика решает прогнозировать спрос на модернизацию техники, которая необходима для выработки программы действий предприятий по усовершенствованию качества машин, оценки своих реальных возможностей, разработки стратегического и операционного планов освоения модернизации, организации деятельности на рынке услуг технического сервиса.

## **INCREASING AND JUSTIFICATION OF DEMAND FOR THE MODERNIZATION OF AGRICULTURAL MACHINERY**

**V. Movchan, V. Mitkov, V. Masalabov, E. Ignatiev, V. Tarasenko**

### *Summary*

The paper presents a technical and economic background to the need for modernization of modern tractors and combines. The presented method allows to forecast the demand for modernization of equipment. It allows to develop the program of action to improve the quality of machines, assess their real potential, develop of strategic and operational planning for the development of modernization, organize activities of the technical service.





УДК. 631.362.3:631.1

## ПНЕВМОРЕШЕТНЫЙ СЕПАРАТОР ЗЕРНА С ЗАМКНУТОЙ ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМОЙ

Михайлов Е.В., к.т.н.,

Белокопытов А.А., инж.,

Задосная Н.А, асп.<sup>1</sup>,

*Таврический государственный агротехнологический университет*

*Тел. (0619) 422132*

Сердюк Д.В. инж.,

*Днепропетровский ГАУ, г. Днепропетровск*

*Тел. (056) 7135192, e-mail: evgenii1958@mail.ru*

**Аннотация** – в работе представлены схема технологическая и процесс работы высокопроизводительного пневморешетного сепаратора с замкнутой воздушной системой.

**Ключевые слова** - пневморешетный сепаратор зерна, ворох зерновой, цилиндрическое решето, воздушный поток.

*Постановка проблемы.* Зерновой материал после его уборки представляет собой смесь зерна основной культуры и зерновых примесей - поврежденных и незрелых, которые являются более уязвимым к действиям различных вредных организмов, посторонних культурных растений, сорняков, а также различных примесей минерального и органического происхождения. Предварительная очистка зерна позволяет выделить из зернового вороха грубые, солоmistые легко-весные примеси и сорняки, имеющие высокую влажность и тем самым улучшить качество его обработки.

*Анализ последних исследований.* В зонах, где уборочная влажность зерна не превышает 18%, целесообразно использовать двух-этапную технологию послеуборочной обработки зерна. Суть технологии заключается в разделении технологического процесса на два этапа. При этом на первом этапе используются машины высокой производительности, которые должны обеспечивать интенсивную очистку от сорняков и солоmistых составляющих, наличие которых и является основной причиной порчи зернового материала при хранении. На втором этапе осуществляют доведение зерна и семян до соответствующих кондиций. Экологические требования при обработке зерна дела-

---

© Михайлов Е.В., Белокопытов А.А., Задосная Н.А, Сердюк Д.В.

<sup>1</sup>Научный руководитель к.т.н. Е. В. Михайлов

ют актуальним создание зерноочистительных машин с замкнутой воздушной системой [1, 2].

*Формулирование целей статьи.* Обоснование схемы технологической и процесса работы высокопроизводительного пневмосепаратора с замкнутой воздушной системой.

*Основная часть.* Зерноочистительные машины предварительной очистки зерна классифицируются по следующим признаками: по мобильности, по признаку делимости зерновой смеси, по типу вентилятора, по типу системы воздушного потока, по типу канала воздушного потока, по типу решет и так далее [1,2,3,4].

Машина предварительной очистки зерна пневмоинерционного типа в своем составе имеет транспортер - ленту с ячеистой рабочей поверхностью, плоские решета, осевой вентилятор, канал аспирации и пневмоинерционную камеру [4]. Аналогичная машина пневмоинерционного типа с боковой подачей зерна имеет центробежный вентилятор с регулятором структуры воздушного потока, воздушный канал, осадочную камеру, приёмники зерна и крупных примесей [ 4 ]. Некоторые зерноочистительные машины [6,7] с замкнутой воздушной системой имеют общий недостаток - отсутствие решетной части для выделения крупных примесей (соломы, недомолоченных колосков и других), что снижает качество очистки исходного материала. Известен решетный сепаратор [ 5,8 ], содержащий загрузочное устройство, горизонтальное цилиндрическое решето с наружной рабочей поверхностью, устройство вывода фракции схода, установленный спереди цилиндрического решета перфорированный лоток - интенсификатор и воздухораспределительный канал с диаметральной вентилятором. Слой зернового материала поступает на цилиндрическое решето в псевдосжиженном состоянии, что позволяет повысить в 2,0...2,5 раза удельную производительность решета. Недостатком этой модели является разомкнутость пневмосистемы, что значительно повышает ее энергоемкость.

В статье предлагается усовершенствование пневморешетного сепаратора с замкнутой воздушной системой, в котором путем установки пневмосепарирующей и осадочной камер со сложной геометрической поверхностью, соединенных всасывающим каналом с диаметральной вентилятором, создающим замкнутую воздушную систему, обеспечивается улучшение процесса выделения легких примесей, уменьшение энергоемкости пневмосепарации и загрязненности окружающей среды.

Предложенная машина для очистки зерна (рис. 1) состоит из установленного под углом  $60^{\circ} \dots 70^{\circ}$  к горизонтальной плоскости диаметрального вентилятора 1, к выходной горловине которого установлен воздухораспределительный канал 3, который в верхней части перекрыт лотком-интенсификатором 8.

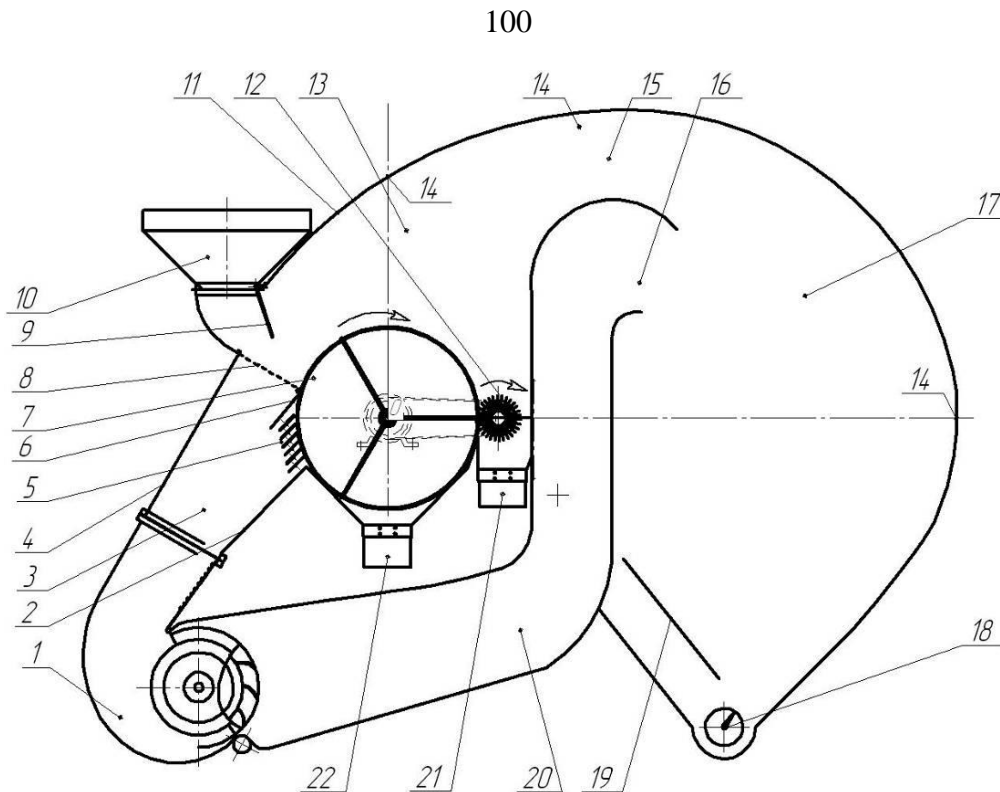


Рис.1. Схема технологическая пневморешетного сепаратора зерна с замкнутой воздушной системой: 1 – вентилятор диаметральный; 2 – стенка нижняя; 3 – канал воздухо-распределительный; 4 – стенка верхняя; 5 – воздухо-распределитель жалюзийный; 6 – стенка средняя; 7 – решето цилиндрическое; 8 – лоток-интенсификатор; 9 – заслонка; 10 – бункер; 11 – стенка верхняя камеры пневмосепарации; 12 – щетка очистительная; 13 – камера пневмосепарирующая; 14 – обечайка; 15 – канал пневмосепарирующий; 16 – горловина; 17 – камера осадочная; 18 – устройство вывода легких примесей; 19 – плоскость отбойная; 20 – канал обратный всасывающий; 21 – клапан вывода крупных примесей; 22 – клапан вывода фракции очищенного зерна.

Верхняя стенка 4 воздухо-распределительного канала 3 прилегает к началу лотка-интенсификатора 8 и к концу загрузочного устройства бункера 10 с заслонкой 9. Нижняя стенка 2 воздухо-распределительного канала 3, прилегающей к цилиндрическому решету 7 с горизонтальной осью вращения выполнена в виде жалюзийного воздухо-распределителя 5. Лоток-интенсификатор 8 имеет перфорированную поверхность, а жалюзи воздухо-распределителя 5 имеет возможность изменять живое сечение и угол наклона жалюзи.

Для очистки поверхности цилиндрического решета 7 установлена очистительная щетка 12 с горизонтальной осью вращения. Пространство сверху цилиндрического решета 7 и очистительной щетки

12, ограниченное верхней стенкой 11, создает пневмосепарирующую камеру 13. Снизу цилиндрического решета 7 и очистительной щетки 12 установлены клапана вывода фракции очищенного зерна 22 и клапан вывода крупных примесей 21. Продолжение пневмосепарирующей камеры 13 переходит в осадочную камеру 17, в нижней части которой установлена отбойная плоскость 19 и устройство вывода легких примесей 18. В верхней части осадочной камеры установлена горловина 16 обратного всасывающего канала 20, соединенного с диаметральной вентилятором 1.

Рабочий процесс пневморешетного сепаратора с замкнутой воздушной системой осуществляется следующим образом. Воздушный поток, создаваемый диаметральной вентилятором 1, направляется к воздухораспределительному каналу 3, где перераспределяется к жалюзийному воздухораспределителю 5, цилиндрическому решету 7 и к лотку-интенсификатору 8. Зерновой ворох, поступивший к лотку-интенсификатору 8, под действием воздушного потока переводится в псевдосжиженное состояние, за счет чего пыль, солома, сора и некоторые крупные примеси, а также легкие и воздухоотделимые примеси перемещаются в верхний слой, а полноценное зерно и мелкие тяжелые примеси - в нижней. Крупные примеси отделяются решетом 7, поверхность которого очищается щеткой 12. Зерно и мелкие тяжелые примеси просеиваются сквозь решето и выводятся из машины через клапан 22. Крупные примеси (солома, недомолоченный колос и др.) за счет вращения цилиндрического решета перемещаются в зону щеточного очистителя 12 и через клапан 21 выводятся из машины. Воздушный поток проходит сквозь жалюзи воздухораспределителя 5 и цилиндрическое решето 7, подхватывает легкие и воздухоотделимые примеси, перемещая их в пневмосепарирующую камеру 13, а затем - в осадочную камеру 17. Воздухоотделимые примеси осаждаются в камере и выводятся из нее устройством 18. За счет уменьшения рабочего давления воздушного потока в осадочной камере 17, воздушный поток имеет условия возвращаться в зону горловины 16 всасывающего канала 20 и направляться к диаметральному вентилятору 1. Таким образом, осуществляется замкнутый цикл работы пневморешетного сепаратора.

Расчетная удельная производительность пневморешетного сепаратора в 2...2,5 раза выше производительности существующих зерноочистительных машин, оснащенных цилиндрическими решетами с горизонтальной осью вращения и наружной рабочей поверхностью. Пневмосепаратор прост по конструкции, имеет меньшую металлоэнергоемкость в сравнении с существующими машинами предварительной очистки зерна, не имеет вибрирующих и колеблющихся элементов конструкции. Использование цилиндрического решета с гори-

зонтальною осью вращения и диаметрального вентилятора позволит по принципу подобия разрабатывать пневмосепараторы модульного типа производительностью 10...80 т/час.

Опытный образец производительностью 10 т/час изготавливается на базе дочернего предприятия "Гуляйпольский механический завод,, "Гуляйпольского района Запорожской области АО "Мотор Сич" (г. Запорожье, Украина).

*Вывод.* Внедрение в конструкцию зерноочистительной машины цилиндрического решета с горизонтальной осью вращения и диаметрального вентилятора позволило обосновать технологическую схему и процесс работы пневморешетного сепаратора с замкнутой воздушной системой.

### *Литература*

1. Сулима П.А. Параметры и режимы работы цилиндрических решет с наружной рабочей поверхностью при очистке влажного вороха семян трав: автореф. дис... канд. техн. наук / П.А. Сулима. - Л., 1986.-17 с.

2. Аблогін М.М. Обґрунтування технологічної схеми і параметрів пристрою для сепарації обчесаного вороху рису: автореф. дис... канд. техн. наук / М.М. Аблогін. - Мелітополь, 1997.-17 с.

3. Ямпілов С.С. Технологическое и техническое обеспечение ресурсо-энерго-сберегающих процессов очистки и сортирования зерна и семян./ С.С. Ямпілов – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2003. – 262с.

4. Михайлов Є.В. Аналіз роботи засобів попередньої очистки зерна. / Є.В. Михайлов В.С. Дудка А.С. Сінніков // Праці ТДАТУ/ Вип..10.т.2. Мелітополь 2010, с 125...131.

5. Пат. № 61469 U Україна, МПК В07В 1/28. Решітний сепаратор / Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, В.С. Дудка, А.В. Перетяцько; Заявник та патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет.- Заявл. 23.11.2010; опубл. 25.07.2011, бюл.№ 14. - 4 с.

6. А. с. N 1240471 СССР, МКИ 4 В 07 В 4/02, 4/08. Зерноочистительная машина / Н. П. Сычугов, А. И. Бурков, С.М. Ку克林, Н.И. Одицков, Н.И. Грабельковский, А.А. Гехтман. - N 3814666/29-03; заявлено 25.09.84 // Открытия. Изобретения. - 1986. - N 24.

7. А. с. N 1313526, МКИ 4 В 07 В 4/00. Зерноочистительная машина/В.Д. Олейников, Н.И. Грабельковский, А.А. Гехтман, В.В. Антюхин, Н.П. Сычугов, А. И. Бурков, С.М. Ку克林. - N 3857660/29-03; Заявлено 22.02.85 / Открытия. Изобретения. - 1987. - N 20.

8. Пат. №72063 U Україна, МПК В07В 1/28. Решітний сепаратор/ Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов; Заявник та патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет. - Заявл. 12.12.2010; опубл. 10.08.2012, бюл. № 15. - 4 с.

## **ПНЕВМОРЕШІТНИЙ СЕПАРАТОР ЗЕРНА З ЗАМКНЕНОЮ ПОВІТРЯНОЮ СИСТЕМОЮ**

Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, Н.О. Задосна, Д.В. Сердюк

***Анотація*** - в роботі представлені схема технологічна і процес роботи високопродуктивного пневморешітного сепаратора із замкненою повітряною системою.

## **PNEUMATIC SIEVEGRAIN SEPARATOR WITH THE CLOSED AIR SYSTEM**

E. Mikhailov, A. Belokopytov, N. Zadosnaya, D. Serdyuk

### ***Summary***

**Technological scheme and the process of highly productive pneumatic sieve grain separator with the closed air system are considered.**



УДК. 631.12

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ ДЛЯ СУЧАСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ

Мовчан В.Ф., к.т.н.,

Болтянський Б.В., к.т.н.,

Ігнат'єв Є.І., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

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

**Анотація** – у роботі запропоновано аналітичний метод визначення потреби у засобах механізації для господарств півдня України. Цей метод може знайти своє відображення в роботі підприємств виробників сільськогосподарської техніки. Підвищення безвідмовності з урахуванням строків служби тракторів, комбайнів дає можливість обґрунтувати цінність проведення відновлення.

**Ключові слова** – засоби механізації, аналітичний метод, втрати, оптимум, технологія, урожай.

*Постановка проблеми.* У зв'язку з кількаразовим диспаритетом цін на машинобудівну продукцію в порівнянні із сільськогосподарською АПК України перебуває в тривалій системній кризі. Особливо це впливає на придбання техніки. У зв'язку зі зменшенням її в 2 і більше разів, значним старінням існуючих тракторів, комбайнів та інших сільськогосподарських машин, як правило, не витримуються строки виконання сільськогосподарських робіт. Це безпосередньо впливає на врожайність вирощуваних культур. Втрати від подовження тривалості виконання робіт після агростроку за одні діб –  $k_{1,2}$  при початку виконання роботи до агростроку (нижній індекс - 1) або при продовженні робіт після закінчення агростроку (нижній індекс - 2) коливаються в широких межах: від 0,1 до 1,9 % урожаю.

*Аналіз останніх досліджень.* Знизити ці втрати, а значить і втрати на проведення сільськогосподарських робіт, можна варіюючи тривалістю виконання різних сільськогосподарських операцій. Там, де інтенсивність втрат більша, тривалість роботи повинна прагнути до агростроку. І навпаки, при невеликій інтенсивності втрат тривалість робіт за агростроком може бути значно збільшена. У підсумку втрати

від пролонгації робіт, у цілому істотно знизяться. При цьому досягається ефект як у зменшенні витрат від втрат продукції, так і в певній компенсації дефіциту техніки.

Подібні дослідження були проведені на прикладі вирощування однієї культури [1, 2]. Результати виявилися досить ефективними.

*Формулювання цілей статті.* В роботі запропоновано аналітичний метод визначення потреби у засобах механізації для господарств півдня України.

*Основна частина.* Для визначення оптимальної тривалості механізованих с.-г. робіт при лінійній і нелінійній залежності втрат урожаю був використаний критерій мінімуму питомих витрат у вигляді суми вартості виконання роботи й втрат, пов'язаних з відхиленням виконання робіт від агростроків, а також із простоем МТА. Підсумовуючи ці функції, знайшовши її похідну по тривалості і-ї роботи й дорівнявши її нулю, одержують оптимальну тривалість при лінійній залежності втрат від строку робіт:

$$T_{ij}^{OPT} = \left[ \frac{K_i (A + K + Z_{III})}{0,005Ц \cdot У \cdot W_C \cdot P \cdot k_{1,2} (1 + D)} \right]^{0,5}, \quad (1)$$

де  $K_i$  - частка річної або сезонної тривалості роботи МТА при виконанні певної операції;

$A, K$  - амортизаційні відрахування й кредитна (лізингова) ставка, грн./рік або грн./сезон;

$Z_{III}$  - сумарні постійні витрати на оплату працівників з нарахуваннями й інші витрати, що не залежать від кількості зробленої продукції, грн./рік або грн./сезон;

$Ц$  - середня закупівельна ціна сільськогосподарської культури, грн./т;

$У$  - її потенційна врожайність, коли виконуються строки оброблення й збирання, т/га;

$W_C$  - добова експлуатаційна продуктивність МТА, га/доба;

$P$  - рентабельність виконуваної роботи, %;

$D$  - коефіцієнт, що враховує простое МТА при роботі.

Як показали дослідження, при лінійній залежності втрат кількість МТА зменшується в середньому в 1,5 рази. При показнику ступеня функції втрат більше одиниці кількість МТА знижується на 10..20 %, нарешті, при показнику ступеня функції втрат менше одиниці кількість МТА знижується на 60..80 %. Сезонна продуктивність, тобто інтенсивність роботи, збільшується прямо пропорційно цим величинам (рис. 1).

При нелінійній статечній функції втрати від відхилення роботи від прийнятого агрострока



$$C_2 = 0,005 \cdot C \cdot Y \cdot P \cdot W_C \cdot k_{1,2} (T_K - T_A)^\gamma \cdot (1 + D), \quad (2)$$

де  $\gamma$  - показник ступеня;

$T_K$  – фактична тривалість роботи, доба;

$T_A$  – агросрок.

На оптимальну тривалість роботи значний вплив робить частка річного виробітку, що доводиться на дану роботу ( $K_i$ ).

При відсутності дефіциту техніки річна (сезонна) частка роботи визначається як відношення агросроку до нормативної річної (сезонної) тривалості роботи МТА. При дефіциті техніки річна, сезонна тривалість роботи збільшується одночасно із пролонгацією агросроку.

Отримані оптимальні тривалості робіт з вираження (1) справедливі для кожної окремо взятої культури. Однак, збільшення тривалості роботи з однією культурою може перешкодити по строках виконання тієї ж роботи з іншою сільськогосподарською культурою, у першу чергу, при близьких або однакових агросроках.

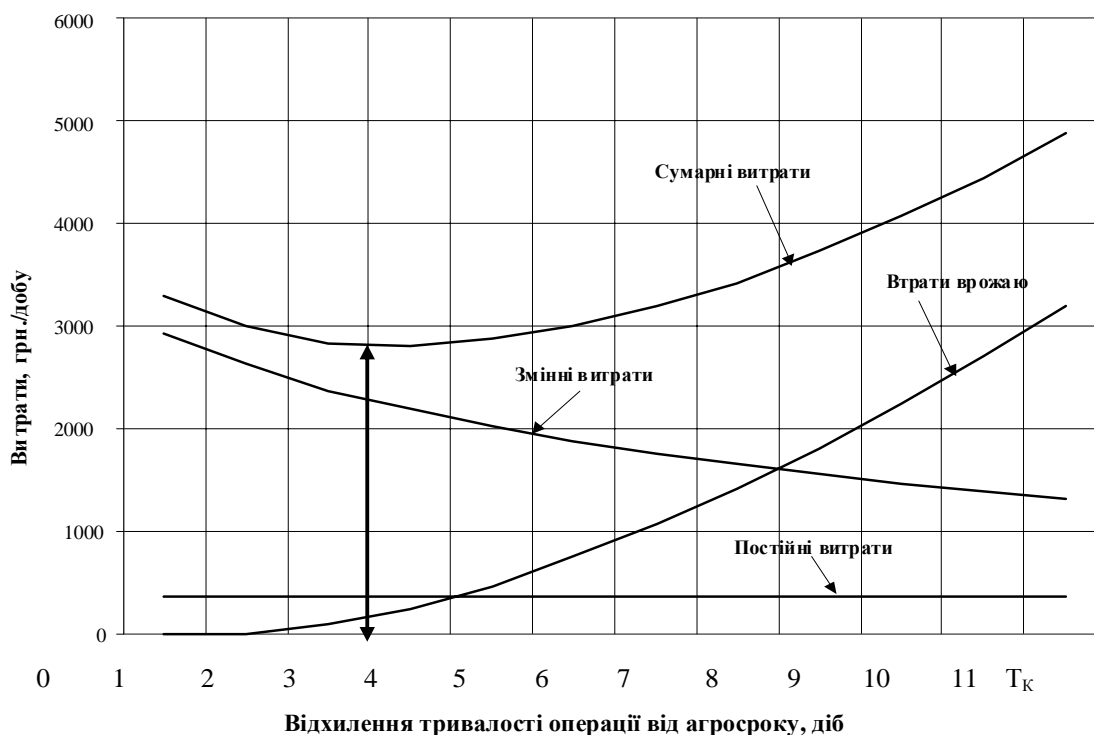


Рис. 1. Складові витрат на виконання с.-г. операції при нелінійній функції збитків.

У зв'язку з цим становить значний інтерес рішення завдання знаходження оптимальних річних або сезонних часток тривалості робіт для всіх вирощуваних сільгоспкультур. Власне кажучи, мова йде про розвиток отриманих раніше залежностей для того, щоб ураховувати показники інтенсивності втрат всіх робіт, які виконує кожний МТА при вирощуванні сільськогосподарських культур, з метою мінімізації загальних втрат від дефіциту техніки.

Оскільки величина  $K_i$  значно впливає на оптимальну тривалість роботи МТА, виведена формула її визначення. Для цього була використана рівність добутків річної (сезонної) частки робіт –  $K_i$  і інтенсивності втрат від відхилення роботи від агростроку:

$$C = K_1 \cdot k_{1,2_1} = K_2 \cdot k_{1,2_2} = \dots = K_n \cdot k_{1,2_n}. \quad (3)$$

Чим більша інтенсивність втрат, тобто  $k_{1,2_i}$ , тим менше повинна бути частка річного часу –  $K_i$  на виконання відповідної роботи для того, щоб зменшилися сумарні втрати. І навпаки.

У зв'язку з цим становить інтерес оптимізувати  $K_i$ , що забезпечує одержання додаткового техніко-економічного ефекту.

У розвиток наведеної методики нижче дана розгорнута формула витрат на проведення сільськогосподарських робіт з урахуванням тривалості робіт усього МТП:

$$\begin{aligned} Z_{ije} = & \sum_{i=1}^n \sum_{e=1}^E \left\{ \frac{F_{ije}}{n \cdot m \cdot N_{ije} \cdot (K_T + K_C + K_M) \cdot \eta_C} \left[ n \cdot m \cdot (Z_{iП} + \Delta Z_i) \cdot (1 + K_C) \cdot (F_{ije} \cdot q_{iTeT} \cdot C_T) \right] \right\} + \\ & + \sum_{i=1}^n \sum_{e=1}^E \left\{ \frac{K_{ieT} \cdot (A_{AT} + A_{KT})}{T_{Ke}} + P_T + \frac{K_{ieC} \cdot (A_{AC} + A_{KC})}{T_{Ke}} + P_C + \frac{Z_{III}}{T_{Ke}} \right\} + \\ & + \sum_{i=1}^n \sum_{e=1}^E \left[ 0,005 \cdot C_{ije} \cdot Y_e \cdot R_e \cdot W_{cije} \cdot k_{1,2e} \cdot (1 + D) \cdot (T_{Ke} - T_A)^Y \right], \quad (4) \end{aligned}$$

де  $F_{ije}$  – обсяг  $i$ -ї роботи  $j$ -го агрегата по  $e$ -й культурі (га, т, т·км);

$n$  – кількість агрегатів (машин);

$m$  – кількість змін у добі;

$N_{ije}$  – змінна (добова) норма виробітку (га/змінна, км/доба);

$\eta_C$  – коефіцієнт використання часу зміни;

$K_T$  – коефіцієнт простою через поточний ремонт трактора (комбайна);

$K_C$  – коефіцієнт простою через поточний ремонт сільгоспмашини;

$K_M$  – коефіцієнт простою по метеоумовам;

$Z_{iП}$  – тариф основної заробітної плати механізаторів агрегату, грн./змінна;

$\Delta Z_i$  – додаткова заробітна плата, грн./змінна;

$K_3$  – частка відрахувань на соцстрах;

$q_{iTea}$  – витрата палива (л/га, л/т, л/км);

$C_T$  – ціна палива, грн./л;

$K_{ieT, (C)}$  – частка річної або сезонної тривалості  $i$ -ї роботи трактора (сільгоспмашини) при вирощуванні  $e$ -ї культури;

$A_{OT (OC)}$  – річні або сезонні амортизаційні відрахування на

- трактор (сільгоспмашину), грн.;
- $A_{T(3)}$  – річна або сезонна кредитна (лізингова) ставка трактора (сільгоспмашини), грн.;
- $P_T(c)$  – річні (сезонні) відрахування на ремонт трактора (сільгоспмашини), грн.;
- $T_{ке}$  – фактичний строк виконання  $i$ -ї роботи при вирощуванні  $e$ -культури, доба;

Індекси  $Z_{Пл}$ ,  $C_e$ ,  $B$ ,  $R$ ,  $W_{Cije}$ ,  $k_{1,2ie}$ ,  $TA$ ,  $\gamma$  наведені при описі формул (1) і (2).

З урахуванням формули (4) представляється можливим модифікувати вираження (3) шляхом множення величини  $k_{1,2ie}$  (табл. 1) на показник у вигляді ціни, прибутку, або рентабельності при вирощуванні сільськогосподарської культури. Наприклад, при застосуванні ціни:

$$\sum_{i=1}^n \sum_e^E K_i = A \cdot \sum_{i=1}^n \sum_e^E 1/C_i \cdot k_i = 1. \tag{5}$$

де  $C_e$  – закупівельна ціна вирощеної  $e$ -ї сільськогосподарської культури.

Аналізуючи вираження (5), можна помітити, що чим більша закупівельна ціна й інтенсивність втрат сільськогосподарської культури, тим менша сезонна частка часу виконання відповідної операції. У цьому випадку представляється можливим зрівняти інтенсивність втрат з обліком всіх закупівельних цін вирощуваних сільськогосподарських культур, тим самим диференціювати загальні втрати зі зменшенням їхньої величини.

Врахуємо показник  $A$ , що забезпечує рівність втрат різних сільськогосподарських культур по втратах у зв'язку з подовженням строку роботи.

Спростимо формулу (4), розглянувши одну роботу. Позначимо перший рядок через заробітну плату –  $Z_{Плe}$  і витрати на паливо –  $Z_{Тe}$ . Перший і другий доданок другого рядка у фігурних дужках:

$$\frac{K_{ieT} \cdot (A_{AT} + A_{KT})}{T_{ке}} + P_T = \frac{A_{Te}}{T_{ке}} + P_T. \tag{6}$$

Третій і четвертий доданок другого рядка:

$$\frac{K_{ieC} \cdot (A_{AC} + A_{KC})}{T_{ке}} + P_C = \frac{A_{Ce}}{T_{ке}} + P_C \tag{7}$$

і частина що складає 3-й рядок

$$A_{Пe} = 0,005 \cdot C_{ije} \cdot Y_e \cdot R_e \cdot W_{cije} \cdot (1+D). \tag{8}$$

Тоді вираження (4) буде мати вигляд:

$$Z_{ije} = Z_{Pie} + Z_{Tie} + \frac{A_{Te}}{T_{ке}} + \frac{A_{Ce}}{T_{ке}} + P_T + P_C + \frac{Z_{III}}{T_{ке}} + A_{Пе} \cdot k_{1,2e} \cdot (T_{ке} - T_a)^\gamma \quad (9)$$

Похідна рівняння (9) по  $T_{ке}$  при  $\gamma = 1$

$$dZ_{ije} / dT_{ке} = A_{Пе} \cdot k_{1,2e} - \frac{(A_{Te} + A_{Ce} + Z_{III})}{T_{ке}^2} \quad (10)$$

Те ж, при  $\gamma > 1$

$$dZ_{ije} / dT_{ке} = \gamma \cdot A_{Пе} \cdot k_{1,2e} \cdot \sqrt{\gamma(T_{ке} - C)} - \frac{(A_{Te} + A_{Ce} + Z_{III})}{T_{ке}^2} \quad (11)$$

Нарешті, при  $\gamma < 1$

$$dZ_{ije} / dT_{ке} = \frac{\gamma \cdot A_{Пе} \cdot k_{1,2e}}{\sqrt[10]{\gamma(T_{ке} - C)}} - \frac{(A_{Te} + A_{Ce} + Z_{III})}{T_{ке}^2} \quad (12)$$

Прирівнявши вирази (10) (12) нулю, знаходимо оптимальне значення  $T_{ке}$ .

При цьому отримана екстремальна крапка, як показав аналіз, буде характеризувати мінімальне значення витрат з урахуванням втрат від пролонгації агросроку.

Зокрема, з урахуванням вираження (1) при  $\gamma = 1$  маємо:

$$T_{ija}^{i \dot{o}} = \left[ \frac{K_{ieT} \cdot (Q_{A\dot{o}} + A_{\dot{E}\dot{o}}) + K_{ieC} \cdot (Q_{AC} + A_{\dot{E}C}) + C_{i \dot{E}}}{0,005 \cdot \ddot{O}_{ije} \cdot \acute{O}_e \cdot R_e \cdot W_{cije} \cdot k_{1,2e} \cdot (1 + D)} \right]^{0,5} \quad (13)$$

Визначення оптимальної тривалості і - ї роботи у випадку  $\gamma$  більше й менше одиниці здійснюється у зв'язку із труднощами визначення цього показника аналітичним шляхом за допомогою комп'ютерної програми.

Аналізуючи вираження (13) дійдемо висновку, що члени  $K_{ieT}$  й  $K_{ieC}$  мають різну річну або сезонну частку виробітку, але однакову тривалість певної роботи в складі машинно-тракторного агрегату. У них спостерігається двоїстий характер стосовно розв'язуваного завдання. Таку подвійність можна врахувати в такий спосіб. По кожному агрегату в цілому, розглядаючи його як окрему машину, визначають по ньому, поряд з іншими агрегатами, оптимальну річну або сезонну частку роботи. Потім за критерієм мінімуму витрат підраховують оптимальне значення  $T_{ije}^{OPT}$ , у формулі якого враховуємо  $K_{ieT}$  й  $K_{ieC}$ , поряд із втратами від пролонгації агросроку згідно (13).

Таким чином, у рішенні завдання послідовно враховуються два критерії. Спочатку критерій оптимізації річної або сезонної частки агрегатів - А відповідно до вираження (5), а потім критерій оптимізації тривалості роботи з агрегатів з урахуванням першого критерію протягом сезону або року роботи.

З метою зменшення обсягу робіт, важливо звести розширене розглянуте завдання до вже вирішеного, використавши розроблену комп'ютерну програму [2].

Оптимальне значення  $K_{ije}^{OPT}$  знаходимо на основі добутку річних (сезонних) часток робіт агрегатів, цін сільськогосподарських культур і інтенсивності їхніх втрат відповідно до вираження (5).

$$A = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{e=1}^E K_{ie}}{\sum_{i=1}^n \sum_{e=1}^E 1/C_i \cdot k_i} \tag{14}$$

де  $K_{ie}$  – сезонна частка і-ї роботи при вирощуванні е-ї культури;  
 n – число польових робіт, що виконуються;  
 E – число вирощуваних культур;  
 i = 1,2,3...n; e = 1,2,3,...E.

Чисельник вираження (14) характеризує суму всіх сезонних (річних) часток робіт МТА, виконуваних по сільськогосподарських культурах. Стосовно до сезону або року робіт значення суми складе 1. Однак, у першому випадку необхідно витрати в круглих дужках чисельника виражень (10), (11) і (12) помножити на відношення сезонного виробітку до річного по трактору, сільгоспмашині й постійним витратам  $Z_{III}$ .

Знаменник вираження (14) характеризує добуток ціни сільськогосподарських культур на інтенсивність втрат.

Розглянемо приклад. Визначимо частку часу роботи машинно-тракторних агрегатів МТА у весняний період з урахуванням операцій (див. табл. 1). Величину чисельника у цьому періоді приймаємо рівною 1. Відношення сезонного виробітку до річного становить по тракторах і величині  $Z_{III} = 0,25$ , по сільгоспмашинах – 0,4.

Таблиця 1 – Ціни, інтенсивність втрат і їхнього добутку по трьох основних культурах при роботі МТА після агротрока у весняний період.

Сільськогосподарські культури	Яриця	Ячмінь	Соняшник
Ціна, грн./т	1500	1200	3100
Інтенсивність втрат при виконанні роботи:			
Культивація з боронуванням	0,004	0,004	0,004
Передпосівна культивація	0,005	0,005	0,005
Посів	0,0052	0,0052	0,014
Величина $C_e \cdot k_{1,2ie}$ :			
Культивація з боронуванням	12	14	19,2
Передпосівна культивація	15	17,5	24
Посів	15,6	18,2	67,2
Разом	42,6	49,7	110,4

Відповідно до вираження (14) знаходимо величину критерію  $A$ , використовуючи (табл. 2):

$$A = \frac{1}{\frac{1}{12} + \frac{1}{15} + \frac{1}{15,6} + \frac{1}{14} + \frac{1}{17,5} + \frac{1}{18,2} + \frac{1}{19,2} + \frac{1}{24} + \frac{1}{67,2} + \frac{1}{8} + \frac{1}{10} + \frac{1}{10}} = 1,2030082$$

Таблиця 2 – Оптимальна річна частка робіт з сільгоспкультурам.

Роботи	Річна частка (виробіток) роботи з культур, $K_{ie}^{OPT}$		
	Яриця	Ячмінь	Соняшник
Культивация з боронуванням	0,1002506	0,0859291	0,0626566
Передпосівна культивация	0,0802005	0,0687433	0,0501253
Посів	0,0771159	0,0660993	0,0179019
Разом	0,2575670	0,2207717	0,1306838

З вираження (14) при відомому критерії  $A$  визначаємо сезонні частки кожної  $i$  - ї роботи з  $e$  - ї культури (табл. 2) - по формулі:

$$K_i = A / C_i \cdot k_i \quad (15)$$

Отриманий результат у табл. 2 характеризує правильність розрахунку часток сумарного сезонного виробітку по всіх роботах сільськогосподарських культур, рівній одиниці.

$$\text{Усього } \sum_{i=1}^n \sum_{e=1}^E K_{ie} = 1,0000000.$$

Неважко помітити, зі збільшенням ціни й інтенсивності втрат сільськогосподарської культури зменшується сезонна частка відповідної роботи, тобто зменшується відхилення від агростроку, а значить і втрати від цього відхилення.

У табл. 3 наведені результати оптимізації тривалості робіт із чотирьох культур при виконанні трьох операцій протягом сезону.

З таблиці видно, що при дефіциті машин, зокрема тракторів, оптимальна тривалість роботи змінюється в значних межах: від 4,9 до 9,7 доби при агростроку 4 доби. У середньому одна операція займає 6,76 доби, тобто тривалість операції збільшується за даних умов в 1,69 рази.

Цікаві дані спостерігаються при інтенсивностях втрат, які значно відрізняються. Наприклад, частка втрат протягом доби за агростроком при посіві соняшника становить 0,014, що в середньому в 2,72 рази більше чим в інших культурах. У цьому випадку розрахунковий строк посіву, рівний 4,9 доби, при дефіциті техніки наближається до агростроку.

Таблиця 3 – Оптимальна тривалість роботи МТА

Показники	Од. вим.	Сільськогосподарська культура					
		Озима пшениця			Ячмінь		
		Культивація з бо- ронуванням	Передпосівна ку- льтивація	Посів	Культивація з бо- ронуванням	Передпосівна ку- льтивація	Посів
Тривалість ро- боти	діб	7,3	5,7	6,1	6,7	5,2	5,7
Зменшення числа МТА	раз	1,82	1,42	1,52	1,67	1,3	1,42
Економічний ефект	грн./ добу	175,54	21,44	89,84	125,78	10,48	63,00
Витрати	грн./ добу	9835,16	1596,96	27780,44	9817,36	1656,84	27772,10
Показники	Од. вим.	Сільськогосподарська культура					
		Соняшник			Овес		
		Культивація з бо- ронуванням	Передпосівна ку- льтивація	Посів	Культивація з бо- ронуванням	Передпосівна ку- льтивація	Посів
Тривалість ро- боти	діб	7,7	6,9	4,9	9,7	7,3	8,0
Зменшення числа МТА	раз	1,92	1,72	1,22	2,43	1,82	2,0
Економічний ефект	грн./ добу	44,16	27,12	1,82	413,30	68,40	274,80
Витрати	грн./ добу	2693,98	2255,80	856,92	9901,18	1622,94	27861,72

Для практичного застосування методики визначення оптимальної тривалості робіт МТП господарств при дефіциті техніки рекомендується така послідовність:

- 1) аналіз технології вирощування запланованих сільгоспкультур;
- 2) складання проекту графіка використання МТА в певному сезоні з урахуванням агростроків;
- 3) виявлення робіт, строки виконання яких перевищують агростроки;
- 4) визначення відношення середнього сезонного виробітку до річного по тракторам, величині  $Z_{III}$  й сільгоспмашинам по роботах, фактичні строки виконання яких перевищують агростроки;
- 5) визначення величин  $C_e$  й  $K_{2ie}$  по кожній культурі й виявлених роботах, а також їхнього добутку згідно табл. 1;
- 6) установлення першого критерію -  $A$  по формулі (14);
- 7) визначення оптимальних часток тривалості робіт з кожної сільськогосподарської культури й роботі з формули (15) згідно табл. 2;

- 8) визначення оптимальної тривалості робіт МТП, використовуючи комп'ютерне забезпечення або при показнику ступеня  $\gamma=1$  формулу(1);
- 9) корегування графіка використання МТА в певному сезоні з урахуванням знайденої оптимальної тривалості робіт за економічними критеріями.

*Висновки.* Запропонований метод компенсації дефіциту техніки також може знайти своє відображення в роботі машинобудівників – це допомога селянам в підтриманні машин в працездатному стані, що в свою чергу дасть ефект всім учасникам виробництва.

Підвищення безвідмовності з урахуванням строків служби тракторів, комбайнів дає можливість обґрунтувати цінність проведення відновлення як окремо взятих деталей, так і вузлів в цілому. Машинобудівникам необхідно рекламувати відновлену продукцію і пропонувати с.г. виробникам, а також доказувати доцільність встановлення на машину відновлених вузлів. Це один з головних ресурсозберігаючих підходів для використання природних енергетичних джерел.

#### *Література*

1. *Зангиев А.А.* Практикум по эксплуатации машинотракторного парка / *А.А. Зангиев, А.Н. Скороходов.* – М.: КолосС, 2006. –320 с.: ил.
2. *Ільченко В.Ю.* Курсове проектування з машиновикористання в рослинництві: Навчальний посібник / *В.Ю. Ільченко та ін..* – Дніпропетровськ.: РВВ ДДАУ, 2006. –132 с.
3. *Синопальников В.А.* Надежность и диагностика технических систем / *В.А. Синопальников* – М.: Высш. шк.,– 2005. –343 с.: ил.
4. *Черноиванов В.И.* Ресурсосбережение при технической эксплуатации сельскохозяйственной техники / *В.И. Черноиванов.* – М.: ФГНУ «Росинформагротех»,– 2002. –780 с.

### **МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

В.Ф. Мовчан, Б.В. Болтянский, Е.И. Игнатъев

**Аннотация** – в работе предложен аналитический метод определения потребности в средствах механизации для хозяйств юга Украины. Этот метод может найти свое отражение в работе предприятий производителей сельскохозяйственной техники. Повышение безотказности с учетом сроков службы тракторов, комбайнов дает возможность обосновать ценность проведения восстановления.



## **METHOD OF DETERMINING THE AMOUNT OF MACHINERY FOR MODERN AGRICULTURAL ENTERPRISES**

V. Movchan, B. Boltyanskii, E. Ignatiev

### *Summary*

**The paper proposes an analytical method to determine the need for a number of agricultural machinery on the south of Ukraine. This method can find their reflection in the work of enterprises of agricultural machinery manufacturers. Increasing reliability considering lifetimes of tractors, combines enables substantiate the feasibility of recovery.**



УДК 631.171: 634

## **ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ РОЗРОБКИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ОРІЄНТУЮЧОГО ПРИСТРОЮ САДИЛЬНОГО АПАРАТА МАШИНИ ДЛЯ САДІННЯ ПІДЩЕП ПЛОДОВИХ КУЛЬТУР**

Чижиков І.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-21-32; e-mail: chizykov@i.ua

**Анотація** – у статті наведено обґрунтування конструкції пружини орієнтуючого пристрою, який застосовується для повертання підщеп у захватах садильного апарата машини для садіння підщеп. Визначені вхідні параметри для проведення процедури оптимізації форми пружини пристрою удосконаленої конструкції.

**Ключові слова** – підщепа, садильний апарат дискового типу, орієнтуючий пристрій, пружина.

*Постановка проблеми.* У технологічному процесі вирощування саджанців, садіння підщеп є однією з найбільш трудомістких та відповідальних операцій, адже підщепа є основою плодового дерева. Відхилення висаджених підщеп від вертикальної осі є основним показником якості висаджених підщеп, який впливає на формування штабма майбутнього саджанця. Згідно нормативних вимог, відхилення висадженої підщепи від вертикальної осі не повинно перевищувати 10°. На сьогодні, у більшості розсадників садіння підщеп відбувається або вручну, або переобладнаними машинами для садіння розсади, або машинами для садіння підщеп, які не забезпечують даної вимоги [1]. Оскільки вітчизняна промисловість не випускає машини для садіння, то існує потреба вдосконалення існуючих засобів механізації садіння підщеп, що забезпечить дотримання нормативних вимог щодо якості висаджених підщеп [2].

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Підвищити якість садіння підщеп плодкових культур шляхом аналізу взаємодії підщепи з рухомими частинами орієнтуючого пристрою садильного апарата, які впливають на переміщення підщепи у просторі та можуть призводити до анатомічних змін її фізичного стану.

*Аналіз останніх досліджень та публікацій.* В [1] наведено функціональну модель процесу садіння підщеп та визначено, що найбільш

придатними для внесення конструктивних змін є машини, що мають садильний апарат дискового типу з радіально розташованими захватами. За прототип було обрано садильний апарат дискового типу машини МПП-4, опис якого наведено у [3,4]. В результаті аналізу функціональної моделі у [5] встановлено, що елементи, які забезпечують основні функції процесу садіння знаходяться в конструкції садильного апарату.

У праці [6] встановлено, що при садінні підщеп апаратом дискового типу для того, щоб підщепа була висаджена з відхиленням від вертикальної осі до  $10^\circ$ , вона повинна бути нахилена у захваті на кут  $\beta$  у межах від  $20^\circ$  до  $30^\circ$  відносно радіуса диска у протилежну сторону руху машини. Для того, щоб забезпечити функцію повертання підщеп у захватах у межах кута  $\beta$ , у конструкції садильного апарату (рис.1) запропоновано використовувати орієнтувальний пристрій [7] (рис.2).

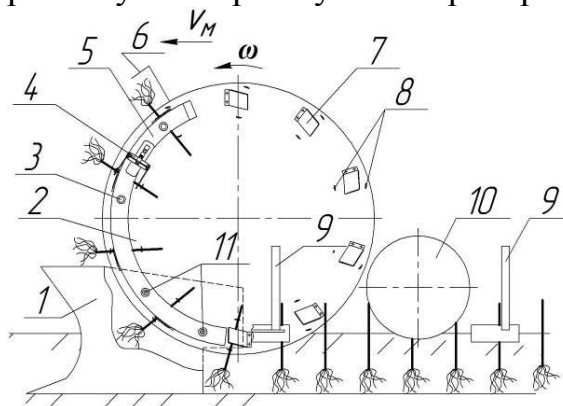


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема секції садильної машини: 1 – сошник; 2 – диск садильного апарату; 3 – плунжерний фіксатор; 4 – орієнтувальний пристрій; 5 – копір; 6 – обмежувач вкладання підщеп у захвати; 7 – захват; 8 – упори; 9 – загортачі; 10 – прикочуючі котки; 11 – пружини.

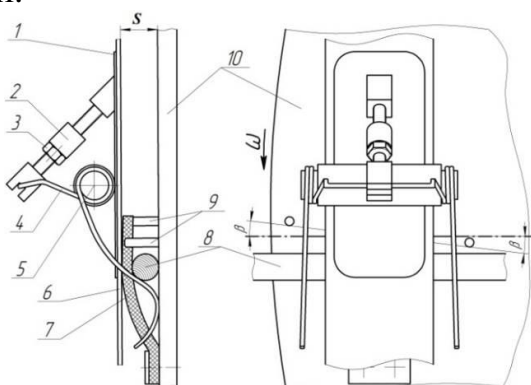


Рис.2. Схема орієнтувального пристрою: 1 – основа; 2 – болт, яким регулюється притисна сила пружини на підщепи; 3 – гайка; 4 – пружина; 5 – механізм кріплення пружини; 6 – копір; 7 – захват; 8 – підщепа; 9 – упори; 10 – диск садильного апарату;  $S$  – зазор між диском та копіром.

Орієнтуючий пристрій (рис.2) складається з основи 1, яка встановлюється на копір 6 під кутом установки упорів 9. Упори 9 встановлені навколо центра захвата 7 під кутом  $\beta$ . Для доведення підщеп до упорів 9 використовується пружина 4, яка встановлюється на кріпленні 5 і впирається на диск садильного апарата 10.

Пружина 4 є основним елементом орієнтуючого пристрою і складається з циліндричної частини у зоні кріплення з основою 1 та нециліндричної (робочої) частини, у вигляді двох «гакоподібних» напрямних. Стабільність процесу роботи орієнтуючого пристрою залежить від притискної сили пружини, значення якої регулюється упорним болтом 2 та гайкою 3.

На рис. 3 показано процес повертання підщепи у захваті орієнтуючим пристроєм, який можна розділити на три фази: *I фаза* – зсув підщепи по поверхні диска до фіксації упорами; *II фаза* – ковзання пружини по поверхні підщепи; *III фаза* – зісковзування пружини з поверхні підщепи [8].

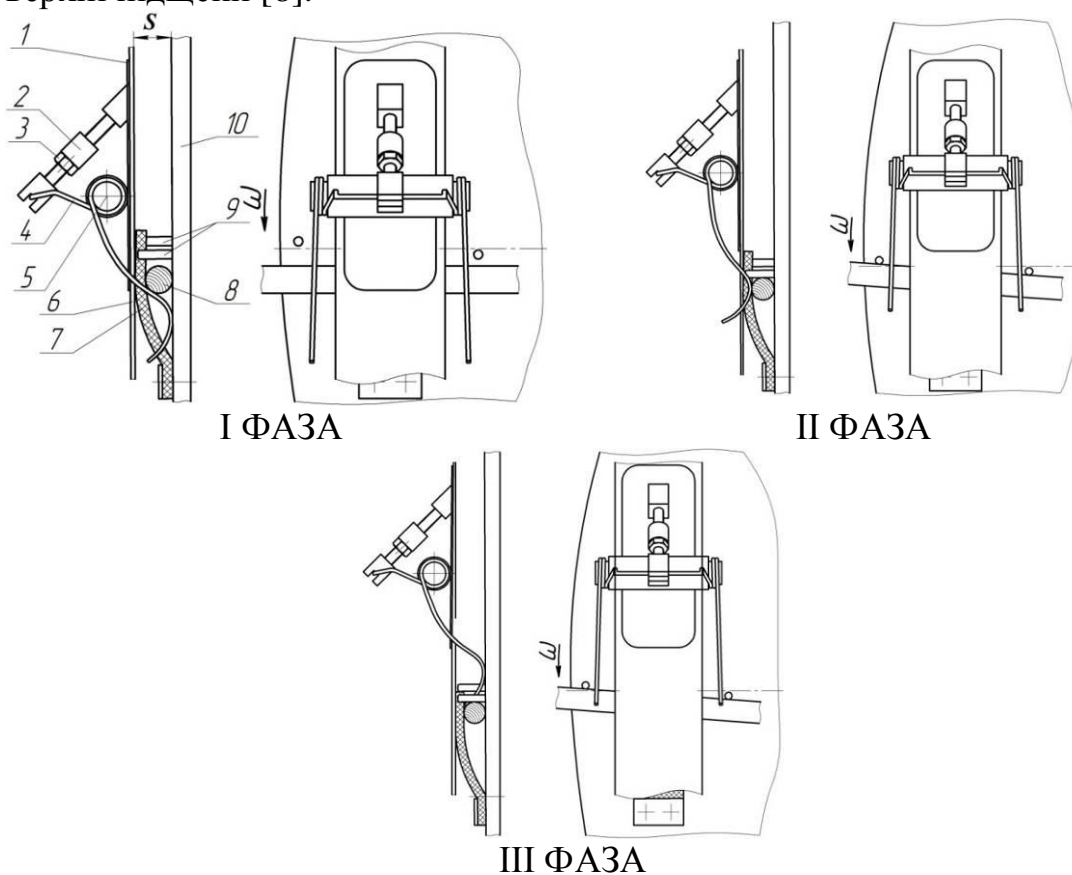


Рис. 3. Процес повертання підщепи орієнтуючим пристроєм.

Параметри форми робочої частини пружини (тієї частини пружини, що безпосередньо контактує з підщепами у процесі їх повертання) (рис.4), визначені у [8].

Ефективність процесу роботи садильного апарата з орієнтуючим пристроєм розробленої конструкції доведена у роботі [9].

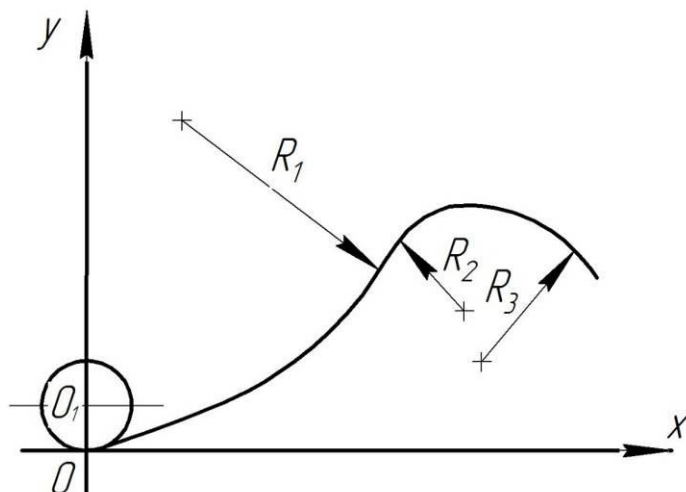


Рис. 4. Параметри форми робочої частини пружини орієнтуючого пристрою:  $R_1$  – радіус, що забезпечує зсув підщепи по диску;  $R_2$  – радіус що забезпечує відхилення пружини від поверхні диска;  $R_3$  – радіус, що забезпечує безударне повертання пружини у вихідне положення;  $L$  – загальна довжина нециліндричної частини пружини.

*Основна частина.* Для зменшення ступеня пошкодження тканин підщеп при взаємодії з пружиною пропонується при виготовленні пружини в зоні безпосереднього контакту пружини з підщепами на ділянках, що визначаються радіусами  $R_2$  та  $R_3$  (рис.4) збільшити площу поперечного перерізу дроту пружини, а сам поперечний переріз дроту представити не у формі кола, а у формі еліпса (рис.5).

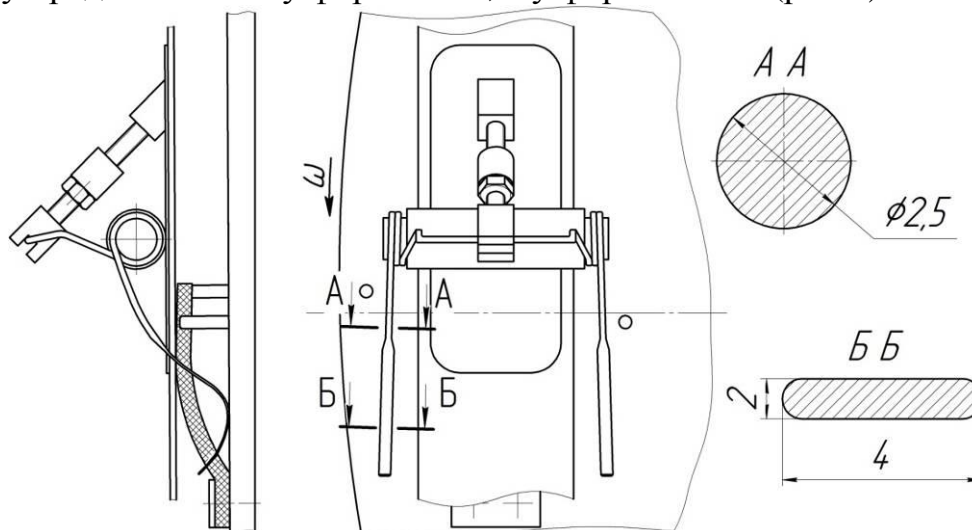


Рис.5. Удосконалена конструкція поперечного перерізу робочої частини пружини орієнтуючого пристрою.

Встановимо, чи зміняться параметри форми робочої частини пружини ( $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  та  $L$ ) при зміні поперечного профілю дроту.

Представимо поверхню підщепи площиною  $\pi$ , а поверхню пружини в точці дотику приблизно еліптичним параболоїдом (рис. 6).

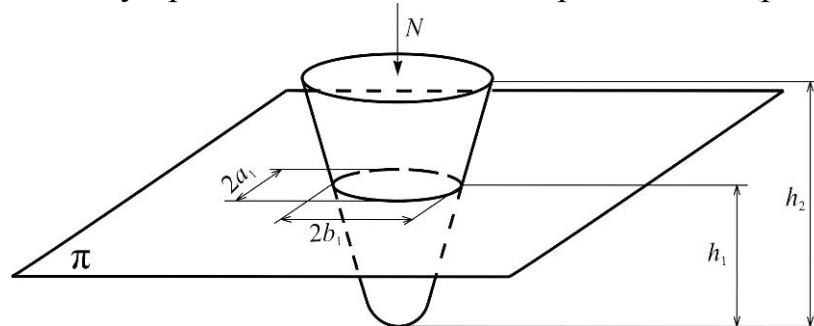


Рис. 6. Заміна поверхонь підщепи та пружини в точці дотику еквівалентною парою поверхонь.

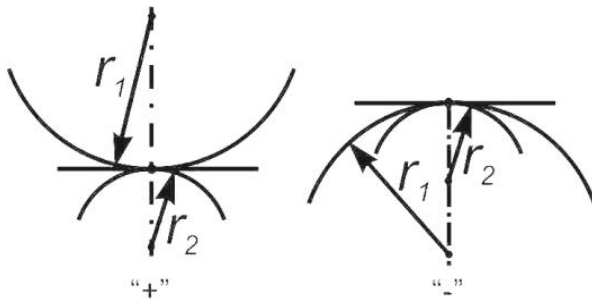


Рис. 7. Схема осьового перерізу взаємодії підщепи з пружиною.

Нехай крива в точці дотику, що описує форму пружини має радіус кривизни  $r_1$ , кривизну перетину циліндричної поверхні (підщепи) в площині, перпендикулярній осі цієї поверхні  $r_2$  і крива притискається до поверхні із силою  $N$ . Встановимо, як залежить глибина входження параболоїда від сили тиску пружини.

Нехай на глибині  $h_1$  прогин приблизно можна представити у вигляді еліпса з напівосями  $a_1$  та  $b_1$ , притискна сила при цьому дорівнює  $N$ .

Середній по перетину прогин визначиться [10]:

$$\frac{1}{\pi a_1 b_1} \int_{-a_1}^{a_1} dx \int_{-\frac{b_1}{a_1} \sqrt{a_1^2 - x^2}}^{\frac{b_1}{a_1} \sqrt{a_1^2 - x^2}} h_1 \left( 1 - \frac{x^2}{a_1^2} - \frac{y^2}{b_1^2} \right) dy = \frac{h_1 a_1 b_1}{\pi a_1 b_1} \int_{-1}^1 dx_1 \int_{-\sqrt{1-x_1^2}}^{\sqrt{1-x_1^2}} h_1 (1 - x_1^2 - y_1^2) dy_1 = \quad (1)$$

$$= \frac{h_1}{\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^1 \rho (1 - \rho^2) d\rho d\varphi = \frac{h_1}{\pi} \frac{\pi}{2} = \frac{h_1}{2}.$$

Тобто, середній прогин не залежить від півосей та пропорційний максимальній глибині входження параболоїду. Кожна з півосей перетину пропорційна  $\sqrt{h}$ , тому площа перетину поверхонь пропорційна глибині заглиблення параболоїда.

Таким чином, сила тиску  $N$  параболоїда пропорційна середній глибині деформації площини  $\pi$  та площі перетину, тому

$$N \sim h \cdot h = h^2.$$

Звідси

$$h \sim N^{1/2}.$$

В одному з напрямків контакт дроту пружини з поверхнею підщепи має взаємну кривизну (геометричну різницю кривизн)  $2/d$ , де  $d$  – поперечний переріз дроту. У перпендикулярному напрямку у точці дотику криві також відрізняються одна від одної, як і дуга кола від власної дотичної. Знак «+» буде, якщо центри відповідних кіл, що апроксимують криві в околі точки дотику, лежать по різні боки від загальної дотичної та «-», якщо у протилежному випадку (рис.7).

Тоді геометрична різниця кривин визначиться

$$k_{\text{геом}} = \frac{1}{\left| \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right|}.$$

Визначимо, як залежить глибина деформації площини  $\pi$  при заданій силі  $N$  від зміни кривизни в напрямку півосі  $a_1$ , якщо інша кривизна залишається незмінною. Нехай ця кривизна збільшилася у  $n$  разів. Вираз для кривизни у вершині параболи  $y = ax^2$ . Тоді, згідно з [11]

$$k_{\text{геом}} = \frac{2a}{(1 + 4a^2x^2)^{3/2}} = \frac{y''}{(1 + y')^{3/2}} = 2a.$$

Тобто, при однаковій глибині деформації довжина півосі  $a_1$  зменшиться у  $\sqrt{n}$  разів. Враховуючи, що притискна при цьому залишилась незмінною, отримаємо, що на одиницю площі перетину, що відповідає заданій глибині, приходиться у  $\sqrt{n}$  разів більше притискної сили. Площа перетину пропорційна глибині деформації, отже, рівновага наступить, якщо глибина зросте у  $\sqrt[4]{n}$  разів.

Узагальнюючи наведене, отримаємо, що тиск у точці дотику буде пропорційний наступній залежності

$$P \sim N \sqrt{\left| \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right|}^{1/2}, \quad (2)$$

де знак між оберненими радіусами буде «+», якщо центри кривизни кривих знаходяться по різні сторони від загальної дотичної, та «-», якщо у протилежному випадку (див.рис.б).

Оскільки функція  $f(t) = \sqrt{t}$  є монотонно зростаючою, то замість мінімізації (2) достатньо мінімізувати величину

$$N \sqrt{\left| \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right|}.$$

Тоді, якщо  $r_1$  та  $r_2$  – радіуси кривизн перетинів еквівалентних поверхонь, а  $R_{кр}$ ,  $R$  – радіуси перетину кривизн пружини та підщепи, то визначення оптимальної форми кривої нециліндричної частини пружини зводиться до оптимізації наступної цільової функції



$$\max_x \max_{R_{\min} \leq R \leq R_{\max}} \left| N \sqrt{\left( \frac{1}{R_{кр}} \pm \frac{1}{R} \right)} \right| \rightarrow \min, \quad (3)$$

Вираз (3) є цільовою функцією оптимізації параметрів форми пружини з поперечним перерізом дроту у вигляді кола. Дану цільову функцію вирішено у роботі [8] при таких вхідних параметрах:  $D_{\min} = 4$  мм;  $D_{\max} = 16$  мм;  $k = 5$  Н·м/рад;  $N_2 = 20$  Н;  $k_p = 2,5$  Н/мм;  $\mu_1 = 0,23$ ;  $\mu_2 = 0,23$ ;  $\mu_3 = 0,36$ ;  $L_{\min} = 20$  мм;  $L_{\max} = 125$  мм;  $K = 2$ ;  $D_{\text{цил}} = 15$  мм;  $d = 2,5$  мм.

Де  $D_{\min}$ ,  $D_{\max}$  – найменший та найбільший діаметр підщепи, м;  
 $k$  – кутова жорсткість пружини, Н·м/рад;  $N_2$  – сила тиску копіра на підщепу, Н;  
 $k_p$  – жорсткість пружини плунжерних фіксаторів, Н/м;  
 $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\mu_3$  – коефіцієнти тертя підщепи по диску, клапану захвата і пружині відповідно;  
 $K$  – коефіцієнт запасу сили тиску пружини;  
 $L_{\min}$  – найменша відстань від бічної поверхні підщепи до упорів, м;  
 $L_{\max}$  – найбільша довжина нециліндричної частини пружини, м;  
 $D_{\text{цил}}$  – діаметр циліндричної частини пружини, м;  
 $d$  – діаметр дроту пружини, м.

У результаті отримані параметри форми робочої частини пружини, які представлені на рис.8. Таким чином, у вхідних параметрах процедури оптимізації форми робочої частини пружини зміниться тільки значення площі поперечного профілю пружини, а інші параметри залишаться незмінними.

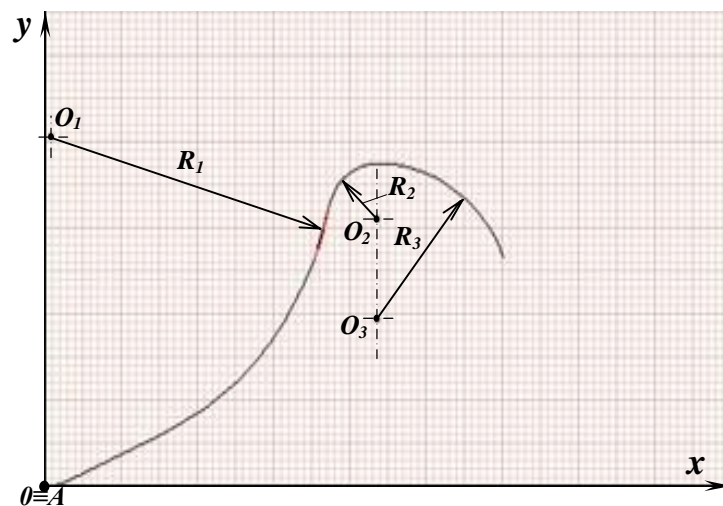


Рис.8. Результат побудови в автоматизованому режимі робочої частини пружини орієнтуючого пристрою:  $R_1 = 37$  мм;  $R_2 = 7$  мм;  $R_3 = 18$ ;  $L = 77$  мм.



*Висновки.*

1. Встановлено, що для зменшення ступеня пошкодження тканин підщеп при їх повертанні у захватах садильного апарата орієнтуючим пристроєм, необхідно поперечний переріз дроту робочої частини пружини орієнтуючого пристрою виготовити не у вигляді кола, а у вигляді еліпса шириною 4 мм та товщиною 2 мм.

2. Доведено, що при зміні форми поперечного профілю дроту пружини вхідні параметри процедури оптимізації форми її робочої частини не зміняться, зміниться тільки площа поперечного профілю дроту.

3. Для визначення необхідної притискної сили пружини зміненого поперечного перерізу на підщепи, що забезпечить максимальну стабільність процесу роботи орієнтуючого пристрою та мінімальний деформуючий вплив на провідні судини тканин підщеп необхідно провести додаткові експериментальні дослідження.

*Література*

1. *Чижигов І.О.* Удосконалення засобів механізації для садіння підщеп плодкових культур / *І.О. Чижигов* // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2009. - Вип.9, т.3. - С. 59-64.

2. Галузева програма розвитку садівництва України на період до 2025 року.-К.: [Б.в.], 2008.-76 с.

3. *Сафонов А.Ф.* Технологические параметры плодopитомнической сажалки МПП-4 / *А.Ф. Сафонов* // Техника в сельском хозяйстве.- 1992.- №4. -С. 20-21.

4. *Сафонов О.Ф.* Механізація вирощування плодкових саджанців / *О.Ф.Сафонов* // Техніка в АПК. – 1997. - №2. - С. 26-27.

5. *Чижигов І.О.* Функціональний аналіз конструкції машини для садіння підщеп плодкових культур / *Чижигов І.О., Антонова Г.В., Чижигов О.І.* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, т.2. – С. 150 - 156. - Режим доступу: [www.nbu.gov.ua/e-journals/nvt dau/2012\\_2/index.html](http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvt dau/2012_2/index.html).

6. *Чижигов І.О.* Модель оптимізації процесу садіння підщеп плодкових культур садильним апаратом дискового типу / *І.О. Чижигов* // Збірник наукових праць ІМТ НААН «Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві». – Вип. 1(9). – Запоріжжя, 2012. – С. 83-96.

7. Пат. на корисну модель № 59975 Україна, МПК А01С11/04. Садильний апарат дискового типу / *І.О. Чижигов, О.Г.Караєв.* - № 201012936; заявл. 01.11.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11.

8. *Караєв О.Г.* Обґрунтування параметрів орієнтуючого пристрою садильного апарата машини для садіння підщеп плодкових куль-

тур / О.Г. Караєв, І.О. Чижи́ков, В.В. Кузьмінов // Науковий вісник НУБІП України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – Київ, 2011.- Вип.166, ч.2.- С. 103-115.

9. Чижи́ков І.О. Результати лабораторно-польових випробувань макетного зразка секції машини для садіння підщеп плодових культур/ І.О. Чижи́ков // 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)

10. Бронштейн І.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов./ И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – 13-е изд., исправл. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 544 с.

11. Погорелов А.В. Дифференциальная геометрия / А.В. Погорелов. – М.: Наука, 1974. – 176 с.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ОРИЕНТИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ПОСАДОЧНОГО АППАРАТА МАШИНЫ ДЛЯ ПОСАДКИ ПОДВОЕВ ПЛОДОВЫХ КУЛЬТУР**

И.А. Чижи́ков

**Аннотация** – в статье приведено обоснование конструкции пружины ориентирующего устройства, используемого для поворота подвоев в захватах посадочного аппарата машины для посадки подвоев. Определены входные параметры для проведения процедуры оптимизации формы пружины устройства усовершенствованной конструкции.

## **INPUT DATA DEFINING FOR OPTIMIZATION MATHEMATICAL MODEL WORKING OUT FOR PLANTING MACHINE ORIENTING DEVICE FOR PLANTING STOCKS OF FRUIT CROPS**

I. Chizhykov

### **Summary**

The construction substantiation for spring orienting device being used for turning the stocks having been captured in the planting machine aggregate for stock planting has been given in the article. The input parameters for conducting the procedure with the device spring form of improved construction have been defined.



УДК 631.37

## ОБҐРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОСТІ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ САМОХІДНИХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ МОСТОВОГО ТИПУ

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 визначення енергонасиченості самохідних енерготехнологічних агрозасобів мостового типу.

**Ключові слова** – мостове землеробство, агрозасіб, енергонасиченість, баланс потужності.

*Постановка проблеми.* До пріоритетних напрямків розвитку галузі механізації, електрифікації і автоматизації сільськогосподарського виробництва можна віднести освоєння ґрунтоохоронних систем землеробства, енергозберігаючих технологій, створення принципово нових способів виконання технологічних операцій, які базуються на принципах мостової системи землеробства; автоматизація і роботизація сільськогосподарських процесів і т.д.

В багатьох наукових працях, наприклад [1-7], з розгляду проблем і перспектив розвитку сільського господарства сформульовані висновки про те, що сучасні технології вирощування культурних рослин, побудовані на традиційних, так званих, тракторно-комбайнових технологіях, вичерпали можливість подальшого вдосконалення. На думку багатьох учених всього світу постановка питання «обійтися без трактора» - є перспективою рішення проблем традиційних тракторно-комбайнових технологій.

Одним з технологічних і технічних рішень, запропонованих нами, як альтернативи традиційним тракторним технологіям, є використання спеціалізованих автоматизованих агромодулів – поlexодів [8].

*Постановка завдання.* Практична реалізація самохідних енерготехнологічних засобів на сільськогосподарських роботах потребує обґрунтування як величини її маси, так і необхідної потужності енергоустановки. З цією метою в роботі обґрунтовується енергонасиченість агрозасобів такого типу.

*Основна частина.* Суть роботи самохідних енерготехнологічних засобів при виконанні сільськогосподарської технологічної операції зводиться до наступного.

Енерготехнологічний агрозасіб 1 (рис. 1), представляє собою автоматизоване ширококолієне шасі мостового типу, і включає, насамперед, силові агрегати 2 для привода самохідного шасі 3 з рушіями, навісний механізм 4 для агрегатування сільськогосподарських знарядь 5, прилади керування рухом машини тощо.

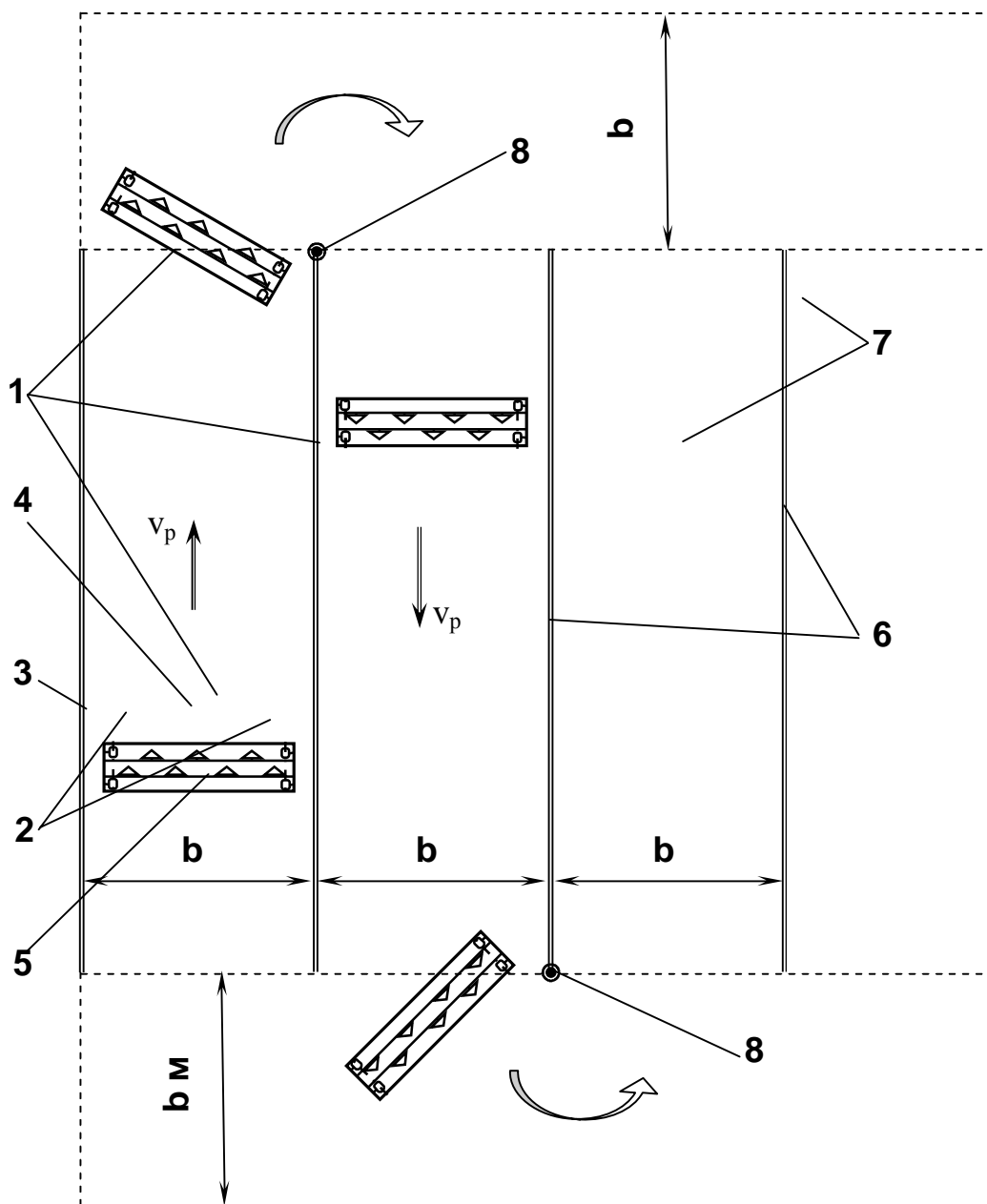


Рис. 1. Схема руху спеціалізованого автоматизованого агромодулю-полехіду при його роботі на полі.

Агрозасіб рухається по інженерній зоні 6 і виконує технологічні операції на агротехнічній зоні 7 поля. При досягненні агрозасобом кінця робочого гону його розворот здійснюється шляхом обертання на місці навколо центру повороту 8. Технічно такий принцип повороту на місці мостового засобу з некерованими колесами можна реалізувати за рахунок підйому одного з його бортів. І, опираючись на рушії іншого борту при їх русі, можна здійснити обертання навколо опори – центру розвороту. При такому способі розвороту здійснюється переміщення агрозасобу на наступну позицію за мінімальний проміжок часу, що підвищує продуктивність роботи. А ширина поворотної смуги дорівнює ширині його колії  $b$ , що дорівнює кроку смуг інженерної зони 6.

В рішенні задачі визначення енергонасиченості самохідного енерготехнологічного засобу складене рівняння балансу потужності, згідно якого потужність його енергоустановки (або енергоустановок) розподіляється між двома його бортами і, в певних випадках, можливий додатковий відбір потужності (через ВВП та інше):

$$N_e = N_{лб}/\eta_{тр.лб} + N_{пб}/\eta_{тр.пб} + N_{ВОМ}/\eta_{тр.вом}, \quad (1)$$

де  $N_e$  – потужність енергетична;

$N_{лб}$ ,  $N_{пб}$ ,  $N_{ВОМ}$  – потужність на лівий і правий борта, додатковий відбір потужності (через ВВП і др.);

$\eta_{тр.лб}$ ,  $\eta_{тр.пб}$ ,  $\eta_{тр.вом}$  – ККД приводу лівого і правого бортів, ВВП.

Для сталого режиму руху агрозасобу зі швидкістю  $V$  необхідна потужність для лівого і правого бортів, визначається за рівняннями:

$$\begin{aligned} N_{лб} &= P_{f лб} \cdot V + P_{k лб} \cdot V_{т.лб} \cdot \delta_{лб} + P_{кр.лб} \cdot V; \\ N_{пб} &= P_{f пб} \cdot V + P_{k пб} \cdot V_{т.пб} \cdot \delta_{пб} + P_{кр.пб} \cdot V, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $P_{f лб}$ ,  $P_{f пб}$  – сили опору перекочування рушіїв лівого і правого бортів;

$P_{k лб}$ ,  $P_{k пб}$ ,  $P_{кр.лб}$ ,  $P_{кр.пб}$  – дотичні і крюкові сили тяги, які розвиваються рушіями лівого і правого бортів;

$V_{т.лб}$ ,  $V_{т.пб}$ ,  $\delta_{лб}$ ,  $\delta_{пб}$  – теоретичні швидкості руху і буксування рушіїв лівого і правого бортів.

Приймаючи до уваги примірну рівність зчіпних і експлуатаційних мас повнопривідних енергетичних засобів, відповідно до теорії трактора, дотичні сили тяги, сили опору перекочування і теоретичні швидкості руху визначаються за рівняннями:

$$\begin{aligned} P_{k лб} &= P_{f лб} + P_{кр.лб}; & P_{f лб} &= f \cdot M_{лб} \cdot g; \\ P_{k пб} &= P_{f пб} + P_{кр.пб}; & P_{f пб} &= f \cdot M_{пб} \cdot g; \\ V_{т.лб} &= V/(1 - \delta_{лб}); & V_{т.пб} &= V/(1 - \delta_{пб}), \end{aligned} \quad (3)$$

де  $M_{лб}$ ,  $M_{пб}$  – зчіпна вага, яка приходить на лівий і правий борт;

$f$  – коефіцієнт опору перекочування;

$g$  – прискорення вільного падіння.

Виходячи за умов зчеплення рушіїв із ґрунтом, тягове зусилля агрозасобу, яке він може розвинути визначається за рівнянням:

$$P_{кр} = M_T \cdot g \cdot (\lambda_k \cdot \varphi_k - f), \tag{4}$$

де  $\lambda_k$  – коефіцієнт навантаження ведучих коліс;

$\varphi_k$  – коефіцієнт зчеплення.

Механічний ККД привода лівого і правого бортів визначається за умови:

$$\eta_{тр.лб} = \eta_{тр.пб} = \eta_{цил}^n \cdot \eta_{кон}^m \cdot \eta_{цеп}^k \cdot \eta_{рем}^l, \tag{5}$$

де  $\eta_{цил}$ ,  $\eta_{кон}$  – ККД циліндричної і конічної пари шестірень;

$\eta_{цеп}$ ,  $\eta_{рем}$  – ККД ланцюгової і ременної передачі;

$n$ ,  $m$ ,  $k$ ,  $l$  – відповідно кількість пар шестірень і передач.

Після підстановки рівнянь (2-4) в (1) та певних перетворювань рівняння балансу потужності прийняло наступний вид:

$$Ne = \frac{V}{\eta_{тр.лб}} \cdot g \cdot Me(f(1+\delta_H/(1-\delta_H)) + (\lambda_k \cdot \varphi_k - f)(\delta_H/(1-\delta_H)+1)) + N_{ВОМ}/\eta_{тр.вом}. \tag{6}$$

Отримане рівняння балансу потужності (6) враховує, таким чином, не тільки вплив тягового навантаження самохідного агрозасобу, додатковий відбір потужності і ґрунтові умови, але і особливості його конструктивної схеми.

Виходячи за умов руху самохідного енерготехнологічного засобу по твердому вирівняному ґрунту слідів технологічної зони поля значення показників для розрахунку рівняння (6) прийняті наступні:  $f = 0,05$ ,  $\varphi_k = 0,7$ ,  $\delta_H = 14\%$ ,  $\lambda_k = 1$ ,  $\eta_{тр.лб} = \eta_{тр.пб} = 0,941$ ,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Величину енергонасиченості представимо у функції від робочих швидкостей руху (рис. 2).

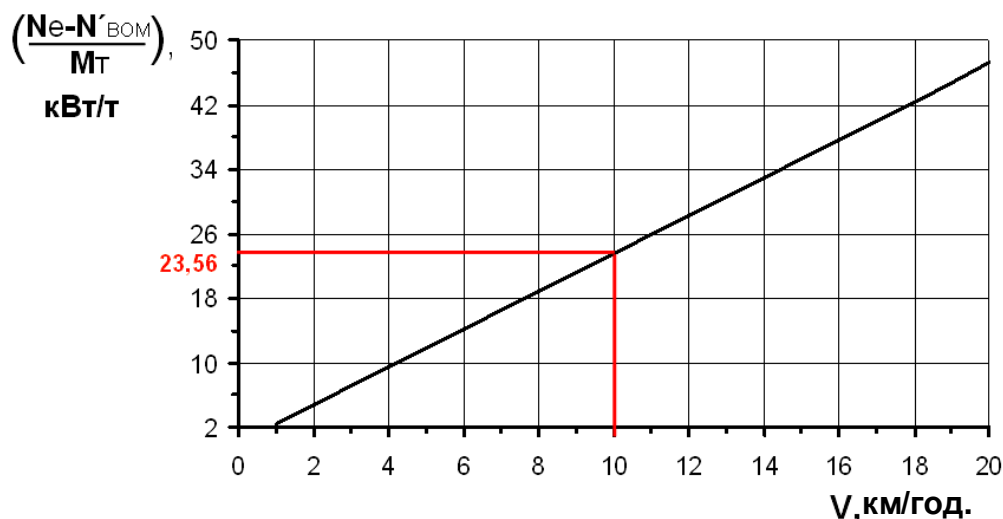


Рис. 2. Енергонасиченість агрозасобу без додаткового відбору потужності ( $N'_{ВОМ} = N_{ВОМ}/\eta_{тр.вом}$ ) в залежності від швидкості руху.

По нашій прогностичній оцінці практична реалізація самохідних енерготехнологічних засобів буде відбуватися поетапно. На першому етапі, з енергетичної точки зору, робочі швидкості будуть не вище 10 км/год, що властиво більшості сучасних сільськогосподарських машин. Величина енергонасиченості, без урахування додаткового відбору потужності від енергоустановки, при цьому становить 23,5 кВт/т (див. рис. 2). Отримане значення вписується в концепцію прогностичного розвитку енергетичних засобів сільськогосподарського виробництва НАТІ [1], відповідно до якої ріст енергонасиченості енергозасобів буде спостерігатися при еволюційній зміні тракторів тягово-енергетичної концепції стаціонарними.

У недалекому майбутньому реальна можливість заміни робочих органів сільськогосподарських знарядь принципово новими, які здатні працювати на більш високих швидкостях, що потребує пропорційного збільшення енергонасиченості енергозасобів. Із цією метою залежність енергонасиченості агрозасобу від швидкості апроксимована лінійним функціональним рівнянням:

$$\frac{N_e}{M_T} = 2,3562 \cdot V + \frac{N'_{\text{ВОМ}}}{M_T} \quad (7)$$

Кінцеве значення енергонасиченості по (7) буде залежати від величини додаткового відбору потужності  $N'_{\text{ВОМ}}$ , значення якої ще необхідно обґрунтувати.

Представлена залежність (рис. 3) енергонасиченості від питомої величини додаткового відбору потужності на 1 т експлуатаційної маси агрозасобу має практичну цінність в розрахунках оптимальної маси самохідних енерготехнологічних засобів мостового типу.

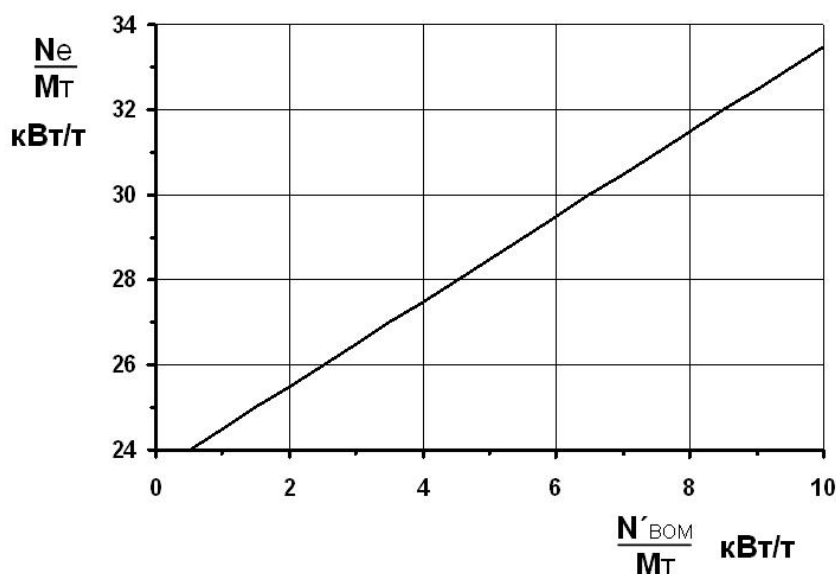


Рис. 3. Залежність енергонасиченості агрозасобу від величини додаткового відбору потужності на 1 т експлуатаційної маси для робочих швидкостей руху не більше 10 км/год.

Номінальне тягове зусилля, що при цьому розвиває агрозасіб, у функції від експлуатаційної маси представлено залежністю на рис. 4.

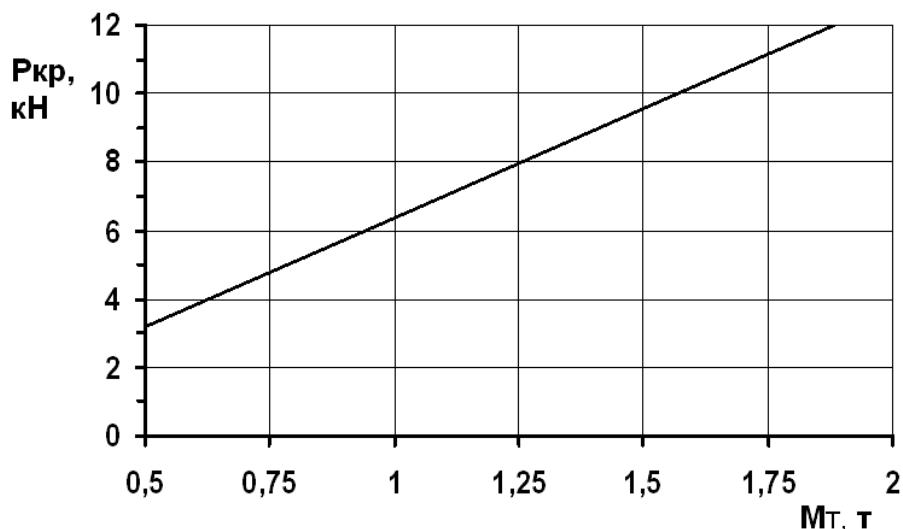


Рис. 4. Номінальне тягове зусилля, що розвиває енерготехнологічний засіб при достатньому зчепленні його рушіїв із ґрунтом і буксуванні не більше допустимого.

Науково-практична цінність функціональної залежності, яка представлена на рис. 4 показує, що на кожен тону експлуатаційної маси самохідний енерготехнологічний засіб зможе розвивати тягове зусилля в 6,37 кН.

*Висновки.* Отримане рівняння балансу потужності (6) враховує не тільки вплив тягового навантаження самохідного енерготехнологічного агрозасобу мостового типу, додатковий відбір потужності і ґрунтові умови, але і особливості його конструктивної схеми.

Виходячи за умов руху агрозасобу по твердому вирівняному ґрунту слідів технологічної зони поля величина його енергонасиченості дорівнює 23,5 кВт/т для робочих швидкостей руху в межах 10 км/год. При цьому, на кожен тону експлуатаційної маси самохідний агрозасіб зможе розвивати тягове зусилля в 6,37 кН за умови достатнього зчеплення його рушіїв із ґрунтом.

#### Література

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

2. Ксєневич І.П. Технологические основы и техническая концепция трактора второго поколения / Кутьков Г.М. // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1982. №12.

3. Скуратович А. Не давите мужики! Не давите!.../ Обзор: Как выращивать растения и не утаптывать почву. – Сайт



METODOLOG.RU. – Размещено на сайте 07.02.2008 <http://www.triz-profi.com>.

4. Дринча В.М. Стратегические вопросы развития аграрной инженерии / Дринча В.М. // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 2002.-№1.-С.12-17.

5. Блюков О.Н. Проблемы повышения эффективности научно-технического прогресса в сельском хозяйстве / Блюков О.Н., Косачев Г.Г. // Механизация и электрификация сельского хозяйства.-1986.-№6.-С.17-20.

6. Улексин В.А. Мостовое земледелие. Монография / Улексин В.А. – Днепропетровск: Пороги, 2008.-224 с.

7. Подборка о машинах для мостового земледелия по страницам иностранных журналов // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 1990.-№2.-С.51-54.

8. Кувачов В.П. Електрифікований агро модуль – ефективне рішення проблем механізації с.-г. виробництва / Кувачов В.П., Куценко Ю.М., Ковальов О.В. // Праці ТДАТУ. - 2012. - Вип. 12, том 2. – С.86-92.

## **ОБОСНОВАНИЕ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ САМОХОДНЫХ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ МОСТОВОГО ТИПА**

*В.П. Кувачев*

**Аннотация** – в работе представлена методика определения энергонасыщенности самоходных энерготехнологических агросредств мостового типа.

## **JUSTIFICATION POWER SATURATION IS AGRICULTURAL SELF-PROPELLED OVERHEAD TRAVELING MEANS**

V. Kuvachov

### *Summary*

**The paper presents a method of determining the power saturation of agricultural self-propelled overhead traveling means.**



УДК 631.354

## ОБРАБОТКА ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР И АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ ДВИЖЕНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Аюбов А.М., к.т.н.,

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Антощенко В.Н., к.т.н.

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

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

**Аннотация** – в статье рассматривается анализ точности вождения машинно-тракторного агрегата под воздействием различных дестабилизирующих факторов с различными орудиями пропашных культур (навесными, полунавесными, прицепными на междурядной обработке).

**Ключевые слова** – точность вождения, пропашная культура, пропашной МТА, междурядная культивация.

*Постановка проблемы.* При решении проблемы точности движения машинно-тракторного агрегата обычно решается задача повышения их функциональной точности, при которой оценивается отклонение параметров (погрешностей) системы от их расчётных (номинальных) значений, возникающих под воздействием различных дестабилизирующих факторов. При этом изучается выходной параметр  $x$  системы, являющийся решением функциональной задачи в соответствии с целевым назначением технической системы в целом или её составных частей, характеризующихся характеристиками входных сигналов  $S$  и параметров схемных элементов системы  $q$ . В соответствии с этим модель системы строится в виде функциональной зависимости

$$x = J(Sq). \quad (1)$$

Зависимость (1) в общем случае отличается от требуемой. Для оценки системы правильности воспроизведения зависимости (1) вводится понятие идеальной технической системы, которая воспроизводит заданную функцию с абсолютной точностью. В такой технической системе связь между наилучшими расчётными (номинальными значениями) выходного параметра  $x_n$  и характеристик первичных величин  $S_n$  и  $q_n$  представляет собой заданную зависимость

$$x_n = J_n(S_n, q_n) \quad (2)$$

В действительности идеальной технической системы не существует, т.к. при создании любой системы и в процессе её эксплуатации возникают различные отклонения величин  $S$  и  $q$  от номинальных значений. Степень отличия реальной технической системы от её идеальной модели оценивается функциональной погрешностью

$$\Delta x = x - x_n, \quad (3)$$

характеризующей точность воспроизведения заданных функций.

Таким образом, по зависимости (3) для любой технической системы можно оценить её функциональную точность, под которой понимается способность системы удерживать с определённой степенью близости значения своих параметров около таких значений; при которых система функционирует идеальным образом.

При определении функциональной точности движения тракторного агрегата с различными рабочими орудиями (навесные, полунавесные, прицепные) оценивается отклонение траектории движения агрегата от заданного направления движения, например, при междурядной обработке пропашных культур от обрабатываемого ряда.

*Анализ исследований и публикаций.* В общем случае движения тракторного агрегата с навесной машиной (орудием) её боковое смещение ограничивается жёсткой связью с трактором. Это подтверждают экспериментальные исследования с колёсными тракторами [1]. Для полунавесных прицепных агрегатов разность между заданным и фактическим курсом в значительной мере зависит от типа машин и состояния почвы. Для данных агрегатов точка 3 (рис.1) постоянно находится на траектории  $f(x)$  его кинематического центра, а точка 4 – на траектории движения центра машины [2].

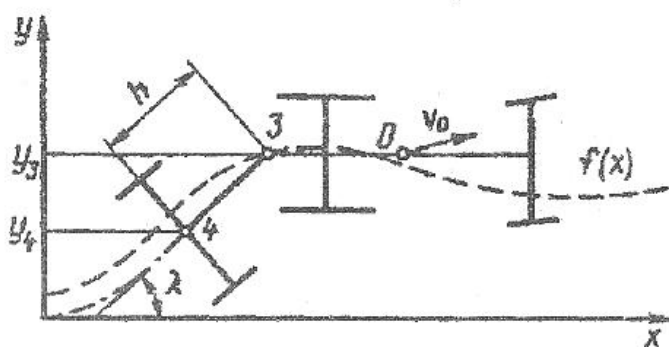


Рис. 1. Схема движения полунавесного агрегата по заданному курсу  $f(x)$ .

*Формулирование целей статьи.* Провести теоретический анализ точности движения машинно-тракторного агрегата при междурядной обработке пропашных культур.

*Основная часть.* Взаимосвязь траектории  $f(x)$  трактора и точки 4 рабочего орудия при равномерной скорости  $V_0$  движения агрегата ха-

рактизуется нелинейным дифференциальным уравнением первого порядка

$$\dot{y}h^2 - \dot{y}^2[f(x)-y]^2 - [f(x) - y]^2 = 0, \quad (4)$$

где  $h=l_{34}$  – расстояние между точкой прицепа и центром машины, м.

Общее решение уравнения невозможно, т.к. число функций  $f(x)$  не ограничено. Поэтому в практических целях рассматривают скачкообразные, пилообразные и гармонические изменения входного сигнала.

При оценке функциональной точности движения машинно-тракторного агрегата при междурядной обработке сахарной свеклы рассматриваются, в основном, гармонические изменения входного сигнала. В этом случае траектория входного рядка сахарной свеклы представляется условно тремя гармоническими, наложенными друг на друга кривыми линиями [3]. Основная кривая обусловлена не прямолинейностью движения тракторного агрегата, имеет длину 100...250 м, и амплитуду – около 0,5 м. Средние гармоники с длиной перехода 17...30 м и амплитудой около 100 мм обусловлены, в основном, колебаниями сеялки относительно линии тяги трактора. Малые гармоники, обусловленные преимущественно поперечными колебаниями сошников сеялок, имеют период 4...12 и амплитуду 10...60 мм. Кроме того, на двух метровой длине можно обнаружить разбросы осей растений до 30 мм в каждую сторону, обусловленные не точным высевом.

В общем случае гармоническое изменение траектории наблюдается, когда  $f(x)=\sin\lambda$  [2]. Для данного случая в соответствии с (4) уравнение движения агрегата записывается в виде:

$$\dot{y}h^2 - \dot{y}^2[\sin \lambda - y]^2 - [\sin \lambda - y]^2 = 0, \quad (5)$$

Решение уравнения (5) при различных частотах и амплитудах гармонического изменения траектории подтвердило большое влияние параметра  $h$  на отклонение от курса движения тракторного агрегата.

При заданных начальных условиях, обусловленных агротехническими требованиями, для прицепных и навесных машин в диапазоне частот 0,5..50 с<sup>-1</sup> сдвига максимальных амплитуд не выявлено. При корректировании курса движения тракторного агрегата можно принять, что выходной параметр в ожидаемом диапазоне частот (0,08≤9≤105 Гц) изменяется по экспоненте.

Кроме постоянно действующих на тракторный агрегат гармонических входных сигналов при обработке пропашных культур возможно скачкообразное (ступенчатое) изменение траектории движения, вызванное наездом на препятствие, кратко временной корректировкой оператором направления движения и т.д. В этом случае при  $t \approx 0$  полунавесная или прицепная машина отклоняется от продольного направ-

ления движения на  $h/2$ . Динамику агрегата для данного случая по уравнению (4) можно оценить по уравнению [2].

$$\dot{y}^2(h^2 - y^2) = 0. \tag{6}$$

При  $\frac{dy}{dx} = \left(\frac{h^2}{y^2} - 1\right)^{1/2}$

$$x = h \cdot \ln[h \pm (h^2 - y^2)^{1/2}] - y \pm (h^2 - y^2)^{1/2}. \tag{7}$$

Для прицепного орудия с увеличением длины прицепного звена  $h$  увеличивается путь, необходимый для выравнивания направления движения агрегата (рис 2).

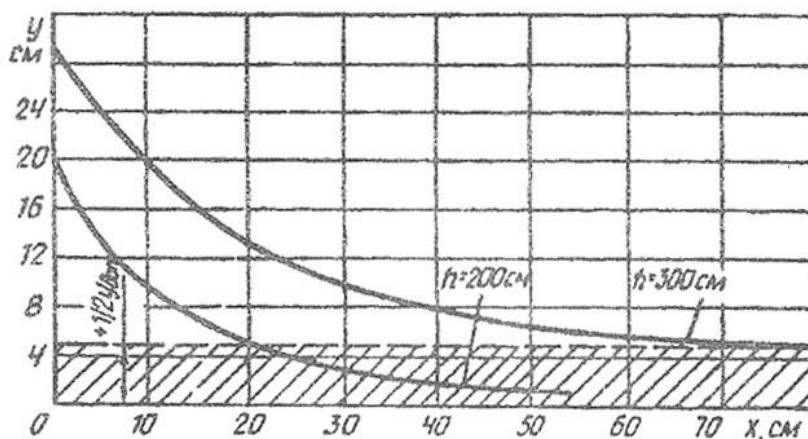


Рис. 2. Зависимость отклонения у центра прицепного звена от его длины  $h$  и пути  $x$  при выравнивании направления движения.

Анализ динамики агрегата с навесной или полунавесной машиной показал, что при скачкообразном воздействии траектория движения агрегата может быть описана дифференциальным уравнением первого порядка.

При исследовании динамики тракторного агрегата, существенно влияющей на точность его движения, агрегат рассматривается как система, работающая в условиях изменяющихся внешних воздействий, обусловленных разнообразными факторами [4]. Такими факторами являются: неровности поверхности поля, физико-механические свойства почвы, биологический урожай и т.д. В этом случае функционирование тракторного агрегата необходимо рассматривать как реакцию на внешние возмущения и управляющие воздействия. В качестве входных переменных принимаются все внешние возмущения (условия работы) и управляющие воздействия (со стороны водителя или управляющих свойств), характеризующиеся конкретными физическими величинами (силы, моменты сил, перемещения и т.д.), а выходных параметров – совокупность параметров, которые определяют качество работы машины, энергетические и технологические показатели и т.д.

*Выводы.* При заданных начальных условиях, обусловленных агротехнологическими требованиями для прицепных и навесных машин в диапазоне частот  $0,5 \dots 50 \text{с}^{-1}$  сдвигамаксимальныхамплитуд не выявлено. При корректировании курса движения тракторного агрегата выходной параметр в ожидаемом диапазоне частот изменяется по экспоненте. Для прицепного орудия с увеличением прицепного звена  $h$ , увеличивается путь, необходимый для выравнивания направления движения агрегата.

#### *Литература*

1. Kollar L. Beitrag zur Automatisierung der Lenkung zweigliedriger allradangetriebener Aggregate auf nachgiebigen Boden: Diss. Dr. – Vagdebubg. 1976. 128 s.

2. Автоматизация в растениеводстве /С.А. Иофинов, Л. Коллар, П. Оберлэндер и др. – М.: Агропромиздат, 1992. – 239 с.

3. Кузьминов В.Г. Статистический анализ прямолинейности рядков свеклы / В.Г. Кузьминов, А.А. Покуса, М.З. Иоффе / Мех. и электр. соц. сел. хоз-ва. – 1976. - №12. - с. 41-42 с.

4. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления / А.Б. Лурье, Н.С. Нагорский, В.Г. Озеров и др. Под ред. А.Б. Лурье.- Л.: Колос, Ленинградское отделение, 1979. – 312 с.

## **ОБРОБКА ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР І АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ**

А.М.Аюбов, В.Н.Антощенко

*Анотація* – у статті розглянуто аналіз функціональної точності водіння машинно-тракторного агрегату під впливом різних дестабілізуючих чинників з різними знаряддями (начіпними, напівначіпними, причіпними) при міжрядній обробці просапних культур.

## **TREATMENT OF TILLED CROPS AND ANALYSIS OF ITS ACCURACY MOVEMENT OF MACHINE-TRACTOR UNIT**

A.Ayubov, V.Antoshenkov

#### *Summary*

**In the article the analysis of the functional precision driving machine-tractor unit under the influence of various destabilizing factors with different guns (mounted, naplanie, trailer) in the inter-row treatment of tilled cultures.**



УДК 631.354.2

## АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ СЕПАРАЦІЇ ОБЧІСАНОГО ВОРОХУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР

Шокарев О.М., к.т.н.,

Шокарев О.О., асп.<sup>1</sup>Шегеда К.О., асп.<sup>2</sup>*Тайврійський Державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-20-74

**Анотація** – для вибору типу сепаратора обчесаного вороху представлені результати аналізу сепаруючих пристроїв комбайнів обчисувального типу. Представлені сепаратори з використанням повітряного потоку та електростатичний сепаратор. В статті встановлено подальший напрямок досліджень.

**Ключові слова** – обчисування рослин на корені, сепарування, обчесаний ворох, насіння, електростатичний сепаратор.

*Постановка проблеми.* В усіх галузях сільськогосподарської та харчової промисловості необхідне очищення насіння і зерна, які були отримані з поля, щоб привести їх якість у відповідність до споживчих стандартів, визначених державою. Одним з перспективних напрямів отримання насіння і зерна є збирання зернових культур методом обчисування рослин на кореню (рис. 1), який дозволяє в декілька раз підвищити продуктивність комбайнів при істотному зниженні їх енергоємності і металоємності [1].

Відмінність даного способу полягає в тому, що пристрій, який обчисує, навішений на комбайн замість жатки, виконує обмолот сільськогосподарських культур на корені з наступним збиранням і доопрацюванням обчесаного вороху в комбайні.

Незернова частина врожаю (обчисані стеблини) до молотильно-сепарувального обладнання комбайну не надходить, в результаті чого досягається істотне підвищення пропускнуєї спроможності комбайну.

Переваги даного способу перед традиційним прямим комбайнуванням полягають у наступному: підвищення продуктивності збирання культур; зменшення втрат зерна; зменшення енергоємності ком-

---

© Шокарев О.М., Шокарев О.О., Шегеда К.О.

<sup>1</sup>Науковий керівник – к.т.н., доц. Кюрчев С. В.

<sup>2</sup>Науковий керівник – к.т.н., проф. Рогач Ю. П.

байна; скорочення строків збирання та звільнення поля під врожай майбутнього року.

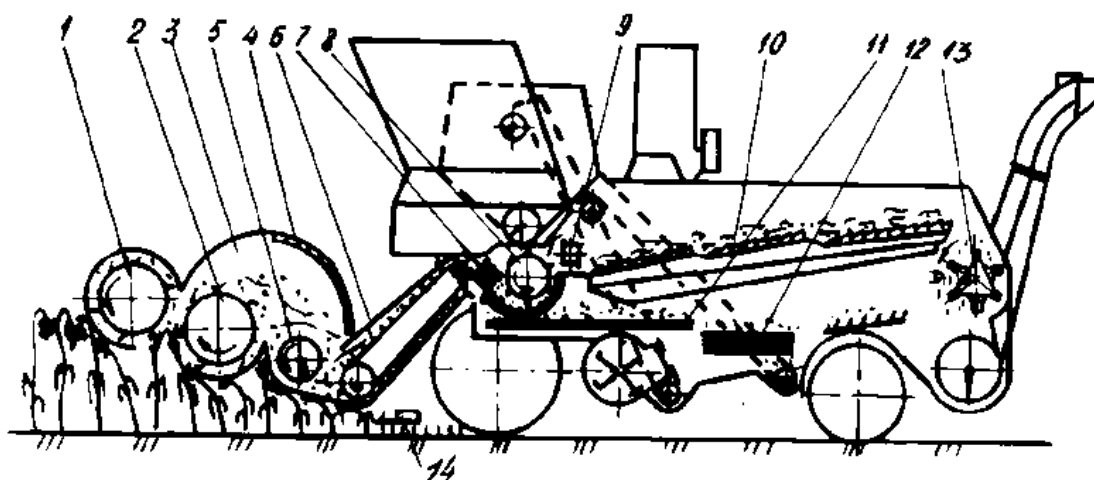


Рис. 1. Схема експериментального комбайну обчисувального типу: 1, 2 – барабани; 3 – обчисувальна камера; 4 – сітка; 5 – шнек; 6 – похила камера; 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 – елементи молотильно-сепаруючого пристрою, 14 – різальний пристрій.

Але для підвищення надійності технологічного процесу отримання насіння і зерна треба підвищити, в першу чергу, надійність процесу сепарування обчисаного вороху.

*Формулювання цілей статті.* Дана стаття присвячена обґрунтуванню подальшого напрямку досліджень сепарації насіння сільськогосподарських культур, яке отримане методом обчисування рослин на корені. Отримання насіння та зерна розглядається як система, яка включає збирання врожаю та його сепарацію різними методами та типами сепараторів, а також їх взаємозв'язок.

*Аналіз останніх досліджень.* Проведені в лабораторії ТДАТУ польові дослідження довели, що обчисаний ворох рису, який потрібно сепарувати, складається на 80...90% з вільного зерна, 5...15% зерна в колоссях (мітелках) і до 10% полови [2, 3, 4].

Однією з істотних переваг методу обмолоту зернових культур на корені, як показали лабораторно-польові дослідження обчисувальних пристроїв, являється значне зниження травмування зерна у порівнянні з існуючими способами збирання [2, 3].

Ця перевага обмолоту на корені важлива при збиранні насінних і селекційних посівів, так як підвищене травмування зерна при обмолоті зернових культур дуже впливає на їх лабораторну і польову схожість. Низька схожість насіння приводить до збільшення норм висіву і, відповідно, до неповоротних втрат зерна.



Таким чином, обчісування зернових культур та рису на корені експериментальною установкою дозволяє майже в два рази збільшити польову схожість насіння. Аналогічні результати отримані і при визначенні польової схожості зернового сорго. Це свідчить про те, що при збиранні насінних і селекційних посівів зернових культур доцільно використовувати метод обмолоту їх на корені [1,2,3,4].

*Основна частина.* В лабораторії ТДАТУ при дослідженні методу обмолоту рослин на корені багато уваги приділялося сепарації обчісаного вороху в повітряному потоці. Розглянемо декілька польових експериментальних установок.

Результати проведених досліджень установки «Ураган-1» (рис. 2) показали, що навіть при оптимальних параметрах і режимах роботи обчісувального пристрою загальні втрати зерна були в межах 2,0...3,0%, що недостатньо відповідає агротехнічним вимогам.

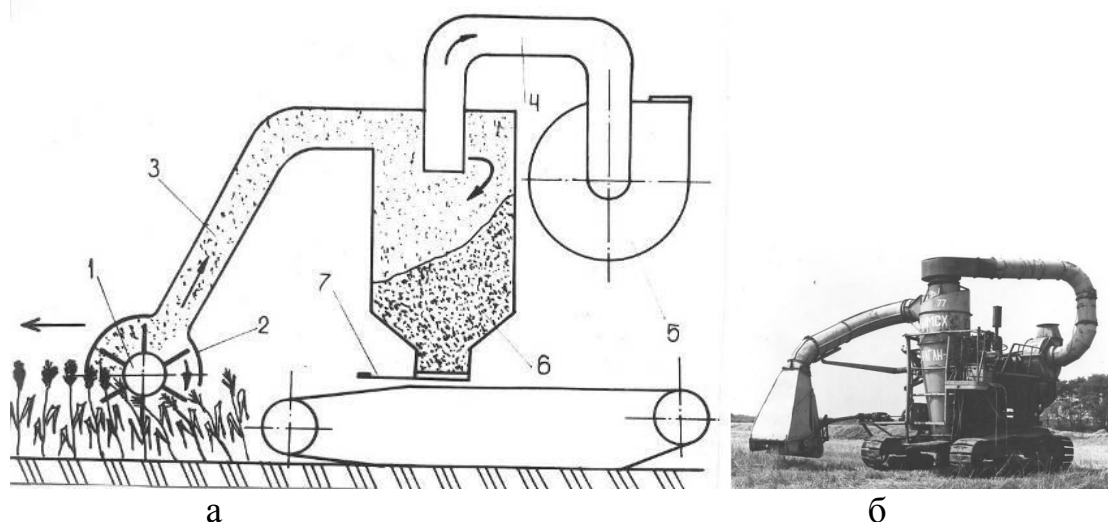


Рис. 2. Польова експериментальна установка «Ураган-1»: а – технологічна схема; б – загальний вид; 1 – обчісувальний барабан; 2 – приймальна камера; 3 – матеріалопровід; 4 – повітряпровід; 5 – вентилятор; 6 – віддільник; 7 – заслінка

Основною причиною підвищених втрат даною установкою була мала швидкість ( $V_n = 8,2$  м/с) всмоктувального повітряного потоку в зоні очосу, що не відповідало кращому режиму роботи ( $V_n=10...11$  м/с) пневмотранспортної системи, отриманої в лабораторних умовах. Тому з урахуванням отриманих позитивних результатів досліджень була розроблена польова установка «Ураган-4» (рис. 3).

Конструктивною відмінністю установки «Ураган-4» від «Ураган-1» являлось: збільшення ширини захвату до 2,2 м, заміна віддільника циклонного типу на інерційний і наявність різального апарату для зрізання обчісаних стеблин.

Ціллю даних досліджень являлось подальше зниження втрат зерна при обчисуванні рослин на корені і підвищенню змісту вільного зерна в обчисаному вороху за рахунок збільшення швидкості всмоктувального повітряного потоку зерна в зоні очосу до 10...11 м/с.

Дослідження показали, що збільшення швидкості всмоктувального повітряного потоку до 10...11 м/с знижає втрати зерна до 1,0%.

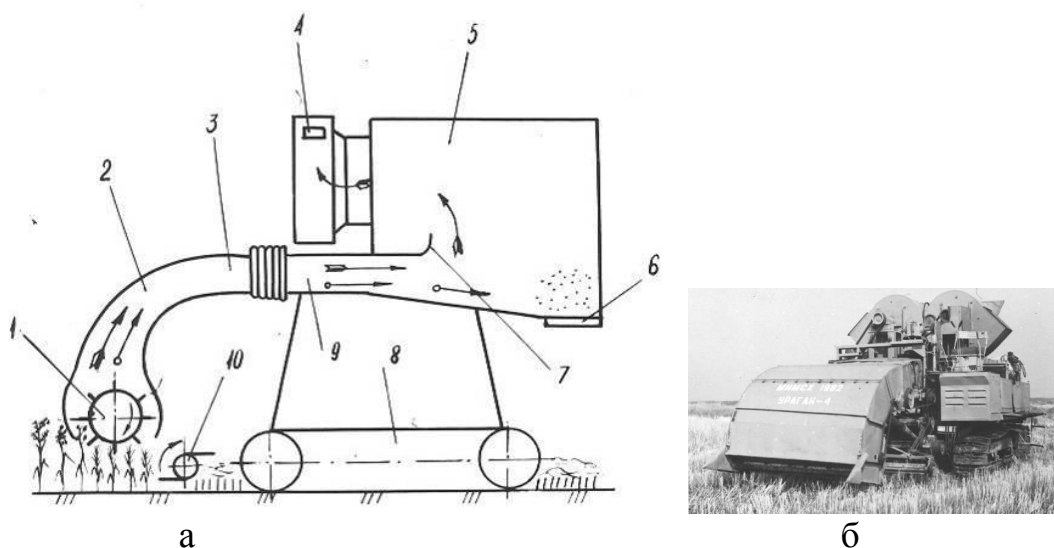


Рис. 3. Польова експериментальна установка «Ураган-4»: а – технологічна схема; б – загальний вид; 1 – обчисувальний барабан; 2 – приймальна камера; 3 – матеріалопровід; 4 – вентилятор повітряпровод; 5 – віддільник; 6 – клапан; 7 – відсікач; 8 – шасі; 9 – матеріалопровід; 10 – різальний апарат.

Польова експериментальна установка з двокамерним обчисувальним пристроєм на базі комбайну СКД-5Р «Сибиряк» (рис. 4) шириною захвату 2 м складається з обчисувального барабану 1, приймальної камери 2, камери для підйому полеглих стеблин 3 з щітками, що регулюються 4 і 5, заслінки 6 для змінення співвідношення швидкостей повітряних потоків в камерах, інерційного віддільника 7 зі шлюзовим затвором 8, збірника для продуктів обмолоту 9, вентилятора 11, уловлювача мілких домішок 12 і різального апарату 10 для зрізання і укладки соломи у валок.

Технологічний процес установки відбувався наступним чином. При русі установки всмоктуючий повітряний потік в підіймальній камері 3 підіймає полегли стеблини і приводе їх в приймальну камеру 2, де вони обмолочуються обчисувальним барабаном 1. Продукти обмолоту, відбиваючись від передньої стінки, транспортуються повітряним потоком з приймальної камери 2 у віддільник 7. Швидкість повітряного потоку у віддільнику значно менша, чим швидкість витання продуктів обмолоту, і тому вони осаджуються у шлюзовий затвор 8, який

подає їх у збірник 9. Легкі соломисті домішки викидаються вентилятором 11 і збираються в уловлювачі 12. Стеблини після очісувального пристрою зрізуються різальним апаратом 10 і укладаються у валок.

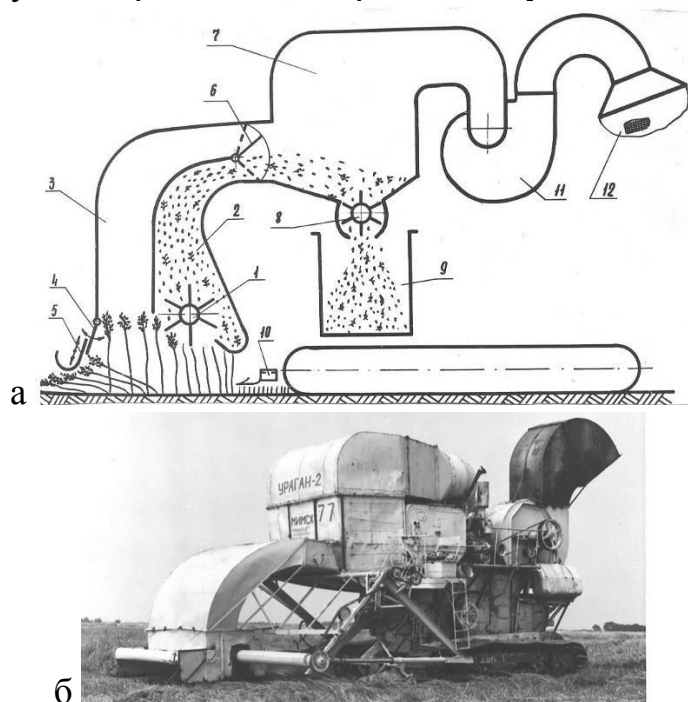


Рис. 4. Польова експериментальна установка з двокамерним обчісувальним пристроєм: а – технологічна схема; б – загальний вид; 1 – обчісувальний барабан; 2 – приймальна камера; 3 – підймальна камера; 4,5 – регулювальні щітки; 6 – заслінка; 7 – віддільник; 8 – шлюзовий затвор; 9 – збірник зерна; 10 – різальний апарат; 11 – вентилятор; 12 – уловлювач мілких соломистих домішок.

Швидкість повітряного потоку в підймальній камері встановлювалась 20 м/с, а в очісувальній (приймальній) – 10 м/с.

На установці (рис. 4) шляхом заміни всмоктувального патрубку була перевірена і роботоспроможність однокамерного обчісувального пристрою.

Швидкість повітряного потоку в зоні очосу встановлювалась 15...20 м/с, а інші параметри залишалися без змін. Дослідження показали, що даний пристрій також успішно підіймає полегли стеблини та обчісує їх.

Але, так як продукти обмолоту з більшою швидкістю (більш 20 м/с) надходять у віддільник, частина зерна, яка не відокремилась в ньому, викидається вентилятором разом з повітряним потоком і збільшує тим самим втрати.

Дослідження довели, що швидкість витання окремих частинок обчісаного вороху знаходиться у межах 2,0...8,0 м/с. При розрахунку

пневматичного транспортування вороху слід швидкість повітряного потоку, що підводиться в зону очосу, приймати рівною 1,2...1,3 від швидкості витання зерен.

Обчісувальні пристрої, які працюють як з всмоктувальним повітряним потоком при збиранні і транспортуванні продуктів обмолоту, так і без нього, показали задовільну технологічну надійність. Обмолот рослин проходив якісно, без забивання робочих органів та істотно не залежав від їх вологості.

Загальні втрати зерна при оптимальному режимі роботи склали 1,2...2,0%, в тому числі необчісаним колоссям – 0,3...0,6% і осипом – 0,9...1,6%.

Використання всмоктувального повітряного потоку було враховано і під час розробки соргозбиральної установки з вальцьовим обчісувальним пристроєм вальцевого типу (рис. 5).

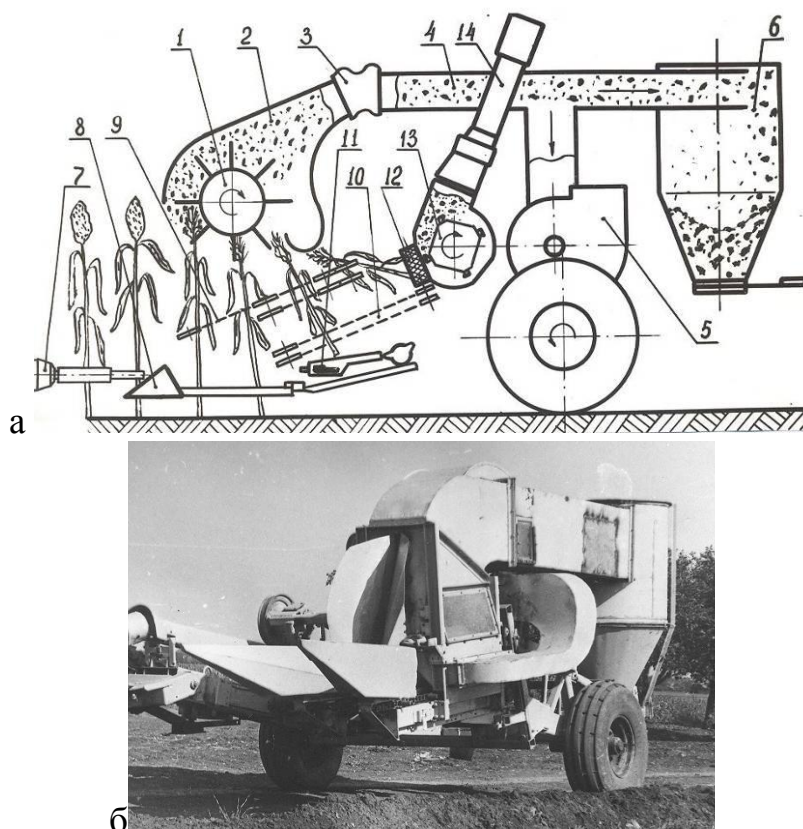


Рис. 5. Соргозбиральна установка з вальцьовим обчісувальним пристроєм, який використовує всмоктувальний повітряний потік: а – технологічна схема; б – загальний вид; 1 – обчісувальний барабан; 2 – приймальна камера; 3 – гнучке кільце; 4 – матеріалопровід; 5 – вентилятор; 6 – віддільник; 7 – вал відбору потужності; 9 – направляючі ланцюги; 10 – подавальний транспортер; 11 – різальний апарат; 12 – затискні пальці; 13 – подрібнювач стеблин; 14 – матеріалопровід для подачі подрібненої маси.

В лабораторії ТДАТУ, при дослідженні методу обмолоту рослин на корені розглядалася не тільки комбайнова технологія, а і технологія зі збиранням обчісаного вороху («невійки») та доопрацюванням його на стаціонарі.

Основною збиральною машиною в цій технології являється польова машина, яка обмолочує зернові культури і збирає обчісаний ворох в причіпний візок.

Така збиральна машина МПУ-5 була розроблена у лабораторії збиральних машин ТДАТУ (рис. 6). Вона складається з енергозасобу КПС-5Г, обчісувального пристрою з бітером-відбивачем шириною 5 метрів і пневмотранспортної системи.

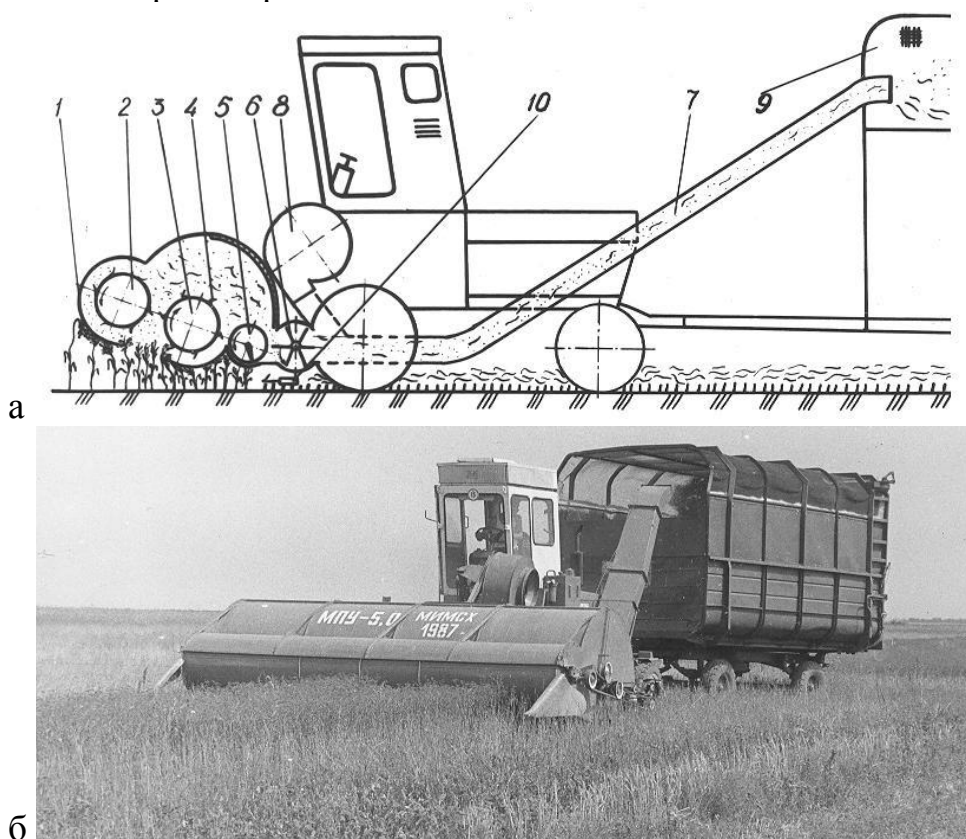


Рис. 6. Польова збиральна машина МПУ-5: а – технологічна схема; б – загальний вид; 1 – корпус; 2 – обчісувальний барабан; 3 – обчісувальний барабан; 4 – гребінка; 5 – шнек; 6 – приймальна камера; 7 – матеріалопровід; 8- вентилятор; 9 – причіп; 10 – різальний апарат.

Технологічний процес роботи МПУ-5 відбувається наступним чином. При поступальному русі машини обчісуючий пристрій обмолочує рослини і подає обчесаний ворох в зону роботи безпальцевого шнека, який звужує цей потік і направляє його до бітера, який обертається. Від бітера обчесаний ворох надходить до пневмосистеми і транспортується повітрям у причіпний візок, який за мірою заповнення

вивозять на стаціонарний пункт, де обчесаний ворох доопрацьовується. Обмолочені стеблини необхідно зрізати після обчісувального пристрою і укладати їх у валок.

Дослідження МПУ-5, які були проведені на збиранні пшениці та рису, довели, що технологічний процес протікає стійко, підвищується продуктивність збирання і знижуються втрати зерна. Питома щільність обчесаного вороху, що надходить до візка, складає 90...200 кг/м<sup>3</sup>, це значно підвищує ефективність транспортних перевезень при індустріальній технології.

Розроблені обчісувальні пристрої можуть використовуватись при збиранні інших культур, якщо їх фізико-механічні якості близькі до фізико-механічних якостей зернових культур.

Були проведені пошукові дослідження збирання коріандру обчісувальним пристроєм МПУ-5 (рис. 6), які довели перспективність застосування даного методу. Дрібнення плодів коріандру знизилось в 5-6 разів у зрівнянні з серійними комбайнами, що має велике значення для даної технічної культури.

Обмолот на корені може бути використаний для деяких зерно-бобових культур, насінників трав.

При технології зі збиранням обчесаного вороху («невійки») з доопрацюванням його на стаціонарі виникає можливість використання електростатичного сепаратору.

Електростатичні очисники насіння використовують відмінності в електричних характеристиках насіння і виконують багатоцільову сепарацію, яку не виконує звичайне обладнання для очищення насіння.

Ступінь сепарації залежить від відносної здібності насіння проводити електрику або тримати поверхневий заряд суміші.

Звичайний електростатичний сепаратор насіння складається із завантажувального бункера, конвеєра або циліндра, блок живлення високої напруги, електрода з регулятором і контейнерів. У процесі роботи насіння дозовано потрапляє з бункера до циліндра і транспортується в електричному полі, що оточує електрод, де воно стає зарядженим (рис. 7).

Дане насіння буде, як правило, прагнути тримати або втрачати заряд відповідно до його електропровідності. Залежно від характеристик поля деяке насіння відштовхуються електродом і захоплюється рухомою стрічкою.

Насіння з іншими електричними характеристиками, навпаки, притягується до електрода. Притягування або відштовхування від електрода примушує суміш розділятися на фракції. Розділювачі, що розташовані на шляху падіння часток дають змогу збирати різні фракції.

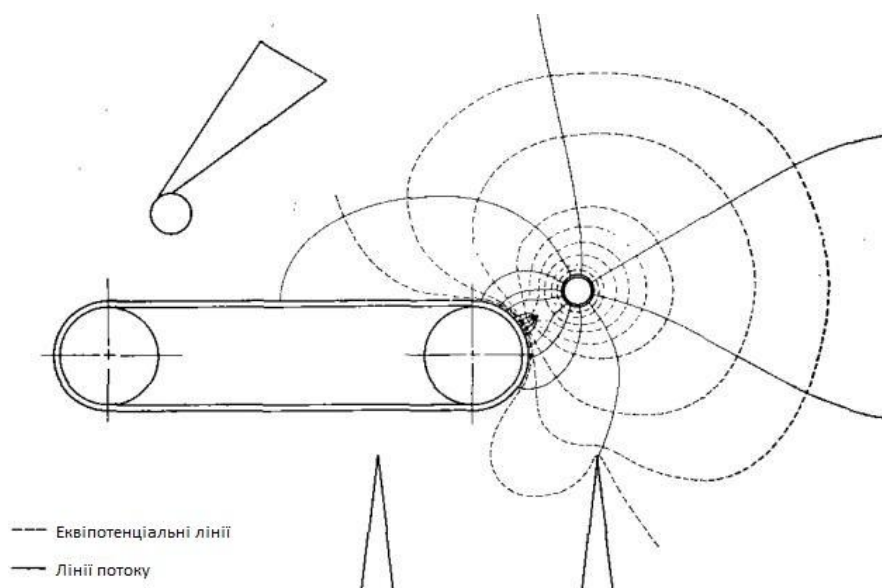


Рис. 7. Траєкторії руху насіння під дією електричного поля електроду.

Експериментальні дослідження доводять, що ефективність електростатичної сепарації може бути покращена за рахунок регулювання вологості насіння та напруги живлення. Це означає, що найкращі результати будуть отримані, коли електростатичний сепаратор використовується в контрольованих атмосферних умовах і з постійною напругою живлення.

*Висновки.* Проведений аналіз сепаруючих пристроїв з використанням повітряного потоку комбайнів обчисувального типу та методу електростатичної сепарації зерна, виявив позитивні та негативні сторони різних методів. На підставі проведених досліджень необхідно в подальшому напрямку досліджень сепарації насіння сільськогосподарських культур, яке отримане методом обчисування рослин на корені, обґрунтувати сепарацію насіння сільськогосподарських культур у повітряному потоці із електростатичним аспіраційним каналом. Отримання насіння та зерна розглядати як систему, яка включає збирання врожаю та його сепарацію, а також їх взаємозв'язок.

### *Література*

1. *Голубев И.К.* Обоснование основных параметров и режимов работы двухбарабанного устройства для очесывания риса на корню.: дис. ... канд. техн. наук. / *И.К.Голубев*, ВСХИЗО.– М., 1989. – 201 с.
2. *Шабанов П. А.* Механико-технологические основы обмола зерна культур на корню: дис... д-ра техн. наук / *П. А. Шабанов*, МИМСХ. - Мелитополь, 1988.-336 с.
3. *Повиляй В. М.* Исследование процесса уборки селекционных посевов риса методом очесывания метёлок на корню и обоснование

параметров очёсывающего устройства: дис... канд. техн. наук/ В. М. Повиляй.- Краснодар, 1980-165 с.

4. Гончаров Б. И. Исследование рабочего процесса очёсывающего устройства для обмолота риса на корню с целью уменьшения потер зерна: дис.... канд. техн.. наук/ Б. И. Гончаров. - М., 1982.-217 с.

5. Разработать технологические процессы и основные рабочие органы рисоуборочного комбайна и полевой уборочной машины, основанных на принципе обмолота растений на корню. // Заключительный отчет по НИР / Мелитоп. Институт мех. сел. хоз; № ГР02910041798. – Мелитополь, 1990. – 60 с.

## **АНАЛИЗ УСТРОЙСТВ ДЛЯ СЕПАРАЦИИ ОЧЕСАННОГО ВОРОХА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР**

А. Н.Шокарев, А. А. Шокарев, Е. А.Шегеда

**Аннотация** - для выбора типа сепаратора очесанного вороха представлены результаты анализа сепарирующих устройств комбайнов очесывающего типа. Представлены сепараторы с использованием воздушного потока и электростатический сепаратор. Было выбрано дальнейшее направление исследований.

## **ANALYSIS DEVICES FOR SEPARATION HEAP OF AGRICULTURAL CROPS**

A. Shokarev, A. Shokarev, E. Segeda

### **Summary**

**To select the type of the separator heap presents the results of the analysis. Presents separator susing air flow and electrostatic separator. The article set the future direction of research.**





УДК 633.2/4.631.3

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ ЖИВИЛЬНОГО ПРИБОРУ ПЕРСПЕКТИВНОГО БРИКЕТНОГО ПРЕСА

Єременко О.І., к.т.н.,

Національний університет біоресурсів і природокористування  
України,

Лук'янець В.О., інж.

ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського  
господарства"

Тел. (044)5278299. E-mail: eremolex@ukr.net

**Анотація** – проведено аналіз та технічні вдосконалення живильного пристрою штемпельного преса для виготовлення біопаливних брикетів, отримані залежності показників процесу від параметрів машини.

**Ключові слова** - брикети, процес, дослідження, живильний пристрій, прес, удосконалення, параметри.

*Постановка проблеми.* Паливні брикети, які виготовлені з вторинної біомаси аграрних, переробних, деревообробних та ін. виробництв, мають суттєві переваги над традиційними енергетичними ресурсами, а саме: сприятливі екологічні показники під час енергетичної конверсії завдяки закритому вуглецевому обміну; високу структурну якість і щільність у виробках 900-1700 кг/м<sup>3</sup>; теплотворну здатність 4,5–5,0 кВт/кг, що у 1,2-1,4 раза більша, ніж у деревини; можливість використання в опалювальних котлах будь-якої потужності; відносно низьку собівартість виробництва тощо. Пресування вторинної біомаси у паливні брикети здійснюється під високим тиском 30-60 МПа в машинах з пресувальними органами шнекових, поршневих або штемпельних типів [1, 2, 4-6, 8, 11].

Разом з цим, механізми живлення і дозування біомаси у камери пресування брикетних машин мають суттєві технологічні і технічні недоліки. Тому що, сировина для біопаливних брикетів має, як правило, невисоку вологість і щільність, підвищені пружні властивості тощо. Отже, аналіз процесів попереднього ущільнення вторинної біомаси при виготовленні паливних брикетів та конструкційні вдосконалення живильних пристроїв є проблемними питаннями наукових тематик.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* За результатами досліджень відомо, що для ефективного спалювання відходів органічного походження матеріал має бути у вигляді виробів майже однакових за розмірами та формою. Це забезпечує під час спалювання ефективну взаємодію палива з киснем повітря для отримання найбільшої тепловіддачі, сприяє створенню умов автоматизації процесів в опалювальних установках [1, 2, 4, 5, 7-12]. Сучасні твердопаливні технології передбачають зменшення витрат на збереження і транспортування біопалив порівняно з непереробленою сировиною [1-10].

Брикетування біомаси є процесом з'єднання дискретних твердих частинок для збільшення щільності і виникнення між ними зв'язку, що забезпечує форму і міцність отриманих брикетів. В робочих органах відбуваються структурні зміни біомаси, зокрема, витиснення повітря, суха дифузія, збільшення контактної поверхні частинок. Тому для більш ефективного брикетування необхідне попереднє ущільнення і точне дозування біомаси перед пресуванням [1, 4, 7-11].

*Формулювання мети досліджень.* Метою досліджень є підвищення ефективності виробництва паливних виробів з біомаси в брикетній машині ударно-механічної дії шляхом техніко-технологічного вдосконалення пристрою подачі сировини у пресову камеру.

Для досягнення поставленої мети застосовано такі методи досліджень: структурний аналіз і синтез технологічних процесів брикетного преса; фізичне і математичне моделювання роботи живильного пристрою, як об'єкта досліджень.

*Основна частина.* Для промислового виробництва біопаливних брикетів доцільно застосовувати преси ударно-механічної дії, такі як DiPiu (Італія), CF Nielsen (Данія) та ін., оскільки вони високопродуктивні (понад 500 кг/год.), прості в обслуговуванні, забезпечують низьку собівартість продукції. Проте, коштують ці машини дорого, тому інвестори нерідко обирають шнекові преси або гідравлічні установки. За результатами аналізу для подальших досліджень було прийнято, як прототип, брикетний штемпельний прес Б 9032.

Маховик 5 і кривошипно-шатунний механізм 1 преса (рис. 1) слугує для перетворення обертового руху вала електродвигуна 3 в зворотно-поступальний рух штемпеля 2. Віддача енергії, що накопичувалася маховиком, проходить при невеликому (160 мм) значенні ходу штемпеля, що дозволяє при пресуванні утворювати значний (до 60 МПа) тиск. Пресувальна головка 8 за допомогою станини з'єднана з кривошипно-шатунним механізмом. Формувальний пристрій пресувальної головки складається з верхньої і нижньої матриць, які встановлені в корпусі головки і фіксуються упорними наплічниками і затяжними клинами.

Натискний пристрій 6 – вузол важільної дії з жорстким упором складається з гвинтового перетворювача, коромисла (важеля), натискного штоку. Пристрій завантаження 7 (живильник) складається з бункера з двома бітерами. Верхній бітер перемішує матеріал, нижній направляє і рівномірно подає матеріал в пресувальну камеру. Олива для змащення і охолодження високонавантажених вузлів подається за допомогою насоса 12 через розподільник 14. Вивантажувальні лотки 9 приймають брикети із матричного каналу, забезпечують охолодження для зменшення пружного розширення і утворенню тріщин у брикетах.

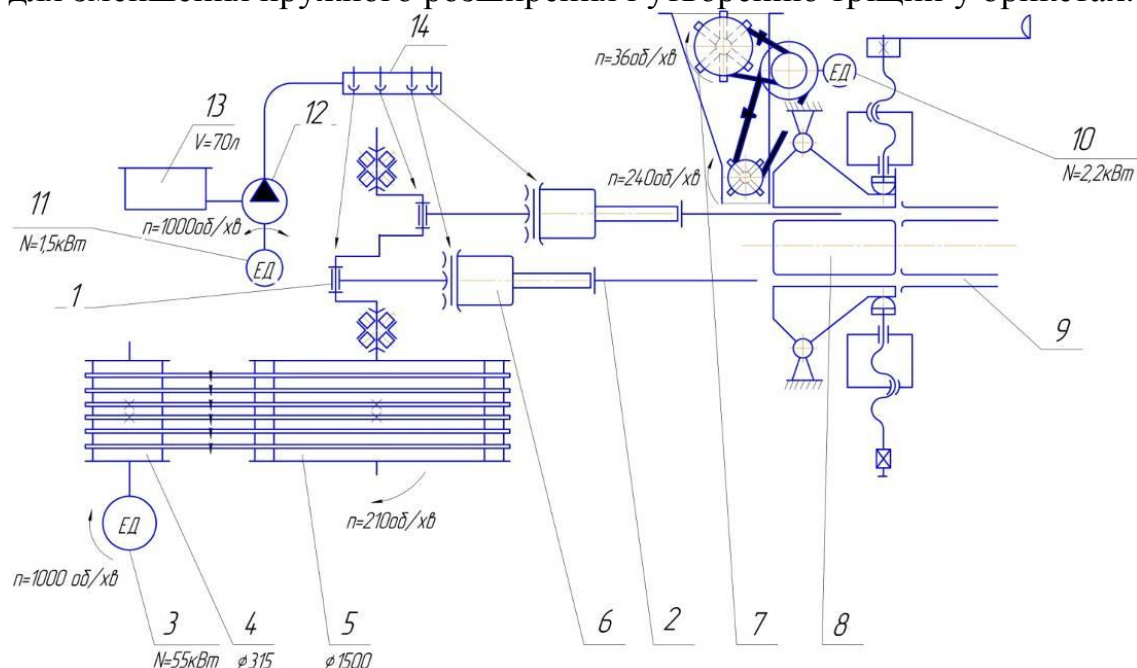


Рис. 1. Кінематично-технологічна схема брикетного штемпельного преса: 1 – колінчастий вал; 2 – штемпель; 3, 10, 11 – електродвигуни; 4 – шків; 5 – маховик; 6 – повзун; 7 – живильник; 8 – пресова головка; 9 – лоток; 12 – гідронасос; 13 – гідравлічний бак; 14 – розподільник.

Перевагою бітерних живильників 7 (рис. 1) періодичної дії є те, що сировина для брикетування потрапляє в пресову камеру в момент виходу штемпеля 2 з порожнини пресової головки 8. Це дозволяє розвивати високий тиск при попередньому ущільненні брикетів. До недоліків даних живильників варто віднести такі: низька продуктивність через обмеженість часу прийому сировини невисокої щільності; складність кінематики привода за необхідністю синхронізації з приводом штемпеля; наявність сортування сировини в процесі ущільнення. Тому доцільно для подачі вторинної біомаси застосовувати живильники безперервної дії, які забезпечать більшу продуктивність і надійність технологічного процесу.

За результатами досліджень прийнято ущільнювач з циліндровим пружинним шнековим робочим органом. Таке конструктивне рі-

шення дозволяє об'єднати технічні якості живильників безперервної та періодичної дій. Тобто, поряд з високою продуктивністю і заданою щільністю попереднього пресування забезпечується періодичне імпульсне завантаження пресової камери. У цьому пристрої камера попереднього ущільнення є продовженням транспортуючого каналу.

У типових шнекових живильниках матеріал, що брикетується, подається в робочу порожнину ущільнюючого шнека за допомогою бічного завантаження. Таке конструктивне рішення не забезпечує достатнє заповнення ущільнюючого шнека з причини відбивання його витками сировини. Крім того, режим подачі матеріалу в робочу порожнину ущільнюючого шнека залишається незмінним у міру його осевого переміщення, що негативно позначається на енергоємності процесу.

Живильник-ущільнювач (рис. 2) складається з подавального і ущільнюючого механізмів. Подавальний механізм включає два шнекових робочих органи 1 і 2 відповідно лівого і правого напрямків. Вони закінчуються лопатками 3 і синхронізовані за допомогою двох циліндричних шестерень 4, закріплених на валах шнеків. Шнеки 1, 2 спираються на кульові підшипники 5, змонтовані в корпусі 6, що має завантажувальну горловину 7. За допомогою фланця 8 і підшипників 9 здійснюється з'єднання подавального і ущільнюючого механізмів.

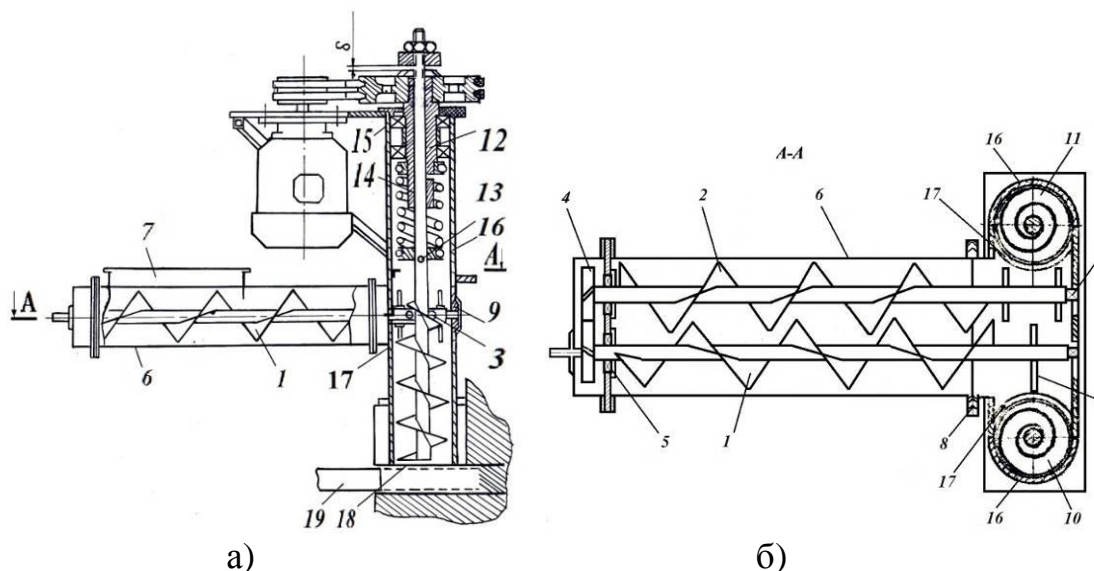


Рис. 2. Конструкторська схема шнекового живильного пристрою: а – загальний вигляд; б – розріз А-А.

Ущільнюючий механізм складається з двох ущільнюючих шнеків 10, 11, вали яких за допомогою подушок з'єднані з валами приводів 12. Вали шнеків 10 і 11 мають можливість осевого переміщення завдяки телескопічній зв'язці з валами 12. Крім того, у вали ущільнюючих шнеків 10 і 11 запресовані пальці 13, тому шнеки мають можли-

вість переміщення по гвинтових пазам 14, виконаним у валах приводів 12 в напрямку протилежному обертанню останніх. Вали 12 встановлені на конічних роликів підшипниках 15. Корпусні труби 16 мають завантажувальні вікна 17 і вихідні отвори 18, розташовані над штемпелями 19.

У свою чергу, ущільнюючі шнеки 10, 11 в зоні завантажувальних вікон 17 виконані у вигляді конусів, опори яких звернені в напрямку вихідних отворів 18 і розташовуються на рівні нижніх обрізів завантажувальних вікон 17. Для підвищення щільності завантаження шнеків 10, 11 та здійснення автоматичного управління процесом їх заповнення необхідно, щоб кут нахилу твірної  $L$  конусної частини ущільнюючих шнеків 10, 11 до основи був більше кута тертя біомаси по поверхні ущільнюючого шнека. Наприклад, при ущільненні подрібненої соломи вологістю 18 % кут тертя по сталі складає  $24^\circ$ . Тому кут нахилу твірної  $L$  конусної частини ущільнюючого шнека повинен бути більше  $24^\circ$ . Максимальний кут нахилу твірної при діаметрі подавального шнека 250 мм і діаметрі ущільнюючого шнека 200 мм становитиме  $L = 68^\circ$ .

Таким чином, для даних конструкторських параметрів робочих органів в залежності від необхідної чутливості авторегулювання процесом можна приймати кут  $L$  у діапазоні:  $68^\circ > L > 24^\circ$ .

Для виконання технологічного процесу живильника біомаса, що брикетується, наприклад, подрібнена солома, подається за допомогою робочих органів 1, 2 через завантажувальне вікно 17 на ущільнюючий шнек 10. Далі за допомогою конуса відбувається нагвинчування матеріалу у простір ущільнюючого шнека 10. При цьому підвищується щільність його завантаження. У міру накопичення біомаси в зоні вихідного отвору 18, ущільнюючий шнек 10 піднімається, а його конусна частина виходить із зони завантажувального вікна 17, що сприяє збільшенню відбивної здатності ущільнюючого шнека 10 і, отже, зниженню щільності його завантаження. Аналогічно подається сировина ущільнюючим шнеком 11.

В момент, коли штемпель звільняє пресову камеру, шнек 10 різко опускається, реалізуючи енергію стиснутої пружини, і прискорює свою частоту обертання. При переміщенні штемпеля в площину пресової камери процес ущільнюючого шнека 10 повторюється.

Для обґрунтування техніко-технологічних параметрів живильного пристрою проведені дослідження процесу завантаження пресової камери брикетної машини. Оскільки стеблова сировина характеризується незначною щільністю, зокрема об'ємна маса подрібненої соломи з довжиною частинок 30-60 мм, вологістю 10-14 % становить 55-70 кг/м<sup>3</sup>, необхідно, щоб продуктивність живильника  $W_{\text{ж}}$  була дещо меншою продуктивності преса, тобто  $W_{\text{п}} \geq W_{\text{ж}}$ .

Продуктивність  $W_n$  штемпельного преса залежить від об'єму пресової камери  $V_k$ , швидкості переміщення штемпеля  $n_n$ , кількості пресових камер  $m$  та щільності біомаси  $\omega$ :

$$W_n = H \cdot S \cdot L \cdot n_n \cdot m \cdot \omega. \quad (1)$$

Продуктивність шнекового живильника визначається за формулою:

$$W_{ж} = \frac{\pi}{4} [(D + 2 \cdot \delta)^2 - d_e^2] \Gamma \cdot n_{ж} \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \xi \cdot f \cdot k_n^{-1} \cdot k_\delta^{-1} \cdot c, \quad (2)$$

де  $V_{вз}$  – об'єм між витками робочого шнека в зоні завантаження сировини;

$D$  – зовнішній діаметр шнекової навивки шнека;

$\delta$  – радіальний зазор між зовнішньою кромкою шнека і внутрішньою поверхнею кожуха;

$d_e$  – діаметр вала шнека;

$T$  – крок шнекової навивки;

$n_{ж}$  – частота обертання вала шнека;

$\omega_0$  – початкова щільність матеріалу, який поступає в живильник;

$\xi$  – коефіцієнт заповнення шнека в зоні завантаження;

$f$  – коефіцієнт колового ковзання матеріалу по корпусу живильника;

$k_n$  – коефіцієнт попереднього ущільнення в камері живильника;

$c$  – коефіцієнт, який враховує зниження продуктивності живильника в залежності від кута нахилу шнеків до горизонту.

Застосувавши значення  $W_n$  з виразу (1) та  $W_{ж}$  з виразу (2), маємо:

$$H \cdot S \cdot L \cdot n_n \cdot m \cdot \omega = \frac{\pi}{4} [(D + 2 \cdot \delta)^2 - d_e^2] \cdot \chi \cdot T \cdot n_{ж} \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \xi \cdot f \cdot k_n^{-1} \cdot k_\delta^{-1} \cdot c. \quad (3)$$

Згідно прийнятої конструктивної схеми живильника (рис. 2) ущільнення матеріалу проходить в його конусній частині, а циліндричні частини виконують транспортні операції. В зв'язку з цим, коефіцієнт попереднього ущільнення  $k_n$  стеблового матеріалу шнековим робочим органом можна подати, як співвідношення об'єму, який займає порція на вході робочого шнека в конусну частину, до об'єму, що займає ця порція на виході із конусної частини.

За результатами досліджень [8] вираз для  $k_n$  можна записати так:

$$k_n = \frac{(D - T \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 - d_e^2}{(D - \operatorname{tg} \beta (2l - T))^2 - d_e^2}, \quad (4)$$

де  $\beta$  – кут нахилу твірної конусної поверхні робочого шнека;

$l$  – довжина конусної частини шнека.

Діаметр циліндричної частини шнека обумовлюється конструктивним виконанням штемпельного преса, тобто відстанню між осями пресових камер  $b$ .

$$D = b - 2 \cdot \delta. \quad (5)$$

Крок шнекової навивки можна визначити, виходячи з умови забезпечення максимального ККД шнека  $\eta$ :

$$\frac{d\eta}{d\alpha} = \frac{d \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}}{d\alpha} = 0. \quad (6)$$

де  $\alpha$  – кут підйому шнекової лінії;

$\varphi$  – кут тертя матеріалу по шнековій поверхні.

В результаті вирішення виразу (6) одержуємо значення:

$$\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}.$$

Тоді крок шнекової навивки визначається виразом:

$$T = \pi \frac{D_1 - d_e}{2} \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (7)$$

де  $D_1$  – менший діаметр шнека конусної частини живильника.

Щоб не змінити властивості збереження об'єму матеріалу від конусної частини живильника до призматичної, беремо діаметр шнека останньої рівним меншому діаметру шнека конусної частини ( $D_1$ ). Оскільки діаметр шнекової навивки на виході живильника в призматичній частині повинен бути відповідним з розміром призматичної пресової камери, то його значення визначається за виразом:

$$D_1 = S - 2\alpha, \quad (8)$$

де  $S$  – ширина пресової камери;

$\alpha$  – радіальний зазор між зовнішньою кромкою шнека і внутрішньою площиною призми.

Після підстановки значення  $D$  з (5) у вираз (7) маємо

$$T = \pi \frac{b - 2\delta - d_b}{2} \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (9)$$

Після підстановки значень  $D$  з (5),  $T$  з (7) у вираз (4) одержуємо остаточну формулу коефіцієнта попереднього ущільнення  $k_n$  біомаси:

$$k_n = \frac{\left( 2b - 4\delta - (b - 2b - d_b) \pi \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \operatorname{tg} \beta \right)^2 - d_b^2}{(2S - 4\alpha + (b - 2\delta - d_b) \operatorname{tg} \beta)^2 - d_b^2}. \quad (10)$$

Перетворивши вираз (3), з урахуванням (8), (9), (10), маємо:

$$H \cdot S \cdot L \cdot n_n \cdot \omega = \frac{\pi^2}{8} (b^2 - d_b^2) \cdot (b - 2\delta - d_b) \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \chi \cdot \frac{\omega_0^2}{\omega} \cdot n_{\text{жс}} \cdot \xi \cdot f \cdot c. \quad (11)$$

Залежність (11) є математичною моделлю системи «штемпельний прес – живильник». Ця модель встановлює взаємозв'язок між конструкційними і технологічними параметрами преса і живильника, а також фізико-механічними властивостями біомаси.

Аналіз залежності (11) свідчить, що параметри  $H$ ,  $S$ ,  $L$ ,  $n_n$ ,  $m$ ,  $b$  визначаються конструкцією конкретного брикетного преса. Величини

параметрів  $\varphi$ ,  $\omega_0$ ,  $f$ ,  $\xi$ ,  $c$  характеризують фізико-механічні властивості матеріалу і визначаються експериментально або за даними літературних джерел. Діаметр вала шнека  $d_b$  та зазор  $\delta$  визначаються за довідниками.

Щільність матеріалу на виході із живильника  $\omega$  задається. Вона повинна бути такою, щоб забезпечити оптимальну продуктивність преса, тобто ту продуктивність, при якій не підвищуються питомі енерговитрати на приготування брикетів. Досягнути задану щільність матеріалу на виході із живильника можна при певній частоті обертання його шнеків. Частота обертання шнека живильника визначається за залежністю (12):

$$n_{жс} = \frac{8 \cdot H \cdot S \cdot L \cdot n_n \cdot \omega^2}{\pi^2 (b^2 - d_b^2) \cdot (b - 2\delta - d_b) \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\pi}{2} \right) \cdot \xi \cdot f \cdot c \cdot \omega_\alpha^2}. \quad (12)$$

Аналіз виразу (12) показує, що величина щільності  $\omega$  сировини на виході із живильника знаходиться в ступеневій залежності від частоти обертання шнеків. Тобто, ступінь додаткового ущільнення, як похідна від ступеня стиснення пружини, залежить від кількості біомаси, що подається робочим шнеком в призматичну камеру (зону додаткового ущільнення).

На підставі отриманих математичних виразів отримуємо залежність частотного режиму шнеків живильника від коефіцієнтів  $f$ ,  $\xi$ ,  $c$  при роботі з пресом. Маємо такі конструктивно-режимні параметри: висота пресової камери  $H = 80$  мм, ширина  $S = 160$  мм, довжина  $L = 240$  мм, частота ходу штемпелів  $n_n = 200$  хв.<sup>-1</sup>, відстань між осями штемпелів  $b = 220$  мм. Конструкційні параметри живильника для преса такі: зазор між шнековою поверхнею та корпусом циліндричної частини живильника  $\delta = 10$  мм; зазор між шнековою поверхнею і камерою додаткового ущільнення  $a = 30$  мм; діаметр вала шнека  $d_b = 30$  мм; діаметр шнекової навивки циліндричної частини  $D = 200$  мм; діаметр шнека в зоні камери додаткового ущільнення  $D_l = 154$  мм; кут нахилу твірної відносно осі шнека  $\beta = 20^\circ$ .

Розрахунки проведемо при куті тертя біомаси по шнековій поверхні  $\varphi = 38^\circ$  та вихідній щільності  $\omega_0 = 58$  кг/м<sup>3</sup>. Значення коефіцієнта заповнення робочих об'ємів ущільнюючого шнека знаходиться в межах  $\xi = 0,4 \dots 0,8$ . Визначені експериментально значення коефіцієнта колового ковзання матеріалу знаходяться в межах  $f = 0,6 \dots 0,9$ .

Аналіз графіків залежностей (рис. 3) показує, що зі зменшенням коефіцієнтів заповнення і колового ковзання, значення частоти обертання робочих шнеків зростають, тобто зі зменшенням вказаних коефіцієнтів для підтримання заданої продуктивності обладнання необхідно збільшувати частоту обертання шнеків живильника, що не ба-



жано з причини підвищення енергоємності процесу. Наприклад, зі зменшенням значення коефіцієнта заповнення від 0,8 до 0,4 при коефіцієнті колового ковзання  $f=0,9$  для підтримання заданої продуктивності частоту обертання робочих шнеків живильника необхідно збільшити з 330 до 650  $\text{хв}^{-1}$ . Аналогічно зі зменшенням коефіцієнта колового ковзання від 0,9 до 0,6 при коефіцієнті заповнення  $\xi=0,8$  частоту обертання робочих шнеків необхідно збільшити у межах 330-520  $\text{хв}^{-1}$ . Найбільшого значення частота обертання робочих шнеків набуває при  $\xi=0,4$  і  $f=0,6$ . Рациональна частота обертання робочих шнеків досягається при значеннях коефіцієнта заповнення  $\xi=0,8$  і коефіцієнта колового ковзання  $f=0,9$ .

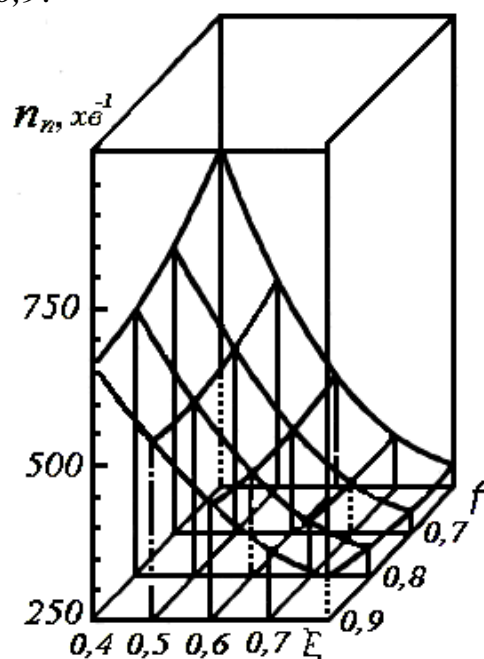


Рис. 3. Залежність частоти обертання шнеків живильника від коефіцієнтів заповнення робочих об'ємів шнеків  $\xi$  та колового ковзання  $f$  біомаси по корпусу живильника.

Значення коефіцієнта  $f=0,9$  відповідає прямокутній формі виконання камери додаткового ущільнення, тобто з точки зору енергоємності виконання камери додаткового ущільнення прямокутної форми є найраціональнішим відносно інших конструкційних форм.

**Висновки.** 1. Штемпельні брикетні преси найбільш ефективні для пресування стеблових матеріалів з пружними властивостями за умови попереднього ущільнення сировини і подачі в пресову камеру машини. Найбільш ефективні двоступеневі живильники-ущільнювачі шнекового типу з пружною компенсацією. Таке конструктивне виконання живильника дозволяє попередньо ущільнювати та періодично завантажувати стеблову біомасу з різноманітним структурним та гранулометричним складом.

2. Аналіз роботи живильника показує, що зі зменшенням частоти обертання робочих шнеків в діапазоні від 300 до 100 хв<sup>-1</sup> продуктивність живильника зменшується, а величина коефіцієнта завантаження при оптимальному куті нахилу  $\lambda = 45^\circ$  залишається майже незмінною, тому зменшувати частоту обертання нижче 300 хв<sup>-1</sup> не раціонально. Як показали експериментальні дослідження, збільшення частоти обертання робочих шнеків від 300 до 400 хв<sup>-1</sup> призводить до приросту продуктивності живильника приблизно на 20 %, але при цьому збільшується енергетична місткість процесу на 12 %, а при частоті обертання, яка перевищує 500 хв<sup>-1</sup>, спостерігається зниження продуктивності. Тому для практичного застосування доцільно встановлювати частоту обертання робочих шнеків в межах 300-350 хв<sup>-1</sup>, а кут їх нахилу до горизонту повинен бути близько 45°. При цьому форма камери додаткового ущільнення має бути прямокутною.

3. У процесі вивчення залежності щільності брикетів від тиску пресування різних видів біомаси, мають місце такі значення: - брикетування соломи - 65 МПа; - полови - 50 МПа; - сумішей (солома + 50 % подрібнених відходів) – 45 МПа. Коефіцієнти тертя цих матеріалів знижуються зі збільшенням тиску пресування.

### *Література*

1. Альтернативна енергетика: навч. посібник для студ. вищ. навч. закл. / [М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко та ін.] – К.: Аграр Медіа Груп, 2011. – 612 с.
2. Біопалива (технології, машини і обладнання) / [В.О. Дубровін, М.О. Корчемний, І.П. Маслота ін.] – К.: Енергетика і електрифікація, 2004. – 256 с.
3. Гелетуша Г.Г. Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біомаси в Україні. Частина 1. Солома / Г.Г. Гелетуша, Т.А. Железна, О.І. Дроздова // Промислова теплотехніка. – К.: 2013. - Т. 35, № 3. – С. 56-63.
4. Гомонай М.В. Производство топливных брикетов. Древесное сырье, оборудование, технологии, режимы работы: монография / М.В. Гомонай. – М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2006. – 68 с.
5. Єременко О.І. Аналіз енергетичного потенціалу біомаси в Україні / О.І. Єременко // Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К.: НУБіП України, 2013. – Вип. 185, ч. 3. – С. 347-355.
6. Єременко О.І. Аналіз стану та тенденції розвитку твердопаливних виробництв / О.І. Єременко, О.В. Паянок, Д.М. Усенко // Науковий збірник «Вісник Степу». - Ювілейний випуск до 100-річчя Кіровоградського інституту АПВ, ч. 2. – Кіровоград: КОД, 2012. – С. 234-240.

7. Єременко О.І. Перспективи розвитку засобів для виготовлення паливних брикетів / О.І. Єременко, О.В. Паянок // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. – Вінниця: ВНАУ, 2012. - № 11, т. 1 (65). – С. 327–331.

8. Кузьміч Я.А. Аналіз роботи системи: штемпельний брикетний прес - живильник / Я.А. Кузьміч, А.А. Кульчицький // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ ІМЕСГ, 1997. – Вип. 82. – С. 70-77.

9. Кузьміч Я.А. До питання експозиції завантаження пресових камер штемпельних брикетних пресів / Я.А. Кузьміч, А.А. Кульчицький // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ ІМЕСГ, 2001. – Вип. 85. – С. 150-154.

10. Особов В.И. Машины для брикетирования растительных материалов / В.И. Особов. – М.: Машиностроение, 1971. - 147 с.

11. Технології та обладнання для виробництва твердого біопалива[електронний ресурс]. Режими доступу до журн.: [www.bioresurs.com.ua](http://www.bioresurs.com.ua); [www.biofuel.in.ua](http://www.biofuel.in.ua); [www.evrobriquet.ru](http://www.evrobriquet.ru); [www.presmash.if.ua](http://www.presmash.if.ua); [www.briquetmal.kiev.ua](http://www.briquetmal.kiev.ua); [www.brikk.info](http://www.brikk.info); [www.brik.sitedit.ru](http://www.brik.sitedit.ru);

12. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Г.А. Хайлис. – К.: УААН, 2002. - 374 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ И УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПИТАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ПЕРСПЕКТИВНОГО БРИКЕТНОГО ПРЕССА

А.И. Ерёменко, В.О. Лукьянец

**Аннотация** – в статье рассматривается анализ и техническое усовершенствование питающего устройства штемпельного пресса для изготовления биотопливных брикетов, получены зависимости показателей процесса от параметров машины.

## RESEARCH AND IMPROVEMENT OF NOURISHING DEVICE OF PERSPECTIVE BRIQUETTE PRESS

A. Yeremenko, V. Luk'yanets

### *Summary*

**An analysis and technical improvements of nourishing device of a stamp press is conducted for making of fuel briquettes, dependences of indexes of process are got on the parameters of machine.**



УДК 631.37

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АСИМЕТРИЧНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ СІВБИ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР

Чорна Т.С., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-60, e-mail: tatchyorna@yandex.ua

**Анотація** – розроблено та перевірено на адекватність математичну модель руху асиметричного просапного агрегату у горизонтальній площині.

**Ключові слова** – математична модель, адекватність, просапний агрегат, асиметричне агрегування.

*Постановка проблеми.* Зараз особливо у південному регіоні нашої країни вирощується переважна більшість просапних культур. Так, наприклад, у Запорізькій області вони займають більше 40% від загальної площі. В основному це соняшник, кукурудза та соя.

Серед існуючих систем вирощування просапних культур на півдні України найбільш ефективною є 12-ти рядна з міжряддями 70 см. Її реалізація передбачає використання енергетичних засобів тягового класу 2, але на Україні тракторів даного класу не виробляють. Натомість, відкритим акціонерним товариством “ХТЗ” розроблено сімейство орно-просапних тракторів тягового класу 3 – ХТЗ-120/160, базовим із яких є ХТЗ-120. Проте, використання його з серійними машинами для посіву та догляду за посівами просапних культур із міжряддями 70 см неможливе без зміни колії. Причина полягає в тому, що вказаний енергетичний засіб має колію 2100мм, а для роботи із зазначеним міжряддям вона повинна бути 1400 або 2800 мм. При колії 2100 мм сліди двох висівних секцій просапної сівалки, приєднаної до трактора звичайним (симетричним) способом, будуть потрапляти в колію останнього. В подальшому це призведе до вирізання культурних рядків просапним культиватором, що неприпустимо.

Заводом-виробником було запропоновано проставки, за допомогою яких колію енергетичного засобу збільшують до 2800 мм. Це дозволяє вирішувати проблему, але призводить до погіршення керованості просапного агрегату та підвищує втомленість механізатора. Нами було запропоновано пристрій для автоматичного зміщення проса-

пної сівалки [1] на половину міжряддя, що дає змогу агрегувати серійні машини без зміни колії енергетичного засобу.

*Аналіз останніх досліджень.* При асиметричному агрегуванні сівалки виникає додатковий момент, який може впливати на якісні показники її роботи. Вони суттєво залежать від прямолінійності рядків оброблюваної культури. Надмірна викривленість останніх може взагалі зробити неможливим їх механізований обробіток із заданою якістю. Звідси випливає, що динаміка руху посівних МТА має бути такою, щоб забезпечити прийнятну непрямолінійність сходів [2, 3].

При вирощуванні просапних культур особливу роль відіграє стійкість та керованість руху агрегатів, що використовуються при їх вирощуванні. Функціонування просапного агрегату можна розглядати як реакцію на вхідні: керуючий та збурюючі впливи. При цьому реакція на керуючий вплив буде характеризувати його керованість, а на збурюючі – стійкість руху. Характер функціонування динамічної системи під час відпрацювання цих впливів залежить від динамічних характеристик, які визначаються, в даному випадку, схемою та параметрами просапного агрегату. Таким чином, виходячи з аналізу керованості та стійкості руху агрегату, треба встановити такі характеристики динамічної системи, які забезпечать їй раціональне перетворення вхідних впливів [4, 5].

У якості збурюючого впливу приймаємо розворотний момент, що створюється завдяки асиметричному навішуванню робочої машини ( $\Delta$ ) та вильоту маркеру ( $\Delta_M$ ), а керуючого впливу – кут повороту керованих коліс трактора ( $\alpha$ ).

Вихідними змінними параметрами, що задають траєкторію руху МТА під час роботи, є поперечне зміщення центру мас трактора ( $X_{sT}$ ) та кут відхилення повздовжньої осі від напрямку руху – курсовий кут ( $\varphi$ ).

Головними операторами для динамічних систем є передатні функції та частотні характеристики. Вони дають найбільш повну уяву про динамічні якості системи, її реакції на різні збурення та характер перехідних і сталих процесів. Для їх теоретичного визначення необхідна система рівнянь, які зв'язують вихідні параметри з вхідними (тобто математична модель дослідного процесу).

Математичні моделі руху просапних агрегатів розглядали Чудаків Д.А., Баєв І.В., Жиган В.Й., Шкарівський Г.В., Пожидаєв С.П. та інші [6, 7, 8]. Розробкою математичної моделі просапного агрегату на базі трактора ХТЗ-120 займалися Надикто В.Т., Мухамедшин Х.З. [9, 10].

*Формулювання цілей статті.* Мета даної публікації – розробити математичну модель асиметричного просапного агрегату на базі трак-

тора ХТЗ-160 при його реверсному агрегуванні та перевірити її на адекватність.

*Основна частина.* Слід підкреслити, що просапний агрегат на базі трактора ХТЗ-160 є складною динамічною системою, а його математична модель представляє собою систему складних диференціальних рівнянь. З метою спрощення їх складання прийняті наступні припущення. Трактор розглядається у вигляді твердого тіла, що має вісь симетрії, яка проходить через центр мас. Коливання тягового опору не суттєво впливає на швидкість руху МТА, тому приймаємо її постійною. Бокова взаємодія шин трактора з деформованою поверхнею, розглядається в рамках гіпотези “бічного відведення”. Кут відведення шин коліс, які розташовані на одній геометричній вісі, а також бічні сили, що діють на них, будемо вважати однаковими. Достатньо малі, а отже, рівні кути повороту керованих коліс трактора. Сили і моменти, які прикладені до симетрично (відносно повздовжньої вісі трактора) розташованих коліс, попарно рівні й паралельні. Вони можуть бути замінені рівнодіючими подвоєними силами та моментами.

Приймаємо, що МТА на гоні здійснює відносно нерухомої площини рівномірний поступальний рух зі швидкістю  $\mathbf{v}_0$  ( $\mathbf{v}_0 = \text{const}$ ). Під час виконання технологічних операцій під впливом випадкових факторів агрегат відхиляється від початкового положення і отримує додаткову швидкість відносно площини  $\mathbf{XOY}$ . При цьому площина  $\mathbf{X}_T\mathbf{O}_T\mathbf{Y}_T$ , що зв’язана з центром мас енергетичного засобу, обертається навколо вісі  $\mathbf{S}_T\mathbf{Z}$ , яка проходить через точку  $\mathbf{S}_T$ . Мірою цього повороту є кут  $\varphi$ , який утворюють повздовжня вісь  $\mathbf{S}_T\mathbf{Y}_T$  енергетичного засобу та вісь  $\mathbf{OY}$ . Під час відносного руху центр мас енергетичного засобу переміщується вздовж вісі  $\mathbf{XO}$ , внаслідок чого змінюється значина координати  $\mathbf{X} = \mathbf{OS}_T$ .

Таким чином, даний МТА по відношенню до площини  $\mathbf{XOY}$  має два ступеня вільності. Їм відповідають дві узагальнені координати – кут  $\varphi$  та зміна координата центру мас енергетичного засобу  $\mathbf{Xs}_T$ .

Кутові коливання й переміщення вздовж вісі  $\mathbf{OX}$  виникають унаслідок впливу на агрегат постійних за модулем, але змінних за напрямком сил опору кочення і рушійних сил передніх та задніх коліс, а також змінних за значиною і напрямком реакцій опорних поверхонь, що виникають під час деформації шин. Розглянемо сили, що діють на МТА при налаштуванні трактору реверсивним ходом. До зовнішніх сил відносяться (рис. 1):

- дотичні сили передніх  $\mathbf{P}_{kA}$  і задніх  $\mathbf{P}_{kB}$  коліс та сили опору коченню  $\mathbf{P}_{fA}$  і  $\mathbf{P}_{fB}$ , які прикладені в точках А і В та утворюють з напрямком руху МТА кути відведення  $\delta_A$  і  $\delta_B$ ;
- бокові сили  $\mathbf{P}_{bA}$ ,  $\mathbf{P}_{bB}$  і  $\mathbf{P}_{bM}$  прикладені в точках А, В і М відповідно;

- сила опору маркера  $R_M$ , направлена паралельно осі симетрії енергетичного засобу і прикладена на відстані  $\Delta_M$ ;
- сила опору сівалки  $R_{кр}$ , прикладена в точці М, яка розташована на відстані  $\Delta$  від повздовжньої осі енергетичного засобу та відхилена від напрямку переміщення рушіїв на кут відведення  $\delta_M$ .

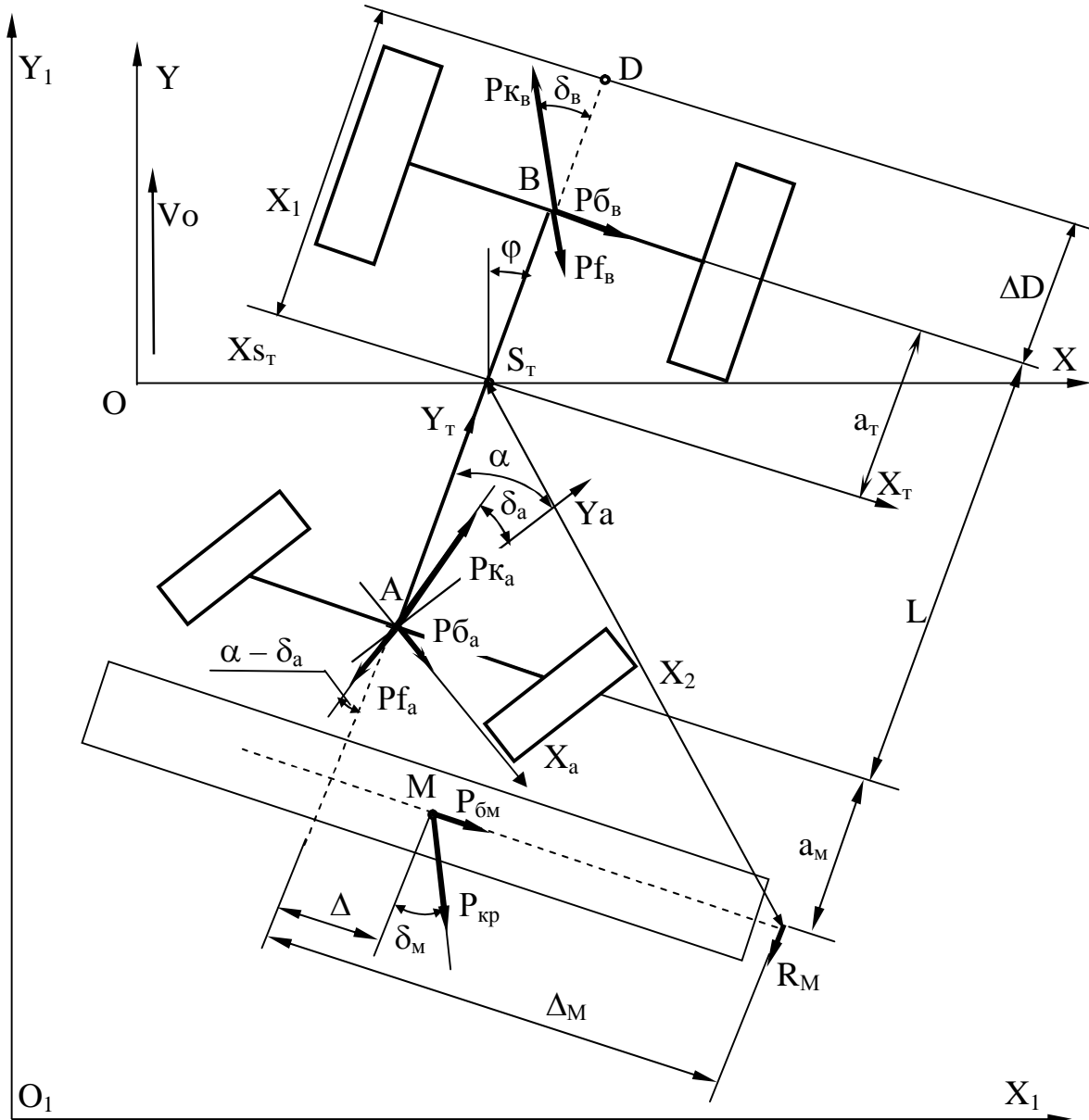


Рис. 1. Схема сил, які діють на посівний МТА у горизонтальній площині при реверсивному русі трактора

Складання диференціальних рівнянь руху агрегату у горизонтальній площині виконуємо у формі Лагранжа другого роду [11]. Вони мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} M_T \cdot \ddot{X}_{S_T} &= Q_{X_s} \\ J_{S_T} \cdot \ddot{\varphi} &= Q_{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $M_T, J_{ST}$  – маса агрегату та його момент інерції відносно осі  $S_TZ$ ;

$Q_{Xs}, Q_\varphi$  – узагальнені сили.

За такої схеми агрегування узагальнена сила  $Q_{Xs}$  буде знаходитись з виразу

$$Q_{Xs} = (P_{KA} - P_{fA}) \cdot \alpha + (P_{fA} - P_{KA}) \cdot \delta_A + (P_{fB} - P_{KB}) \cdot \delta_B + P_{bA} + P_{bB} + P_{bM} + P_{кр} \cdot \delta_M \quad (2)$$

Вираз для визначення узагальненої сили  $Q_\varphi$

$$Q_\varphi = -P_{KA} \cdot (L - a_T) \cdot \sin(\alpha - \delta_A) + P_{fA} \cdot (L - a_T) \cdot \sin(\alpha - \delta_A) - P_{bA} \cdot (L - a_T) \cdot \cos \alpha - P_{KB} \cdot a_T \cdot \sin \delta_B + P_{fB} \cdot a_T \cdot \sin \delta_B + P_{bB} \cdot a_T - P_{bM} \cdot (L - a_T + a_M) - P_{кр} \cdot [(L - a_T + a_M) \cdot \sin \delta_M - \Delta \cdot \cos \delta_M] + R_M \cdot \Delta_M \quad (3)$$

де  $L, a_T, \Delta, \Delta_M, a_M$  – конструктивні параметри (див. рис. 1).

З урахуванням малого значення кутів отримуємо

$$Q_\varphi = -P_{KA} \cdot (L - a_T) \cdot (\alpha - \delta_A) + P_{fA} \cdot (L - a_T) \cdot (\alpha - \delta_A) - P_{bA} \cdot (L - a_T) - P_{KB} \cdot a_T \cdot \delta_B + P_{fB} \cdot a_T \cdot \delta_B + P_{bB} \cdot a_T - P_{bM} \cdot (L - a_T + a_M) - P_{кр} \cdot x \cdot [(L - a_T + a_M) \cdot \delta_M - \Delta] + R_M \cdot \Delta_M \quad (4)$$

Для знаходження кутів відведення  $\delta_A, \delta_B$  і  $\delta_M$  визначимо складові векторів швидкості точок А, В і М, які відповідають проекціям середин переднього і заднього мостів енергетичного засобу та точки «центру опору» просапного зчаряддя на горизонтальну площину:

$$\begin{aligned} \bar{V}_A &= \bar{V}_O + \bar{V}_{ST} + \bar{V}_{AST}; \\ \bar{V}_B &= \bar{V}_O + \bar{V}_{ST} + \bar{V}_{BST}; \\ \bar{V}_M &= \bar{V}_O + \bar{V}_{ST} + \bar{V}_{MST}. \end{aligned} \quad (5)$$

По модулю складові рівнянь (5) дорівнюють:

$$\begin{aligned} \bar{V}_O &= V_O; \quad \bar{V}_{Sm} = \dot{X}_{Sm}; \quad \bar{V}_{ASm} = (L - a_m) \cdot \dot{\varphi}; \quad \bar{V}_{BSm} = a_m \cdot \dot{\varphi}; \\ \bar{V}_{MSm} &= \dot{\varphi} \cdot \sqrt{\Delta^2 + (a_m + a_M)^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

По модулю (відповідно до рис. 1) їх складові дорівнюють:

$$\begin{aligned} \bar{V}_O &= V_O; \quad \bar{V}_{S_T} = \dot{X}_{S_T}; \quad \bar{V}_{AS_T} = (L - a_T) \cdot \dot{\varphi}; \\ \bar{V}_{BS_T} &= a_T \cdot \dot{\varphi}; \quad \bar{V}_{MS_T} = \dot{\varphi} \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2}. \end{aligned} \quad (2)$$

Геометричні суми представлені на рис. 2, 3 і 4 відповідно. Тоді кути відведення передніх і задніх коліс трактора знайдемо з виразів:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_a &\approx \delta_a = V_{XA} / V_{YA}, \\ \operatorname{tg} \delta_b &\approx \delta_b = V_{XB} / V_{YB}. \end{aligned}$$

де  $V_{XA}, V_{YA}$  – проекції вектора абсолютної швидкості т.А ( $\bar{V}_A$ ) на осі АХа і АYa;

$V_{XB}, V_{YB}$  – проекції вектора абсолютної швидкості т.В ( $\bar{V}_B$ ) на осі ВХт і ВYт.



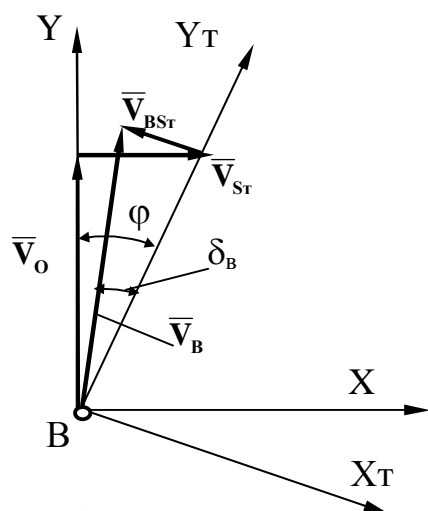


Рис.2. Векторна сума лінійної швидкості середини переднього мосту трактора (т. В, рис.1)

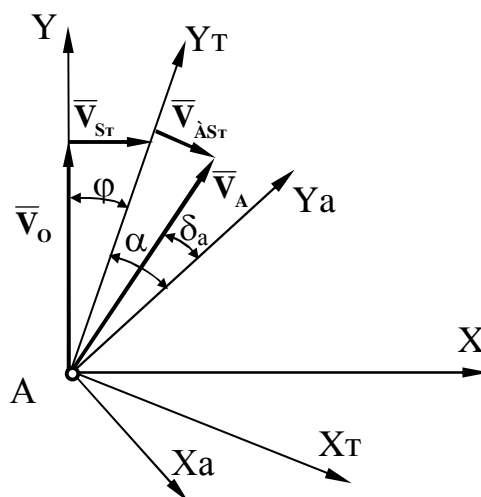


Рис.3. Векторна сума лінійної швидкості середини заднього мосту трактора (т. А, рис.1)

Кут відведення передніх рушіїв трактора знайдемо за допомогою проєкцій вектору абсолютної швидкості середини заднього мосту т.В ( $V_B$ ) на осі  $BX_T$  і  $BY_T$  (див. рис.2). Шукані проєкції дорівнюють:

$$\begin{cases} V_{BX} = \dot{X}_{S_T} - V_O \cdot \varphi + a_T \cdot \dot{\varphi}; \\ V_{BY} = V_O + \dot{X}_{S_T} \cdot \varphi \approx V_O. \end{cases}$$

Відповідно до розрахунків кут відведення т. В дорівнює:

$$\text{tg} \delta_B \approx \delta_B = \frac{V_{BX}}{V_{BY}} = \varphi - \frac{a_T \cdot \dot{\varphi} + \dot{X}_{S_T}}{V_O}$$

У відповідності до рис. 3, аналітичних залежностей (2) та мализми кутів  $\alpha$ ,  $\varphi$ ,  $\delta_A$  маємо:

$$\begin{cases} V_{XA} = \dot{X}_{S_T} - V_O \cdot (\varphi + \alpha) - (L - a_T) \cdot \dot{\varphi}; \\ V_{YA} = V_O + \dot{X}_{S_T} \cdot (\varphi + \alpha) + (L - a_T) \cdot \dot{\varphi} \cdot \alpha \approx V_O. \end{cases} \quad (3)$$

Оскільки добуток малих величин дає ще менший результат, то двома останніми складовими другого рівняння (3) можна знехтувати. Тобто можна вважати, що  $V_{YA} = V_O$ . З урахуванням напрямку відкладання кута  $\delta_A$  маємо:

$$\text{tg} \delta_A \approx \delta_A = \frac{V_{XA}}{V_{YA}} = \varphi + \alpha + \frac{(L - a_T) \cdot \dot{\varphi} - \dot{X}_{S_T}}{V_O}$$

Знаходимо кут відведення  $\delta_M$  точки «центру опору» сівалки М (рис. 4).

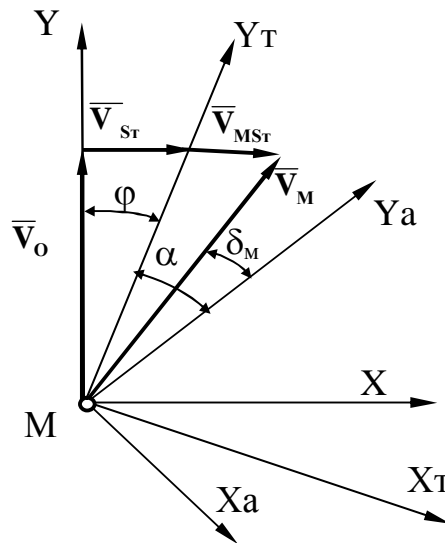


Рис.4. Векторна сума лінійної швидкості точки «центру опору» сівалки (т. М, рис.4)

Проекції вектора абсолютної швидкості т. М ( $\bar{V}_M$ ) на осі  $MX_T$  і  $MY_T$  дорівнюють:

$$\begin{cases} V_{MX} = \dot{X}_{S_T} - V_o \cdot \varphi - \dot{\varphi} \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2}; \\ V_{MY} = V_o + \dot{X}_{S_T} \cdot \varphi \approx V_o. \end{cases}$$

Оскільки добуток малих величин дає ще менший результат, то останнім складовим другого рівняння можна знехтувати. Тобто можна вважати, що  $V_{YM} = V_o$ . Враховуючи мализну кутів після перетворень отримуємо:

$$tg \delta_M \approx \delta_M = \varphi + \frac{\dot{\varphi} \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2} - \dot{X}_{S_T}}{V_o}$$

Враховуючи напрямки кутів відведення  $\delta_A$ ,  $\delta_B$  та  $\delta_M$  можемо записати:

$$\begin{aligned} \delta_A = \varphi + \alpha + \frac{(L - a_T) \cdot \dot{\varphi} - \dot{X}_{S_T}}{V_o}; \quad \delta_B = \varphi - \frac{a_T \cdot \dot{\varphi} + \dot{X}_{S_T}}{V_o}; \\ \delta_M = \varphi + \frac{\dot{\varphi} \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2} - \dot{X}_{S_T}}{V_o} \end{aligned} \quad (4)$$

Знайшовши кути відведення, маємо можливість виразити бічні сили  $R_{B_A}$ ,  $R_{B_B}$  та  $R_{B_M}$ :

$$\begin{aligned}
 P\bar{b}_A &= k_A \cdot \left[ \varphi + \alpha + \frac{(L - a_T) \cdot \dot{\varphi} - \dot{X}_{ST}}{V_o} \right]; \\
 P\bar{b}_B &= k_B \cdot \left[ \varphi - \frac{a_T \cdot \dot{\varphi} + \dot{X}_{ST}}{V_o} \right]; \\
 P\bar{b}_M &= k_M \cdot \left[ \varphi + \frac{\dot{\varphi} \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2} - \dot{X}_{ST}}{V_o} \right]
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

Підставляючи, з урахуванням (4) і (5), значення узагальнених сил (2) і (3) в систему рівнянь (1), отримаємо наступні диференційні рівняння руху МТА у горизонтальній площині проєкції:

$$\begin{cases}
 A_{11} \cdot \ddot{X}_{ST} + A_{12} \cdot \dot{X}_{ST} + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi = f_{11} \cdot \alpha; \\
 A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_{ST} = f_{21} \cdot \alpha + f_{22} + f_{23}.
 \end{cases}
 \tag{6}$$

де  $A_{11} = M_T$ ;

$$A_{12} = (k_A + k_B + k_M - R_M) / V_o ;$$

$$A_{13} = \left[ -(Pf_A - P\kappa_A + k_A) \cdot (L - a_T) + (Pf_B - P\kappa_B + k_B) \cdot a_T - (P_{kp} + k_M) \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2} \right] / V_o ;$$

$$A_{14} = R_M - k_A - k_B - k_M ;$$

$$f_{11} = k_A ;$$

$$A_{21} = Js_T ;$$

$$A_{22} = \left[ (Pf_A - P\kappa_A + k_A) \cdot (L - a_T)^2 + (Pf_B - P\kappa_B + k_B) \cdot a_T^2 + (k_M + P_{kp}) \cdot (L - a_T + a_M) \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2} \right] / V_o ;$$

$$A_{23} = -(Pf_A - P\kappa_A + k_A) \cdot (L - a_T) - (P\kappa_B - Pf_B - k_B) \cdot a_T - (k_M + P_{kp}) \cdot (L - a_T + a_M)$$

$$A_{24} = -A_{23} / V_o ;$$

$$f_{21} = -k_A \cdot (L - a_T) ;$$

$$f_{22} = P_{kp} \cdot \Delta ;$$

$$f_{23} = R_M \cdot \Delta_M .$$

Для спрощення рішення системи диференційних рівнянь аналогічних до (6), як правило, застосовують операційний метод або перетворення Лапласа. При символній формі запису диференційних рівнянь операційний метод дозволяє перейти від диференційних рівнянь до алгебраїчних шляхом формальної операції над символом  $p \rightarrow d/dt$ , де  $t$  – незалежна змінна. Операцію диференціювання замінюють символом  $p$ , тоді  $dx/dt = p \cdot x$ ;  $d^2x/dt^2 = p^2 \cdot x$ . [4, 13].

В нашому випадку вхідними змінними в системі рівнянь (6) виступають керуючий вплив у вигляді кута повороту керованих коліс

трактора  $\alpha$  та одиничний вплив параметрів, які входять до коефіцієнтів  $f_{22}$  та  $f_{23}$ .

Вихідними параметрами функціонування дослідної динамічної системи є поперечне зміщення центру мас  $X_{S_T}$  та курсовий кут  $\varphi$  трактора.

Після перетворень математична модель дослідного МТА в операторній формі запису матиме наступний вид:

$$\begin{cases} K_{11} \cdot X_{S_T}(p) + K_{12} \cdot \varphi(p) = F_{11} \cdot \alpha(p) + F_{12} \cdot 1(p) + F_{13} \cdot 1(p). \\ K_{21} \cdot X_{S_T}(p) + K_{22} \cdot \varphi(p) = F_{21} \cdot \alpha(p) + F_{22} \cdot 1(p) + F_{23} \cdot 1(p). \end{cases} \quad (7)$$

де  $1(p)$  – одинична ступінчаста зміна вхідного параметру;

$$K_{11} = A_{11} \cdot p^2 + A_{12} \cdot p;$$

$$K_{12} = A_{13} \cdot p + A_{14};$$

$$F_{11} = f_{11};$$

$$F_{12} = 0; F_{13} = 0;$$

$$K_{21} = A_{24} \cdot p;$$

$$K_{22} = A_{21} \cdot p^2 + A_{22} \cdot p + A_{23};$$

$$F_{21} = f_{21};$$

$$F_{22} = f_{22};$$

$$F_{23} = f_{23}$$

Перевірку отриманої математичної моделі проводили шляхом порівняння теоретичних та експериментальних амплітудних частотних характеристик (АЧХ) коливань курсового кута трактора  $\varphi$  (вихідної величини) при відпрацюванні посівним агрегатом вхідного керуючого впливу – кута повороту керованих коліс трактору  $\alpha$  (рис. 5).

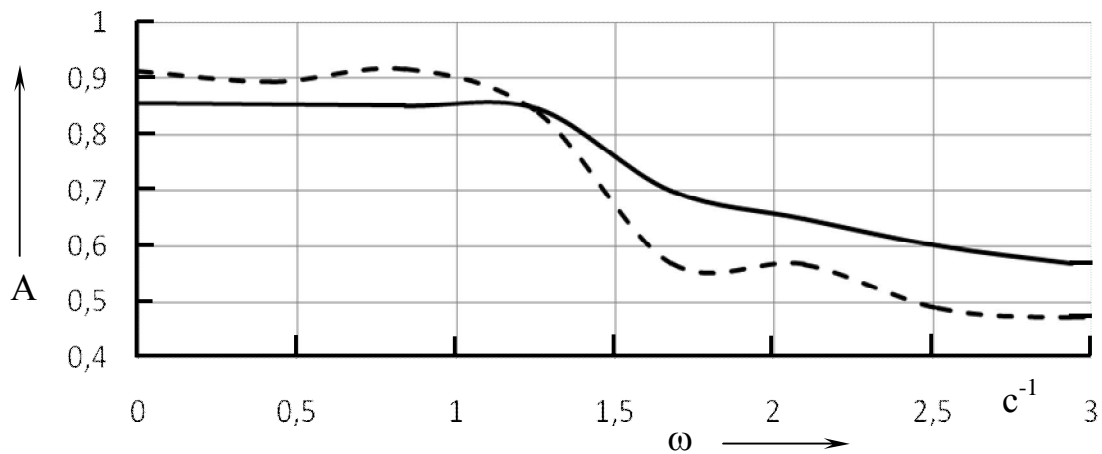


Рис. 5. Теоретична (—) та експериментальна (- - -) АЧХ відпрацювання кута повороту керованих коліс

Після зіставлення теоретичної та експериментальної АЧХ встановлено [4, 13], що максимальна різниця між теоретичними й практичними значеннями функції не перевищує 5%. Отримане збігання експериментальних та теоретичних даних вказує на адекватність розробленої математичної моделі, що дає право використовувати її для подальших теоретичних досліджень з метою обґрунтування схеми та параметрів асиметричного посівного агрегату на базі орно-просапного трактора.

*Висновок.* Отриманий збіг експериментальних та теоретичних даних вказує на адекватність розробленої математичної моделі, що дає право використовувати її для подальших теоретичних досліджень з метою обґрунтування схеми та параметрів асиметричного просапного агрегату на базі трактора ХТЗ-160 при його реверсивному налаштуванні.

#### *Література*

1. Чорна Т.С. Зчіпний пристрій енергетичного засобу / Т.С. Чорна // Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет – Вип. 8 Т.1 – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – С. 144 – 147.

2. Чорна Т.С. Частотно-дисперсійний показник оцінки непрямолінійності рядків просапних культур / Т.С. Чорна, В.Т. Надикто, А.І. Панченко // Праці ТДАТА. – Вип. 36, – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – С. 144 – 147.

3. Чорна Т.С. Використання комп'ютерної техніки у навчальному процесі / Т.С. Чорна, В.Т. Надикто // Наука і методика. – К., №11, 2007. – С. 43 – 46.

4. Лурье А.Б. Широкозахватные почвообрабатывающие машины. / А.Б. Лурье, А.И. Любимов – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1981. – 270 с.

5. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. / Л.В. Гячев – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского ун-та, 1976. – 192 с.

6. Чудаков Д.А. Основы теории навесных с.-х. машин. / Д.А. Чудаков – М.: Колос, 1954. – 158 с., ил.

7. Жиган В.Й. Разработка и внедрение широкозахватных агрегатов на базе трактора класса 3 для возделывания пропашных культур в хозяйствах Запорожской области: Экспресс-информация, сер. Тракторы и двигатели. / В.Й. Жиган, И.В. Баев – Вып. 1 – М.: ЦНИИТЭИ, 1985. – 21 с.

8. Пожидаєв С.П., Шкарівський Г.В. Про деякі шляхи підвищення точності руху просапного агрегату з шарнірно-з'єднаним трактором / С.П. Пожидаєв, Г.В. Шкарівський // Механізація та електри-

фікація сільського господарства. – Вип. 75, – К.: УкрНДІ МЕСГ, 1992. – С. 91 – 96.

9. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // Навч. посібник / *В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула*. – 2006. – 337 с., іл.

10. *Надикто В.Т.* Дослідження просапного МТА на базі трактора ХТЗ-120 / *В.Т. Надикто, В.З. Мухамедшин* // Праці ТДАТА. – Вип. 14, – Мелітополь: ТДАТА, 2004. – С. 65 – 71.

12. *Кутьков Г.М.* Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. / *Г.М. Кутьков* – М.: КолосС, 2004. – 504 с.: ил.

13. *Мельников А.А.* Теория автоматического управления техническими объектами автомобилей и тракторов: Учеб пособие для студ. высш. учеб. заведений / *А.А. Мельников*. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 280 с.

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АСИМЕТРИЧЕСКОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПОСЕВА ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР**

Т.С. Черная

***Аннотация*** – разработана и проверена на адекватность математическая модель движения асимметрического агрегата для посева пропашных культур в горизонтальной плоскости.

## **MATHEMATICAL MODEL OF ASYMMETRIC OF THE CULTIVATED AGGREGATE**

T.Chyorna

### ***Summary***

**Developed and tested on adequacy mathematical model of asymmetric cultivated aggregate motion in a horizontal plane.**



УДК 631.312.4.072.3

## ДО ПИТАННЯ СТАБІЛЬНОСТІ РУХУ ЗАГЛИБЛЕНОГО ФРОНТАЛЬНОГО ПЛУГА

Кістечок О.Д., асп.<sup>1</sup>,*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) – 42-06-94

**Анотація** – викладено результати аналізу стабільності руху заглибленого фронтального плуга за умови, коли кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора є більшим за кут нахилу нижніх тяг.

**Ключові слова** – оранка, фронтальний плуг, трактор, передній навісний механізм, заглиблення, стійкість руху.

*Постановка проблеми.* Зі значним збільшенням випуску енергонасичених тракторів виникає проблема оптимального їх завантаження. Це можливо у випадку використання сільськогосподарських знарядь з різним їх розташуванням відносно трактора: заднім, фронтальним, боковим, змішаним. На сьогодні мало вивченим є фронтальне розміщення знарядь. Актуальним в цьому плані є вивчення питань їх стійкості в поздовжньо-вертикальній площині.

*Аналіз останніх досліджень.* В статті [1] розглядалося питання аналізу стійкості заглибленого фронтального плуга за умови, коли кут нахилу центральної тяги ( $\alpha$ ) переднього навісного механізму (ПНМ) трактора є меншим за кут нахилу нижніх тяг ( $\beta$ ).

Водночас, другим (і можливо альтернативним) варіантом є таке налагодження ПНМ енергетичного засобу, коли маємо протилежний варіант, тобто  $\alpha > \beta$  (рис.1) [2 – 4].

*Формулювання цілей статті.* Метою даної публікації є аналіз стабільності робочого руху фронтального знаряддя саме при такому його агрегуванні у складі орного МТА.

*Основна частина.*

**Методика.** Умова рівноваги плуга у поздовжньо-вертикальній площині в цьому випадку є такою:

$$N_k \cdot (b + \pi C) - R_z \cdot (d + \pi C) - G_{п} \cdot (a + \pi C) - P_f \cdot (CE - h_0) - R_x \cdot (CE - h_{п}) + M_f = 0. \quad (1)$$

Як випливає із аналізу рис.1, відрізок CE можна знайти із виразу:

$$CE = SE - SC.$$

<sup>1</sup> Науковий керівник – Надикто В.Т., д.т.н., член-кореспондент НААН України  
© Кістечок О.Д.

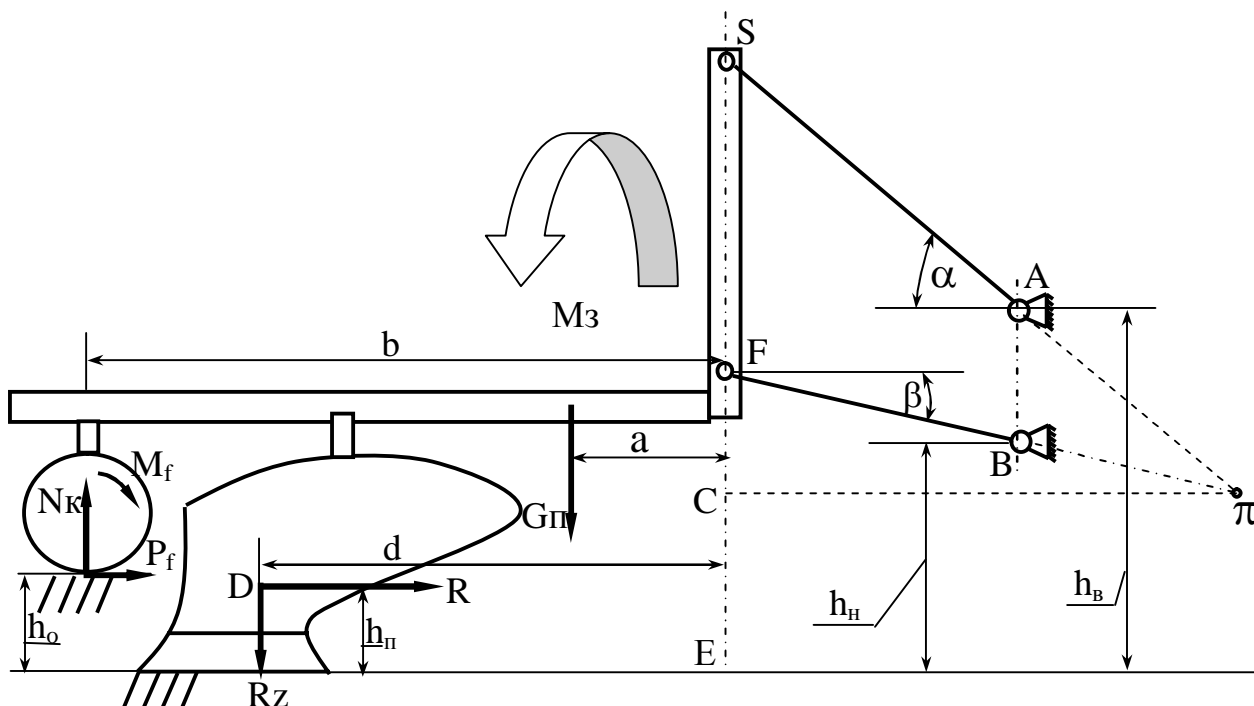


Рис. 1. Схема сил, які діють на фронтальний плуг при  $\alpha > \beta$ .

В свою чергу

$$\left. \begin{aligned} SE &= h_B + r_B \cdot \sin \alpha; \\ SC &= \pi C \cdot \operatorname{tg} \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $r_B$  – довжина центральної тяги ПНМ трактора.

В процесі обґрунтування параметрів переднього навісного механізму трактора довжину центральної тяги ( $r_B$ ) доцільно виразити як функцію від довжини нижніх ( $r_H$ ). Це із-за того, що параметр  $r_H$  при агрегуванні трактора із знаряддями на відміну від параметра  $r_B$  залишається постійним.

Для розглядуваного нами варіанту налагодження ПНМ трактора маємо:

$$r_B = r_H \cdot \cos \beta / \cos \alpha. \quad (3)$$

З урахуванням залежностей (2) і (3) маємо:

$$CE = h_B + r_B \cdot \sin \alpha - \pi C \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

Підставивши вираз (4) у (1), після перетворень отримаємо:

$$N_K = \frac{G_{\Pi} \cdot (\pi C + a) + k_0 \cdot Bp \cdot h_0 \cdot [0,2 \cdot (\pi C + d) + h_B - (\pi C - r_H \cdot \cos \beta) \cdot \operatorname{tg} \alpha - h_{\Pi}]}{\pi C + b + [(\pi C - r_H \cdot \cos \beta) \cdot \operatorname{tg} \alpha + h_0 + r_K - h_B] / f_{\Pi}} \quad (5)$$

Причому, у виразі (5) координата  $\pi C$  розраховується наступним чином:

$$\pi C = \frac{h_B - h_H + r_H \cdot (\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha - \sin \beta)}{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta}$$

**Результати і обговорення.** В даному варіанті налагодження ПНМ збільшення кута нахилу його центральної тяги приводить до



зростання вертикальної реакції на опорному колесі фронтального плуга (рис.2).

В кількісному ж вираженні процес зміни динаміки вертикальної реакції на опорному колесі фронтального орного знаряддя суттєво інший. Наприклад, у варіанті  $\alpha < \beta$  [1] максимальна значина сили  $N_k$  становить 1,24 кН. Натомість, для варіанту  $\alpha > \beta$  вона зростає до 6,85 кН, тобто є більшою у 5,5 рази. Певна річ, що максимальні значини реакції  $N_k$  досягаються при цьому при різних значинах кутів нахилу центральної та нижніх тяг ПНМ трактора.

Характер впливу інших конструктивно-технологічних параметрів фронтального плуга на величину вертикального довантаження його опорного колеса є наступним. Як впливає із аналізу розрахунків виразу (5), зі збільшенням глибини оранки ( $h_o$ ) і питомого опору орного знаряддя ( $k_o$ ) сила  $N_k$  хоча і несуттєво, але зростає.

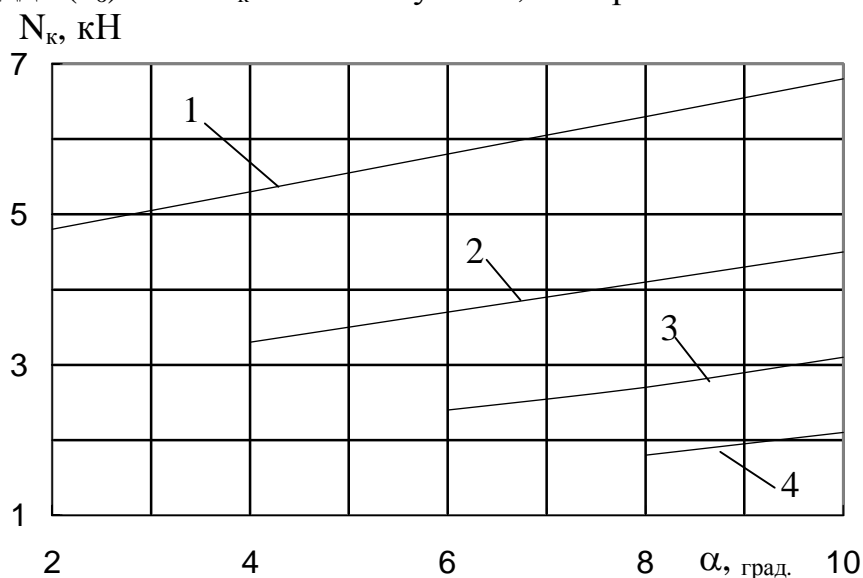


Рис. 2. Залежність вертикальної реакції на опорному колесі плуга від кута нахилу центральної тяги ( $\alpha$ ) при різних значинах кута нахилу нижніх тяг ( $\beta$ ) переднього навісного механізму трактора: 1-  $\beta = 0^\circ$ ; 2 -  $\beta = 2^\circ$ ; 3 -  $\beta = 4^\circ$ ; 4 -  $\beta = 6^\circ$

Такий результат є закономірним, оскільки за даної схеми налагодження ПНМ трактора сила  $R_x$  є заглиблювальною (див. рис.1), а її значина залежить від добутку зростаючих величин  $h_o$  і  $k_o$ .

У порівнянні з варіантом налагодження переднього навісного механізму енергетичного засобу за схемою  $\alpha < \beta$  установка центральної тяги під більшим кутом, ніж нижні (тобто  $\alpha > \beta$ ) показує, що характер залежностей  $N_k = f(b; d)$  є протилежним. Знову ж таки, в кількісному вираженні вплив параметрів  $b$  і  $d$  є незначним, а тому рекомен-

дації щодо їх вибору є такими ж, як і у варіанті налагодження ПНМ трактора за схемою  $\alpha < \beta$  [1].

Протилежним, якщо порівнювати з варіантом  $\alpha < \beta$ , є і характер зміни вертикального навантаження на колесі плуга в залежності від вертикальних координат установки центральної ( $h_B$ ) та нижніх ( $h_n$ ) тяг ПНМ трактора (рис.3).

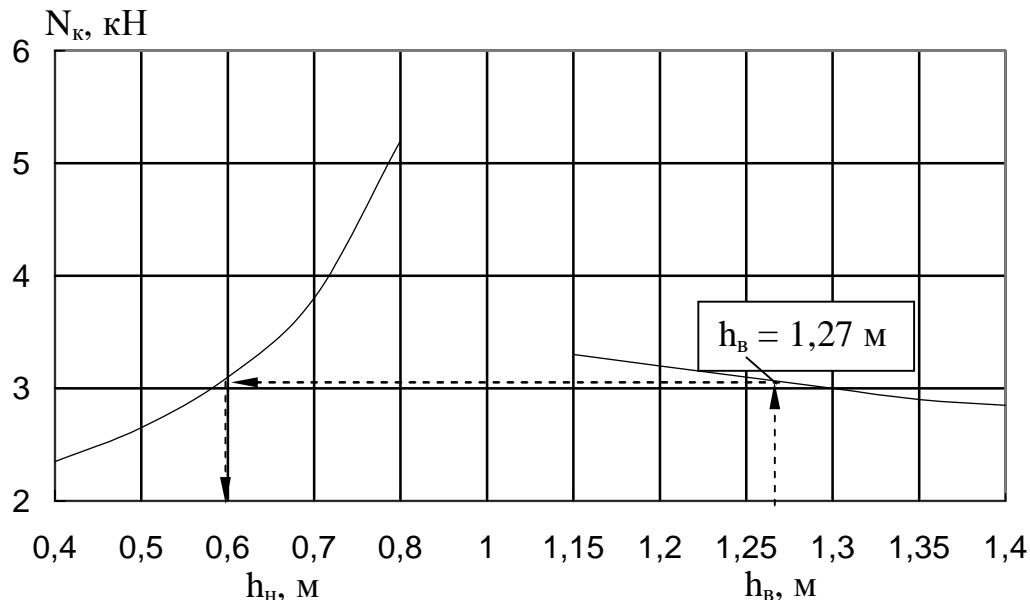


Рис. 3. Залежність вертикальної реакції на опорному колесі плуга від висоти кріплення до трактора нижніх ( $h_n$ ) та центральної ( $h_B$ ) тяг фронтального навісного механізму.

Алгоритм визначення раціональних значин цих координат приймаємо таким же, як у попередньому варіанті налагодження переднього навісного механізму. А саме, приймаючи, що  $h_B = 1,27$  м, із графіка рис.3 знаходимо координату  $h_n$ , яка дорівнює 0,59 м.

Насамкінець визначимо, як залежить величина вертикальної реакції на опорному колесі фронтального плуга від ширини його захвату при різних схемах налагодження переднього навісного механізму

Розрахунки показують, що більш впливом є варіант, коли кут нахилу центральної тяги є більшим за кут установки нижніх тяг ПНМ енергетичного засобу (рис.4).

Особливо різниця в навантаженні колеса орного знаряддя відчутна при збільшенні величини  $B_p$ . Так, якщо при застосуванні однокорпусного фронтального плуга вона (різниця  $N_k$ ) становить 1,8 кН, то у варіанті трикорпусного орного знаряддя ця величина збільшується до 5,5 кН, тобто більше, ніж у три рази.

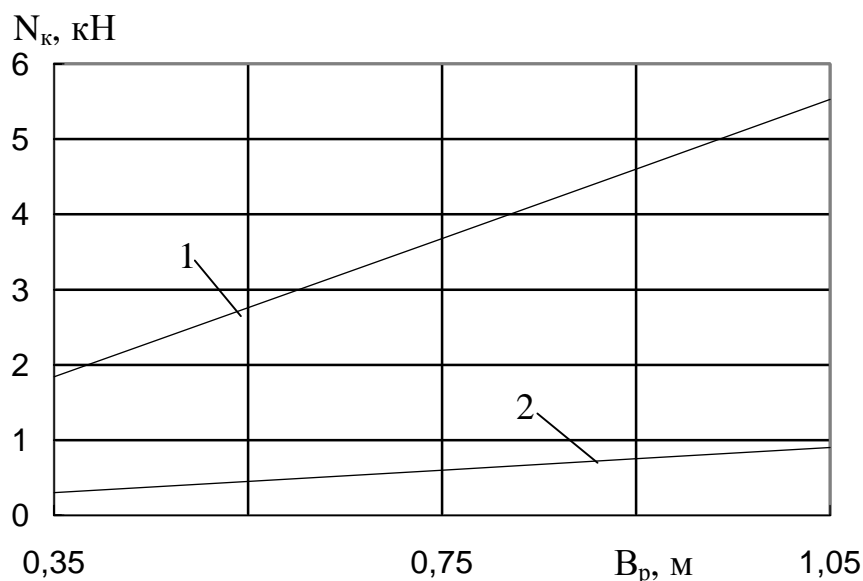


Рис. 4. Залежність вертикальної реакції на опорному колесі фронтального плуга від ширини його захвату при різних налаштуваннях переднього навісного механізму трактора: 1 -  $\alpha > \beta$ ; 2 -  $\alpha < \beta$ .

Отриманий результат слід обов'язково враховувати під час аналізу динаміки руху орного агрегату за схемою «push-pull» у горизонтальній площині проєкцій. Справа в тому, що при збільшенні вертикального навантаження на колесі фронтального плуга збільшується сила тертя між вказаним колесом і поверхнею кочення (грунтом). В свою чергу, за наявності керуючого впливу - кута повороту керованих коліс трактора - останній намагається перемістити фронтально навішене знаряддя у поперечному напрямку. І це переміщення певним чином буде залежати саме від того вертикального навантаження, з яким опорне колесо орного знаряддя притискується до поверхні поля. В усякому разі чим воно (навантаження) менше, тим менше потрібно зусилля для поперечного зміщення фронтального плуга.

*Висновки.* При шарнірному приєднанні фронтального плуга до навісного механізму трактора з кутом нахилу центральної тяги більшим за кут нахилу нижніх (варіант 2) вертикальне навантаження на опорне колесо орного знаряддя є більшим. Якщо при налагодженні ПНМ трактора з кутом нахилу центральної тяги меншим за кут нахилу нижніх (варіант 1) максимальна значина вертикальної реакції на колесі становить 1,24 кН, та у варіанті 2 вона збільшується у 5,5 рази, хоча і досягається при цьому при інших значинах кутів нахилу центральної та нижніх тяг навісного механізму трактора.

Установка центральної тяги ПНМ трактора під більшим кутом, ніж нижні показує, що характер впливу повздовжніх координат центру опору плуга і точки установки опорного колеса на його верти-

кальне довантаження є якісно протилежним, а кількісно – практично однаковим, як і у варіанті 1.

Порівняльний аналіз схем приєднання фронтального плуга свідчить, що у варіанті 2 вертикальне навантаження на його опорне колесо втричі менше, ніж у варіанті 1. Причому ця кількісна перевага залишається незалежною від кількості корпусів передньонавісного орного знаряддя.

#### *Література*

1. *Кистечок О.Д.* Умови стабільності руху заглибленого фронтального плуга / *О.Д.Кистечок, В.Т.Надикто* // Науковий вісник ТДАТУ. – 2013.- Вип.3., т.1. [[www.nbuu.gov.ua/e-journals/index.html](http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/index.html)].

2. *Булгаков В.М.* Агрегатування плугів / *В.М.Булгаков, В.І.Кравчук, В.Т.Надикто.* – К.: Аграрна наука. – 2008. – 152 с.

3. *Генов О.І.* Умови заглиблення фронтального плуга / *О.І.Генов, В.Т.Надикто, А.М.Аюбов А.М.* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2003. -Вип.12.- С.16-24.

4. *Надикто В.Т.* Аналіз рівноваги заднього та фронтального плугів у поздовжньо - вертикальній площині / *В.Т.Надикто, О.І.Генов, А.М.Аюбов* // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. - Харків, 2003. - Випуск 21.- С.105-112.

## **К ВОПРОСУ СТАБИЛЬНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЗАГЛУБЛЕННОГО ФРОНТАЛЬНОГО ПЛУГА**

А.Д. Кистечек

**Аннотация** – изложены результаты анализа стабильности движения заглобленного фронтального плуга при условии, когда угол наклона центральной тяги переднего навесного механизма трактора является больше угла наклона нижних тяг.

## **TO QUESTION STABILITY MOTION OF WORKING FRONTAL PLOUGH**

A. Kistechek

#### *Summary*

**The results analysis stability motion of working frontal plough are expounded subject to the condition, when an angle slope of top link of frontal linkage mounting of tractor is more angle of slope lower links.**



УДК 631.572

## МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КОЕФІЦІЄНТА БОКОВОГО ТИСКУ РОСЛИННИХ МАТЕРІАЛІВ

Кузенко Д.В., к.т.н.,

Левко С.І., інж. .

*Львівський національний аграрний університет*

Тел. (032) 2242988, e-mail: kuzenko-dv@meta.ua

**Анотація** – стаття присвячена визначенню бокового тиску стеблових рослинних матеріалів на стінки камери пресування. Описана методика проведення експериментальних досліджень та подані результати, встановлені залежності коефіцієнта бокового тиску для різних видів рослинних матеріалів.

**Ключові слова** – рослинні матеріали, паливні брикети, пресування, боковий тиск, коефіцієнт.

*Постановка проблеми.* Значна частина стеблових рослинних відходів аграрного виробництва, лісопильної та деревообробної промисловості з багатьох причин не знаходять подальшого технологічного застосування. Проте в умовах постійного зростання цін на енергоресурси та підвищеного попиту на екологічно чисті відновлювані джерела енергії, проводити утилізацію відходів рослинного походження шляхом виготовлення з них різних видів твердого палива надає можливість економити на традиційних енергоресурсах та підвищити ефективність виробництва в цілому.

Подальший розвиток даного напрямку нетрадиційної енергетики в значній мірі стримується недосконалістю технологічних процесів виготовлення паливних брикетів, недостатністю їх теоретичного та експериментального обґрунтування, вибору основних параметрів пресового обладнання. Зокрема, недостатньо вивчений вплив осьового тиску та зовнішнього тертя на коефіцієнт бокового тиску під час формування паливних брикетів із рослинних стеблових матеріалів. А це може призвести до неточностей у розрахунках навантажень, які діють на формувальні робочі органи, і відповідно, енергозатрат, внаслідок чого підвищується вартість паливних брикетів.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій* Найбільш вагомими та глибокими дослідженнями проведеними в питаннях стиснення та пре-

сування сіно-соломистих рослинних матеріалів для утворення тюків, рулонів, брикетів і гранул з метою заготівлі кормів, стебел льону та утворення з них снопів і рулонів. З цього приводу можна відмітити дослідження, проведені В.П. Горячкіним, М.А. Пустигіним, И.В. Сахаровим, С.А. Алферовим, И.А. Долговим, В.И. Особовим, Г.К. Васильєвою, А.А. Григорєвим, В.Д. Дутовим, Дж.Л. Батлером, Х.Ф. МакКоллі, Г.А. Хайлісом, В.С. Бриком, Г.А. Аверяною, І.Я. Федоренком, П.М. Заїкою [1,2,3,4,8].

Проблеми дослідження бокового тиску під час пресування вирішувались вченими для сипких матеріалів [2], бетонних сумішей [4], ґрунтів [1,6]. В цих роботах описані прилади та методики визначення бокового тиску, а також наведені дані експериментальних досліджень. Проте загальним недоліком даних методик є дослідження в області низьких тисків (до 0,5 МПа), значно відрізняються і фізико-механічні властивості матеріалів, які досліджувались, від рослинних.

В роботі [3] автори пропонують аналітичний і графоаналітичний метод визначення коефіцієнта бокового тиску та його залежність від коефіцієнта внутрішнього і зовнішнього тертя для дисперсних матеріалів. Ними встановлено, що при збільшенні коефіцієнта зовнішнього тертя зростає коефіцієнт бокового тиску.

Хілков Н.В. [8] досліджував боковий тиск повнораціонного корму у відкритій камері із багатократним пресуванням. Ним запропонована установка та методика проведення експериментальних досліджень, а згідно результатів його досліджень максимальний коефіцієнт бокового тиску для трав'яного борошна становить  $\xi = 0,43$  за осьового тиску  $p = 35$  МПа.

Дослідження залежності бокового тиску від тиску пресування, з метою отримання паливних гранул, для різної вологості та фракційного складу деревної маси (тирси, стружки) із розмірами частинок 0,5...2 мм, наведені в працях російських науковців [9]. За даними авторів, зв'язок між коефіцієнтом бокового тиску та тиском пресування носить складний характер та описується експоненціальним рівнянням із коефіцієнтами, що враховують фракційний і породний склад деревної тирси (стружки) та визначаються експериментальним шляхом:

$$\varepsilon = A \cdot p^B \cdot e^{C \cdot p}, \quad (1)$$

де  $A$ ,  $B$  і  $C$  – експериментальні коефіцієнти, що залежать від фракційного, породного складу деревної тирси та вологості, відповідно.

На даний час проблема дослідження бокового тиску під час виготовлення паливних брикетів із рослинних стеблових матеріалів (соломи, відходів переробної галузі) є маловивченою.

*Формулювання цілей статті.* Завданням досліджень є обґрунтування методики та встановлення значень бокового тиску рослинних матеріалів за різних фізико-механічних властивостей в залежності від осьового тиску, що створюється в робочій камері преса.

*Основна частина.* Як свідчать дослідження [10], на щільність брикетів впливає в основному тиск пресування, що створюється в робочій камері (філь'єрі) преса чи формувальній головці, повинен створити зусилля рівне або більше зусиллю виштовхування брикету із формувальної головки. Останнє в основному залежить від форми та довжини робочого каналу, сил тертя, що визначаються зусиллями бокового тиску брикетів на стінки робочих каналів пресу. Із зміною осьового тиску в камері пресування буде змінюватися і боковий тиск, на величину та динаміку зміни якого значний вплив мають фізико-механічні властивості матеріалу.

Для проведення досліджень впливу зусилля пресування на боковий тиск для різних за властивостями рослинних матеріалів нами виготовлена експериментальна установка (рис. 1), яка містить раму 1, гвинтовий механізм 2 змонтований на рамі через підшипниковий вузол. На верхню частину рами опирається важіль з великою противагою 7 на одному кінці, та вертикальною тягою 8 на другому, яка відхиляє важіль терезів 11 із малою противагою 9 та повзуном 10. Між верхнім важелем 7 та гвинтовим механізмом 2, за допомогою пальців, закріплений пристрій для випробування матеріалів на стиск, що містить кронштейн 3, циліндр 4 та поршень 5.

Циліндр виконаний пустотілим із зовнішньою канавкою шириною 40 мм для розміщення в ній тензометричних елементів із базою 20 мм. Товщина стінок у місці проточки наближена до мінімально допустимого значення за умови максимальної чутливості до зміни тиску та забезпечення необхідної міцності на навантаження за значеннями тиску до 100 МПа. В канавці наклеєні тензометричні елементи, які за мостовою схемою (дві тензоланки та два опори) приєднані до підсилювача сигналу, який живиться постійним струмом від акумуляторної батареї ( $U_{ж}=12$  В). Попередньо проведене тарування циліндра із тензоланками і встановлений перевідний коефіцієнт. Сигнал від підсилювача через аналого-цифровий перетворювач подається на персональний комп'ютер (ПК) із встановленим програмним забезпеченням, на екран якого виводяться результати експериментів (графічні залежності або числових дані).

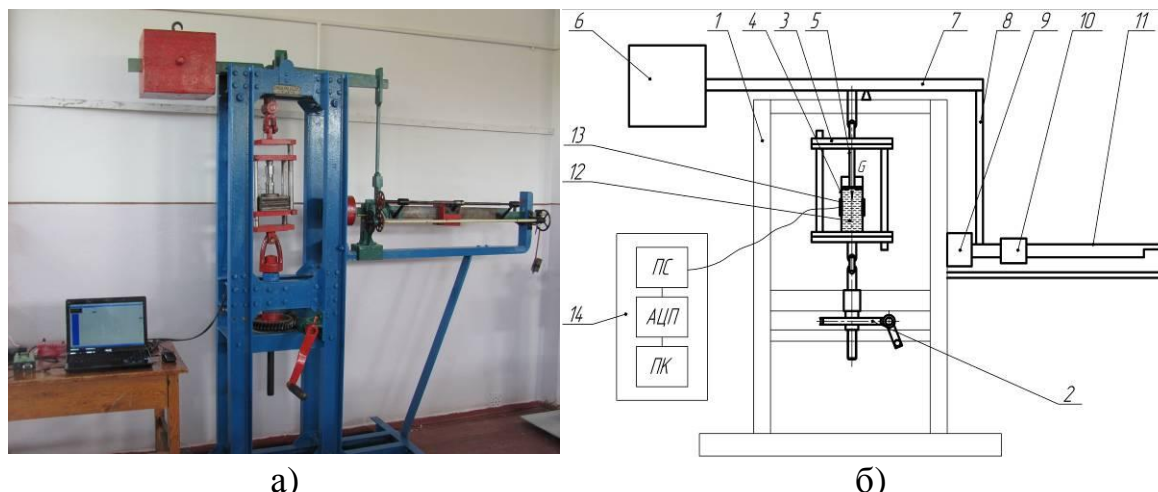


Рис. 1. Схема установки для визначення бокового тиску рослинної маси від прикладеного зусилля: а – загальний вид; б – схема; 1 – рама; 2 – гвинтовий механізм; 3 – пристосування для випробування на стиск; 4 – циліндр; 5 – поршень; 6 – противага; 7 і 8 велика та мала тяги; 9 – мала противага; 10 – повзунок; 11 – важіль терезів; 12 – рослинна маса; 13 – п'єзоелементи; 14 – вимірювальний блок; ПС – підсилювач сигналу; АЦП – аналого-цифровий перетворювач; ПК – персональний комп'ютер.

Зусилля пресування  $G$  (зусилля на штоку поршня) встановлювалося шляхом переміщення повзунка 10 по важелю терезів 11 та обертання гвинтового механізму 2 до встановлення рівноваги важільної системи (рівень носика важеля терезів повинен співпадати із міткою на рамі).

Тиск пресування  $p$  визначався так

$$p = \frac{G}{S}, \text{ МПа}, \quad (2)$$

де  $G$  – встановлене зусилля пресування, Н;

$S$  – площа поперечного перетину робочого каналу циліндра,  $\text{мм}^2$ .

Для проведення дослідів використовувалась солома озимої пшениці та вівса (вологістю 9% 14%, 17% та 22%), озимого ріпаку (вологістю 9%, 12%, 16%, 20%) та очерету (вологістю 10%, 14%, 17%, 21%). Вологість визначали вологоміром АВД-6100 ОП.

Подрібнений рослинний матеріал (частинки розміром до 10 мм) засипався у циліндр, за допомогою гвинтового механізму та повзуна на важелі терезів встановлювалося відповідне навантаження  $G$ . Далі фіксувалися покази на ПК, які пізніше переводилися у відповідні значення тиску. Коефіцієнт бокового тиску визначався за формулою

$$\xi = \frac{p}{p_{\sigma}}, \quad (3)$$



де  $p_{\delta}$  – боковий тиск за відповідного значення осевого тиску, МПа.

Як бачимо із графічних залежностей результатів експериментів (рис. 2), боковий тиск під час пресування соломи пшениці, вівса, ріпаку та очерету із зростанням осевого тиску збільшується для всіх значень вологості матеріалу. Причому боковий тиск для всіх видів рослинних матеріалів, що досліджувалися, змінюється приблизно однаково від 0,34 до 16,67 МПа за осевого тиску від 1,15 МПа до 40 МПа. Слід зазначити, що для соломи пшениці різниця між боковим тиском за вологості 9 та 14% не є значною, для інших культур ця різниця суттєва.

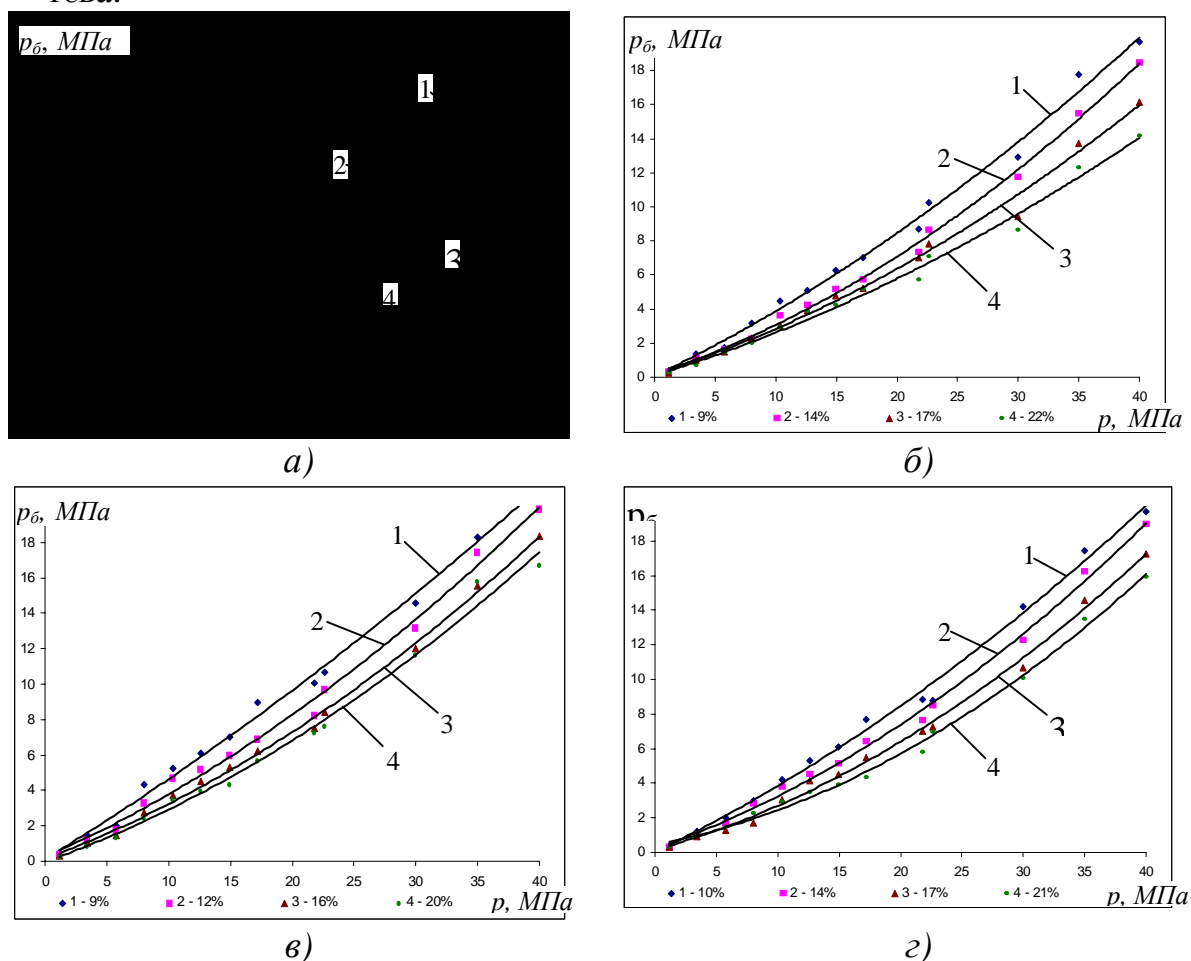


Рис. 2. Залежність бокового тиску рослинної маси від осевого тиску: а – пшениця; б – овес; в – ріпак; г – очерет

На рис. 3 представлені графічні залежності бокового тиску від вологості рослинної маси. Із збільшенням вологості боковий тиск дещо зменшується для всіх видів культур. Для соломи ріпаку за осевого тиску 30 МПа таке зменшення, порівняно із іншим рослинним матеріалом є менш значним, що пояснюється більш щільною структурою стебла.

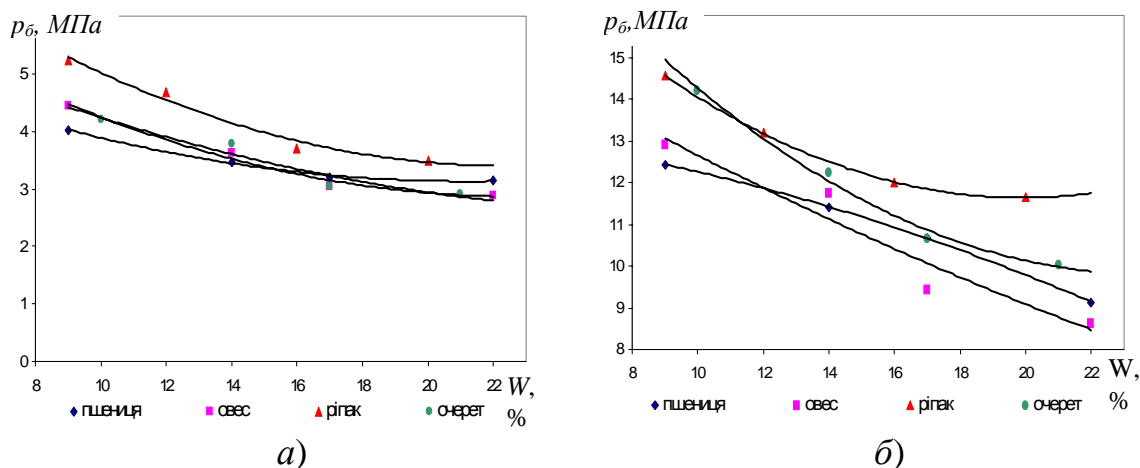


Рис. 3. Залежність бокового тиску від вологості при значенні осьового тиску: а – 10 МПа; б – 30 МПа.

Рівняння, що описують графічні залежності (рис. 2) бокового тиску соломи різних культур від осьового тиску в робочому каналі, отримані методом найменших квадратів [7], наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Емпіричні рівняння бокового тиску.

Матеріал	Вологість W, %	Вид рівняння	Коеф. детермінації r
Солома пшениці	14	$p_{\delta} = 0,0055p^2 + 0,2539p + 0,272$	0,997
Солома вівса	14	$p_{\delta} = 0,0056p^2 + 0,2334p + 0,1832$	0,997
Солома ріпаку	16	$p_{\delta} = 0,0048p^2 + 0,261p + 0,1341$	0,995
Стебла очерету	15	$p_{\delta} = 0,0056p^2 + 0,2463p + 0,2208$	0,996

Проаналізувавши отримані емпіричні рівняння, отримуємо узагальнене рівняння залежності бокового тиску від осьового в робочій камері преса

$$p_{\delta} = Ap^2 + Bp + C, \tag{4}$$

Аналогічно отримуємо рівняння, що описують графічні залежності бокового тиску від вологості (рис. 3), зокрема, для соломи ріпаку вони мають наступний вид:

- за осьового тиску 10,33 МПа

$$p_{\delta} = 0,0105 \cdot W^2 - 0,471 \cdot W + 8,6765;$$

- за осьового тиску 30 МПа

$$p_{\sigma} = 0,0246 \cdot W^2 - 0,9782 \cdot W + 21,367.$$

Узагальнене рівняння залежності бокового тиску від вологості рослинних матеріалів має аналогічний вигляд

$$p_{\sigma} = A' \cdot W^2 - B' \cdot W + C'. \quad (5)$$

В рівняннях (4) і (5) коефіцієнти  $A$ ,  $B$ ,  $C$  і  $A'$ ,  $B'$ ,  $C'$  залежать від конструктивно-технологічних параметрів преса та фізико-механічних властивостей (вологість, коефіцієнт тертя, довжина подрібнення) рослинного матеріалу, тому для кожного рослинного матеріалу визначаються окремо.

Коефіцієнти бокового тиску для рослинної маси із соломи пшениці, вівса, ріпаку та очерету для різних значень осьового тиску в робочій камері наведені в табл. 2. Як бачимо з отриманих результатів коефіцієнт бокового тиску, при значенні осьового тиску 10 МПа, найменший для соломи вівса  $\varepsilon = 0,352$  та найбільший для соломи пшениці  $\varepsilon = 0,362$ . Зростання осьового тиску супроводжується збільшенням щільності рослинної маси і, відповідно, однорідності, внаслідок чого зростає коефіцієнт бокового тиску. Так, для соломи пшениці за осьового тиску у 40 МПа коефіцієнт бокового тиску становить  $\varepsilon = 0,483$ ; соломи вівса –  $\varepsilon = 0,466$ ; соломи ріпаку –  $\varepsilon = 0,458$ ; стебел очерету –  $\varepsilon = 0,474$ .

Таблиця 2 – Коефіцієнти бокового тиску,  $\varepsilon$ , МПа.

Осьовий тиск, МПа	Пшениця W=14%	Овес W=14%	Ріпак W=16%	Очерет W=15%
10	0,364	0,352	0,356	0,362
20	0,382	0,378	0,371	0,369
30	0,414	0,392	0,4	0,407
40	0,483	0,466	0,458	0,464

*Висновки.* Проведені дослідження залежності бокового тиску від прикладеного осьового зусилля показали, що він має суттєвий вплив на процес ущільнення рослинних матеріалів і, в першу чергу, визначає навантаження на стінки пресувальної камери та формувальної головки пресу, а також енергомісткість процесу.

Динаміка зміни коефіцієнту бокового тиску, що представляє собою відношення значень бокового та осьового тисків, для всіх видів культур приблизно однакова, а його значення знаходиться в межах 0,36...0,48.

*Література*

1. *Сорокина Г.В.* Рекомендации по методам определения коэффициентов бокового давления и поперечного расширения глинистых грунтов / *Г.В. Сорокина, Н.П. Бетелев, Г.П. Шишкина* // Методические рекомендации. Лаборатория методов исследования НИИ – М.: 1978 – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.complexdoc.ru](http://www.complexdoc.ru).
2. *Федосеев В.Б.* Боковой коэффициент и давление в насыпи сыпучего материала // Электронный научный журнал «ИССЛЕДОВАНО В РОССИИ» // Донской гос. тех. у-ситет – 2007, 622 с. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://zhurnal.ape.relarn.ru/articles/2007/058.pdf>.
3. *Барсуков В. В.* Трибомеханический метод расчета коэффициента бокового давления в хрупких дисперсных материалах / *В. В. Барсуков, Б. Крунич, В. Г. Барсуков* // Трение и износ., Том 32, № 6. – Гродно, 2011. – 489-497 с.
4. *Марковский М.Ф.* Прибор и методика измерения коэффициента бокового давления бетонной смеси на опалубку / *М.Ф. Марковский, Ю.Б. Копылов* // Третий международный симпозиум 9-11.11.2011 «Проблемы современного бетона и железобетона» – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.belniis.by](http://www.belniis.by).
5. Аналітичний огляд процесів і засобів для виготовлення паливних брикетів з рослинних матеріалів / *Д.В. Кузенко, Л.М. Кузенко, О.М. Крунич, С.І. Левко* // Збірник праць V Міжнародної науково-технічної конференції "MOTROL-2011" т.13D – 258–268 с.
6. *Лазебник Г.Е.* Экспериментальное определение коэффициента бокового давления и коэффициента Пуассона несвязных грунтов / *Г.Е. Лазебник, А.А. Смирнов, В.И. Симаков* // Основания, фундаменты и механика грунтов. – 1967, № 4. – 17-20 с.
7. *Мельников С. В.* Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / *С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Роцин.* – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
8. *Хилков Н.В.* Оптимизация режимов работы прессабрикетировщика ОПК-2,0 / *Н.В. Хилков* // Зап. Ленингр. с.-х. ин-та. 1977. - Т. 336. - С. 10-14.
9. Влияние давления прессования на коэффициент бокового давления древесных гранул / *О.Д. Мюллер, В.И. Мелехов, В.К. Любовь, В.И. Малыгин* // Лесной журнал – Архангельск: 2013, №3 – 97-102 с.
10. *Левко С. І.* Огляд теорій процесу пресування / *С. І. Левко* // Вісник Львів. НАУ «Агроінженерні дослідження». – Львів, 2010. – №15. – С. 458-467.

## **МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Д. В. Кузенко, С. И. Левко

**Аннотация – статья посвящена определению бокового давления стеблевых растительных материалов на стенки камеры прессования. Описана методика проведения экспериментальных исследований и представлены результаты, установлены зависимости коэффициента бокового давления для разных видов растительных материалов.**

## **METHODS AND RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCH COEFFICIENT LATERAL PRESSURE PLANT MATERIAL**

D. Kuzenko, S. Levko

### **Summary**

**The paper is devoted to the determination of lateral pressure stem plant material on the walls of the baling chamber. Describes the methodology of experimental studies and the results installed according to the coefficient of lateral pressure for different types of plant material.**



УДК 631.37

## ОЦІНКА СТІЙКОСТІ РУХУ АСИМЕТРИЧНОГО ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ

Чорна Т.С., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: tatachyorna@yandex.ua

**Анотація** – на основі розробленої математичної моделі руху асиметричного просапного агрегату у горизонтальній площині проведено оцінку впливу його схеми агрегування, конструктивних та технологічних параметрів на стійкість його руху.

**Ключові слова** – стійкість руху, асиметричне агрегування, швидкість руху, схема налаштування агрегату.

*Постановка проблеми.* У південних регіонах України сьогодні значна частина посівних площ зайнята під просапні культури, серед яких основне місце нині займають соняшник та кукурудза (на їх долю припадає близько 25%).

Але більшість з них засівається 8-ми рядними сівалками. Застосування ж більш ефективних 12-ти рядних практично відсутнє. Не зважаючи на те, що ВАТ ХТЗ випускає придатні для цього орнопросапні трактори серії ХТЗ-160, а ВАТ «Червона зірка» (м. Кіровоград) – 12-ти рядні просапні сівалки. Проблема полягає в тому, що без зміни колії, дані енергетичні засоби не мають можливості працювати в міжряддях 70 см. Для цього вони повинні мати колію 1400 мм або 2800 мм. Тоді як при колії 2100 мм сліди двох висівних секцій просапної сівалки, приєднаної до трактора звичайним (симетричним) способом, будуть потрапляти в колію останнього. В подальшому це призведе до вирізання культурних рядків просапним культиватором, що неприпустимо.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Одним з можливих шляхів вирішення цього питання є асиметричне агрегування знарядь для посіву і міжрядного обробітку сходів просапної культури [1], шляхом зміщення їх на половину міжряддя.

Але при асиметричному агрегуванні просапних знарядь виникає додатковий момент, який може впливати на якісні показники їх роботи. Тому динаміка руху посівних МТА має бути такою, щоб забезпечити прийнятну прямолінійність сходів [2].

При вирощуванні просапних культур особливу роль відіграє стійкість та керованість руху агрегатів, що використовуються при їх вирощуванні. Функціонування просапного агрегату можна розглядати як реакцію на вхідні: керуючий та збурюючі впливи. При цьому реакція на керуючий вплив буде характеризувати його керованість, а на збурюючі – стійкість руху. Характер функціонування динамічної системи під час відпрацювання цих впливів залежить від динамічних характеристик, які визначаються, в даному випадку, схемою та параметрами просапного агрегату. Таким чином, виходячи з аналізу керованості та стійкості руху агрегату, треба встановити такі характеристики динамічної системи, які забезпечать їй раціональне перетворення вхідних впливів [3].

У якості керуючого впливу приймаємо кут повороту керованих коліс трактора ( $\alpha$ ), а збурюючого впливу – розворотний момент, що створюється завдяки асиметричному навішуванню робочої машини ( $\Delta$ ) та вильоту маркеру ( $\Delta_M$ ).

Вихідними змінними параметрами, що задають траєкторію руху МТА під час роботи, є поперечне зміщення центру мас трактора ( $X_{ST}$ ) та кут відхилення повздовжньої осі від напрямку руху – курсовий кут ( $\varphi$ ).

Головними операторами для динамічних систем є передатні функції та частотні характеристики. Вони дають найбільш повну уяву про динамічні якості системи, її реакції на різні збурення та характер перехідних і сталих процесів. Для їх теоретичного визначення необхідна система рівнянь, які зв'язують вихідні параметри з вхідними (тобто математична модель дослідного процесу).

Розробкою математичної моделі просапного агрегату на базі трактора ХТЗ-120 займалися Надикто В.Г., Мухамедшин В.З. [4, 5].

Нами була розроблена математична модель руху просапного агрегату у горизонтальній площині на базі орно-просапного трактора з уточненням напрямку кутів відведення шин коліс МТА [6].

*Формулювання мети статті.* Мета даної публікації – оцінити на базі розробленої математичної моделі вплив схеми агрегування, конструктивних та технологічних параметрів асиметричного просапного агрегату на базі орно-просапного трактора на стійкість його руху.

*Основна частина.* Аналіз стійкості руху посівного асиметричного агрегату на базі орно-просапного трактору проводимо через відпрацювання збурюючих впливів у вигляді зміщення просапної сівалки ( $\Delta$ ) та виносу маркеру ( $\Delta_M$ ).

Під час теоретичних досліджень збурюючий вплив оцінювали, аналізуючи наступну передаточну функцію:

$$W_3(p) = D_3/D, \tag{1}$$

В даному випадку маємо:

$$D = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{vmatrix}, \quad D_3 = \begin{vmatrix} K_{11} & 0 \\ K_{21} & F_{22} + F_{23} \end{vmatrix}.$$

Після розкриття визначників і підстановки у (1) отримаємо:

$$W_3(p) = \frac{F_{13} \cdot p + F_{03}}{C_2 \cdot p^2 + C_1 \cdot p + C_0},$$

де  $F_{13} = (F_{22} + F_{23}) \cdot A_{11}$ ;  $F_{03} = (F_{22} + F_{23}) \cdot A_{12}$ ;

$C_2 = A_{11} \cdot A_{21}$ ;  $C_1 = A_{11} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{21}$ ;  $C_0 = A_{11} \cdot A_{23} + A_{12} \cdot A_{22} - A_{24} \cdot A_{13}$ ;

тут  $A_{11} = M_T$ ;  $A_{12} = (k_A + k_B + k_M - R_M)/V_0$ ;

$$A_{13} = \begin{cases} \left[ (Pf_A - Pk_A + k_A) \cdot (L - a_T) + (Pk_B - Pf_B - k_B) \cdot a_T - (P_{kp} + k_M) \cdot \sqrt{\Delta^2 + (a_T + a_M)^2} \right] / V_0 & \text{прямий рух;} \\ \left[ -(Pf_A - Pk_A + k_A) \cdot (L - a_T) + (Pf_B - Pk_B + k_B) \cdot a_T - (P_{kp} + k_M) \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2} \right] / V_0 & \text{реверсивний рух;} \end{cases}$$

$A_{21} = Js_T$ ;

$$A_{22} = \begin{cases} \left[ (Pf_A - Pk_A + k_A) \cdot (L - a_T)^2 + (Pf_B - Pk_B + k_B) \cdot a_T^2 + \right. \\ \left. + (k_M + P_{kp}) \cdot (a_T + a_M) \cdot \sqrt{\Delta^2 + (a_T + a_M)^2} \right] / V_0 & \text{прямий рух;} \\ \left[ (Pf_A - Pk_A + k_A) \cdot (L - a_T)^2 + (Pf_B - Pk_B + k_B) \cdot a_T^2 + \right. \\ \left. + (k_M + P_{kp}) \cdot (L - a_T + a_M) \cdot \sqrt{\Delta^2 + (L - a_T + a_M)^2} \right] / V_0 & \text{реверсивний рух;} \end{cases}$$

$$A_{23} = \begin{cases} (Pk_A - Pf_A - k_A) \cdot (L - a_T) + (Pf_B - Pk_B + k_B) \cdot a_T + (k_M + P_{kp}) \cdot (a_T + a_M) & \text{прямий рух;} \\ -(Pf_A - Pk_A + k_A) \cdot (L - a_T) - (Pk_B - Pf_B - k_B) \cdot a_T - (k_M + P_{kp}) \cdot (L - a_T + a_M) & \text{реверсивний рух;} \end{cases}$$

$A_{24} = -A_{23}/V_0$ ;  $F_{22} = f_{22}$ ;  $F_{23} = f_{23}$ ;

$p$  – оператор диференціювання.

Характер зміни передавальної функції  $W_3(p)$  показує, що на курсову стійкість асиметричного посівного агрегату найбільше впливають його масові характеристики, а також тяговий опір на гаку ( $P_{kp}$ ), коефіцієнти опору відведення передніх ( $k_a$ ) і задніх ( $k_b$ ) коліс трактору та просапної сівалки ( $k_m$ ), опір перекочування маркеру ( $R_m$ ), швидкість руху агрегату ( $V_0$ ).

Вхідний вплив у вигляді одиничної ступінчатої функції будь-яка динамічна система відпрацьовує як проста підсилювальна ланка. При цьому  $p = i \cdot \omega = 0$ .

Проаналізуємо вплив схеми агрегування (реверсивна чи пряма) і рядності МТА на зміну курсового кута при наявності асиметрії (в даному випадку 0,35 м).

Так, збільшення рядності асиметричного посівного агрегату призводить до збільшення курсового кута (рис.1).



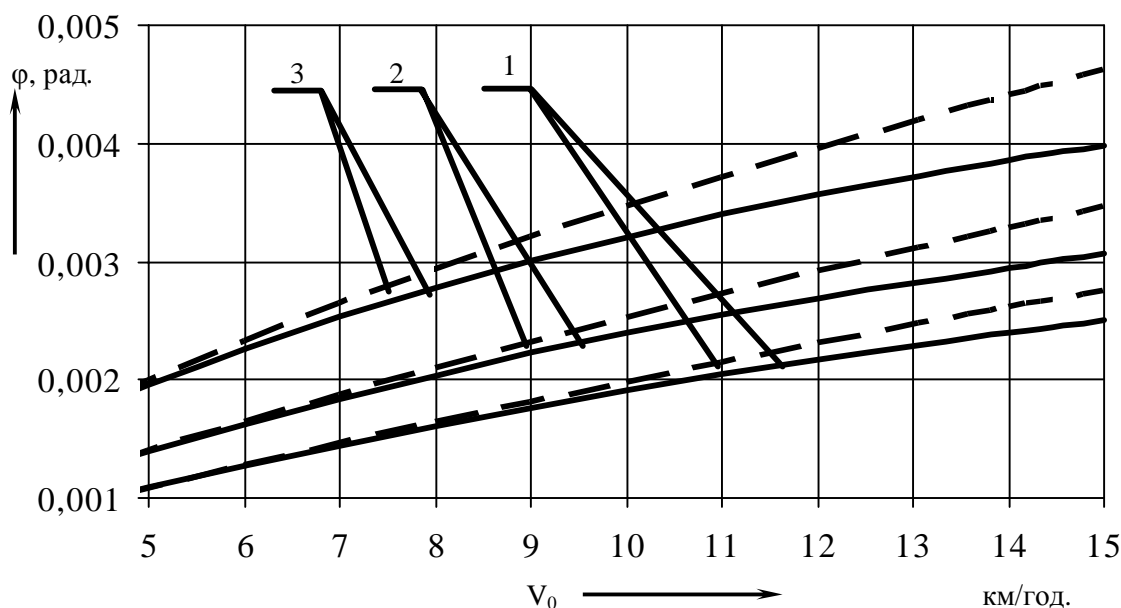


Рис. 1. Вплив швидкості руху асиметричного посівного агрегату на зміну курсового кута трактору при різних схемах його налаштування: пряма (—) і реверсивна (---) – з рядністю: 1 – 6 секцій; 2 – 8 секцій; 3 – 12 секцій.

Причому, в діапазоні швидкостей 6...12 км/год амплітуда курсового кута збільшується на 58% для 12-рядного, 65% – для 8-рядного і на 71% – для 6-рядного МТА при прямій та на 70%, 76% і 81% для реверсивної схеми агрегування (рис.1). Навіть у гіршому варіанті вплив швидкості руху і рядності є незначним: максимальне значення не перевищує 0,01 при бажаному значенні 0.

Враховуючи те, що тяговий опір на гаку  $P_{кр}$  прямо пропорційно залежить від рядності просапної сівалки, його вплив при відпрацюванні збурюючого впливу у вигляді асиметричного зміщення знаряддя є незначним.

Аналіз впливу асиметричного приєднання просапної сівалки в залежності від схеми налаштування енергетичного засобу (рис. 2) показав її незначний вплив на стійкість руху такого МТА (інтенсивність майже не змінюється як при швидкості 8 км/год, так і при 12 км/год).

Натомість швидкість руху значно більше впливає на коливання курсового кута при збільшенні асиметрії. Але, враховуючи малі значення (максимальне значення 0,044 не перевищує 0,05 при бажаному значенні 0), можна зробити висновок про незначний вплив асиметричного агрегування просапної сівалки на зміну курсового кута асиметричного посівного агрегату.

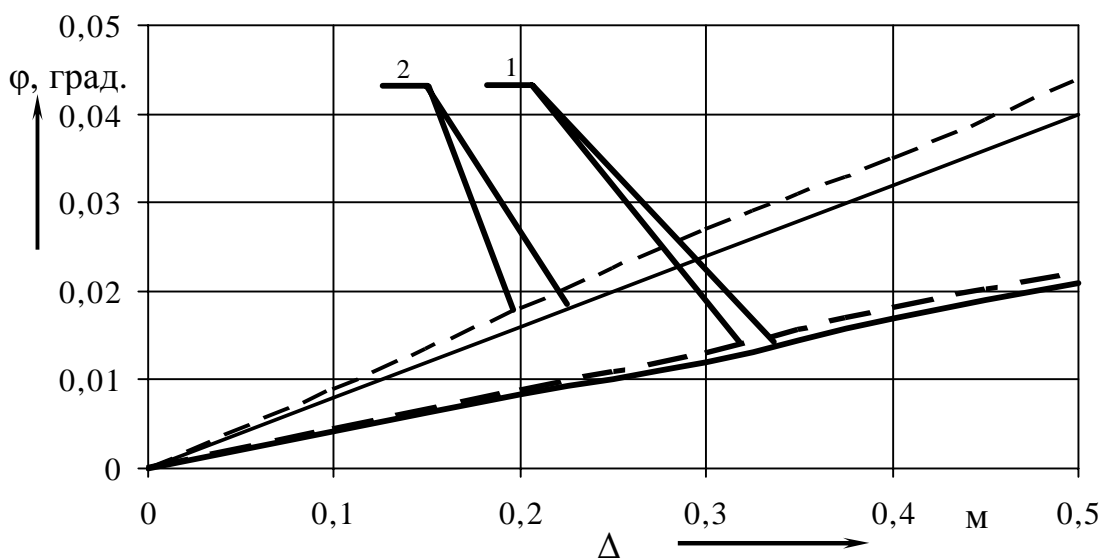


Рис. 2. Вплив асиметричного приєднання 12-рядного просапної сівалки на зміну курсового кута при різних схемах налаштування енергетичного засобу: прямій (—) та реверсивній (---) зі швидкістю: 1 – 8 км/год.; 2 – 12 км/год.

#### Висновки.

З наведеного вище можна зробити наступні висновки.

Стійкість руху посівного МТА при реверсивному налаштуванні трактора гірша, ніж при прямому. На швидкості робочого руху 12 км/год різниця між коливаннями курсового кута трактора на користь прямого його налагодження (змінюється від 4% для 6-рядного агрегату до 11% – для 12-рядного).

Величина поперечного зміщення сівалки теоретично призводить до зростання коливань курсового кута трактора. В якісному вираженні цей процес ідентичний впливу швидкісного режиму, а в кількісному – на порядок більший.

В цілому вплив асиметричного агрегування сівалки з орно-просапним трактором на стійкість руху МТА незначний. Навіть при швидкості руху 12 км/год. поперечне зміщення посівної машини на 0,35 м викликає коливання курсового кута енергетичного засобу з амплітудою, яка не перевищує 1,6 градуси.

#### Література

1. Чорна Т. С. Зчіпний пристрій енергетичного засобу / Т.С. Чорна // Праці ТДАТУ. – 2008. – Вип. 8, т. 1. – С. 144–147.
2. Надыкто В. Т. Частотно-дисперсионный показатель оценки непрямолинейности рядов пропашных культур / В. Т. Надыкто, О. П. Назарова, Т. С. Черная // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – №8. – С. 15–17.

3. Лурье А. Б. Широкозахватные почвообрабатывающие машины / А. Б. Лурье, А. И. Любимов. – Л. : Машиностроение, 1981. – 270 с.

4. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві : навчальний посібник / В. Т. Надикто, М. Л. Крижачківський, В. М. Кюрчев, С. Л. Абдула. – Мелітополь : Видавничий будинок ММД, 2006. – 337 с.

5. Надикто В. Т. Дослідження просапного МТА на базі трактора ХТЗ-120 / В. Т. Надикто, В. З. Мухамедшин // Праці ТДАТА. 2004. – Вип. 14. – С. 65–71.

6. Чорна Т. С. Математична модель асиметричного просапного агрегату / Т. С. Чорна // Праці ТДАТУ. – 2008. – Вип. 8, т. 2. – С. 136–146.

## ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АССИМЕТРИЧНОГО ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА

Т.С. Черная

**Аннотация** – на основе разработанной математической модели движения асимметричного посевного агрегата в горизонтальной плоскости проведена оценка влияния его схемы агрегатирования, конструктивных и технологических параметров на устойчивость его движения.

## THE ESTIMATION OF ASYMMETRIC CULTIVATED AGGREGATE MOTION STABILITY

T. Chorna

### *Summary*

**On the base of the developed mathematical model of the asymmetric cultivated aggregate motion in a horizontal plane the estimation of its scheme influence, structural and technological parameters are conducted of its motion stability.**



УДК 664.72.05

## АНАЛИЗ УСТРОЙСТВ ПРЕДПОСЕВНОЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНОВЫХ

Новиков Г.В., инж.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел.: 0619-42-57-97

**Аннотация** - проанализированы технологические схемы предпосевной обработки зерна. Предложена комбинированная обработка семенного материала электромагнитным полем СВЧ и химической инкрустации.

**Ключевые слова** – предпосевная обработка, пшеница, зерновые, протравливание, стимулирование, электротехнологии.

*Постановка проблемы.* Аграрный сектор обеспечивает продовольственную безопасность и продовольственную независимость Украины, формирует 17% валового внутреннего продукта и около 60% потребительского фонда населения. Кроме того, аграрный сектор является одним из бюджетонаполняющих секторов, доля которого в бюджете страны составляет 8-9%, и занимает 2 место среди секторов экономики в товарной структуре экспорта [1].

В соответствии «Концепция наукового забезпечення установами УААН ...» [2] достичь поставленной цели возможно через внедрение высокопродуктивных технологий выращивания традиционных культур, которые дадут возможность снизить удельные энергозатраты, сэкономить технологические материалы, увеличить объемы использования генетического потенциала сортов и гибридов до 80%.

*Анализ исследований и публикаций.* «Пріоритетні завдання аграрної науки України» [3] обозначают следующие возможности достижения поставленного результата: разработка экологически и экономически ориентированных систем интегрированной защиты растений от вредных организмов; оздоровление семенного материала; разработка экологически безопасных, экономически выгодных интенсивных технологий выращивания сельскохозяйственных культур для получения высококачественной продукции. В контексте выше сказанного следует рассмотреть совместное применение современных технологий обеззараживания и стимулирования семенного материала.

В результате анализа экспериментальных исследований по обработке семян электрическим и магнитным полем постоянного и переменного тока, в поле коронного заряда, ультрафиолетовым, инфракрасным и лазерным облучением обеспечивают приблизительно одинаковое повышение всхожести и урожайности в пределах 15-20% (UA 66611, [4]).

Кроме того, в связи с плохим фитосанитарным состоянием растениеводческой отрасли, всё более актуальным становится проблема обеззараживания зерна семян сельскохозяйственных культур. Наиболее распространены методы химического протравливания, которые экологически не безопасны и имеют ряд побочных воздействий.

В свою очередь целью инкрустации семян является защита молодых всходов растения в целом от бактериальных возбудителей, грибных и вирусных заболеваний, обеспечение стартовой дозой микро- и макроэлементов для дальнейшего развития и урожайности. Обогащение семян микроэлементами и биологически активными веществами посредством инкрустации семян защитно-стимулирующими составами – наиболее доступный способ повышения интенсивности биохимических превращений в прорастающих семенах, а также стимуляция прорастания и развития растений [5].

Нужны новые технологии и оборудование, построенное по рациональным принципам и выгодно отличающееся от существующего, позволяющее снизить уровень химической обработки.

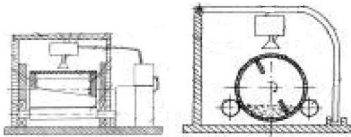
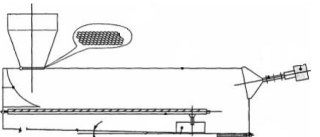
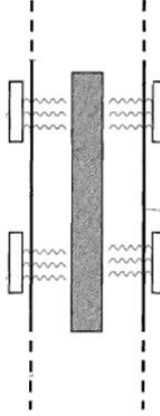
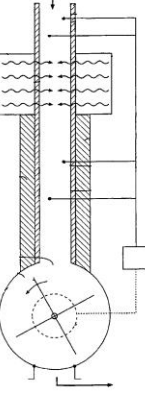
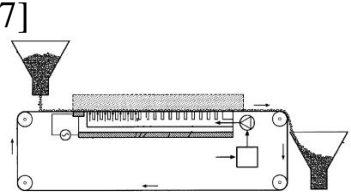
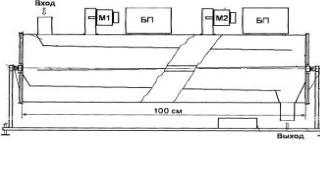
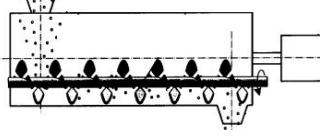
*Формулировка целей статьи.* Путем анализа технико-технологических составляющих технологического процесса предпосевной обработки зерновых, определить наиболее весомы и возможные, с точки зрения практического внедрения, пути повышения эффективности предпосевной обработки.

*Основная часть.* Обзор технических решений по конструкциям устройств стимулирования (табл. 1) и протравливания (табл. 2) [4, 6, 7], адаптированных для использования в поточных технологических линиях, показал, что предлагаемые устройства имеют ряд технологических недостатков и позволяют реализовать только одну из технологий. Выполнен анализ устройств, которые позволяют реализовать различные режимы обработки семенного материала СВЧ электромагнитными волнами в составе технологической линии предпосевной обработки (табл. 1). В целом, следует отметить, что при соблюдении научно обоснованных режимов обработки, устройства механически не повреждают семенной материал. СВЧ обработка, ввиду природы своего воздействия, также оказывает обеззараживающее действие и тепловое.

Стимуляторы зерновых имеют повышенное требование к охране труда. Именно этим можно объяснить распространенный порционный принцип обработки (№1, табл. 1). Внедрение элетротехнологических комплексов в поточную линию ведет к усложнению конструкции (устройства №2-№5, табл. 1) или к увеличению количества (№4, табл. 1) или мощности магнетронов (№6 и №7, табл. 1). Последнее направление ведет к удорожанию установки, снижению надежности и ремонтпригодности электротехнологического комплекса [8].

Выделим некоторые технологические недостатки рассмотренных устройств инкрустации. Устройства №1-№5 (табл. 2) способствуют травмированию зерна шнековыми органами, что может привести к снижению посевных качеств посевного материала. Устройства №3-№9 могут способствовать налипанию увлажненного обработанного зерна на стенках рабочих бункеров, что может привести к сводообразованию над выпускными отверстиями. Кроме того, данные устройства, в меньшей мере (по отношению к устройствам №1-№3) также способствуют травмированию зерна.

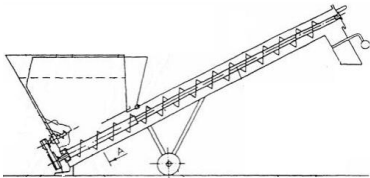
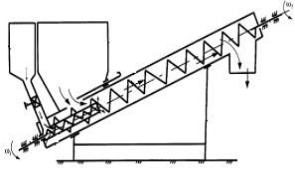
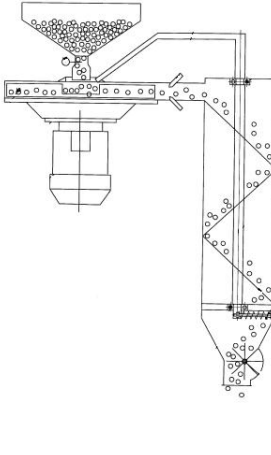
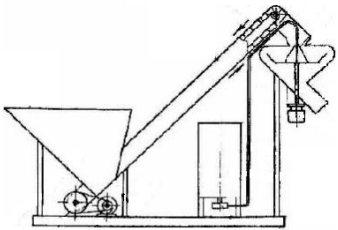
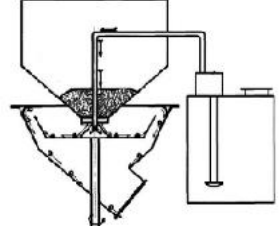
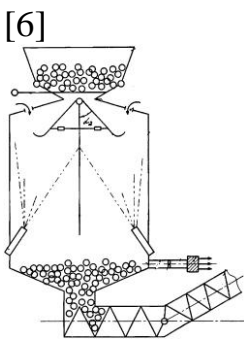
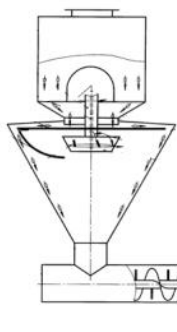
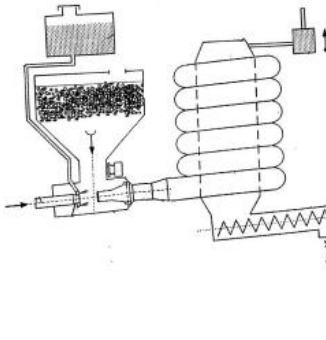
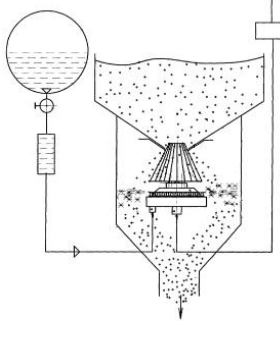
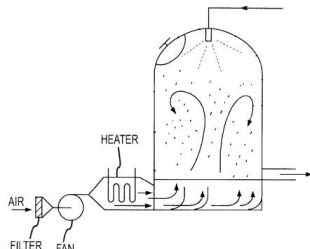
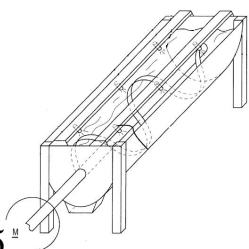
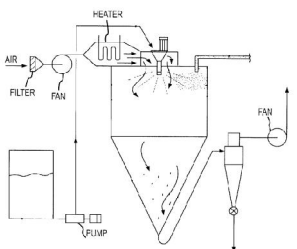
Таблица 1 – Конструкции устройств обеззараживания и стимулирования семенного материала зерновых

<p>1. RU2246814 [6]</p> 	<p>3. UA32568 [4]</p> 	<p>6. WO2009 116923A1 [7]</p> 	<p>7. WO2001 054519A1 [7]</p> 
<p>2. WO2012112042A1 [7]</p> 	<p>4. RU2479954 [6]</p> 		
<p>Основные элементы: 1 – источник СВЧ; 2 – механизм перемещения; 3 – механизм перемешивания; 4 – входное отверстие; 5 – выходное отверстие.</p>	<p>5. RU 2311002 [6]</p> 		

Рассмотренные устройства, кроме №10 (табл. 2), имеют необходимость в последующем досушивании обработанного зерна. Уст-

ройства №10 наиболее щадящее зерно и содержит модуль сушки, но имеет сложную конструкцию, что снижает возможность его внедрения в действующую технологическую схему производственного процесса.

Таблица 2 – Современные конструкции технологического оборудования инкрустации зерновых

<p>1 UA69352, UA76160 [4]</p> 	<p>2 RU 2266631 [6]</p> 	<p>7 RU11382 [6]</p> 	
<p>3 UA 3697 [4]</p> 	<p>6 UA58628 [4]</p> 		
<p>4 RU2316925 [6]</p> 	<p>5 RU 75269 [6]</p> 	<p>8 UA65398 [4]</p> 	<p>9 RU2373677 [6]</p> 
<p>10 а</p>  <p>10 б</p>  <p>10 в</p>  <p>US6682697B2 [7]</p>			
<p>Основные элементы: 1 – сопло подачи рабочего раствора; 2 – механизм выгрузки, перемещения или перемешивания; 3 – центробежный дозатор; 4 – входное отверстие; 5 – выходное отверстие; 6 – рабочий раствор.</p>			

Анализ технических решений говорит о сложностях реализации комбинированной электромагнитной и химической обработки. При использовании электромагнитной обработки (табл. 1) в устройстве

№1, працюючим в порціонному режимі, ускладнюється технологічна схема і система управління їм.

В пристроях 3-5, при зволоженні зерна, будуть змінені параметри потоку зерна, що безумовно впливає на режим обробки і роботу самого обладнання. Для впровадження в технологічну лінію найбільш підходять пристрої №2, №6 і №7, але складна конструкція пристрою №2, велика потужність магнетронів пристрою №6 (обумовлена необхідністю обробки зерна в його вільному падінні) і можливе пошкодження зерна лопатками вивантажного механізму, не дозволяють зупинитися на виборі одного з пристроїв.

Найбільш близьким до запропонованого способу і конструкції є спосіб активізації насіння [8], що включає в обробку електромагнітним полем надвисокої частоти (СВЧ). Потужністю випромінювання 1,4-1,6 кВт/кг при вологості 9-15% впродовж 7-15сек. Після обробки насіння рослин електромагнітної енергією СВЧ і температурної стабілізації облучених насіння впродовж 10 діб в нормальних умовах, здійснюється передача біоелектричної енергії від випромінюючого об'єкта (потіку облучених насіння), в споживача (потіку необлучених насіння) шляхом перемішування потоків і утримання їх впродовж 14 діб з наступним механічним розділенням. В процесі обробки насіння електромагнітної енергією і утримання суміші потоків облученого і необлученого насіння відзначається передача біологічному об'єкту інформації від об'єкта, що є джерелом біополю, шляхом активізації насіння рослин електромагнітним випромінюванням надвисокої частоти, що стимулює біохімічні реакції енергії проростання і схожості насіння з необлученого потоку [8].

Недостатком способу є зниження ефективності використання способу в умовах відкритого ґрунту, так поживну середовище і хвороби безперечно слідують за розвитком рослин, а також низька інтенсивність нагріву насіння.

В основу запропонованого способу поставлена задача збільшення ефективності передачі біологічному об'єкту інформації від об'єкта, що є джерелом біополю, шляхом активізації насіння рослин електромагнітним випромінюванням СВЧ і нанесення захисної оболонки з добрив і біозахисних препаратів так, щоб трансформована в них електромагнітна і теплова енергія стимулювала біохімічні реакції енергії проростання і схожості.

Поставлена задача досягається за рахунок того, що в способі передпосівної підготовки насіння зернових, який включає в облучення насіння зернових електромагнітної енергією СВЧ діапазону, біологічної активізації насіння шляхом передачі біоелектричної енергії від випромінюючого об'єкта - потоку облученого насіння, к



потребляющего - потока необлученного семян и их дальнейшей совместной выдержки, который отличается тем, что предварительно на семенах, из потока который облучается, создается защитная оболочка из удобрений и биозащитных препаратов путем распыления химически активного раствора, облучения осуществляется сразу после нанесения защитного слоя, а смешивание потоков выполняется без температурной стабилизации облученного потока.

Облученное семя с защитной оболочкой из удобрений и биозащитных препаратов является носителем биоэлектрической информации, определяет их повышенную энергию прорастания и всхожесть. Для передачи биоэлектрической информации не облученному семени осуществляется перемешивание облученного семян и необлученного, после чего они выдерживаются в емкостях для хранения зернового материала сроком от 14 до 24 суток, что соответствует максимальному содержанию гидратной воды крахмала в обработанных семенах.

Увеличение эффективности передачи биологическому объекту информации от объекта, содержащего источник биополя, путем активизации семян растений электромагнитным излучением сверхвысокой частоты и нанесения защитной оболочки из удобрений и биозащитных препаратов так, чтобы трансформирована в них электромагнитная и тепловая энергия стимулировала биохимические реакции энергии прорастания и сходства согласно заявленного способа достигается за счет того, что на семенах, из потока который облучается, предварительно создается защитная оболочка из удобрений и биозащитных препаратов путем распыления химически активного раствора, облучения осуществляется сразу после нанесения защитного слоя, а смешивание потоков выполняется без температурной стабилизации облученного семян.

Опираясь на рациональные принципы построения сельскохозяйственных СВЧ-установок [9], требования работы в поточной технологической линии предприятий послеуборочной или предпосевной обработки семенного материала можно выделить инкрустатор на основе устройств №4 (табл. 1) и №10 б (табл. 2), которые можно использовать как прототип (рис. 1).

Такая конструкция позволяет обрабатывать семенной материал в несколько этапов, при различных режимах электротехнологической и химической обработки. Возможно внедрение электротехнологического комплекса в непрерывный технологический процесс, регулировать длительность обработки семенного материала как по мощности облучателей так и по скорости прохождения объекта обработки. Кроме того, минимизируется механическое повреждение семенного материала.

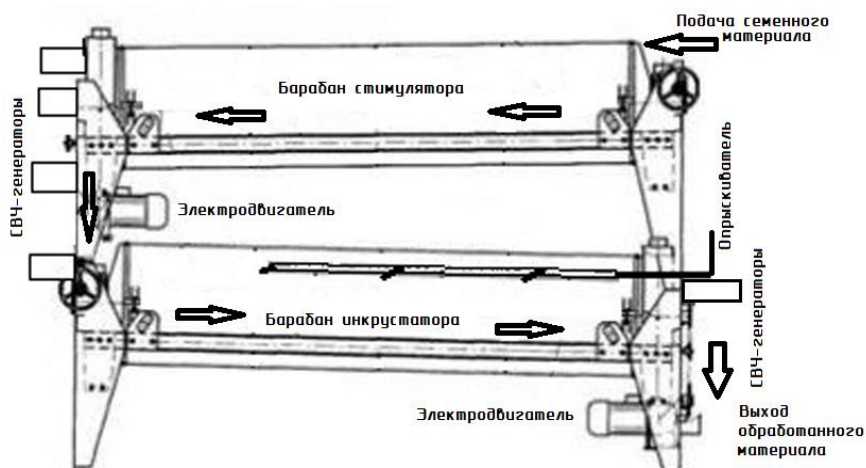


Рис. 1. Комбинированный инкрустатор

*Выводы.* В результате анализа конструкций устройств химической инкрустации и электромагнитного стимулирования семенного материала предложена конструкция «бережной» обработки в потоке. Также она соответствует рациональным принципам построения сельскохозяйственных СВЧ-установок и регулирование режимов обработки в широком диапазоне. Задачей дальнейших исследований является обоснование конструктивных параметров комбинированного инкрустатора, режимов обработки и системы управления в контексте агротехнической, технологической и экономической целесообразности.

#### Литература

1. Державна служба статистики [Електронний ресурс] / Офіційний веб-сайт – Режим доступу: [www.ukrstat.gov.ua](http://www.ukrstat.gov.ua)
2. Концепція наукового забезпечення установами УААН розвитку галузей агропромислового комплексу України в 2011-2015 роках [Текст] / Економіка АПК [затверджено загальними зборами УААН 17.12.2009], 2010. – С. 3-14 с.
3. Пріоритетні завдання аграрної науки України [Електронний ресурс] / [Зубець М.В., Ситник В.П., Безуглий М.Д. та ін.]. – К.: ННЦ "Інститут аграрної економіки", 2008. – 32с. – Режим доступу: [http://www.agroin.org/programi/prioritet\\_2008.pdf](http://www.agroin.org/programi/prioritet_2008.pdf).
4. Смелик В.А. Предпосевная обработка семян нанесением искусственных оболочек / В.А. Смелик, Е.И. Кубеев, В.М. Дринча. – СПбГАУ, 2011. – 272 с.
5. Спеціалізована база даних «Винаходи (корисні моделі) України» [Електронний ресурс] / Український інститут промислової власності – Режим доступу: [base.ukrpatent.org/searchINV](http://base.ukrpatent.org/searchINV)
6. Поиск полезных моделей, зарегистрированных в РФ [Электронный ресурс] – Режим доступа: [poleznayamodel.ru](http://poleznayamodel.ru)

7. FPO. IP research & communities [Электронный ресурс] – Режим доступа: [www.freepatentsonline.com/](http://www.freepatentsonline.com/)

8. Пат. №82458 України, МПК<sup>6</sup> А01G 7/04. Спосіб активації насіння / *Контар О.А., Валевахін Г.М., Диндорога В.Г.*; заявник Харківський національний університет радіоелектроніки. - № а200708761; заявл. 30.07.2007; опубл. 10.04.2008. Бюл №7.

9. *Пахомов А.И.* Рациональные принципы построения сельскохозяйственных СВЧ-установок / *А.И. Пахомов* // Хранение и переработка зерна, 2014. – выпуск 7. – С.53-56

## АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ПЕРЕДПОСІВНОЇ ОБРОБКИ ЗЕРНОВИХ

Г. В. Новіков

***Анотація*** – проаналізовані технологічні схеми передпосівної обробки зерна. Запропонована комбінована обробка насіннєвого матеріалу електромагнітним полем НВЧ та хімічної інкрустації.

## ANALYSIS UNITS PRE SOWING CEREAL SEEDS

G. Novikov

### *Summary*

**The analyzed technological schemes of pre sowing cultivation of seeds of grain. Propose a combined method of pre sowing cultivation of seeds in microwave electromagnetic field and chemical encrustation.**