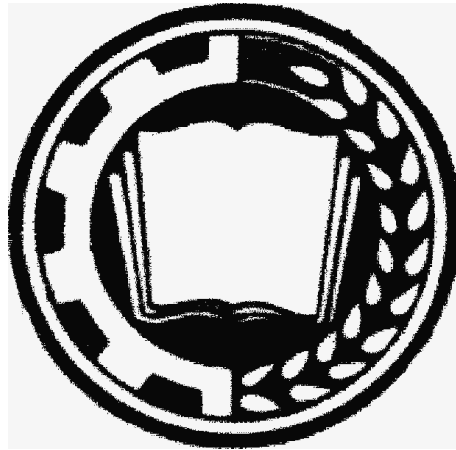


Міністерство аграрної політики України



**П Р А Ц І**  
Таврійського державного  
агротехнологічного університету

**Випуск 10**  
**Том 2**  
Наукове фахове видання

Мелітополь – 2010 р.

УДК 621.311:631

**ПЗ.8**

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету –  
Вип. 10, Т. 2 - Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – 198 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,  
Протокол № 7 від 02 лютого 2010 р.

У випуску наукових праць наведено зміст статей за підсумками роботи щорічної науково-технічної конференції співробітників та аспірантів ТДАТУ та інших учбових закладів та з нагоди 75-річчя кафедри «Сільськогосподарські машини». У випуску представлено результати досліджень у галузі механізації технологічних процесів сільськогосподарського виробництва.

Випуск призначено для науковців, інженерів, аспірантів, магістрів і студентів агротехнічних спеціальностей.

**Редакційна колегія праць ТДАТУ:**

Кюрчев В.М. – к.т.н., проф., ректор ТДАТУ (головний редактор);  
Надикто В.Т. – д.т.н., проф. (заступник головного редактора);  
Діордієв В.Т. – к.т.н., проф. (відповідальний секретар);  
Дідур В.А. – д.т.н., проф.;  
Кушнар'єв А.С. – чл.-кор. УААН, д.т.н., проф.;  
Найдиш А.В. - д.т.н., проф.;  
Овчаров В.В. - д.т.н., проф.;  
Панченко А.І. - д.т.н., проф.;  
Рогач Ю.П. - к.т.н., проф.;  
Скляр О.Г. - к.т.н., доц.;  
Тарасенко В.В. - д.т.н., проф.;  
Ялпачик Ф.Ю. - к.т.н., доц.;  
Яковлев В.Ф. – к.т.н., проф.

Відповідальний за випуск – д.т.н. проф. Тарасенко В.В.

Виконавець - к.т.н., доцент Михайлов Є.В.,  
*кафедра сільськогосподарські машини*

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

ISSN 2078-0877

© Таврійський державний  
агротехнологічний університет, 2010.

## НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ҐРУНТОБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ ВІБРОУДАРНОЇ ДІЇ

Бабицький Л.Ф., д.т.н.  
Південний філіал  
*"Кримський агротехнологічний університет" НУБіП України*  
Ляшенко С.В., інженер  
Падалка В.В., інженер  
*Полтавська державна аграрна академія*  
Тел./Факс. (0532) 22-29-81

**Анотація** – розглянуті перспективні напрямки удосконалення ґрунтообробних робочих органів з метою покращення їх енергетичних та якісних показників роботи шляхом активної їх дії на ґрунт. Проаналізовані принципові схеми та конструктивні параметри, режими роботи та шляхи зменшення енерговитрат робочих органів з метою застосування їх в широкозахватних ґрунтообробних машинах та машинах малої механізації для основного та поверхневого обробітку. Запропоновано конструкцію удосконаленої активної культиваторної лапи.

**Ключові слова** - ґрунтообробні робочі органи, активна дія на ґрунт, енергетичні та якісні показники роботи, активна культиваторна лапа.

*Постановка проблеми.* В механізації процесів сільськогосподарського виробництва виникають проблеми, пов'язані з особливостями галузі сільськогосподарства та напрямками господарської діяльності, зокрема у рослинництві, садівництві, виноградарстві, овочівництві, вирощуванні технічних та лікарських культур. У зв'язку з розпадом великих господарств виникла необхідність створення, крім широкозахватних сільськогосподарських агрегатів, мобільних машин малої механізації та механізмів для невеликих агропромислових об'єднань та фермерських господарств з покращеними енергетичними та якісними показниками роботи. Ця необхідність викликана тим, що техніка фермерських господарств складає 3-5% від загальної кількості, що є недостатнім.

Найбільш енергоємною операцією при вирощуванні сільськогосподарських культур є обробіток ґрунту, який виконується шляхом механічної дії робочих органів на ґрунт. Тому зниження енерговитрат з використанням віброударної дії робочих органів має актуальне значення під час основного та поверхневого обробітку ґрунту.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Обробіток ґрунту по-

винен забезпечити високу якість обробленого поля, яка відповідає найкращим умовам для вегетації рослин. Результати досліджень проведених науковцями, з питань суцільного обробітку ґрунту [1], базуються на вдосконаленні геометрії робочих органів, динаміки їх руху, якості виконання ними технологічного процесу та шляхів зниження енерговитрат при їх застосуванні.

Дослідження та проектування робочих органів для суцільного обробітку ґрунту можливо поділити на два основні напрямки (рис.1). Перший – удосконалення технічних параметрів та конструктивних характеристик робочих органів з визначенням їх геометричних та конструктивних параметрів різальних елементів, що є оптимальними для застосування в умовах кожного регіону. Другий – дослідження конструктивних особливостей робочих органів, яким надано можливість активної дії на ґрунт .

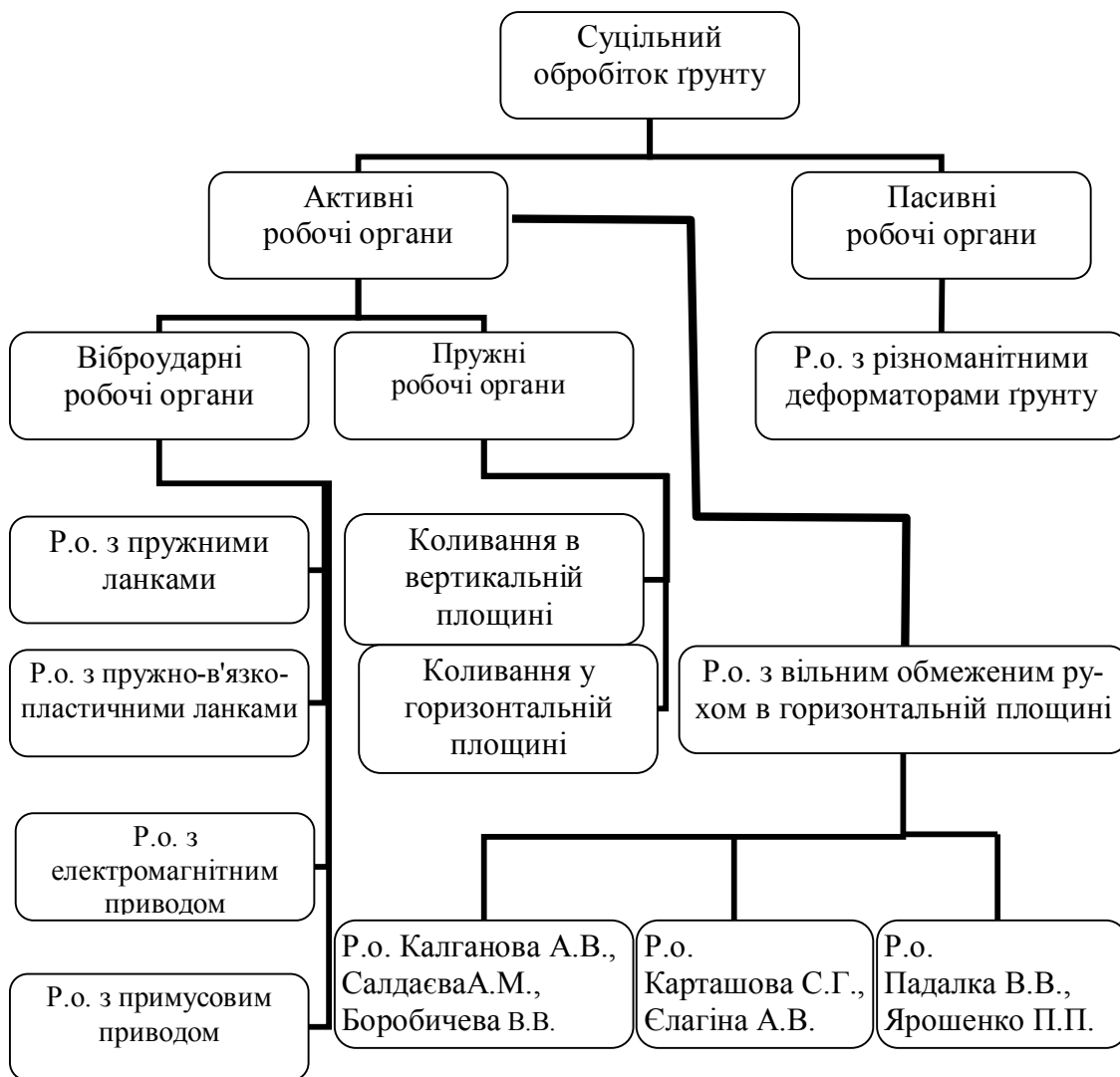


Рисунок 1 – Існуючі схеми та конструкції ґрунтообробних робочих органів

Так, група пасивних робочих органів, що показана на рис.1., має низку недоліків, що пов'язані з високими енергетичними витратами на їх привід та незадовільною якістю підготовки ґрунту, зокрема насичених бур'янами.

Група активних робочих органів, що мають віброударну дію на ґрунт, разом зі зменшенням питомого опору різальних поверхонь потребує додаткових витрат енергії. Привід таких робочих органів виконується безпосередньо від енергетичного засобу або шляхом періодичного накопичення енергії від взаємодії їх з ґрунтом. Це незадовільно впливає на загальні енергетичні показники виконання ними технологічного процесу та мають складу технічну та ненадійну конструкцію.

Пружні робочі органи «С» та «S» подібні, одно - та багатоелементні, що здійснюють коливання в вертикальній площині, широко розповсюджені за рахунок простоти конструкції та їх надійності. Слід відмітити, що їх застосування ускладнене при підвищених вимогах до відхилення від глибини обробітку та технологіях безполицевого землеробства.

Робочі органи з пружними коливальними рухами в горизонтальній площині за своїми технологічними показниками наближаються до потрібних вимог, але вони є складними для практичної реалізації у виробництві та ненадійні в експлуатації.

Найбільш прийнятними для подальшого дослідження є симетричні робочі органи з можливістю обмеженого повертання активної культиваторної лапи в горизонтальній площині. Позитивні результати подібних робочих органів отримані Колгановим А.В., Салдаєвим А.М., Боробичевим В.В., Карташвим С.Г., Єлагіним А.В. [2, 3]. Активна лапа, запропонована Падалкою В.В., Ярошенком П.П. [4], разом з рухомим стояком повинна мати можливість обмеженого повертання в горизонтальній площині. При повертанні в крайні точки повинен відбуватися пружний удар для очищення різальних поверхонь від ґрунту та рослин. Зменшення тягового опору, покращення якості обробітку ґрунту, дотримання агротехнічних вимог по глибині обробітку можна досягти використавши робочий орган з жорстко закріпленими в горизонтальній площині стояками культиваторних лап та можливістю їх обмеженого повертання відносно вертикальної осі. Це повертання відбувається під впливом нерівномірності фізичних властивостей ґрунту на різальні поверхні лапи.

*Мета і завдання досліджень.* Зниження енерговитрат та підвищення технологічних показників роботи культиваторів шляхом розробки конструкції та обґрунтування оптимальних параметрів культиваторних лап з можливістю обмеженого повертання їх у горизонтальній площині.

Відповідно до мети дослідження поставлені такі завдання:

– обґрунтувати конструкцію ґрунтообробного робочого органу, який складається з нерухомого пустотілого стояка та активної культиваторної лапи, з можливістю обмеженого повертання в горизон-

нтальній площині;

– провести порівняльні експериментальні дослідження між робочим органом з жорстко закріпленою культиваторною лапою та робочим органом зі зміщеною віссю обертання і можливістю обмеженого її повертання в горизонтальній площині. Визначити якісні та енергетичні показники роботи запропонованого ґрунтообробного робочого органу;

*Основна частина.* Теоретичні дослідження проведені із використанням методів системного аналізу, основних положень математики, теорії механізмів і машин, теоретичної механіки. Експериментальні дослідження проведені з застосуванням самостійно розробленої методики отримання та запису значень показників енергетичних та динамічних характеристик роботи культиваторної лапи в реальних умовах поля з використанням спеціально сконструйованого та загально відомого обладнання. Аналіз отриманих результатів проведений з використанням методів статистичної обробки результатів досліджень.

Відповідно до мети і завдань досліджень розроблено конструкцію активної культиваторної лапи (рис.2.). Розроблено програму і методику проведення експериментів, яка включає комплекс лабораторних та лабораторно-польових досліджень впливу конструкційних параметрів запропонованого ґрунтообробного робочого органу на якісні та енергетичні показники його роботи. Сконструйовано та виготовлено експериментальний робочий орган. Складено план 2-факторного експерименту для дослідження впливу зміщення осі повертання різальної лапи та величини кута її обмеженого повертання на тяговий опір та ступень очищення робочого органу від ґрунту та рослин.

Відповідно до методики, проведені лабораторно-польові дослідження суцільного поверхневого обробітку ґрунту на полях дослідного господарства Полтавської державної аграрної академії. Дослідження проводилися на забур'яненних полях із заздалегідь розміченими заліковими ділянками. Всі характеристики поля та інші показники експерименту заносили до журналу дослідів.

Аналізуючи отримані дані встановлено, що відхилення тягового опору  $P$  від середнього значення коливається в межах 15...18%, що пов'язано з нерівномірністю фізико-механічних властивостей ґрунту і засміченістю поля при виконанні культивації. В експерименті, в умовах реального поля, період коливань лапи в горизонтальній площині (рис.3) склав 0,15с. Також слід відмітити, що при обмеженні повертання на кут  $\varphi = \pm 15^{\circ}$  на протязі інтервалу шляху 52м активна культиваторна лапа приймає положення, що відповідають максимальному її відхиленню від прямолінійності ходу де і перебуває деякий час. Аналогічна закономірність відмічається і при обмеженні повертання на кут  $\varphi = \pm 30^{\circ}$ , але таких проміжків значно менше.

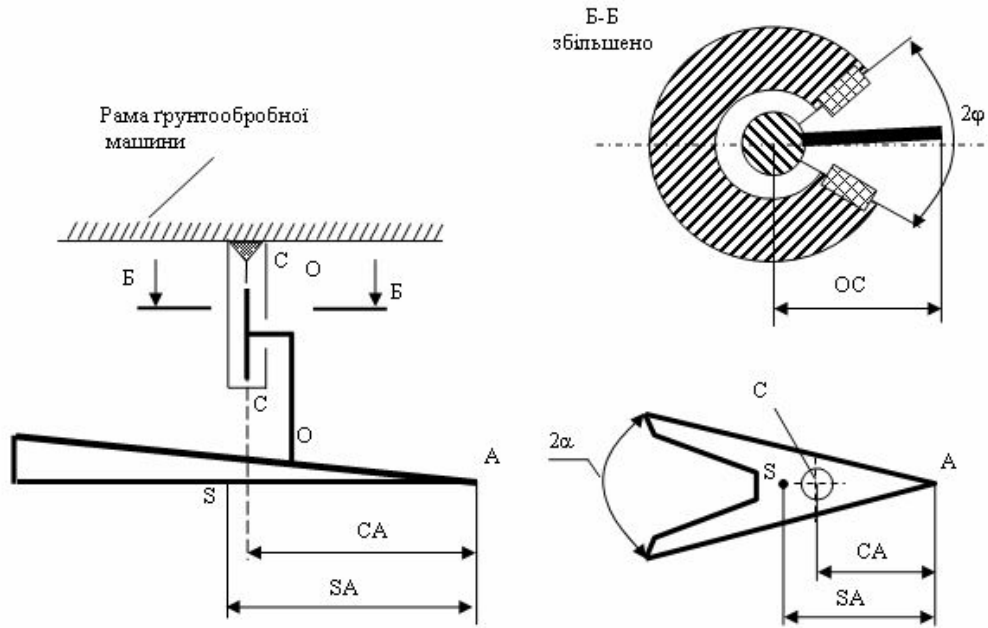


Рисунок 2 – Кінематична схема ґрунтообробного робочого органу з можливістю обмеженого повертання культиваторної лапи в горизонтальній площині:

А- носок різальної лапи; С-С - вісь обмеженого повертання Г-подібного стояка різальної лапи; S- центр мас різальної лапи; О-О - вісь Г-подібного стояка різальної лапи;  $2\alpha$ - кут розхилу різальної лапи;  $2\phi$  - кут обмеженого повертання різальної лапи в горизонтальній площині.

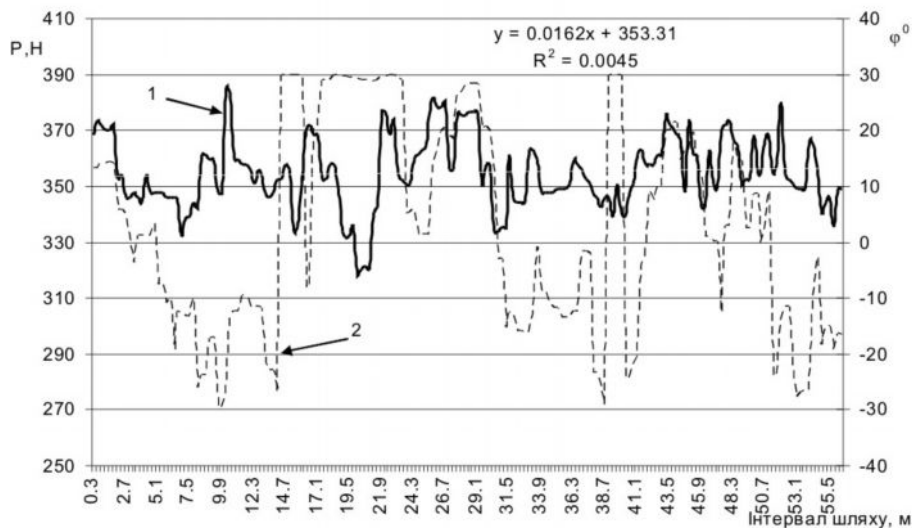


Рисунок 3 – Динамограма сили тяги Р(лінія 1) та кута можливого повертання  $\phi$  (лінія 2) при  $\phi_{\max} = \pm 30^\circ$

$V=1.9\text{м/с}$ ,  $h=0.08\text{м}$ ,  $W=18\%$ , ґрунт – чорнозем типовий опідзолений  $P^{\max}=387\text{Н}$ ,  $P^{\text{ср}}=354\text{Н}$ ,  $P^{\min}=318\text{Н}$

Експериментально доведено, що значний вплив на енергетичний показник роботи активної культиваторної лапи має значення відстані від носка лапи до осі її повертання та незначний вплив – величина кута можливого обмеженого повертання. Величина коефіцієнтів кореляції склала  $-0.78$  та  $-0.24$  відповідно. Кут можливого обмеженого повертання лапи в горизонтальній площині має значний вплив, а відстань від носка лапи до осі її повертання не впливає на очищення робочого органу від ґрунту та рослин. Величина коефіцієнтів кореляції склала  $0.93$  та  $0.04$ .

В умовах експерименту, при куті повертання різальної лапи  $\pm 23^\circ$  зафіксоване зменшення сили тяги на  $15\%$ , а очищення робочого органу від ґрунту та рослин покращилося на  $90\%$ . Експериментально визначено, що сила тяги культиваторної лапи в процесі виконання технологічної операції змінюється до  $\pm 15\%$ , а середній період її коливань склав  $0,15$ с. Якість обробки ґрунту відповідає агротехнічним вимогам.

Для запропонованого робочого органу з кутом розвору  $60^\circ$  та довжиною леза  $0,25$ м оптимальна відстань від носка лапи до осі її повертання склала  $106$ мм, з оптимальним кутом повертання в горизонтальній площині  $\pm 22.5^\circ$ .

Виробничі дослідження підтвердили високу експлуатаційну ефективність застосування жорстко фіксованого стояка робочого ґрунтообробного органу з активною культиваторною лапою. Економічний ефект від застосування комбінованого ґрунтообробного агрегату в складі з запропонованими робочими органами в порівнянні з жорстко фіксованими культиваторними лапами на площі  $130$ га, склав  $3128,60$ грн, що становить у середньому  $24.60$ грн./га обробленого поля за рахунок збільшення продуктивності праці. Термін окупності конструкції складає  $0,67$  року

Висновки: наведене узагальнення і нове вирішення наукового завдання, що виявляється в теоретичному обґрунтуванні процесу суцільного обробки ґрунту активною культиваторною лапою з можливістю її обмеженого повертання в горизонтальній площині. Це дозволило підвищити продуктивність виконання технологічного процесу поверхневої суцільної культивації, за рахунок: покращення очищення робочого органу від накопичених ґрунту та рослин, зменшення тягового опору знаряддя.

#### Література

1. *Бабицкий Л. Ф.* Механико-бионические основы многоконтактно-ударного воздействия противозрозионных рабочих органов на почву: дис...д-ра техн. наук: 05.20.01 / Крымский сельскохозяйственный ин-т им. М.И.Калинина. — Симферополь, 1994. — 457л.



2. Пат. 2131652 Российская Федерация, МКИ А01В35/20. Рабочий орган культиватора / Колганов А.В., Салдаев А.М., Бородычев В.В. – №98103615/13; опубл. 20.06.99, Бюл. №17 – 3 с.
3. *Карташов С.Г.* Активная стойка торсион. / Карташов С.Г. Елагин А.В. // Вісник Харківського Національного технічного університету ім.П.Василенка. Технічний сервіс АПК, техніка та технології у с.г.машинобудуванні. –Харків: ЧП Червяк. – 2005. – Випуск №40 – С. 308–310.
4. Пат.УА 63234 Україна МКИ А01В35/20. Рабочий орган грунтообробного знаряддя / Падалка В.В. Ярошенко П.П. – №2003032096; Заявл. 11.03.2003; опубл. 15.01.2004, Бюл. №1. – 4 с.

## **НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ ВИБРОУДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

**Бабицкий Л.Ф, Ляшенко С.В., Падалка В.В.**  
*Аннотация*

**Рассмотрены перспективные направления усовершенствования почвообрабатывающих рабочих органов с целью улучшения энергетических и качественных показателей работы путем активного их воздействия на почву. Проанализированы принципиальные схемы и конструктивные параметры, режимы работы и пути уменьшения энергоемкости рабочих органов с целью применения их в широкозахватных почвообрабатывающих машинах и машинах малой механизации для основной и поверхностной обработки почвы. Предложена конструкция усовершенствованной активной культиваторной лапы.**

## **DIRECTIONS OF DEVELOPMENT ARE TREATMENT OF SOIL VIBRATIONS INSTRUMENT**

**L. Babickiy, S. Lyashenko , V. Padalka**  
*Summary*

**Perspective directions of improvement are considered treatment of soil instrument of workings organs with the purpose of improvement power and high-quality indexes of work by their active affecting soil. Principle charts and structural parameters are analyses, way of diminishing of power-hungryness of workings organs hours with the purpose of application them in broad-cut treatment of soil instrument machines and machines of small mechanization for basic and superficial treatment of soil. A construction is offered improved active cultivator of paw.**

## **ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІДБИВАЧА НАСІННЯ ДЛЯ ПІД ГРУНТОВОГО СМУГОВОГО ПОСІВУ**

Баєв І. В., к.т.н.  
Південний НДЦ ННЦ «ІМЕСГ»  
Тел. (0619) 424-081

**Анотація** – Обгрунтована оптимальна форма і конструктивні параметри відбивача насіння для підгрунтового смугового посіву з позиції забезпечення рівномірного розкидання насіння по ширині смуги висіву, швидкого сходу насіння без заторів і забивання сторонніми предметами і грунтом, простоти й надійності.

**Ключові слова** – підгрунтовий смуговий посів, сівалка, сошник, відбивач насіння, рівномірність розсівання, надійність.

*Постановка проблеми.* Підгрунтовий смуговий посів ефективніший за рядовий, оскільки забезпечує краще використання рослинами ґрунту поля. Утворити насінневу смугу можна відбивачами насіння, що встановлюються під сошниками - стрілочастими лапами. Підгрунтовий смуговий посів можна виконувати звичайною рядовою сівалкою, обладнавши її спеціальними сошниками, які можуть мати або пасивні, або активні розсіювачі насіння.

*Аналіз останніх досліджень.* Питанню підгрунтового смугового (розкидного) посіву приділяється багато уваги дослідників, а особливо – винахідників. Для підвищення рівномірності розсіву насіння по ширині підгрунтової смуги деякі винахідники пропонують розділяти загальний насінневий потік в насіннепроводі на декілька потоків (наприклад, на три потоки) з наступним спрямовуванням цих потоків на різні відбивачі насіння [1, 2, 3], або на різні “бігові доріжки”[4]. На наш погляд, розподіл потоку насіння значно підвищить ймовірність забивання насіннепроводів, що призведе до просівів, втрат насіння і зменшення продуктивності посівного агрегату з-за його простоїв на очищенні насіннепроводів. Тому ідея з розподілом потоку насіння нами не приймається.

Інша ідея – встановлення розподільних жолобків [5] чи лотків [6]. Оскільки ці жолобки чи лотки займають неабияку частку в досить стислому у підлаповому просторі, вони значно гальмують насінневий потік і утворюють замкнений простір з внутрішньою поверхнею лапи

і тому сприяють забиванню цього простору насінням і частками ґрунту. Тому і ця ідея нами теж не приймається.

*Постановка завдання.* Метою даної роботи є обґрунтування, розробка і дослідження оптимальної форми і конструктивних параметрів відбивача насіння для під ґрунтового смугового посіву з позиції забезпечення рівномірного розкидання насіння по ширині смуги висіву, швидкого сходу насіння без заторів і забивання сторонніми предметами і ґрунтом, простоти й надійності.

*Основна частина.* Простішими й надійнішими є пасивні розсіювачі насіння. Пасивні розсіювачі – це різноманітні спрямовувачі (відбивачі) насіння в формі плоскої чи вигнутої поверхні, поверхні обертання, а також комбінованої поверхні. Конкретні конструктивні параметри оптимального відбивача насіння залежать від форми, розміру і кута нахилу насіннепроводу, а також від форми і розміру під лапового простору сошника. При доборі відбивача насіння треба виходити насамперед з його форми.

Розглянемо два різновиди пластинчатих відбивачів насіння: без отвору і з отвором (рис. 1). Основні параметри пластинчатого відбивача насіння це ширина  $b_B$ , кут нахилу до горизонтальної площини  $\alpha_B$ , кут нахилу (падіння насіння)  $\theta_{\Pi}$  і висота встановлення  $H_B$ .

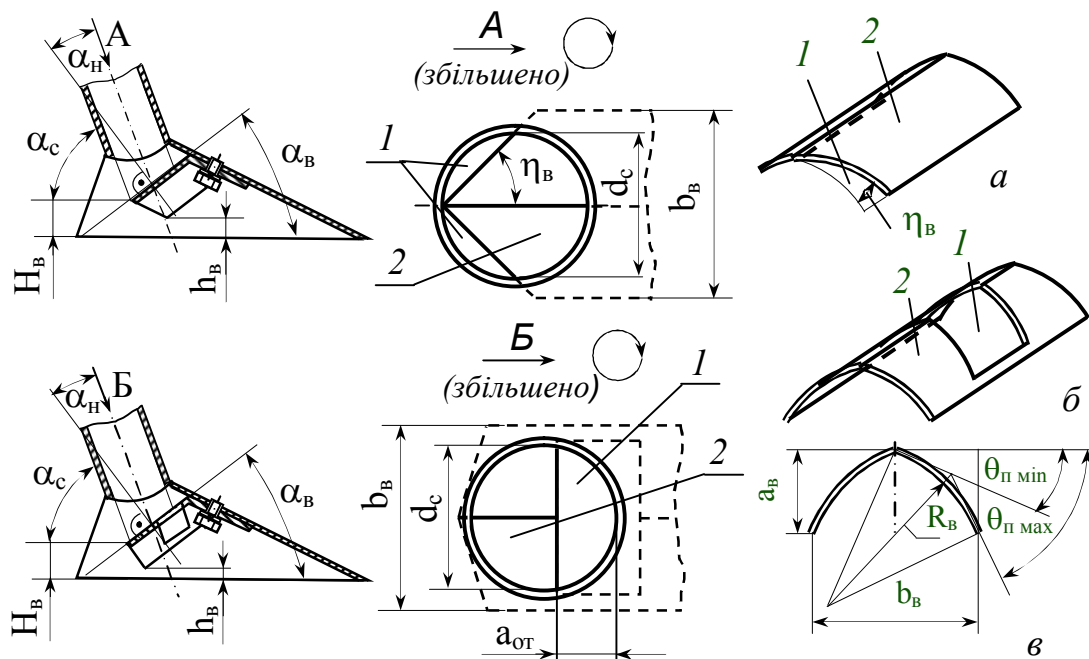


Рис. 1 – Конструкції і встановлення на анкерному сошнику пластинчатих відбивачів насіння: а – без отвору; б – з отвором; в – боковий переріз відбивної поверхні; 1 – зони проходження насіння повз відбивач; 2 – відбивна поверхня.

Утворення зон прямого проходження насіння повз відбивач досягається шляхом зрізання крил відбивача насіння з утворенням кутів  $\eta_B$  або шляхом вирізання в середині відбивача насіння отвору (наприклад, прямокутного), що перекриває переріз стійки-насіннепроводу на відстань  $a_{от}$  від її переду.

Визначення параметрів конструкції і встановлення відбивачів проведемо за наступних умов:

- 1) все насіння має однакову масу;
- 2) насіння в стійці-насіннепроводі рухається (летить) паралельно його осі;
- 3) опір тертя і повітря на рух насіння не враховується;
- 4) швидкість насіння в потоці однакова і дорівнює швидкості насіння що сунеться по поверхні насіннепроводу;
- 5) швидкість насіння на вході в насіннепровід дорівнює значенню  $V_{0н}$ ;
- 6) щільність потоку насіння в стійці-насіннепроводі в поперечному напрямку однакова, а в подовжньому напрямку змінюється рівномірно з лінійною залежністю від максимуму в задній частині до нуля – в передній;
- 7) кут  $\theta_B$ , нормальна  $V_{вн}$  і дотична  $V_{вт}$  швидкості відлітання насіння від поверхні відбивача пов'язані з кутом  $\theta_n$ , та з нормальною  $V_{пн}$  і дотичною  $V_{пт}$  і швидкостями його падіння на цю поверхню відомими залежностями [7]

$$\operatorname{tg} \theta_n = k_B \cdot \operatorname{tg} \theta_B; \quad (1a)$$

$$|V_{вн}| = k_B \cdot |V_{пн}|; \quad (1б)$$

$$|V_{вт}| = |V_{пт}|, \quad (1в)$$

де  $k_B$  – коефіцієнт відтворення при ударі насіння об поверхню відбивача;

- 8) насіння після відбивання поміж собою не зіштовхуються;
- 9) після падіння на ґрунт насіння не пересувається.

Спроба розрахувати оптимальне значення кута нахилу відбивача зроблена в роботі [1]. Автори вважають, що удари насіння о поверхню лапи після відлітання від відбивача скорочують ширину смуги підвищують нерівномірність і його розсіву в смугі. За умови, щоб насіння не вдарялося о поверхню лапи цей кут має бути не менше  $62^\circ$ . На цю думку авторів доцільно зважити, але значення кутів  $\alpha_B$  і  $\theta_B$  треба уточнити виходячи з конкретних параметрів нашого сошника, який суттєво різниться з сошником в роботі [1].

Враховуючи те, що в нашому сошнику насіннепровід має нахил в подовжній площині з кутом  $\alpha_c < 90^\circ$ , доцільно розглядати політ насіння (точка А) окремо в вертикальній ХАЗ і в горизонтальній ХАУ площинах, а також в площі нормального перерізу (А-А) поверхні від-

бивача (рис. 2).

Відповідно до прийнятих умов насіння падає на відбивач в по- довжньо-вертикальній площині XAZ під кутом  $\alpha_H$  (див. рис. 1) зі швидкістю  $V_{\Pi}$ , яка складається з нормальної  $V_{\Pi n}$  та дотичної  $V_{\Pi t}$  скла- дових, що мають вирази

$$V_{\Pi n} = V_{\Pi} \cos \alpha_H = V_{\Pi} \sin(\alpha_c + \alpha_B); \quad (2a)$$

$$V_{\Pi t} = V_{\Pi} \sin \alpha_H = -V_{\Pi} \cos(\alpha_c + \alpha_B). \quad (2б)$$

Дотична швидкість відлітання  $V_{Bt}$  дорівнює дотичній швидкості падіння  $V_{\Pi t}$  й складається з горизонтальної  $V_{BtX}$  і вертикальної  $V_{BtZ}$  складових

$$V_{BtX} = -V_{\Pi} \cos(\alpha_c + \alpha_B) \cos \alpha_B; \quad (3a)$$

$$V_{BtZ} = -V_{\Pi} \cos(\alpha_c + \alpha_B) \sin \alpha_B. \quad (3б)$$

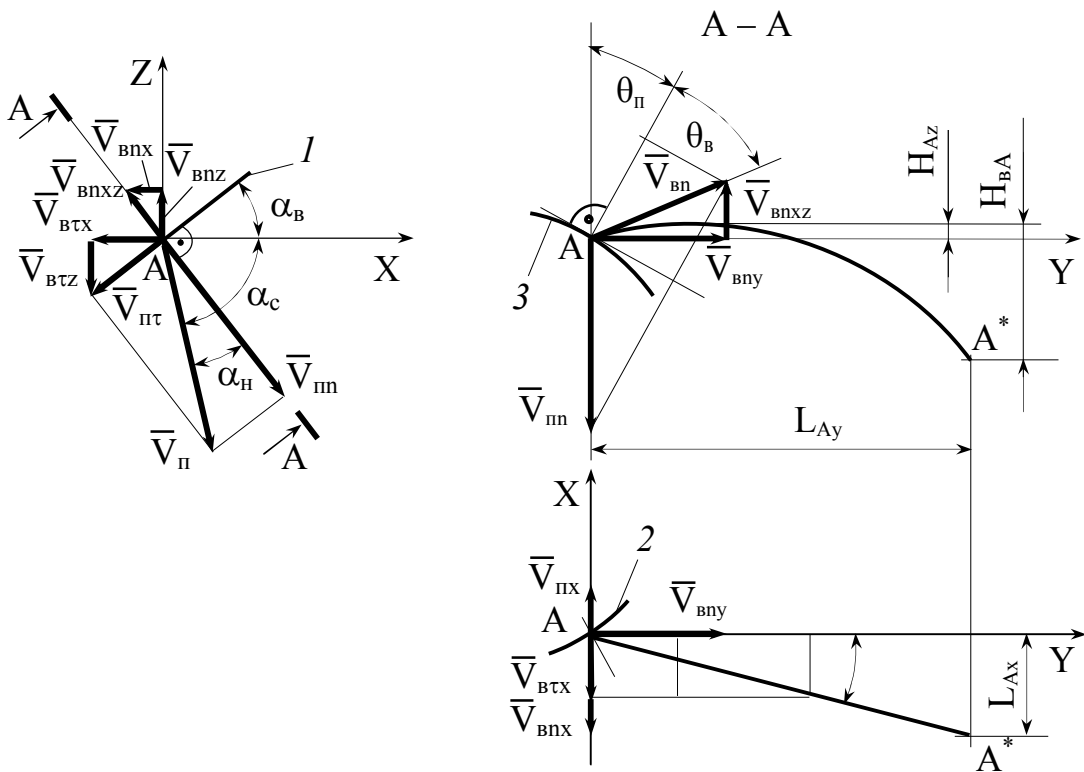


Рис. 2 – Схема польоту насіння в поперечно-вертикальній і в го- ризонтальній площинах: 1 – вертикальний, 2 – горизонтальний і 3 – нормальний перерізи відбивача насіння.

Відповідно до умови 7 нормальна швидкість відлітання  $V_{Bn} \cos \theta_B$  пов'язана з нормальною швидкістю падіння  $V_{\Pi n} \cos \theta_{\Pi}$  наступною за- лежністю (див. рис.2)

$$V_{Bn} \cos \theta_B = k_B \cdot V_{\Pi n} \cos \theta_{\Pi}. \quad (4)$$

Розкладемо швидкість  $V_{Bn}$  на бокову  $V_{Bny}$  і площинну  $V_{BnXZ}$  скла- дові

$$V_{Bny} = V_{Bn} \sin(\theta_{\Pi} + \theta_B); \quad (5a)$$

$$V_{BnXZ} = V_{Bn} \cos(\theta_{\Pi} + \theta_B). \quad (5б)$$

В подовжньо-вертикальній площині швидкість  $V_{\text{внхз}}$  буде мати вертикальну  $V_{\text{внз}}$  і горизонтальну  $V_{\text{внх}}$  складові, вирази яких будуть мати такий вигляд

$$V_{\text{внз}} = V_{\text{внхз}} \cos\alpha_{\text{н}} = V_{\text{вн}} \cos(\theta_{\text{п}} + \theta_{\text{в}}) \sin(\alpha_{\text{с}} + \alpha_{\text{в}}); \quad (6\text{а})$$

$$V_{\text{внх}} = V_{\text{внхз}} \sin\alpha_{\text{н}} = V_{\text{вн}} \cos(\theta_{\text{п}} + \theta_{\text{в}}) \cos(\alpha_{\text{с}} + \alpha_{\text{в}}). \quad (6\text{б})$$

У відповідності до рис. 2 і враховуючи попередні залежності після перетворень горизонтальна, вертикальна і бокова швидкості відлітання насіння будуть мати наступні вирази

$$V_{\text{вх}} = V_{\text{н}}[(k_{\text{в}} \cos^2 \theta_{\text{п}} - \sin^2 \theta_{\text{п}}) \sin(\alpha_{\text{с}} + \alpha_{\text{в}}) \sin\alpha_{\text{в}} + \cos(\alpha_{\text{с}} + \alpha_{\text{в}}) \cos\alpha_{\text{в}}]; \quad (7\text{а})$$

$$V_{\text{вз}} = V_{\text{н}}[(k_{\text{в}} \cos^2 \theta_{\text{п}} - \sin^2 \theta_{\text{п}}) \sin(\alpha_{\text{с}} + \alpha_{\text{в}}) \cos\alpha_{\text{в}} + \cos(\alpha_{\text{с}} + \alpha_{\text{в}}) \sin\alpha_{\text{в}}]; \quad (7\text{б})$$

$$V_{\text{ву}} = V_{\text{н}}(1+k_{\text{в}}) \sin(\alpha_{\text{с}} + \alpha_{\text{в}}) \sin\theta_{\text{п}} \cos\theta_{\text{п}}. \quad (7\text{в})$$

Відносно дальність польоту насіння з точки А в відповідному напрямку можна визначити як (див. мал. 2)

$$L_{\text{Ах}} = V_{\text{Авх}} \cdot t_{\text{ВА}}; \quad H_{\text{Аз}} = V_{\text{Авз}} \cdot t_{\text{ВА}}; \quad L_{\text{Ау}} = V_{\text{Аву}} \cdot t_{\text{ВА}}, \quad (8)$$

де  $t_{\text{ВА}}$  – час відлітання насіння з точки А.

Час польоту насіння за умови, що висота його розташування після польоту (точка А\*) нижча ніж в момент вильоту (точка А) на вищину розташування відповідної точки відбивача  $H_{\text{ВА}}$ , визначиться за законом вільного польоту [7]

$$t_{\text{ВА}} = \frac{V_{\text{Авз}}}{g} \left[ 1 + \text{Знак}(V_{\text{Авз}}) \sqrt{1 + 2gH_{\text{Аз}}/V_{\text{Авз}}^2} \right], \quad (9)$$

Підставивши в формули (8) вирази (7) і (9), отримаємо залежності для відносної дальності польоту насіння в заданому напрямку. При цьому слід зважати на обмеження дальності відльоту насіння під лаповим простором, а саме

$$L_{\text{Ау макс}} = b_{\text{л}} / 2; \quad H_{\text{Аз}} \leq 0, \quad (10)$$

де  $b_{\text{л}}$  – ширина захвату лапи.

Користуючись формулами (7)...(9), а також обмеженнями (10) методом підстановки (з використанням офісної програми Excel) визначалися оптимальні значення куту нахилу насіннепроводу  $\alpha_{\text{с}}$  і куту встановлення відбивача  $\alpha_{\text{в}}$ , а також інтервал значень куту  $\theta_{\text{в}}$ , при заданих значеннях швидкості падіння насіння  $V_{\text{пн}}$  і коефіцієнта відтворення  $k_{\text{в}}$ , що відповідають цим обмеженням.

Для різного насіння швидкості падіння є майже однаковою і при вільному падінні з висоти 0,5 м складає біля 3 м/с, але коефіцієнти відтворення при відлітанні від твердої (наприклад, металевої) поверхні дуже різняться, що унеможлиблює виготовлення універсального відбивача насіння з такого матеріалу.

Проведені лабораторні спостереження щодо відлітання насіння різних культур від горизонтальних плит з різних матеріалів класичним методом [7] показали, що для м'яких матеріалів коефіцієнти відтворення для різного насіння становляться меншими, але дуже близькими

за значеннями, тобто вони «вирівнюються на нижчому рівні». Так в разі гумової відбивної поверхні коефіцієнти відтворення для гороху і гірчиці не мали суттєвої різниці і знаходилися в межах  $0,3 \pm 0,05$ . Тому в розрахунках для лапи з  $d_c = 30$  мм,  $b_{\text{л}} = 150$  мм і  $H_{\text{в}} = 25$  мм приймалося  $V_{\text{п}} = 3$  м/с і  $k_{\text{в}} = 0,3$ .

Як видно з графіків (рис. 3), найбільша дальність бокового відлітання насіння  $L_y$  відбувається при куті  $\theta_{\text{п}} = 20^\circ$ , хоча найбільше значення бокової швидкості – при  $\theta_{\text{п}} = 45^\circ$ . Це пов'язано з впливом вертикальної швидкості  $V_{\text{вz}}$ , яка при  $\theta_{\text{п}} = 45^\circ$  становить мінус 1,3 м/с (скерована донизу) і значно скорочує час польоту насіння. Негативні ж значення вертикальної і подовжньої швидкостей при кутах  $\theta_{\text{п}} > 20^\circ$  сприяють швидкому сходженню насіння з відбивача і падіння на ґрунт з меншою абсолютною подовжньою швидкістю, що поліпшує умови вкладання насіння на ґрунт. Крім того негативна (скерована назад) подовжня швидкість унеможлиблює накопичення насіння у під лаповому просторі і забивання сошника.

Таким чином запропонований пластинчастий відбивач (див. мал. 1) з параметрами, поданими на мал. 3 щонайкраще відповідає всім умовам щодо забезпечення якісного підґрунтового смугового розсіву насіння майже усіх с.-г. культур. Кут нахилу поверхні відбивача має знаходитись в межах від  $\theta_{\text{вmin}} = 20^\circ$  до  $\theta_{\text{вmax}} = 60^\circ \dots 70^\circ$ . При цьому радіус кривизни поверхні відбивача  $R_{\text{в}}$  при його ширині  $b_{\text{в}} = 30$  мм має становити 35 мм, висота  $a_{\text{в}} = 15 \dots 17$  мм (див. рис. 1).

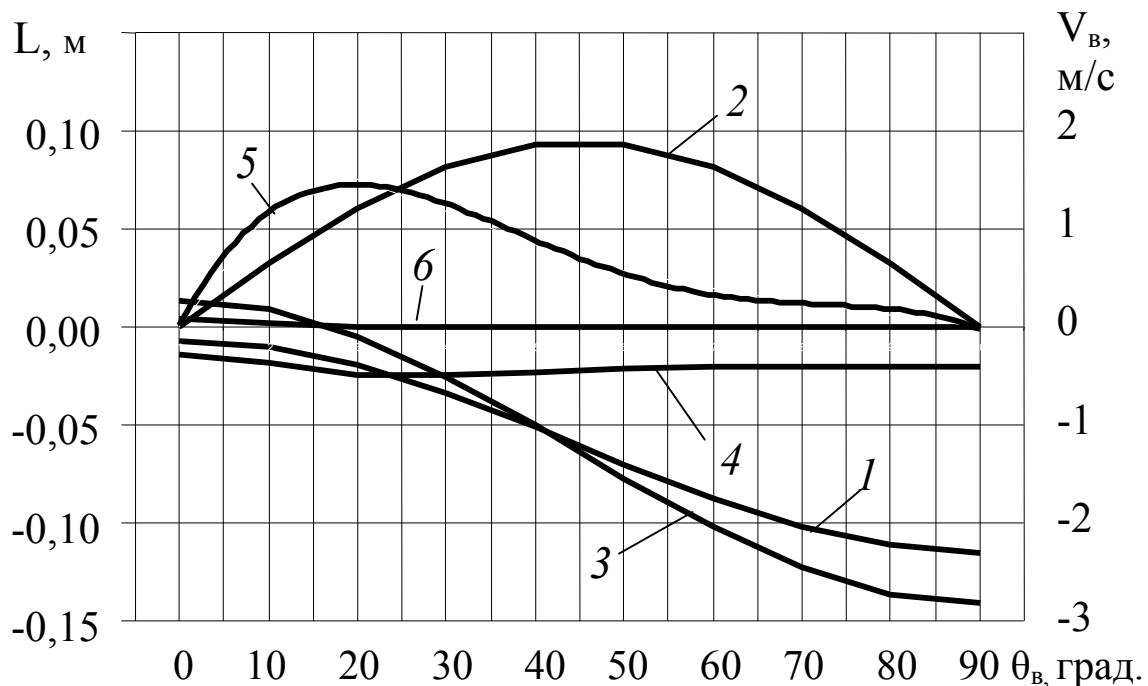


Рис. 3 – Залежність швидкості і довжини відлітання насіння від поверхні відбивача при  $\alpha_c = 70^\circ$ ;  $\alpha_{\text{в}} = 35^\circ$ ;  $H_{\text{в}} = 25$  мм;  $V_{\text{п}} = 3$  м/с і  $k_{\text{в}} = 0,3$ : 1 –  $V_{\text{bx}}$ ; 2 –  $V_{\text{by}}$ ; 3 –  $V_{\text{bz}}$ ; 4 –  $L_x$ ; 5 –  $L_y$  і 6 –  $L_z$ .

Тепер визначимо розподіл насіння в смузі висіву для двох варіантів: а – без отвору, і б – з отвором (див. рис. 1), враховуючи умову б щодо щільності потоку насіння в стійці-насіннепроводі

$$Q_{\text{нс}} = \frac{\rho_{\text{н}}}{d_{\text{с}}} \int_0^{d_{\text{с}}} v_{\text{с}}(x) \cdot x \cdot dx, \quad (11)$$

де  $Q_{\text{нс}}$  – видаток насіння через стійку-насіннепровід, штук/с;

$\rho_{\text{н}}$  – максимальна щільність потоку насіння в стійці-насіннепроводі (біля задку стійки-насіннепроводу), штук/(мм<sup>2</sup>·с);

$v_{\text{с}}(x)$  – ширина перерізу стійки-насіннепроводу на відстані  $x$  від її передку, мм.

$$Q_{\text{нс}} = 10 N_{\text{н}} \cdot b_{\text{м}} \cdot V_{\text{а}}, \quad (12)$$

де  $N_{\text{н}}$  – норма висіву насіння, штук/га;

$b_{\text{м}}$  – ширина міжряддя,  $b_{\text{м}} = b_{\text{л}}$ , мм;

$V_{\text{а}}$  – швидкість руху посівного агрегату, м/с.

Для круглого перерізу стійки-насіннепроводу [8]

$$v_{\text{с}}(x) = 2\sqrt{d_{\text{с}} \cdot x - x^2}. \quad (13)$$

З урахуванням виразу (13) інтегруємо невизначений інтеграл [9]

$$\int v_{\text{с}}(x) \cdot x \cdot dx = \frac{2\sqrt{(d_{\text{с}}-x)x^5}}{3} - \frac{d_{\text{с}}\sqrt{(d_{\text{с}}-x)x^3}}{6} - \frac{d_{\text{с}}^2\sqrt{(d_{\text{с}}-x)x}}{4} + \frac{d_{\text{с}}^3 \arctg \sqrt{\frac{(d_{\text{с}}-x)}{x}}}{4} \quad (14)$$

і визначений інтеграл

$$\int_0^{d_{\text{с}}} v_{\text{с}}(x) \cdot x \cdot dx = \frac{\pi d_{\text{с}}^3}{8} = 0,393 d_{\text{с}}^3. \quad (15)$$

Підставивши вирази (12) і (15) в (11), після перетворень отримаємо вираз для  $\rho_{\text{н}}$

$$\rho_{\text{н}} = \frac{80 N_{\text{н}} \cdot b_{\text{м}} \cdot V_{\text{а}}}{\pi d_{\text{с}}^2}. \quad (16)$$

Видаток насіння, що попадає в центральну смугу шириною  $d_{\text{с}}$  через зони 1 повз відбивач (див. рис. 1), визначимо як різницю між загальним видатком насіння через насіннепровід і часткою цього видатку, що попадає на відбивач (напрямок інтегрування з передку на зад):

для відбивача без отвору (див. рис. 1а)

$$Q_{\text{нд}} = Q_{\text{нсз}} - Q_{\text{нвз}} = \frac{\rho_{\text{н}}}{d_{\text{с}}} \left( \int_0^{d_{\text{с}}} v_{\text{с}}(x) \cdot x \cdot dx - \int_0^{d_{\text{с}}/2} v_{\text{с}}(x) \cdot x \cdot dx - 2 \int_{d_{\text{с}}/2}^{d_{\text{с}}} (d_{\text{с}} - x) \cdot x \cdot dx \right) =$$

$$= \rho_{\text{н}} \cdot d_{\text{с}}^2 \left( \frac{\pi}{16} - \frac{1}{12} \right) = 0,113 \rho_{\text{н}} \cdot d_{\text{с}}^2, \quad (17)$$



що складає 29 % від  $Q_{\text{нс}} = 0,393 \rho_{\text{н}} \cdot d_{\text{с}}^2$ , а смуга шириною  $d_{\text{с}} = 30$  мм складає тільки 20 % від ширини міжряддя  $b_{\text{м}} = 150$  мм;

для відбивача з отвором в разі коли  $a_{\text{от}} = d_{\text{с}} / 2$  (див. мал. 1б)

$$Q_{\text{нд}} = Q_{\text{нсз}} - Q_{\text{нвз}} = \frac{\rho_{\text{н}}}{d_{\text{с}}} \int_0^{d_{\text{с}}/2} v_{\text{с}}(x) \cdot x \cdot dx = \rho_{\text{н}} \cdot d_{\text{с}}^2 \left( \frac{\pi}{16} - \frac{1}{12} \right) = 0,113 \rho_{\text{н}} \cdot d_{\text{с}}^2, (18)$$

тобто обидва відбивачі (з отвором і без отвору) щодо розкидання насіння за підрахунками рівноцінні. З точки зору технологічності виготовлення, міцності й надійності роботи доцільно використовувати відбивач без отвору. Якщо ж задню поверхню такого відбивача виготовити як поверхню обертання дуги його поперечного перерізу з радіусом  $R_{\text{в}}$  (див. рис. 1а), то розподіл насіння у середині смуги має дещо поліпшитися.

Для експериментальної перевірки були виготовлені дослідні відбивачі насіння двох типів, зовнішні поверхні яких були покриті шаром гуми біля 2 мм завтовшки. Ці відбивачі встановлювалися на анкерних і дисково-анкерних [10] сошниках у вигляді стрілчастих лап



Мал. 4 - Порівняльні сходи озимої пшениці, посіяної: а – смуговими анкерними і б – дисково-анкерними сошниками; в – рядовими дисковими сошниками.

на переобладнаній сівалці СЗ-3,6 як показано на мал. 1. Сходи посіяної озимини підтвердили очікувані результати (рис. 4).

*Висновки.* Для забезпечення якісного і надійного підгрунтового смугового посіву с.-г. культур доцільно використовувати анкерні або дисково-анкерні сошники з пластинчастими відбивачами насіння з обгумованою відбивною поверхнею, оптимальні параметри яких обґрунтовані в даній роботі.

## Література

1. Самокиш М.И., Рудь А.В., Мошенко И.О. Изыскание и исследование рабочего органа для разбросного посева зерновых / М.И. Самокиш., А.В. Рудь., И.О. Мошенко. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. Республиканский тематический научно-технический сборник, вып. 49.- К, 1980, с. 58-63.

2. А.С 1085540 СССР, МКИ<sup>3</sup> А01С7/20. Сошник / Манихин Н.И., ВНИИОЗ-№3543313/30-15; Заявл.18.01.83,Опубл.15.04.84, Бюл. № 14.

3. А.С. 1628888 СССР, МКИ<sup>5</sup> А01С7/20. Сошник / Кочетков В.С., Рудаков Г.М. и др., Ворошиловоградский СХИ - №4661374/15; Заявл.13.03.89, Опубл. 23.02.91, Бюл. № 7.

4. А.С. 1486079 СССР, МКИ<sup>4</sup> А01С7/20. Сошник для разбросного посева / Новаков С.А., Ворошиловоградский СХИ - №4252284/30-15; Заявл. 28.05.87, Опубл. 15.06.89, Бюл. №22.

5. А.С. 1501945 СССР, МКИ<sup>4</sup> А01С7/20. Сошник для разбросного высева семян и удобрений / Бутрин В.Г., Прилипкин Н.А., Черепенников Н.Н., - №4207183/30-15; Заявл. 04.01.87, Опубл.23.08.89, Бюл. № 31.

6. А.С. 1424753 СССР, МКИ<sup>4</sup> А01С7/20. Сошник для разбросного посева семян и внесения удобрений / Белоконь А.П., №4035667/30-15; Заявл. 12.03.86., Опубл. 23.09.88, Бюл. № 35.

7. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг Ученики для вузов. 9-е изд.– М.: Наука, 1974. – 478 с.

8. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике /Под ред. Г. Гроше и В. Циглера. Пер. с немецкого. М.: Наука, 1981. - 718 с.

9. Двайт Г. Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы / Двайт Г. Б. // - М.: Наука, 1973.- 228 с.

10. А 01С7/20 (2006.01) Дисково-анкерный сошник / Баев І.В., Олефіренко С.П., Федоренко В.В. u2007 07292. Заявл. 26.06.2007. Опубл. 11.03.2008. Бюл. № 5.

## **SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF A REFLECTOR SEEDS FOR STRIP CROP UNDER GROUND**

**I. Bajev**

### ***Summary***

The optimum form and design parameters of a reflector seeds for nunder ground of strip crop from a position of maintenance of uniform scattering seeds on width of a strip drill, fast fall down seeds without jams and packed by extraneous subjects and ground, simplicity and reliability is proved.

## ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕПАРАЦІЇ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ ПЕРЦЮ НА РЕШЕТАХ

Бакум М.В. к.т.н.,  
Горбатовський О.М. інженер.  
*Харківський національний технічний університет сільського госпо-  
дарства імені Петра Василенка*  
Тел. 057-732-38-45

**Анотація** - наведені результати лабораторних та виробничих досліджень впливу позовжнього кута нахилу решіт на ефективність сепарації насіннєвих сумішей перцю.

**Ключові слова** – перець, сепарація, насіннєва суміш, тихохідний решітний стан, кут позовжнього нахилу решета, ефективність розділення.

*Постановка задачі.* За формою та розмірними характеристиками насіння перцю суттєво відрізняється від інших представників сімейства пасльонових. Зокрема, за шириною це насіння в декілька разів перевищує його товщину. При цьому, саме товщина є основним відмінним фактором, який дозволяє відділити повноцінне насіння перцю від некондиційного. Тому, основне очищення та сортування насіннєвої суміші перцю, як правило, виконують на решетах з прямокутними отворами. За умов відсутності інтенсивного струшування під час переміщення матеріалу, повноцінне насіння перцю (основна фракція) відокремлюється сходом з решета, а невивповнене (щупле) – просипається через отвори [1, 2].

На виробництві, в більшості випадків, вирішення таких задач забезпечується за допомогою багаторазових пропусків матеріалу по робочих поверхнях тихохідних решітних станів насіннєочисних машин і пов'язане із значними втратами повноцінного насіння у проходовій фракції (відходах) та надмірним травмуванням насіння основної фракції [3, 4].

За результатами попередніх досліджень доведено, що підвищення ефективності сепарації на деяких культурах вдається досягти зменшенням позовжнього кута нахилу решіт, у порівнянні з рекомендованими паспортними даними до насіннєочисних машин. Це сприяє

зміні у співвідношенні проштовхувальних та зсуваючих складових сили інерції, викликаних збуджувачем коливань [5 - 8].

*Мета роботи* полягає у дослідженні можливості підвищення ефективності розділення насінневих сумішей перцю за рахунок зміни поздовжнього нахилу робочих поверхонь тихохідних решітних станів насінєочисних машин в лабораторних та виробничих умовах.

*Результати досліджень.* Вплив зміни кута нахилу решіт на ефективність розділення та якість сортування досліджувався на насінневій суміші перцю солодкого сорту Полтавський першої репродукції (РН-1), в якому вміст насіння основної культури становив 95,56%; насіння бур'янів – 0,06%, що складає 115 шт/кг; інших культурних рослин – 1,25%; легких органічних домішок (лушпиння) – 2,23%; мінеральних домішок (пилу) – 0,48%; насіння перцю, яке злиплося з органічними домішками, – 1,67%, а схожість насіння основної культури – 60,88%.

Згідно Державного стандарту, для кондиційного насінневого матеріалу перцю солодкого РН-1-2, вміст насіння основної культури не має бути меншим 98,0%, а насіння бур'янів та інших культурних рослин – не повинні перевищувати 0,1% та 0,2%, відповідно. Лабораторна схожість насіння перцю має становити не менше 75,0% [9].

Таким чином, як за чистотою, так і за схожістю, вихідний насінневий матеріал перцю, засмічений важковідокремлюваним насінням мишію сизого та щиріці звичайної, не відповідав вимогам ДСТУ 2240-93.

Дослідженням розмірів зазначених компонентів суміші визначили можливість їх сепарації за відмінністю товщини насіння. Аналіз розмірних характеристик компонентів вихідного матеріалу показав, що для відокремлення насіння бур'янів з насінневої суміші перцю доцільним є використання решіт з прямокутними отворами шириною 0,9 мм.

Оптимальні параметри решітних сепараторів, визначені для найбільш ефективного розділення насінневих сумішей перцю, становлять: кутова частота коливань решітного стану  $\omega = 27,5 \text{ с}^{-1}$ ; амплітуда коливань  $A = 18,0 \text{ мм}$ ; кут спрямованості коливань  $\varepsilon = 8,0^{\circ}$ ; кут поздовжнього нахилу решіт  $\alpha_{\text{позд}} = 4,0\text{-}6,0^{\circ}$ , а питома подача  $q_B$  вихідного матеріалу, що припадає на одиницю ширини решета, – до 40 кг/(год·дм) [3, 4, 10].

Лабораторні дослідження впливу зміни кута поздовжнього нахилу на якість сепарації та ефективність сортування вихідного матеріалу перцю виконували на насінєочисній машині СМ-0,15 з тихохідним решітним станом. В дослідженнях, питому подачу  $q_B$  приймали такою, що дорівнює 16,9 кг/(год·дм), а кут нахилу решета  $\alpha_{\text{позд}}$  змінювали від  $0^{\circ}$  до  $7,0^{\circ}$ . Решта параметрів відповідала зазначеним (рекомендованим) даним [10].

Як показали результати досліджень (рис. 1), при куті нахилу решета  $\alpha_{\text{позд}} = 7,0^\circ$  вихід очищеного матеріалу  $W$  є найбільшим і становить 91,3%. Насіння перцю  $m_k$  в ньому складає більше 97%, а насіння бур'янів  $D_b$  збільшилося до 155 шт/кг і становить 0,04%, у порівнянні зі 115 шт/кг (0,06%) – для вихідного матеріалу. При цьому, слід зазначити, що при  $\alpha_{\text{позд}} = 7,0^\circ$  характеристики посівних властивостей основної культури є досить схожими із значеннями, вихідного матеріалу: маса 1000 насінин перцю  $m_{\text{gdss}} - 4,65$  г; енергія проростання основної культури  $E_p - 38,25\%$ , а схожість  $C_k$  насіння перцю – 59,33%.

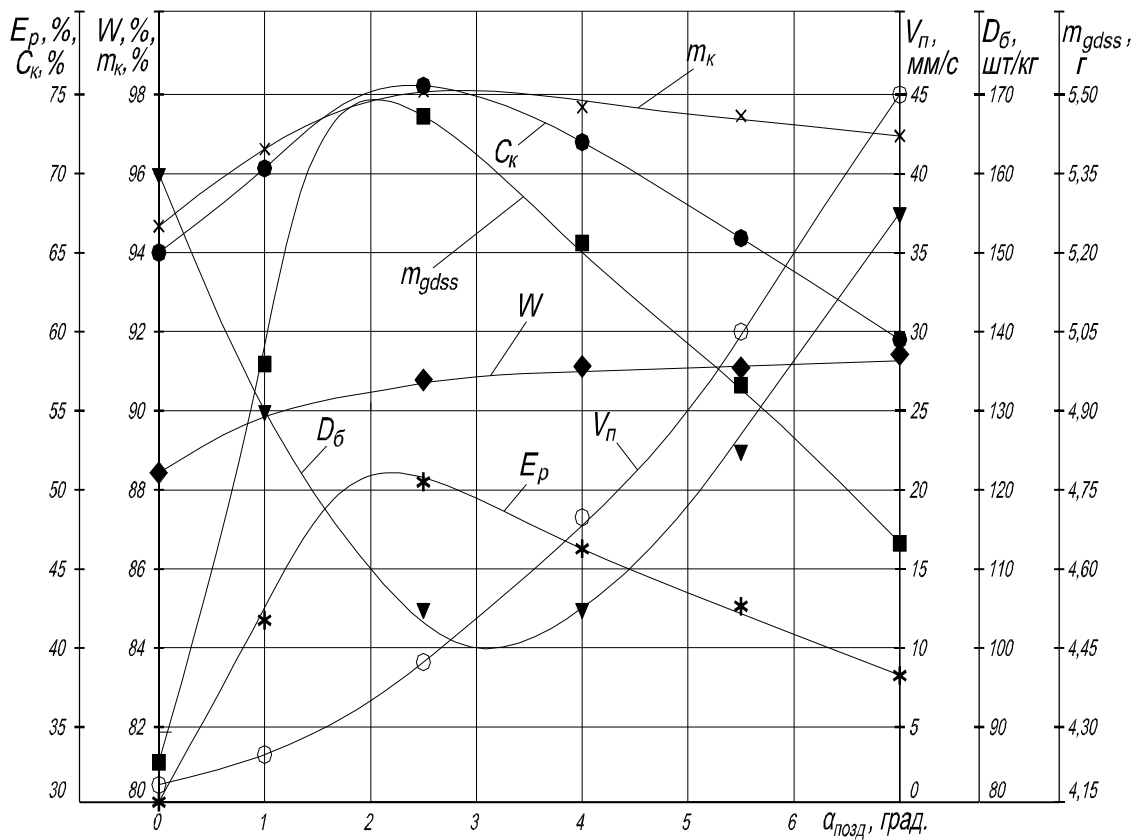


Рисунок 1 – Вплив поздовжнього кута нахилу решета  $\alpha_{\text{позд}}$ , при сепарації насіннєвої суміші перцю солодкого на решеті з прямокутними отворами шириною 0,9 мм за питомої подачі вихідного матеріалу –  $q_B = 16,9$  кг/(год·дм), частоти коливань решітного стану –  $\omega = 27,5$  с<sup>-1</sup> та амплітуди коливань –  $A = 18,0$  мм, на:  $W$  – вихід очищеного матеріалу в сходову фракцію;  $m_k$  – вміст насіння перцю у сходовій (очищеній) фракції;  $D_b$  – вміст насіння бур'янів у сходовій фракції;  $V_n$  – середню швидкість переміщення насіння по решету;  $E_p$  – енергію проростання насіння перцю;  $C_k$  – схожість насіння перцю;  $m_{\text{gdss}}$  – масу 1000 насінин перцю в очищеній фракції.

Зменшення кута нахилу  $\alpha_{\text{позд}}$  до  $3,0^{\circ}$  покращило умови сепарації насінневої суміші, про що свідчить зменшення вмісту насіння бур'янів  $D_6$  до 100 шт/кг (0,02%), а також збільшення відносної кількості насіння основної культури  $m_k$  в очищеній фракції до 98,03%. Маса 1000 насінин перцю  $m_{\text{gdss}}$  в очищеній фракції зросла майже на 14,2% (до 5,40 г), у порівнянні з нахилом решета, що дорівнює  $\alpha_{\text{позд}} = 7,0^{\circ}$ , або на 14,5% у порівнянні з вихідним матеріалом. При цьому підвищились також енергія проростання відсортованого насіння перцю до  $E_p = 48,5\%$ , а схожість насіння основної культури  $C_k$  – майже до 75%. Проте, найбільш сприятливі умови для сортування насіння перцю можна забезпечити встановленням решета під кутом  $2,0^{\circ}$ .

Як бачимо з рис. 1, всі посівні характеристики відсортованого насіння основної культури, отримані на очищенні та сортуванні насіння перцю при нахилі решета  $2,0^{\circ}$ , є найбільшими і становлять:  $m_{\text{gdss}} = 5,48$  г;  $E_p = 52,33\%$ ;  $C_k = 75,1\%$ , що вище показників вихідного матеріалу на 0,77 г, 13,30% та 14,22%, відповідно.

Подальше зменшення кута нахилу  $\alpha_{\text{позд}}$ , для досліджуваного діапазону погіршує умови розділення насінневої суміші. Це пояснюється відносно малою швидкістю переміщення матеріалу по робочій поверхні решета, що за такої подачі зменшується практично до нуля (при  $\alpha_{\text{позд}} = 0^{\circ}$  – швидкість переміщення матеріалу становить лише 1 мм/с).

Таким чином, на підставі лабораторних досліджень встановлено, що оптимальним нахилом решета для ефективного відокремлення насіння перцю від насіння бур'янів є кут  $\alpha_{\text{позд}} = 3,0^{\circ}$ , а для сортування насіння цієї культури –  $2,0^{\circ}$ . Слід зазначити, що отримані значення кутів суттєво відрізняються від рекомендованих паспортними даними щодо налагодження СМ-0,15, а також інших насіннеочисних машин з тихохідними решітними станами [3, 4, 10].

Виробничі випробування, які проведені в Інституті овочівництва та баштанництва (ІОБ УААН), виконували на машинах СМ-0,15 базової та модифікованої комплектації з метою порівняльної перевірки ефективності впливу кута поздовжнього нахилу на якість сепарації насінневих матеріалів перцю.

Технологічний процес сепарації з одночасним сортуванням насіння перцю на повітряно-решітній машині СМ-0,15 передбачав послідовне розділення з застосуванням аспіраційних каналів та комплекту решіт. В першому аспіраційному каналі відокремлювалися легкі домішки. На верхньому решеті, з круглими отворами діаметром 5,0 мм, відділяли легкі органічні домішки (лушпиння) злиплі з насінням перцю; на середньому решеті, з круглими отворами діаметром 4,0 мм, виділялося найбільш крупне і виповнене насіння основної культури, а основне розділення матеріалу здійснювалося на нижньому решеті з прямокутними отворами шириною 0,9 мм. Сходом з нижньо-

го решета переміщувалося повноцінне насіння перцю, а в проходову фракцію потрапляли мінеральні домішки, некондиційне та пошкоджене насіння перцю, а також насіння бур'янів. Сходова фракція нижнього решета доочищала повітряним потоком другої аспірації, який дозволяв виділити з очищеної маси матеріалу частину щуплого насіння основної культури.

Таким чином, якість розділення насіння перцю на СМ-0,15 залежала, здебільшого, від ефективності роботи саме нижнього решета. Тому, на підставі попередніх лабораторних досліджень, кут поздовжнього нахилу нижнього решета під час виробничих випробувань модифікованої насіннеочисної машини СМ-0,15 встановлювали таким, що дорівнює  $2,0^{\circ}$ , за рахунок зміни поздовжнього нахилу рами всієї машини. Базова комплектація СМ-0,15 відповідала встановленню нижнього решета з нахилом  $6,0^{\circ}$ .

Налагодження базової та модифікованої СМ-0,15 для проведення порівняльних випробувань виконували згідно даних табл. 1.

За один пропуск вихідного матеріалу через СМ-0,15 базової комплектації не вдалося довести очищену фракцію (схід нижнього решета) до вимог ДСТУ 2240-93 ані за вмістом основної культури (97,31%), ані за схожістю – 63,80% (табл. 2).

Ефективність сепарації насінневої суміші перцю за тих самих умов на модифікованому варіантові СМ-0,15 підвищилася (табл. 3). Насіння основної культури в очищеній фракції зросло на 2,73%, – у порівнянні з вихідним матеріалом, і на 0,98% – з базовим варіантом. Легких домішок в очищеній фракції зменшилося до 0,56%, що в 4 рази менше, у порівнянні з вихідним матеріалом і, майже, в 3 рази – з базовим варіантом. Таким чином, повнота виділення легких домішок збільшилася на 41,73% – з 36,27% (для базового варіанту) до 78,10% (для модифікованого варіанту).

Повнота виділення насіння перцю злиплого з лушпинням збільшилася на 0,99% – з 39,99% до 40,98%, а бур'янів зросла з 4,94% до 24,16% (за кількісним складом), та з 54,45% до 70,93% (за масою) для базового та модифікованого варіантів, відповідно. Таким чином, загальна кількість бур'янів, що виділилася за модифікованим варіантом, перевищує базовий за кількістю більш ніж у 5 разів, а за масою – в 1,3 рази. Повнота виділення насіння мишію сизого зросла на 20,10% – з 0,61% до 20,71%, а насіння щиріці звичайної та мінеральні домішки виділилися в повному обсязі в обох варіантах.

Одночасно з очищенням відбувалося сортування насіння перцю. Причому, у базовому варіанті маса 1000 насінин зросла, у порівнянні з вихідним матеріалом, на 0,14 г, а у модифікованому – на 0,78 г, тобто більше ніж у 5 разів. Це сприяло підвищенню енергії проростання і схожості насіння основної культури. Причому, показ-

ники базового варіанту, у порівнянні з вихідним матеріалом, зросли на 1,55% і 2,92%, а модифікованого – на 11,61% та 14,30%, відповідно. Вихід очищеної фракції за базовим варіантом склав 91,10%, що лише на 3,88% більше модифікованого варіанту. Проте, для забезпечення нормального завантаження решітних поверхонь (без їх перевантаження), продуктивність машини довелося зменшити з 30,80 кг/год, що відповідає базовій комплектації, до 22,05 кг/год (для модифікованої СМ-0,15), тобто на 28,4%.

Таблиця 1 – Установчі та кінематичні параметри базової та модифікованої (\*) насінноочисної машини СМ-0,15 на очищенні та сортуванні насінневої суміші перцю сорту Полтавський першої репродукції у виробничих умовах.

Установчі параметри машини						Кінематичні параметри решітного стану		
Форма та розмір отворів решета, мм			Продуктивність машини $Q_m$ , кг/год	Питома подача матеріалу на одиницю ширини решета $q_B$ , кг/год·дм	Кут позовжнього нахилу нижнього решета $\alpha_{\text{позд}}$ , град.	Частота коливань $\omega$ , с <sup>-1</sup>	Амплітуда коливань $A$ , мм	Кут спрямованості коливань $\varepsilon$ , град
верхнього	середнього	нижнього						
Ø5,0	Ø4,0	Ø 0,9	30,80	11,63	6,0	28,78	18,0	8,0
			22,05*	8,32*	2,0*			

#### Висновки.

1. Виконані лабораторні дослідження виявили можливість підвищення ефективності сепарації насінневої суміші перцю за умов зменшення кута позовжнього нахилу решіт тихохідних решітних станів насінноочисних машин до 2 - 3°.





Таблиця 3 – Результати випробувань модифікованої насіннеочисної машини СМ-0,15 на очищенні та сортуванні насінневої суміші перцю солодкого сорту Полтавський першої репродукції у виробничих умовах.

Показники		Фракції	Вихідна суміш	V (Перший аспіраційний канал)	I (Схід верхнього решета)	Прохід верхнього решета	II (Схід середнього решета)	Прохід середнього решета		
								III (Схід нижнього решета)	VI (Другий аспіраційний канал)	IV (Прохід нижнього решета)
Розподіл матеріалу за фракціями,	кг	15,850	0,340	0,110	15,400	0,010	13,820	0,210	1,360	
	%	100	2,16	0,70	97,14	0,07	87,22	1,29	8,56	
Вміст насіння перцю,	%	95,56	93,75	16,07	96,37	21,04	98,29	94,55	66,95	
Маса 1000 шт. насіння перцю,	г	4,710	2,250	7,270	4,750	5,650	5,49	2,74	3,19	
Енергія проростання насіння перцю,	%	39,03	10,85	59,88	46,51	52,51	50,64	8,42	27,67	
Схожість насіння перцю,	%	60,88	11,14	79,40	62,88	66,31	75,18	9,43	30,33	
Легкі органічні домішки (лушпиння),	%	2,23	4,72	2,26	2,15	5,77	0,56	3,27	29,15	
Насіння перцю злипле з лушпинням,	%	1,67	1,50	81,55	1,29	73,19	1,13	2,18	0,08	
Мінеральні домішки (пил),	%	0,48	0,03	0,12	0,33	-----	-----	-----	3,79	
Насіння бур'янів, всього,	%	0,06	-----	-----	0,06	-----	0,02	-----	0,03	
	шт/кг	115	-----	-----	120	-----	100	-----	130	
в тому числі, шт/кг:										
– мишію сизого		110	-----	-----	115	-----	100	-----	-----	
– щиріці звичайної		5	-----	-----	5	-----	-----	-----	130	
Якість насінневого матеріалу		не кондиційний	не кондиційний	не кондиційний	не кондиційний	не кондиційний	кондиційний	не кондиційний	не кондиційний	

2. Результати виробничих випробувань підтвердили значущість впливу кута поздовжнього нахилу на ефективність розділення насінневих сумішей перцю

Використання модифікованої насіннеочисної машини з тихоходним решітним станом, забезпечило отримання 87,22% кондиційного насіння основної культури від маси вихідного матеріалу.

3. На підставі розрахунків економічної ефективності, порівняльної оцінки насіннеочисної машини СМ-0,15 базової та модифікованої комплектацій на очищенні та сортуванні насінневої суміші перцю солодкого, встановлено, що реалізація насіння, отриманого після сепарації на модифікованій СМ-0,15, забезпечила не лише покриття витрат на його вирощування та сепарацію, але й дозволила одержати прибуток 79,23 грн./кг маси насінневої суміші, яка очищувалася.

#### Література.

1. Сучасні технології в овочівництві [ *Яковенко К.І., Горова Т.К., Ящук А.І. та ін.*]; под ред. К.І. Яковенка. – Харків: ІОБ УА-АН, 2001. – 128 с.
2. Растениеводство [ *Подгорный П.И., Подгорная Л.П., Матвеев В.П. и др.*]; под ред. П.И. Подгорного. – М.: Просвещение, 1967. – 560 с.
3. *Кожуховский И.Е.* Зерноочистительные машины. Конструкции, расчет и проектирование / *И.Е. Кожуховский.* // Изд. 2-е, перераб. – М.: Машиностроение, 1974. – 200 с.
4. *Кулагин М.С., Соловьев В.М., Желтов В.С.* Механизация послеуборочной обработки и хранения зерна и семян / *Кулагин М.С., Соловьев В.М., Желтов В.С.* – М.: Колос, 1979. – 256 с.
5. Пат. 28310 України. А01В 15/00. Спосіб інтенсифікації процесу сепарації сипких матеріалів на решетах / *Бакум М.В., Манчинський Ю.О., Горбатовський О.М.* – №u2007 05573; заявл. 21.05.2007 р.; опубл. 10.12.2007 р., Бюл. № 20.
6. *Бакум М.В., Горбатовський О.М.* Дослідження процесу розділення насінневих сумішей ріпаку на плоских решетах / *М.В. Бакум., О.М. Горбатовський.* // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. – Вип. 75: Механізація сільськогосподарського виробництва, Т.1 – Харків: ХНТУСГ, 2008. – С. 50-59.
7. *Бакум М.В., Манчинський Ю.О., Горбатовський О.М.* Результати виробничих випробувань решітного сепаратора із змінним нахилом решіт на доочищенні насінневої суміші моркви / *М.В. Бакум., Ю.О. Манчинський., О.М. Горбатовський.* // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. – Вип. 76: Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. – Харків: ХНТУСГ, 2009. – С. 271-275.
8. *Горбатовский А.Н.* Влияния угла наклона решет тихоходных колеблющихся решетных станом на качество сепарации семенных

смесей проса / Горбатовский А.Н. // Сборник материалов Международной научно-практической конференции молодых ученых «МОЛОДЕЖЬ И ИННОВАЦИИ-2009». – Горки: БГСХА (Беларуссия), 2009.

9. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. ДСТУ 2240-93. Державний стандарт України. – К.: Держстандарт України, 1993. – 74 с.

10. Руководство по механизации селекционно-семеноводческих процессов / [Алдошин И.Ф., Анискин В.И., Губанов А.А. и др.]; под ред. Л.И. Косова. – М.: АгроНИИТЭИИТО, 1988. – 146 с.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЕПАРАЦИИ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ ПЕРЦА НА РЕШЕТАХ**

**Бакум М.В., Горбатовський О.М.**

### *Анотація*

Наведені результати лабораторних та виробничих досліджень впливу позовжнього кута нахилу решіт на ефективність сепарації насінневих сумішей перцю.

## **THE RESEARCH OF EFFICIENCY RISE POSSIBILITY OF PEPPER GRAIN MIXTURES SEPARATION ON SIEVES**

**M. Bakum, O. Horbatovsky**

### *Summary*

The results of laboratory and production researches of influencing of sieve slope longitudinal angle on efficiency of pepper grain mixture separation are analyzed.

## ЛІНІЙНА МОДЕЛЬ РУХУ ЧАСТОК У ПЛОСКОМУ НАХИЛЕНОМУ КАНАЛІ ПНЕВМОСЕПАРАТОРА

Бакум М.В., к.т.н.

Ольшанський В.П., д.ф-м.н.

Крекот М.М. асп.<sup>1</sup>

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

*Тел. 057-732-38-45*

**Анотація** - В результаті лінеаризація нелінійних рівнянь руху отримані і апробовані розрахунками формули для визначення дальності польоту часток в нахиленому повітряному каналі прямокутного поперечного перерізу. Досліджено екстремум дальності польоту частинки в залежності від кута нахилу каналу до горизонту.

**Ключові слова** – лінійна модель, повітряний канал, політ часток, розділення, кут нахилу.

*Постановка проблеми.* Пневмосепарація широко використовується в післязбиральній обробці зернових і насінневих сумішей. Наявність адекватних математичних моделей дозволяє обґрунтовано розраховувати параметри пневмосепарувальної техніки тому їх розробкою зайнялись багато науковців. В основі більшості відомих математичних моделей є числове інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь руху частки в повітряному потоці. Але такий спосіб моделювання не дає явних залежностей характеристик руху частки від параметрів повітряного каналу. Такі залежності виникають із аналітичних розв'язків задачі балістики частинки. Їх можна отримати в результаті лінеаризації нелінійних рівнянь руху. Тому побудова наближених, але достатньо точних, аналітичних розв'язків задачі балістики насіння в повітряному потоці пневматичного каналу залишається актуальною задачею.

*Аналіз останніх досліджень та публікацій.* Аналіз досліджень з пневмосепарування зерна виконаний в дисертаційних роботах [1, 2], а також в статтях [3, 4]. Із останніх публікацій за проблемою відмітимо статті [5, 6], в яких наведені результати експериментальних досліджень роботи удосконаленого нахиленого пневмоканалу прямокутного поперечного перетину. Ідея лінеаризації рівнянь польоту часточки

---

© інженер Бакум М.В., інженер Ольшанський В.П., інженер Крекот М.М.

<sup>1</sup> - науковий керівник к.т.н., доц. Бакум М.В.

у вертикальному каналі пневмосепаратора реалізована в [7,8], де показано, що належне спрощення моделі не вносить суттєвих похибок в розрахунки. Ця ідея використана і в даному дослідженні, адже частки в нахиленому пневмоканалі переміщуються на порівняно невеликі відстані, що з доцільною точністю можна описати лінійними рівняннями руху.

*Метою досліджень є обґрунтування параметрів лінійної моделі, які приводять до співпадання аналітичного з числовим розв'язком нелінійної задачі Коші, а також отримання та апробація наближених формул для розрахунку часу та дальності польоту частки вздовж каналу.*

*Результати досліджень.*

При квадратичній залежності аеродинамічної сили від відносної швидкості руху часточки її політ в однорідному повітряному потоці описується нелінійною системою зв'язних диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} \ddot{x} - k(V - \dot{x})\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} &= -g \sin \alpha, \\ \ddot{y} + k\dot{y}\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} &= g \cos \alpha, \end{aligned} \quad (1)$$

записаних в повернутій прямокутній системі координат,  $xoy$ , наведений на рис. 1.

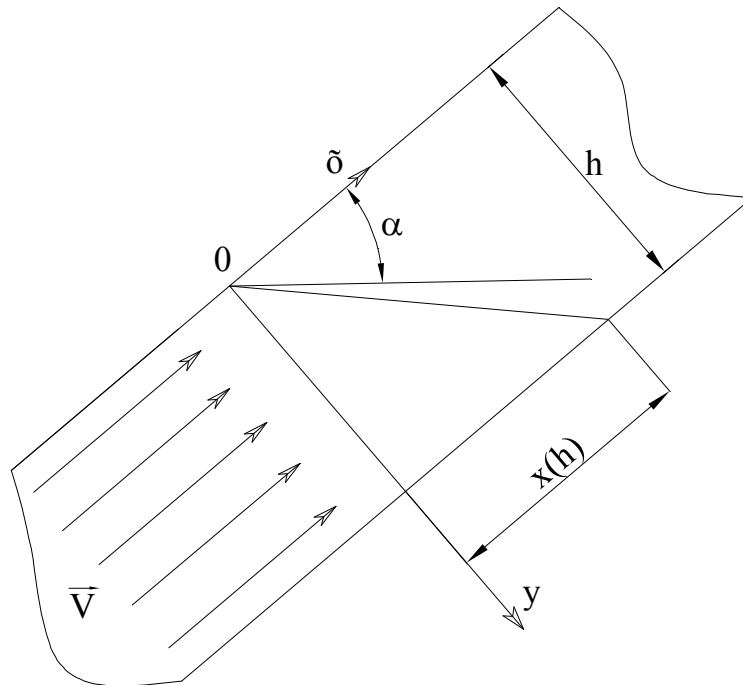


Рисунок 1 – Розрахункова схема.

В рівняннях (1)  $k$  - коефіцієнт вітрильності насіння;  $V$  - швидкість потоку повітря, спрямована вздовж осі  $ox$ ;  $g$  - прискорення вільного падіння; крапка над символом позначає похідну за часом  $t$ .

За аналогією з роботами [7,8], приймаємо в рівняннях (1)

$$\sqrt{(\dot{V} - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} = \Psi V = const. \quad (2)$$

Множник  $\Psi$  в цитованих публікаціях приймається рівним 1.06. В нашому випадку  $\Psi < 1$ , так як насінини рухаються не в зустрічному, а в попутному повітряному потоці. З врахуванням (2) система рівнянь (1) перетворюється на лінійні рівняння:

$$\begin{aligned} \ddot{x} - \beta \cdot (V - \dot{x}) &= -g \sin \alpha, \\ \ddot{y} - \beta \cdot \dot{y} &= g \cos \alpha, \end{aligned} \quad (3)$$

Враховуючи, що частка потрапляє в канал на початку координат, а проекції її початкової швидкості на осі  $ox$  і  $oy$  відповідно рівні  $\mathcal{G}_1$  і  $\mathcal{G}_2$ , початковими умовами для рівнянь (3) беремо:

$$x(0) = y(0) = 0; \quad \dot{x}(0) = \mathcal{G}_1; \quad \dot{y}(0) = \mathcal{G}_2. \quad (4)$$

У виразах (3) і (4)  $\beta = k \cdot \Psi \cdot V$ ;  $\mathcal{G}_1 = -\mathcal{G}_0 \sin \alpha$ ;  $\mathcal{G}_2 = \mathcal{G}_0 \cos \alpha$ ;  $\mathcal{G}_0$  - швидкість потрапляння (подачі) насіння в пневмоканал.

Задача Коші, записана виразами (3) і (4), має розв'язок у вигляді:

$$x(t) = \frac{1}{\beta} \left\{ \left( \mathcal{G}_1 - \frac{\beta \cdot V - g_1}{\beta} \right) \cdot [1 - \exp(-\beta \cdot t)] + (\beta \cdot V - g_1) \cdot t \right\}; \quad (5)$$

$$y(t) = \frac{1}{\beta} \left\{ \left( \mathcal{G}_2 - \frac{g_2}{\beta} \right) \cdot [1 - \exp(-\beta \cdot t)] + g_2 t \right\}, \quad (6)$$

де  $g_1 = g \sin \alpha$ ;  $g_2 = g \cos \alpha$ .

Виключивши у розв'язках (5) і (6) параметр часу  $t$ , отримаємо явну залежність  $x$  від  $y$  на траєкторії частки:

$$x(y) = \frac{1}{\beta} \left\{ \left( \mathcal{G}_1 - V + \frac{g_1}{\beta} \right) \cdot \left[ 1 + \frac{W(\eta)}{1 - \lambda} \right] - \left( V - \frac{g_1}{\beta} \right) \cdot \ln \left[ \frac{W(\eta)}{\lambda - 1} \right] \right\}, \quad (7)$$

$$\text{де } \eta = \eta(y) = -\exp \left[ \ln(1 - \lambda) + \lambda - 1 - \frac{\beta^2}{g_2} \cdot y \right]; \quad (8)$$

$$\lambda = \frac{\beta \cdot g_2}{g_2};$$

$W(\eta)$  - спеціальна функція Ламберта.

Щоб визначити максимальну дальність польоту насінини вздовж каналу  $x(h)$  потрібно у формули (7), (8) підставити значення  $y = h$ .

Обчислення  $W(\eta)$  не викликає труднощів, адже ця спеціальна функція затабулірована в монографії [9, с.192].

Зауважимо, що значення  $W(\eta)$  від'ємного аргументу, з похибкою меншою 1%, можна визначити і без таблиці за апроксимаційними формулами:

$$W(\eta) = \frac{1+\eta e}{2} \left( \sqrt{1 + \frac{8}{1+\eta e}} - 1 \right) - 1,$$

при  $\eta \in (-1/e; -0,35)$ ;

$$W(\eta) = \sqrt{\left(\frac{1,5 + \eta_1}{2}\right)^2 + 2\eta_1 + 1} - \frac{1}{2}(2,5 + \eta_1),$$

при  $\eta_1 = \eta\sqrt{e}$ ;  $\eta \in (-0,35; -0,2)$ ;

$$W(\eta) = \sqrt{\left(1 + \frac{\eta}{2}\right)^2 + 2\eta} - \frac{1}{2}\eta - 1$$

при  $\eta \in (-0,2; 0)$ .

В межах  $\eta \in (-0,3; 0)$  з похибкою меншою 0,5% функція Ламберта також апроксимується виразом [10]:

$$W(\eta) = \frac{\eta}{1 + 0,901 \cdot \eta - 1,298 \cdot \eta^2}.$$

Особливої уваги заслуговує випадок подачі насіння у похилий пневмоканал з нульовою початковою швидкістю, за якої канал має найбільшу поділяючу здатність [1]. В цьому частинному випадку маємо лінійну залежність  $x$  від  $y$ :



$$x = \frac{\gamma - \sin \alpha}{\cos \alpha} \cdot y, \quad (9)$$

в якій  $\gamma = \frac{\beta V}{g}$ .

Розрахунок дальності польоту частки вздовж каналу зводиться до компактної формули:

$$x(h) = \frac{\gamma - \sin \alpha}{\cos \alpha} \cdot h. \quad (10)$$

Із неї видно, що  $x(h)$  змінюється не монотонно із зміною  $\alpha$ . Залежність має мінімум. Визначимо кут  $\alpha = \alpha^*$ , за якого  $x(h)$  мінімальне. Дослідження виразу (10) на екстремум дає:

$$\alpha^* = \arcsin \frac{1}{\gamma}; \quad (11)$$

$$\min x(h) = h \frac{\gamma - \gamma^{-1}}{\sqrt{1 - \gamma^{-2}}}.$$

Кут  $\alpha^*$  залежить від  $k$ ,  $\Psi$ ,  $V$ . При експериментальному визначенні  $\alpha^*$  цю залежність можна використати для ідентифікації значення  $\Psi$ . Очевидно, що значення  $\Psi$  міняється при зміні  $k$  і  $V$ . Причому, при більших  $k$  (частинки малої щільності) проекція швидкості  $\dot{x}(t)$  буде більшою ніж при малих  $k$ , а згідно (2) має зменшуватись  $\Psi$ . Для інженерних розрахунків в інтервалах:  $k \in [0,05; 0,15] \text{ м}^{-1}$ ;  $V \in [10; 20] \text{ м/с}$  пропонуємо  $\Psi$  обчислювати за емпіричною формулою:

$$\Psi = 1,0567 - 0,3081 \cdot k - (0,0033 + 0,0484 \cdot k) \cdot V. \quad (12)$$

Вирази (10) і (12) дозволяють визначити для каналу максимальну поділяючу здатність часток  $\Delta x(h)$ , які мають коефіцієнти вітрильності  $k_1$  і  $k_2$ . Розрахунок зводиться до компактної формули:

$$\max \Delta x(h) = \frac{hV^2}{g \cos \alpha} (k_2 \Psi_2 - k_1 \Psi_1),$$

де  $\Psi_j = 1,0567 - 0,3081 \cdot k_j - (0,0033 + 0,0484 \cdot k_j) \cdot V$ ;  $j = 1, 2$ .

Максимальна поділяюча здатність отримується пропорційною висоті поперечного перерізу каналу і майже квадрату швидкості повітря. В той же час вона зворотно пропорційна косинусу кута нахилу осі

каналу до горизонту.

Апробацію отриманих формул виконували розрахунками, в яких приймали:  $h = 0,3$  м;  $k = k_1 = 0,074$  м<sup>-1</sup>;  $k = k_2 = 0,136$  м<sup>-1</sup>. Досліджували вплив різних значень  $\alpha$  і  $V$ .

Результати обчислень  $x(h)$  при  $\mathcal{G}_0 = 0$  за формулами (10), (12) записані в чисельниках таблиць 1 і 2. В таблиці 1 варіювались значення кута нахилу  $\alpha$  при  $V = 17$  м/с, а в таблиці 2 змінювались значення  $V$  при  $\alpha = 20^\circ$ . В знаменнику зазначених таблиць записані  $x(h)$ , до яких приводить числове інтегрування на комп'ютері рівнянь (1) при початкових умовах (4). Результати аналітичного розв'язку спрощеної задачі добре узгоджуються з результатами числового інтегрування вихідних нелінійних рівнянь.

Таблиця 1 – Значення  $x(h)$  при різних  $\alpha$  і  $V = 17$  м/с.

$\alpha$ , град	$x(h)$ , м		$\alpha$ , град	$x(h)$ , м	
	$k = k_1$	$k = k_2$		$k = k_1$	$k = k_2$
20	0,529	0,974	35	0,522	1,032
	0,531	0,971		0,525	1,033
25	0,522	0,983	40	0,531	1,077
	0,525	0,984		0,537	1,075
30	0,519	1,002	45	0,548	1,139
	0,521	1,003		0,555	1,135

Таблиця 2 – Значення  $x(h)$  при різних  $V$  і  $\alpha = 20^\circ$ .

$V$ , м/с	$x(h)$ , м		$V$ , м/с	$x(h)$ , м	
	$k = k_1$	$k = k_2$		$k = k_1$	$k = k_2$
11	0,170	0,376	17	0,529	0,974
	0,170	0,376		0,527	0,970
14	0,333	0,651	20	0,754	1,337
	0,332	0,650		0,754	1,337

Визначивши за формулою (11) кут  $\alpha^*$  знаходимо, що при  $k = k_1 - \alpha^* \approx 30,02^\circ$ , а при  $k = k_2 - \alpha^* \approx 17,14^\circ$ . Тому в таблиці 1 із збільшенням  $\alpha$  значення  $x(h)$ , при  $k = k_1$  спочатку зменшуються, а потім – збільшуються, тоді як при  $k = k_2$  вони лише збільшуються, адже їх визначали за точкою мінімуму. Наявність мінімуму підтверджується і числовим розв'язком нелінійної задачі Коші (знаменник в таблиці 1).

В таблиці 3 записані значення  $x(h)$ , які отримали за формулами (7), (8), (12) при  $V = 17$  м/с,  $\mathcal{G}_0 = 0,5$  м/с,  $\mathcal{G}_0 = 0,7$  м/с і різних  $\alpha$ .

Таблиця 3 – Значення  $x(h)$  при різних  $\alpha$  і  $\mathcal{G}_0 \neq 0$ 

$\alpha$ , град	$x(h)$ при $V_0 = 0,5$ м/с		$x(h)$ при $V_0 = 0,7$ м/с	
	$k = k_1$	$k = k_2$	$k = k_1$	$k = k_2$
10	0,384	0,673	0,325	0,575
20	0,351	0,658	0,290	0,558
30	0,332	0,673	0,244	0,567
40	0,307	0,728	0,239	0,613
50	0,332	0,846	0,255	0,718

Розрахунки підтверджують, що і при  $\mathcal{G}_0 \neq 0$  існує кут  $\alpha$ , за якого  $x(h)$  мінімальне. Подача часток в канал з вертикальною початковою швидкістю зменшує дальність польоту частки по каналу, що зазначалось і іншими авторами при числовому інтегруванні нелінійних рівнянь руху.

#### Висновки.

Отримана лінійна модель описує основні особливості руху часток і може використовуватись як при проектуванні пневматичних каналів зерноочисних машин, так і при визначенні оптимальних параметрів процесу сепарації насінневих сумішей в повітряних каналах.

#### Література

1. Абдуєв М. М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей: автореф. дис. канд. техн. наук / М. М. Абдуєв. – Харків, 2007 – 21с.
2. Єрмак В. П. Обґрунтування способу сепарування соняшника у повітряних потоках: автореф. дис. канд. техн. наук / В. П. Єрмак. – Луганськ, 2003 – 21с.
3. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна / [Васильковський М. І., Гончаров С. Я., Лещенко С. М. та інші.]; Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник – Вип. 36 – Кіровоград: КНТУ, 2006 – С 111 – 114.
4. Підвищення ефективності попереднього очищення зернових сумішей / [Лещенко С. М., Васильковський О. М., Васильковський М. І. та інші.]; Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. Луцьк: ЛНТУ, 2009 – С 230 – 235.
5. Бакум М. В., Кречот М. М., Абдуєв М. М. та інші. Результати виробничих випробувань модернізованого пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом / М. В. Бакум., М. М. Кречот., М. М. Абдуєв. та інші. // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ – Вип. 75. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – С 72 – 78.
6. Бакум М. В., Кречот М. М. Дослідження впливу основних параметрів пневматичного сепаратора на якість очищення насіння редиски /

Бакум М. В., Кречот М. М. // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. Луцьк: ЛНТУ, 2009 – С 14 – 19.

7. Горитнський В. В., Демський А. Б., Борискин Н. А. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях / Горитнський В. В., Демський А. Б., Борискин Н. А.- М.: Колос, Изд. второе, 1980. – 304 с.

8. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин / П. М. Заїка. Том 2, ч. 2, кн. 2. Зернозбиральні машини – Харків: ОКО, 2004 – 404 с.

9. Кучеренко С.І., Ольшанський В.П., Ольшанський С.В., Тищенко Л.М. Балістика крапель, які випаровуються при польоті / С.І. Кучеренко., В.П. Ольшанський., С.В. Ольшанський., Л.М. Тищенко.//Харків: ХНТУСГ, 2007. – 304 с.

10. Тищенко Л. Н., Ольшанский В. П., Ольшанский С. В. Применение уравнения Бернули к расчёту движения зернового слоя на плоском наклонном виброрешете / Л.Н.Тищенко., В.П. Ольшанский., С.В. Ольшанский. // Вібрації в техніці та технологіях, 2009, №3. – С 42 – 47.

## **ЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦ В ПЛОСКОМ НАКЛОНЕННОМ КАНАЛЕ ПНЕВМОСЕПАРАТОРА**

**Бакум М.В., Ольшанський В.П., Кречот М.М.**

### *Аннотация*

**В результате линеаризации нелинейных уравнений движения получены и апробированы расчетами формулы для определения дальности полета частиц в наклоненном воздушном канале прямоугольного поперечного сечения. Исследован экстремум дальности полета частицы в зависимости от угла наклона канала к горизонту.**

## **LINEAR MODEL OF MOTION OF PARTS IN THE FLAT IN- CLINED CHANNEL PNEVMOSEPARATORA**

**M. Bakum. V. Olshansciy. M. Krecot.**

### *Summary*

**As a result of the linerizatsii nonlinear evening of motion the got and approved by computations formulas for determination of distance of flight of parts in the inclined air duct of rectangular transversal to the cut. Ecstremoum of distance of flight of particle is explored depending on the angle of slope of channel to horizon.**

## ВДОСКОНАЛЕННЯ РУЛЬОВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ПЕРЕМІННИМ ПЕРЕДАТОЧНИМ ВІДНОШЕННЯМ

Бондар А.М., аспірант<sup>1</sup>

*Таврійський державний агротехнологічний університет  
Україна, Запорізька область, м. Мелітополь,  
вул. Б. Хмельницького, 18  
Тел. (806192)-54017,8-093-6907775.*

**Анотація** – у статті розглянуті існуючі рульові механізми із змінним передаточним відношенням, а також запропоновані вдосконалення, які дають змогу отримати постійну чутливість рульового керування на всіх швидкісних режимах.

**Ключові слова** - оператор, рульове керування, постійна чутливість рульового керування, машинно-тракторний агрегат, передаточне відношення.

*Постановка проблеми.* У рамках існуючих механічних схем кермових приводів чутливість задається передаточним відношенням рульового керування  $W$  як правило незмінним ( $W - \text{const}$ ) (Передаточне відношення це відношення кута повороту керма до кута повороту керованих коліс шасі).

Для зручності при маневруванні передаточне відношення бажано знизити, а в транспортному (швидкісному) – підвищити [1].

Відомо, що тихохідні машини мають передаточне відношення рульового керування - 4...6, а швидкісні до 30. При проектуванні рульового керування передаточне відношення вибирається досить великим, щоб забезпечити стійкість руху на підвищених швидкостях. Це призводить до незручностей при маневруванні.

*Аналіз останніх досліджень.* Широко відомі спроби непрямого подолання цього технічного протиріччя в рамках механічних схем. Наприклад, технічні рішення, в основі яких лежить введення нелінійності в кінематику кермового привода. В межах малих відхилень керованих коліс від нейтрального положення призначається велике передатне відношення, тому що це характерно для швидкісних режимів. Більші відхилення керованих коліс характерні для маневрування, тому з ростом цієї величини передатне відношення знижується. Однак не можна не відзначити, що такий підхід не знімає повністю суті техніч-

---

© інженер Бондар А.М.

<sup>1</sup> науковий керівник к.т.н. доц. Лубяний М.М.

ного протиріччя, в основі якого лежить лінійна залежність чутливості від швидкості руху.

Кардинальне поліпшення керованості машин можливо на основі використання сучасних досягнень автоматики. Таким чином, пропонується варіант рульового привода який забезпечує високу керованість транспортних засобів на всіх швидкісних режимах. (рис.1)

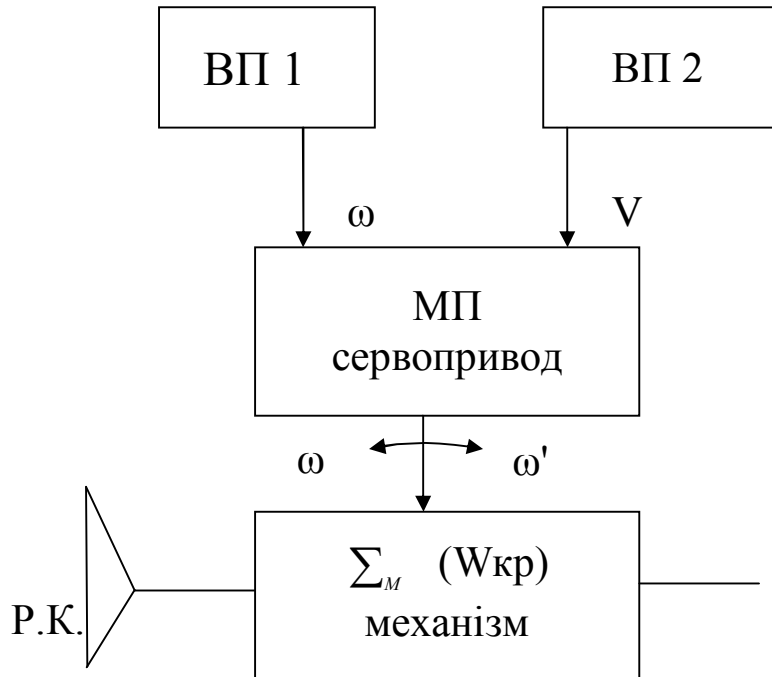


Рисунок 1 – Структурна схема рульового привода.

У структуру кермового привода входять такі пристрої:

- підсумовуючий механізм ( $\Sigma_M$ )
- сервопривод з мікропроцесорним керуванням.
- вимірювальні перетворювачі повороту керма (ВП1) і швидкості транспортного засобу (ВП2).

У теперішній час пропонуються розробки, які в значній мірі можуть вирішити поставлені задачі та подолати технічне протиріччя [2, 3, 4, 5, 6, 7].

Часткове вирішення протиріччя пропонується авторами [2, 3, 4, 5]. У даних випадках запропоноване вдосконалення рульових колонок транспортного засобу.

Так, наприклад, вдосконалення рульової колонки транспортного засобу, запропоноване у [4] дасть змогу отримати змінне передатне відношення рульового механізму, що призведе до поліпшення маневреності МТА. Пристрій працює таким чином. При повороті рульового колеса в межах кута  $\alpha$  передача повороту відбувається через рульовий вал, планетарний редуктор і рульовий механізм. Це забезпечує збільшене передатне відношення, так як при цьому передача відбувається з використанням передатних чисел і редуктора і рульового ме-

ханізму разом. При повороті рульового колеса на кут більший ніж кут  $\alpha$  штифт упирається в край паза труби і вал рульового колеса буде повертатись разом з коронною шестернею редуктора, тим самим блокувати роботу планетарного редуктора. При цьому передатне число рульової колонки буде дорівнювати передатному числу тільки рульового механізму. Але використання такої рульової колонки досить не ергономічне в наслідок того, що зміна передатного відношення відбувається ступінчасто.

У роботі [3] також наведене вдосконалення конструкції рульової колонки транспортного засобу з метою отримання перемінного передатного відношення рульового механізму. В цьому випадку рульову колонку додатково облаштовують диференціальним механізмом, кроковим двигуном, вимірювальними перетворювачами, які необхідні для отримання інформації відносно швидкості руху та кута повороту рульового колеса і передачі її до мікропроцесорного сервоприводу. Конструкція працює наступним чином. Під час руху транспортного засобу, при обертанні рульового колеса відбувається обертання рульового валу, шестерень диференціала разом з корпусом диференціала, який поєднаний з валом приводу виконавчого механізму. Якщо виконувати маневрувальні або корегувальні дії то до роботи включаються вимірювальні перетворювачі, які надають інформацію до мікропроцесорного сервоприводу. Той, в свою чергу, корегує сигнал та подає його на кроковий двигун, який через шестерні повертає корпус диференціала і вал приводу виконавчого механізму на необхідний кут.

Розробки, які наведені у [2,3,4,5] можна віднести до суто механічних. А в цьому випадку їх можливо використовувати лише на легких МТА, тому що вони не мають гідравлічного підсилювача.

*Основні результати досліджень.* Для вирішення питання організації двоканального рульового керування була розроблена конструкція гідрооб'ємного рульового керування з постійною чутливістю [6]. Замість механічного диференціалу в управлінні використовується одноконтурне гідрооб'ємне рульове управління з двома паралельно включеними насосами-дозаторами: основним і корегуючим. Це дає можливість корегувати чутливість рульового управління МТА на всіх швидкісних режимах.

Для цього додатковий насос-дозатор оснащений кроковим мікропроцесорним сервоприводом з двома вимірювальними перетворювачами, які пов'язані з рульовим валом та колесом транспортного засобу таким чином, щоб вимірювальні перетворювачі були пов'язані з мікропроцесорним сервоприводом, який керує кроковим двигуном (рис.2).

Керуючі впливи здійснюються основним насосом-дозатором 1 – перший канал керування. Корегуючий вплив виконує кроковий двигун мікропроцесорного сервоприводу 9 через насос-дозатор 8 – другий канал керування. Формування корегуючого впливу здійснює мікропроцесор сервоприводу, який використовує інформацію про інтен-

сивність керуючих впливів та швидкість руху транспортного засобу з відповідних вимірювальних перетворювачів. Сумарний вплив підсилюється за рахунок енергії живлячого насоса 5, а потік підсилюється за допомогою гідравлічно-керованого золотника 2 і подається на виконуючий гідро-механізм 7.

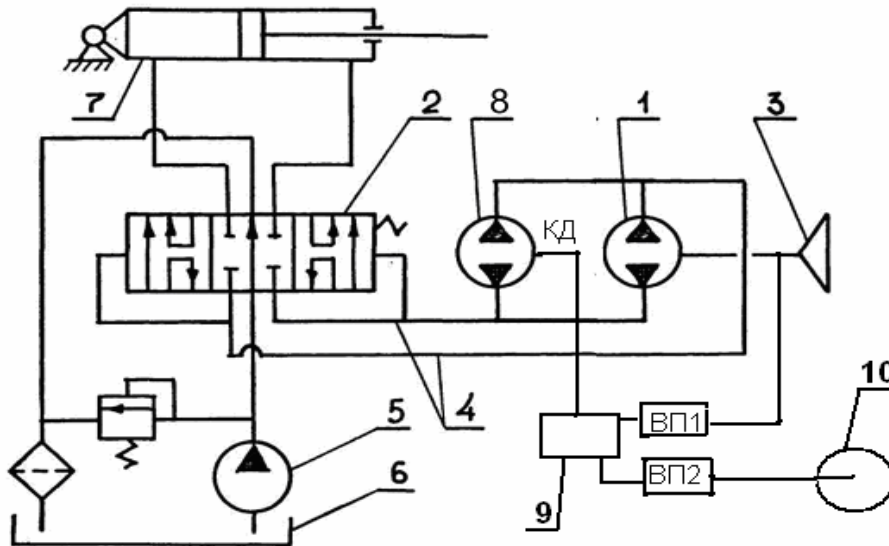


Рисунок 2 – Система гідрооб'ємного рульового керування з постійною чутливістю

У роботі [7] також розроблена конструкція рульового керування транспортного засобу з підсилювачем. У конструкції, замість механічного диференціалу, для організації двоканального керування використовується одноконтурне ГОРУ з додатковим насосом-дозатором, який гідравлічно під'єднується паралельно основному насос-дозатору (рис.3). Додатковий насос-дозатор оснащений кроковим сервоприводом і призначений для організації корегуючих впливів.

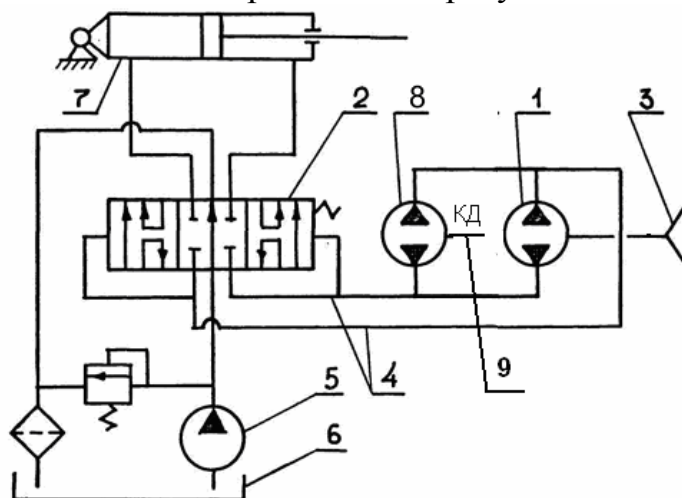


Рисунок 3 – Двоканальне рульове керування транспортного засобу з підсилювачем



Підключення додаткового насоса-дозатора з кроковим сервоприводом паралельно до основного знімає реактивний момент на рульовому колесі, розширює функціональні можливості рульового керування, покращує ергономічність та якість керування транспортним засобом.

Керуючі впливи здійснюються основним насосом-дозатором 1 – перший канал керування. Корежуючі впливи формуються кроковим сервоприводом і здійснюються додатковим насосом-дозатором 8 – другий канал керування. Сумарний вплив підсилюється за рахунок енергії живлячого насосу 5, потік рідини підсилюється за рахунок гідравлічно-керованого золотника 2 і подається на виконуючий гідромеханізм 7.

#### *Висновки:*

1. Розглянуті рульові механізми з постійною чутливістю для легких та важких МТА;
2. Запропоноване теоретичне структурна схема рульового керування із постійною чутливістю;
3. Запропоновані система гідрооб'ємного рульового керування з постійною чутливістю та Двоканальне рульове керування транспортного засобу з підсилювачем.

#### *Література*

1. *Петров В.А.* Улучшение управляемости сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов: дис. канд. техн. наук: / В.А. Петров - Москва: [б.в.], 1989.- 178 с.
2. Пат. 63416А Україна, МПК<sup>7</sup> В62D1/18. Виконавчий механізм рульового керування транспортного засобу /М.М. Луб'яний, В.І. Просвірін, В.О. Петров та ін. (Україна). - № 2003043409 ; заявл. 04.15.03; опубл. 15.01.04, Бюл. №1.
3. Пат. 24161 Україна, МПК<sup>7</sup> В62D 1/18. Рульова колонка транспортного засобу /А.М.Бондар, В.О. Петров, М.М. Луб'яний та ін. (Україна). - №200700056; заявл. 01.02.07; опубл. 25.06.07, Бюл. №9.
4. Пат. 12149 Україна, МКИ<sup>7</sup> В62D 1/18. Рульова колонка транспортного засобу / А.М. Бондар, М.С. Бондар, М.М. Луб'яний (Україна). - №200507860; заявл. 08.08.05; опубл. 16.01.06, Бюл. №1.
5. Пат. 9846 Україна, МКИ<sup>7</sup> В62D 1/18. Рульова колонка транспортного засобу /В.О.Петров, А.М. Бондар, М.С. Бондар та ін. (Україна). - №200503317; заявл. 04.11.05; опубл. 17.10.05, Бюл. №10.
6. Пат. 36231 Україна, МКИ<sup>7</sup> В62D1/18. Система гідрооб'ємного рульового керування з постійною чутливістю / В.О. Петров, М.М. Луб'яний, А.В. Петров, А.М. Бондар та ін. (Україна). - № 200800229; заявл. 01.04.08; опубл. 27.10.08, Бюл. №20.

7. Пат. 34001 Україна, МКИ<sup>7</sup> B62D1/18. Двоканальне рульове керування транспортного засобу з підсилювачем/ В.О. Петров, М.М. Луб'яний, А.В. Петров, А.М. Бондар та ін. (Україна). - № 200801763; заявл. 02.11.08; опубл. 25.07.08, Бюл. №214.

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ**

**Бондар А.М.**

### *Аннотация*

**В статье рассмотрены существующие рулевые механизмы с переменным передаточным отношением, а также предложены пути совершенствования, которые дадут возможность получить постоянную чувствительность рулевого управления на всех скоростных режимах.**

## **IMPROVEMENT OF STEERING MECHANISMS WITH THE VARIABLE TRANSFER RELATION.**

**A. Bondar**

### *Summary*

**The summary - in article existing steering mechanisms with the variable transfer relation are considered, and also improvements which give the chance to receive constant sensitivity of the steering mechanism on all high-speed modes are offered.**

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗОНИ ПОШИРЕННЯ ДЕФОРМАЦІЇ ҐРУНТУ ВІД ДІЇ ГНУТОШТАБОВИХ РОБОЧИХ ОРґАНІВ

Бурдега В.Ю., к.т.н.

Подольський Державний Агротехнологічний Університет

Тел. 03849/-68-3-97

**Анотація** - в статті розглянуто теоретичні передумови та дослідження зони поширення деформації ґрунту від дії гнutoштабових робочих органів ґрунтообробних машин та знарядь. Гнutoштабові робочі органи працюють за принципом пошарового розпушування ґрунту, за рахунок конструктивних особливостей гнutoштабових робочих органів. Теоретичними дослідженнями встановлено залежність зони поширення деформації від конструктивних параметрів гнutoштабових робочих органів. Експериментальні дослідження підтвердили достовірність теоретичних положень.

**Ключові слова** – деформація, зона, ґрунт, робочі органи, гнutoштабові робочі органи, конструктивні параметри.

**Постановка проблеми.** Зона поширення деформації в ґрунті під час взаємодії ґрунтообробних робочих органів із ґрунтовим середовищем, внаслідок пластичності не обмежується зоною контакту з нею робочого органу, а розповсюджується в напрямку руху робочого органу і вбік на значні відстані. Межі ґрунту, який руйнується, визначаються перш за все механічними його властивостями, розташуванням робочої поверхні робочого органу. Кожен із уступів гнutoштабового робочого органу можна представити у вигляді косо поставленого двогранного клина. На ґрунтову скибу, яка насувається на клин при його русі діють нормальні сили  $N$  і дотичні сили тертя  $F$ , які в сумі складають рівнодіючу силу  $R$ , що відхилена від нормалі на кут тертя  $\varphi$  в бік дії сили тертя (рис. 1.).

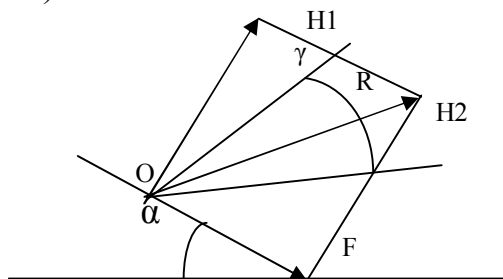


Рисунок 1 – Схема поширення деформацій від дії двогранного клина.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Проведенні дослідження А.К. Кострициним [1] свідчать про те що при певних відношеннях ширини робочого органа для розпушування ґрунту до глибини обробітку ґрунту тяговий опір робочих органів безполицевого знаряддя при розпушуванні ґрунту у два яруси може не тільки не перевищувати опір робочих органів, що здійснюють розпушування ґрунту в один ярус, але й може бути значно меншим. Дослідження член-кор. УААН Я.С. Гукова показників пошарового обробітку ґрунту плоско-різами на підвищених швидкостях руху показали, що при пошаровому обробітку у два яруси підвищується якість обробітку і зменшуються енергетичні затрати на процес обробітку ґрунту.

Дослідження і обґрунтування параметрів ступінчатих робочих органів глибокорозпушувачів І.А. Шевченком [2] та зубчатих А.Ф. Бабіцьким [3] і З.М. Шаніною [4] довели що при цьому покращується якість обробітку ґрунту та знижуються енерговитрати на процес обробітку.

Проведений аналіз теоретичних передумов до обґрунтування форми робочого органу для покращання якості обробітку ґрунту та зменшення енергозатрат при цьому, показав доцільність пошуку і розробки робочих органів об'ємної пошарової дії на ґрунт. Розробка таких робочих органів, що уможливорює створення об'ємно-напруженого стану за рахунок різнонаправлених деформацій, розділення ґрунтової скиби на шари і кришіння її по шарах сприятиме покращенню якості обробітку ґрунту та зменшенню питомих енергозатрат на цей процес.

*Метою статті є обґрунтування зони поширення деформації від дії гнutoштабових ґрунтообробних робочих органів.*

*Виклад основного матеріалу дослідження.* У відповідності з теорією найбільших дотичних напружень небезпечні перерізи  $OH_1$ , і  $OH_2$  розташовується один від іншого під деяким кутом  $\gamma$  симетрично відносно результуючої сили  $R$ . На цій підставі обґрунтуємо зону поширення деформації в поперечно-вертикальній та поздовжньо-вертикальній площинах від дії гнutoштабового робочого органу. Нехай гнutoштабовий робочий орган переміщається у ґрунті, заглиблений на деяку величину  $a$  (рис. 2.). Перед робочим органом область деформації обмежена прямими, що паралельні між собою  $tn$ ,  $t_1n_1$ ,  $t_2n_2$ , які розташовуються під кутом тертя  $\varphi$  і проведені через носок відповідної нормалі  $nN$ ,  $n_1N_1$ ,  $n_2N_2$ .

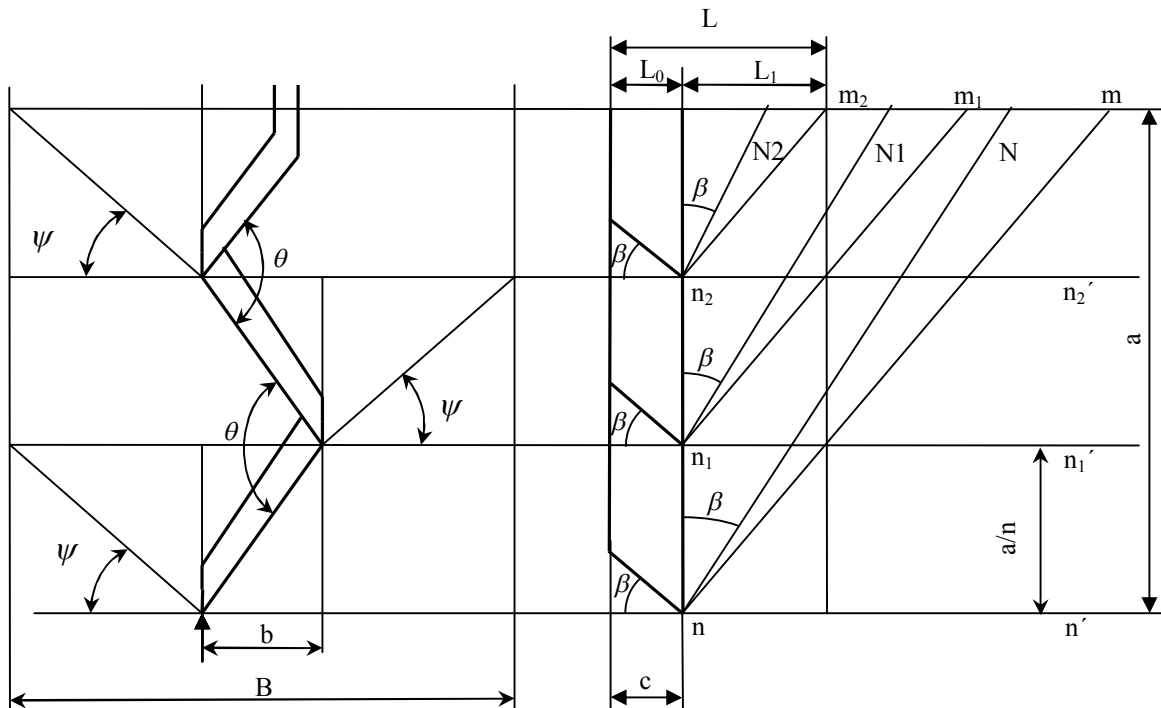


Рисунок 2 – Зона поширення деформації.

Враховуючи, що кожен із уступів діє на об'єм ґрунту обмежений шириною уступу та висотою, уступу, то по висоті область деформації обмежиться відповідними лініями для кожного із уступів  $n n'$ ,  $n_1 n_1'$ ,  $n_2 n_2'$ . Тому можливе граничне значення розповсюдження зон деформації ґрунту у поздовжньому напрямку від носка кожного з уступів і в цілому від гнutoштабового органу з врахуванням його розміру:

$$L = L_0 + L_1 \quad (1)$$

З боків область деформації від дії кожного з уступів обмежується площинами, які утворюють з напрямком  $mn$  кут  $\Psi$ .

Тоді на поверхні поля ширину  $B$  в площині деформації ґрунту гнuto-штабового робочого органу можна визначити за формулою:

$$B = b + \frac{2 \cdot \frac{a}{n} \cdot \operatorname{tg} \Psi}{\cos(\varphi + \beta)}, \quad (2)$$

де  $\beta$  – кут нахилу робочої грані клина в поздовжньо-вертикальній площині до горизонту;

$\varphi$  – кут тертя ґрунту по металу;

$a$  – глибина обробітку;

$b$  – конструктивна ширина робочого органу;

$n$  - кількість уступів;

$\Psi$  – кут нахилу площини сколу ґрунту до горизонту.

Із виразу видно, що зона поширення деформації в першу чергу залежить від глибини обробітку.

Для гнutoштабового робочого органу глибина обробітку складається із суми глибин обробітку кожним уступом. Тому глибина обробітку одного уступу складає:

$$a_{yc} = \frac{a}{n} = e \cdot tg \frac{\theta}{2}. \quad (3)$$

Із врахуванням виразу (3.) і конструктивних параметрів довжину зони поширення деформації можна для кожного із уступів записати:

$$S = e \cdot tg \frac{\theta}{2} \cdot tg(\beta + \varphi), \quad (4)$$

де  $\theta$  – кут нахилу уступу до вертикальної площини;

Так як всі уступи однакові то сумарна довжина поширення деформації гнutoштабового робочого органу у поздовжньо-горизонтальній площині не перевищуватиме довжини зони поширення деформації від одного уступу що залежить від конструктивних параметрів гнutoштабового робочого органу – ширини ( $e$ ) та кутів нахилу ( $\beta$ ,  $\theta$ ).

Ширину поширення зони деформації від уступу гнutoштабового робочого органу із врахуванням конструктивних параметрів та виразу (3.) можна записати:

$$B = \frac{2e tg \frac{\theta}{2} \cdot tg \psi}{\cos(\beta + \varphi)} + e. \quad (5)$$

Враховуючи положення обґрунтовані В. Г. Горячкіним відносно кута нахилу площини сколювання до горизонту  $\Psi$ , про те що на кут нахилу площини сколювання до горизонту впливає і кут тертя ґрунту по ґрунту  $\varphi_{Г}$ . Тому кут нахилу площини сколювання ґрунту до горизонту в залежності від кута нахилу робочої грані уступу  $\beta$ , кута тертя ґрунту по металу  $\varphi$  і кута тертя ґрунту по ґрунту  $\varphi_{Г}$  запишемо:

$$\psi = \frac{\pi}{2} - \frac{\beta + \varphi + \varphi_{Г}}{2}. \quad (6)$$

Із врахуванням виразу (2.9) зону поширення деформації в по-  
здовжньому та поперечному напрямках гнучоштабового робочого ор-  
гану можна представити у вигляді:

$$S = \epsilon \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \cdot \operatorname{ctg} \left[ \frac{\pi}{2} - \frac{\beta + \varphi + \varphi_{\Gamma}}{2} \right]$$

$$B = \epsilon + \frac{2\epsilon \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \cdot \operatorname{ctg} \left[ \frac{\pi}{2} - \frac{\beta + \varphi + \varphi_{\Gamma}}{2} \right]}{\cos(\beta + \varphi)}. \quad (7)$$

По величині довжини і ширини зони поширення деформації  
можна визначити відстань між рядами робочих органів по ходу маши-  
ни і відстані між робочими органами в ряду. Як видно із виразів (7.)  
конструктивні параметри гнучоштабового робочого органу впливають  
на розстановку їх на ґрунтообробних машинах і знаряддях. Кількість  
зубів залежно від ширини захвату борони  $B_p$  можна визначити :

$$C = \frac{B_p}{B}, \quad (8)$$

де  $C$ - кількість зубів борони.

Під час експериментальних досліджень необхідно було вияви-  
ти ті конструктивні фактори, які найбільш впливають на процес по-  
шарового розпушування ґрунту. В процесі взаємодії робочих органів  
із ґрунтом важливе значення має характер протікання деформації, зо-  
на поширення деформації в ґрунті та розпушування його поверхні.

Як показав теоретичний аналіз і результати пошукових дослі-  
джень, вплив конструктивних факторів на показники зони поширення  
деформації ґрунту носить нелінійний характер. Для більш точного  
опису цього впливу доцільно розробляти математичну модель процесу  
у вигляді полінома другого степеня:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_{12} + b_{13}x_{13} + b_{32}x_{32} + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 \quad (9)$$

де  $y$  - параметр оптимізації;

$b_0, \dots, b_{33}$  - постійні коефіцієнти регресії;

$x_1, x_2, x_3$  - досліджувальні фактори.

Для визначення залежності зони поширення деформації в ґрун-  
ті під час взаємодії із гнучоштабовими робочими органами для поша-  
рового обробітку ґрунту були проведені багатofакторні експерименти  
по матриці ортогонального центрально-композиційного плану.

Одержання експериментальних даних полягає у вимірюванні безпосередньо ширини зони поширення деформації на поверхні та у вимірюванні необхідних параметрів, що являються вихідними даними для аналітичного визначення площі поперечного перерізу зони деформації ґрунту. Для визначення впливу конструктивних факторів гнущоштабових робочих органів для пошарового обробітку ґрунту (ширина  $b$ , кут між уступами  $\theta$  та кут входження уступу в ґрунт  $\beta$ ) на зону деформації ґрунту було отримано рівняння регресії. Обробка експериментальних даних дала можливість отримати рівняння регресії в кодованій формі:

$$F = 71,9468 + 15,3394X_1 + 26,0668X_2 + 10,315X_3 + 4,47423X_3^2 + 5,6625X_1 \cdot X_2 + 3,3875X_1 \cdot X_3 + 3,70417X_2 \cdot X_3 \quad (10)$$

і натуральній формі:

$$F = 692 - 0,5061 \cdot \theta - 0,867b - 3,841 \cdot \beta + 0,0474 \cdot \beta^2 + 0,02832 \cdot \theta b + 0,0169410 \cdot \theta \beta + 0,037004 \cdot b \beta \quad (11)$$

$$\text{де } X_1 = \frac{\theta - 90}{20}; X_2 = \frac{b - 30}{10}; X_3 = \frac{\beta - 25}{10}.$$

Рівняння показує, що застосування математичної моделі другого порядку є оправданим, так як лінійна модель не може бути адекватною, якщо є значимим хоча би одним ефект взаємодії. Перевірка по критерію Фішера ( $F_p = 1,3568 < F_{\text{табл}} = 2,53$ ) дозволяє сказати, що гіпотеза про адекватність моделі (10) при 5%-ному рівні значимості не заперечується.

Отримані рівняння (10,11) досліджувалися методом двомірних перетинів, для чого один із факторів фіксувався на заданому рівні. Математичним апаратом проводилась перевірка адекватності регресійних моделей за границями експериментування], комп'ютерним моделюванням визначалися оптимальні параметри і можливий їх оптимальний напрямок. Варіанти поверхонь відгуку і двомірних перетинів для критерію “зона розпушування ґрунту”  $F, \text{см}^2$  при фіксованих значеннях ( $\theta = 90^\circ, b = 30 \text{ мм}, \beta = 25^\circ$ ) наведені на рис. (3., 4., 5.).



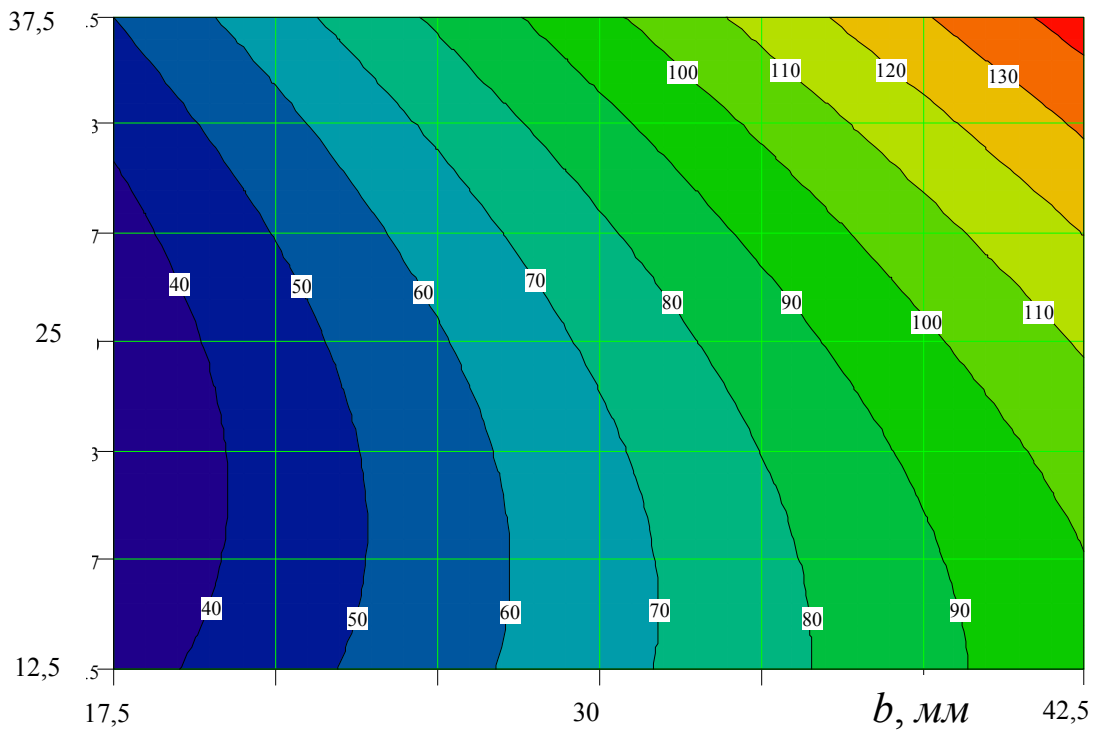
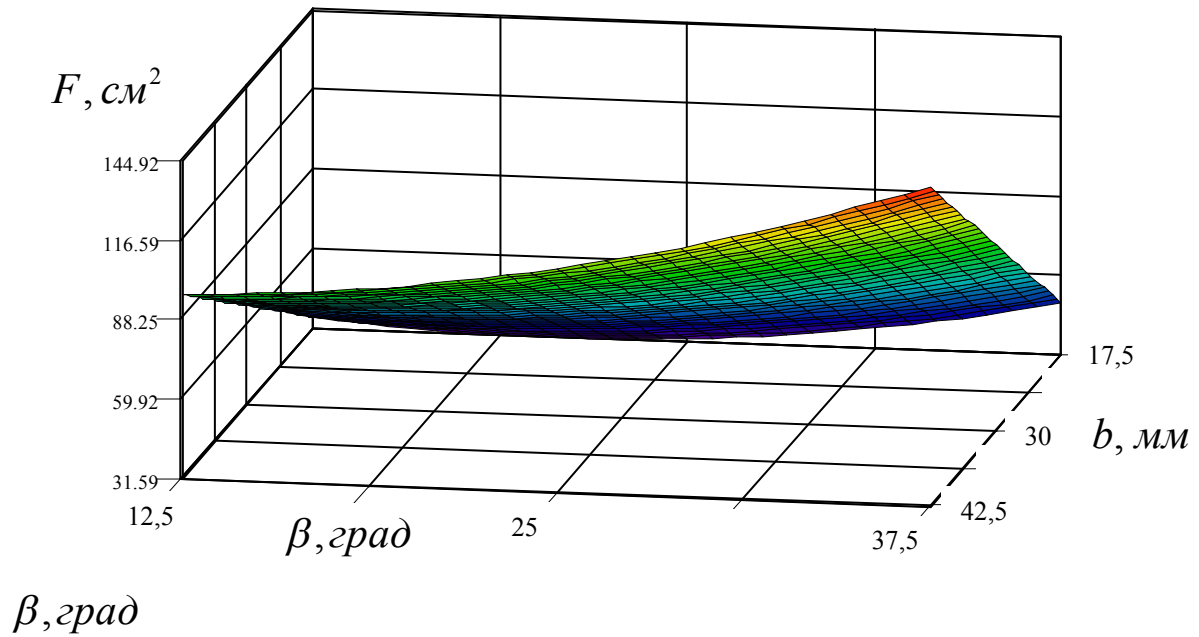
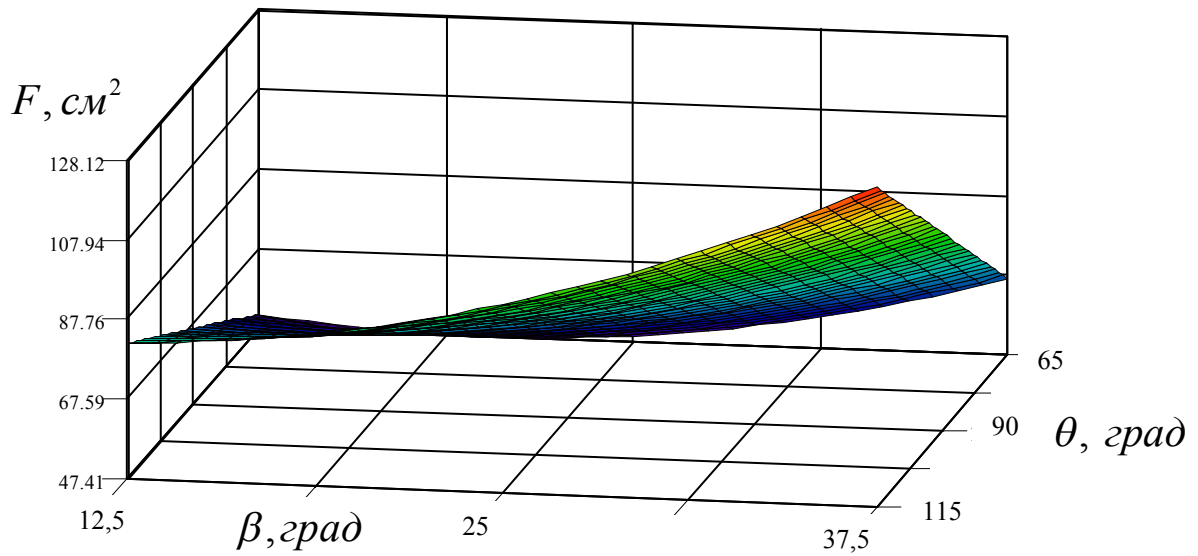


Рисунок 3 – Залежність зони розпушування ґрунту ( $F, \text{см}^2$ ) від кута входження уступу в ґрунт ( $\beta, \text{град}$ ) і ширини робочого органу ( $b, \text{мм}$ ) при куті між уступами  $\theta = 90^\circ$  (тип ґрунту – чорнозем  $W = 17.3\%$ )



$\beta, \text{град}$

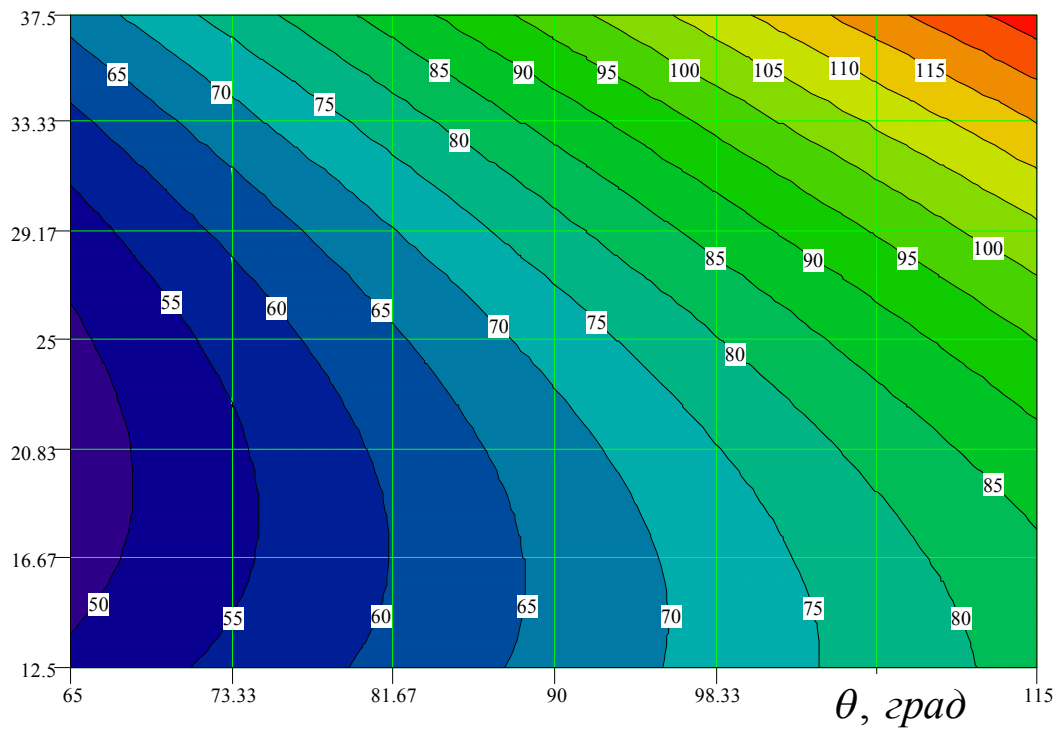
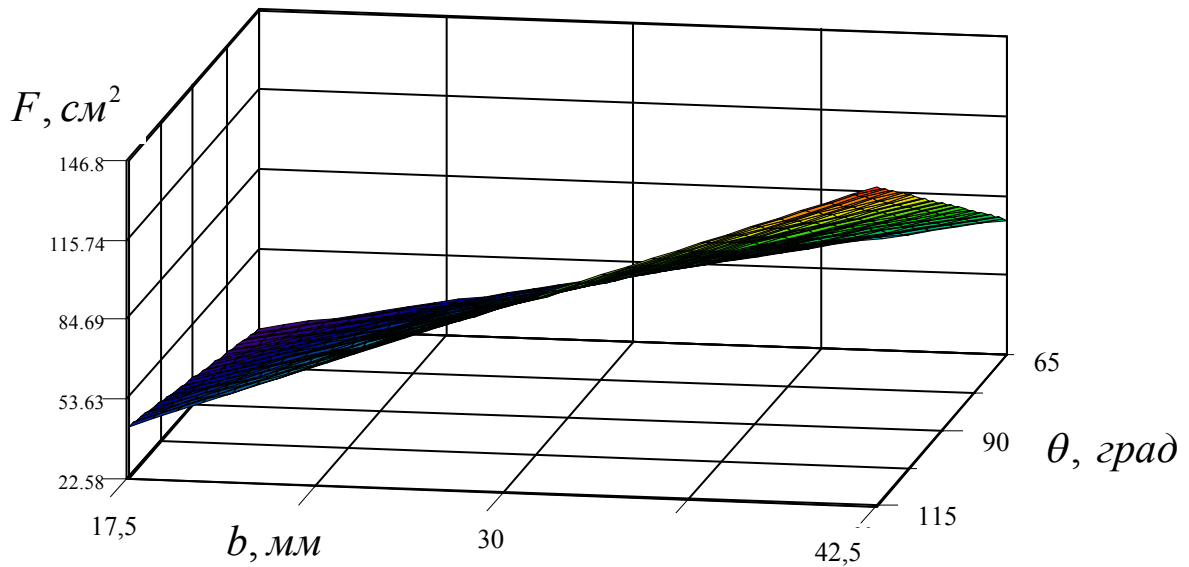


Рисунок 4 – Залежність зони розпушування ґрунту ( $F, \text{cm}^2$ ) від кута входження уступу в ґрунт ( $\beta, \text{град}$ ) і кута між уступами ( $\theta, \text{град}$ ) (при ширині робочого органу ( $b = 30 \text{ мм}$ ) (тип ґрунту – чорнозем,  $W = 17.3\%$ )



$b, мм$

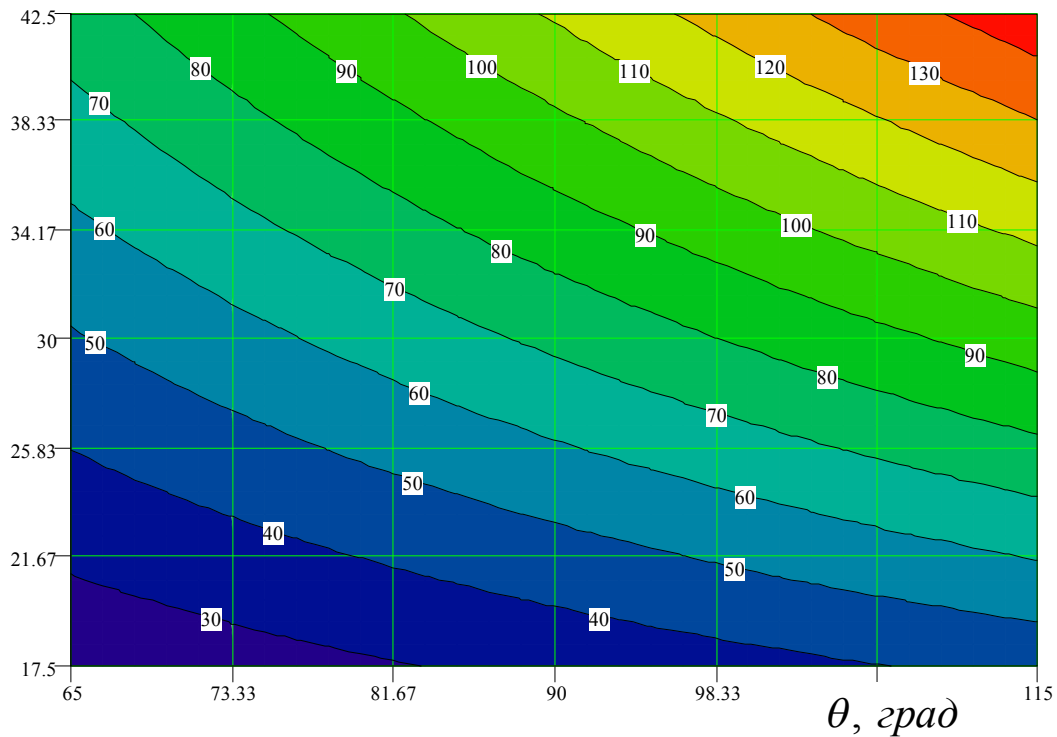


Рисунок 5 – Залежність зони розпушування ґрунту ( $F, см^2$ ) від кута між уступами ( $\theta, град$ ), ширини робочого органу ( $b, мм$ ) при куті входження уступу в ґрунт ( $\beta = 25^\circ$ ) (тип ґрунту – чорнозем,  $W = 17.3\%$ )

*Висновки.* Як показали проведені експериментальні дослідження процесу взаємодії гнучоштабових ґрунтообробних робочих органів із ґрунтом зона поширення деформації та розпушування ґрунту від дії

гнутоштабових робочих органів залежить від конструктивних параметрів, зокрема кута між уступами  $\theta$ , кута входження уступу в ґрунт  $\beta$  та ширини робочого органу  $b$  і від глибини ходу робочого органу. Експериментальні дослідження підтвердили теоретичні положення та залежності. Максимальне значення зони поширення деформації ґрунту на чорноземі досягається при збільшенні кута входження уступу в ґрунт та ширини захвату при куті між уступами, що наближається до  $90^\circ$ .

#### Література

1. *Кострицын А.К., Пец А.К.* Снижение сопротивления почвообрабатывающих орудий при безотвальной обработке почвы / *А.К. Кострицын, А.К. Пец.* // Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Труды ВИМ, 1989. – Том. 120. – с. 94 – 108.
2. *Шевченко И.А.* Обоснование геометрических параметров ступенчатых рабочих органов глубокорыхлителей для почв юга Украины: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. / *И.А. Шевченко.* – М., 1987. – 167 с.
3. *Бабицкий Л.Ф.* Исследование и обоснование геометрических параметров зубчатых рабочих органов культиваторов для противоэрозийной обработки почвы: Автореф. дис....канд. техн. наук: 05.20.01. Челябинский ин-т мех.и эл. с. х. / *Л.Ф. Бабицкий.* – Челябинск, 1979.–20 с.
4. *Шанина З.М.* Исследование параметров зубчатых рабочих органов для мелкой обработки почвы в условиях юга УССР: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. / *З.М. Шанина.* – Мелитополь, 1987. – 167 с.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЗОНЫ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ДЕФОРМАЦИИ ПОЧВЫ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ГНУТОШТАБОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

**Бурдега В.Ю.**

#### *Аннотация*

**В статье приведены результаты исследования зоны деформации от воздействия рабочих органов для послойной поверхностной обработки почвы.**

### THE INVESTIGATING OF THE SOIL DEFORMATION PROPAGATION ZONE UNDER THE ACTION OF THE OPERATING UNITS

**V. Burdega.**

#### *Summary*

**The results of the investigating of the soil deformation propagation zone under the action of the operating units for the layered surface soil tillage are given in the article.**

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКІСНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПОРШНЕВОГО УЩІЛЬНЮВАЧА СУБСТРАТУ ДЛЯ ВИРОЩУВАННЯ ГЛИВИ

О.М. Гайденко, к.т.н.  
Кіровоградський інститут АПВ УААН  
(0522) 390-47-2

**Анотація** - наведено результати експериментальних досліджень залежності питомої енергомісткості процесу ущільнення з урахуванням якості роботи від основних конструкційно-режимних і технологічних параметрів поршневого ущільнювача.

**Ключові слова** – поршневий ущільнювач, діапазон щільності, питома енергомісткість, якість роботи, субстрат.

*Постановка проблеми.* Для того, щоб отримувати високі та сталі врожаї сільськогосподарських культур, необхідно забезпечити природний кругообіг органічної сировини агроценозів та забезпечити проходження її етапів від початку розкладу до утворення гумусу, обравши для цього технологічно та економічно обґрунтований комплекс заходів.

При вирощуванні сільськогосподарських культур у сівозмінах утворюється значна кількість органічної сировини у вигляді соломи та інших рослинних залишків. На сьогоднішній день існує декілька технологій подальшого їх використання. Однак набувають розвитку технології біологічної конверсії органічної сировини, спрямовані на переробку соломи, органічних відходів у субстрати та компости для вирощування їстівних грибів. Але впровадження у виробництво даних технологій потребує розробки нових та удосконалення існуючих технічних засобів для виробництва субстратів. Існує необхідність створення технічних засобів для ущільнення та пакування субстратів з робочими органами, які б забезпечували виконання технологічних операцій з заданими показниками якості при мінімальних питомих енергетичних витратах.

В даний час недостатньо досліджень щодо параметрів ущільнювачів для вирощування гливи, які забезпечують одночасно з ущільненням пакування субстрату в мішки. Недостатньо також науково-обґрунтованих даних про енергетичні показники та показники якості

процесу ущільнення субстрату, та їх взаємозв'язку з параметрами технічних засобів для ущільнення та пакування субстрату. Це стримує подальше підвищення ефективності виробництва субстрату для вирощування гливи на основі удосконалення технічних засобів для ущільнення та пакування субстрату.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Основні закономірності, які пов'язують конструкційно-технологічні параметри робочих органів ущільнювачів, а також фізико-механічні властивості соломистих матеріалів та показники якості й енергоємності процесу ущільнення приведені в роботах [1, 2]. Поряд з цим серед дослідників відсутня єдина думка про закономірність процесу ущільнення соломистих матеріалів. За результатами обробки експериментальних даних та теоретичних досліджень було запропоновано ряд рівнянь, які пов'язують тиск із щільністю матеріалу. Встановлено також закономірності ущільнення пастеризованого субстрату для вирощування гливи та його фізико-механічних властивостей [3, 4].

Основним показником, який характеризує якість ущільнення соломистих матеріалів являється відповідність щільності отриманих блоків до технологічно заданого діапазону щільності при мінімальних енергетичних затратах. Вона підвищується зі збільшенням тиску робочого органу на ущільнювальний матеріал та сили протидії підпору.

Наявність припущень та передумов вказує на складність фізичних явищ, які мають вплив на процес ущільнення сіно-соломистих матеріалів, тому ні одна із отриманих залежностей не може в достатній мірі повністю описати процес ущільнення соломистих сумішей, що і зумовлює необхідність проведення експериментальних досліджень направлених на встановлення взаємозв'язку між фізико-механічними властивостями соломистих матеріалів різної вологості та різними конструкційно-технологічними факторами на якісні та енергетичні показники процесу ущільнення.

*Мета досліджень.* Встановити залежність питомої енергомісткості процесу ущільнення з урахуванням якості роботи від основних конструкційно-режимних і технологічних параметрів поршневого ущільнювача.

*Результати досліджень.* Дослідження ущільнення вологого соломистого субстрату для вирощування гливи проводилося з використанням експериментального зразка поршневого ущільнювача [5, 6]. При цьому постійними були такі конструкційно-технологічні параметри ущільнювача: продуктивність масляного насоса гідростанції  $0,00037 \text{ м}^3/\text{с}$ ; внутрішній діаметр горизонтальної камери  $0,257 \text{ м}$ ; об'єм порції субстрату  $0,006 \text{ м}^3$ . Під час проведення випробувань за допомогою контрольно-вимірювальних приладів фіксувалися технологічні параметри машини та розмірно-вагові параметри отриманої

продукції – ущільнених мішків із субстратом. Середнє значення об'ємної маси та вологості субстрату відповідно становили 110 кг/м<sup>3</sup> та 81,7 %. Середньозважена довжина часточок субстрату досліджуваної партії становила 142,8 мм. Середнє значення коефіцієнта бокового тиску та коефіцієнта тертя субстрату по сталі відповідно становили 0,58 та 0,28. Середнє значення коефіцієнта поперечного розширення ущільнених блоків субстрату становило 1,22 відносних од.

Для встановлення взаємозв'язку впливу максимальної сили протидії рухомого підпору  $F_{ПР}$  (Н), часу утримання матеріалу під тиском  $t$  (с) та маси порції завантаженого субстрату  $M_{П}$  (кг) на питому енергомісткість процесу ущільнення та пакування субстрату з урахуванням діапазону щільності  $E_{Д}$  (кВт год./т) у виробничих умовах було проведено експеримент за планом Бокса-Бенкіна. Статистичне оцінювання отриманих результатів включало перевірку на однорідність дисперсій за критерієм Кохрена. Адекватність отриманої математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Визначення значущості коефіцієнтів регресії проводили за критерієм Стьюдента. Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів.

№ п/п	Найменування фактора та його позначення	Рівні факторів			Інтервали варіювання
		-1	0	+1	
1	Максимальна сила протидії підпору $F_{ПР}$ , Н	0	50	100	50
2	Час утримання матеріалу $t$ , с	0	10	20	10
3	Маса порції завантаженого матеріалу $M_{П}$ , кг	10	15	20	5

За результатами експериментів було отримано математичну модель – рівняння регресії у вигляді поліному другого порядку, яке має вигляд:

$$E_{Д} = 4,4621 - 0,0018F_{ПР} + 0,0362t - 0,4527M_{П} + 0,0001F_{ПР}^2 - 0,0005t^2 + 0,0148M_{П}^2 + 0,0001F_{ПР}t - 0,0003F_{ПР}M_{П} - 0,0013tM_{П}. \quad (1)$$

Аналіз залежностей показує, що зі збільшенням максимальної сили протидії руху мішка з субстратом  $F_{ПР}$  питома енергомісткість з урахуванням діапазону щільності  $E_{Д}$  змінюється за параболічною функцією (рис. 1).

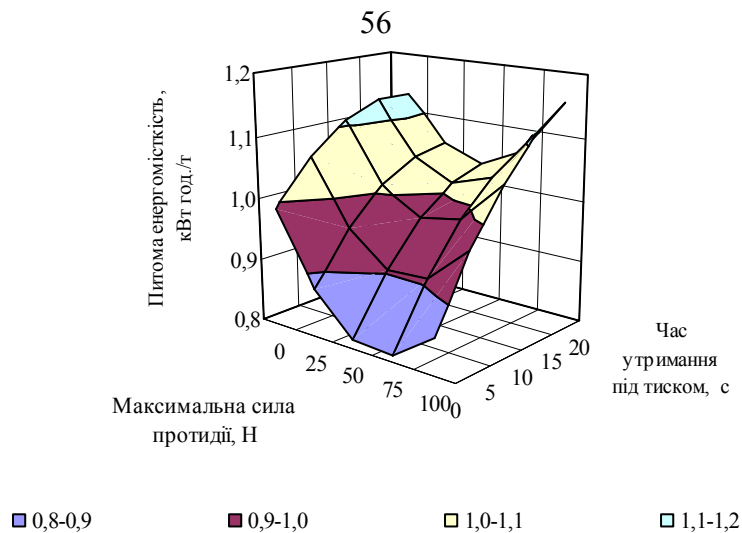


Рисунок 1 – Залежність питомої енергомосткості з урахуванням діапазону щільності від максимальної сили протидії руху мішка з субстратом та часу утримання матеріалу під тиском

Дана функція має оптимум – мінімальне значення питомої енергомосткості з урахуванням діапазону щільності знаходяться в діапазоні зміни максимальної сили протидії від 50 до 75 Н та дорівнює 0,815; 0,970 та 1,032 кВт год./т для відповідних значень часу утримання субстрату під тиском 0; 10 та 20 с, що пояснюється суттєвим відхиленням щільності від технологічно заданої при малих значеннях сили протидії та зростанням витрат енергії на процес ущільнення та пакування субстрату, обумовлене збільшенням витрат енергії на переміщенні маси при збільшенні сили протидії (рис. 2).

Встановлено збільшення питомої енергомосткості з урахуванням діапазону щільності  $E_d$  в залежності від збільшення часу утримання матеріалу під тиском  $t$ , що пояснюється збільшенням тривалості циклу ущільнення та пакування субстрату та відповідного зменшення продуктивності (рис. 3).

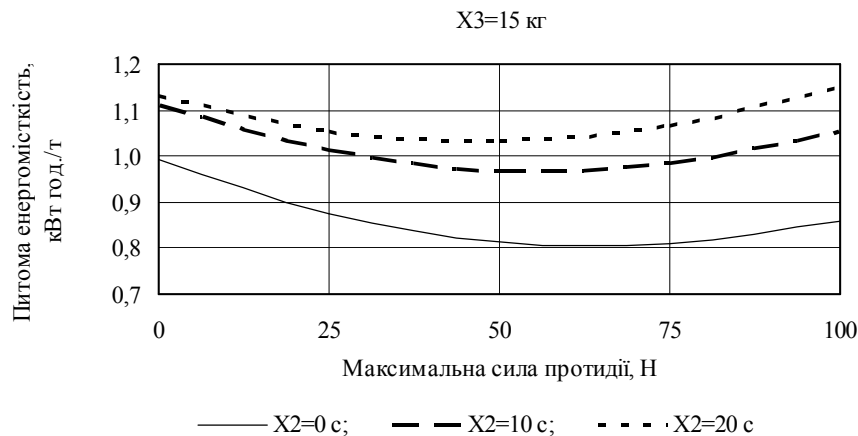


Рисунок 2 – Залежність питомої енергомосткості з урахуванням діапазону щільності від максимальної сили протидії руху мішка з субстратом.



Зокрема, при утриманні матеріалу під тиском протягом 20 с питома енергомідкість з урахуванням діапазону щільності  $E_D$  збільшується на 19,6 %, в порівнянні з варіантом роботи без утримання під тиском. Мінімальне значення питомої енергомідкості буде без утримання матеріалу під тиском та становитиме 0,992; 0,815 та 0,859 кВт год./т, при значеннях сили протидії руху мішка з субстратом відповідно 0; 50 та 100 Н.

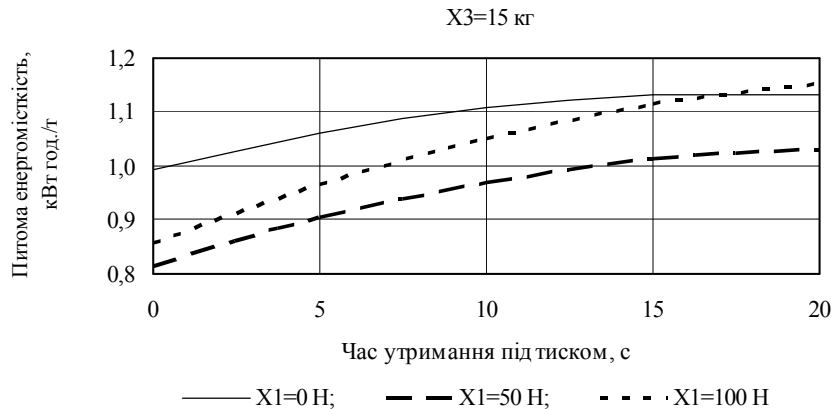


Рисунок 3 – Залежність питомої енергомідкості з урахуванням діапазону щільності від часу утримання матеріалу під тиском.

Аналіз залежностей (рис. 4) показує, що зі збільшенням маси порції завантаженого субстрату  $M_D$  питома енергомідкість з урахуванням діапазону щільності  $E_D$  змінюється за параболічною функцією, яка має оптимум – мінімальне значення функції відгуку знаходиться в діапазоні зміни маси порції завантаженого субстрату від 15 до 17,5 кг та дорівнює 1,109; 0,97 та 1,02 кВт год./т, для відповідних значень максимальної сили протидії руху мішка з субстратом 0; 50 та 100 Н (рис. 5).

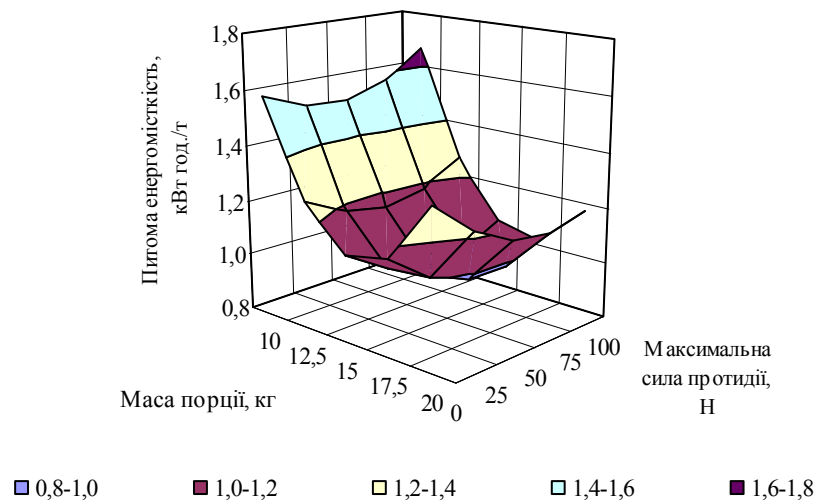


Рисунок 4 – Залежність питомої енергомідкості з урахуванням діапазону щільності від маси порції завантаженого субстрату та максимальної сили протидії руху мішка з субстратом.

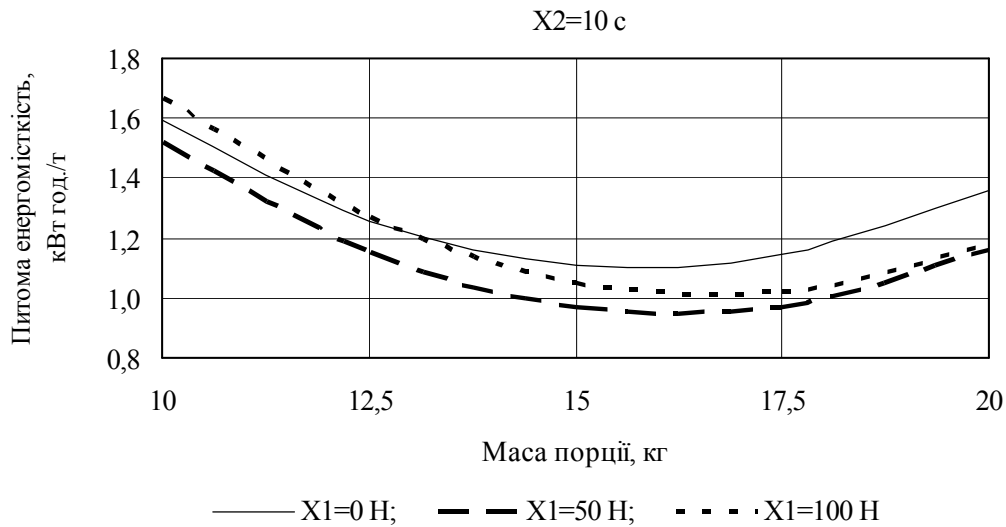


Рисунок 5 – Залежність питомої енергомiсткостi з урахуванням дiапазону щiльностi вiд маси порцiї завантаженого субстрату.

Встановлено (рис. 6), що зi збiльшенням максимальної сили протидiї руху мiшка з субстратом  $F_{ПР}$  питома енергомiсткiсть з урахуванням дiапазону щiльностi  $E_D$  змiнюється за параболiчною функцiєю, яка має оптимум – мiнiмальне значення питомої енергомiсткостi з урахуванням дiапазону щiльностi знаходиться в дiапазонi змiни максимальної сили протидiї руху мiшка з субстратом вiд 50 до 75 Н, та дорiвнює 1,521; 0,97 та 1,138 кВт год./т, для вiдповiдних значень маси порцiї завантаженого субстрату 10; 15 та 20 кг.

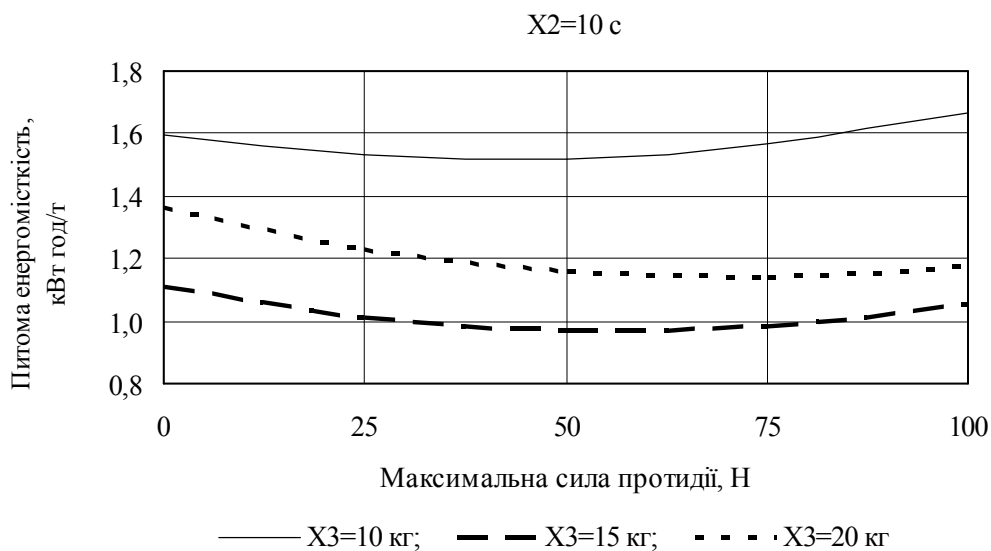


Рисунок 6 – Залежність питомої енергомiсткостi з урахуванням дiапазону щiльностi вiд максимальної сили протидiї руху мiшка з субстратом.

Аналіз залежностей (рис. 7) показує, що зі збільшенням часу утримання матеріалу під тиском  $t$  відбувається зростання питомої енергомосткості з урахуванням діапазону щільності  $E_D$ .

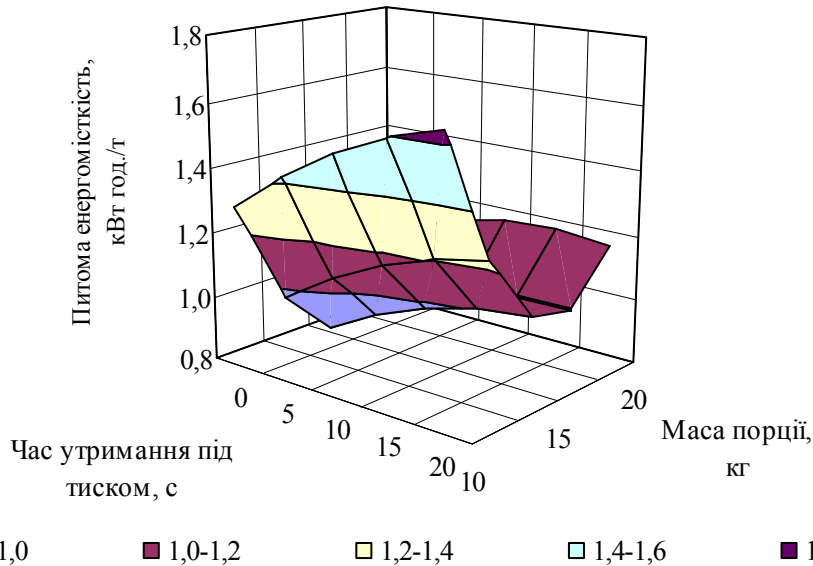


Рисунок 7 – Залежність питомої енергомосткості з урахуванням діапазону щільності від часу утримання матеріалу під тиском та маси порції завантаженого субстрату.

Зокрема, при утриманні матеріалу під тиском протягом 20 с питома енергомосткість зростає на 17 %, порівняно з варіантом роботи без утримання матеріалу під тиском, та дорівнює 1,649; 1,032 та 1,153 кВт год./т для відповідних значень маси порції завантаженого субстрату 10; 15 та 20 кг (рис. 8).

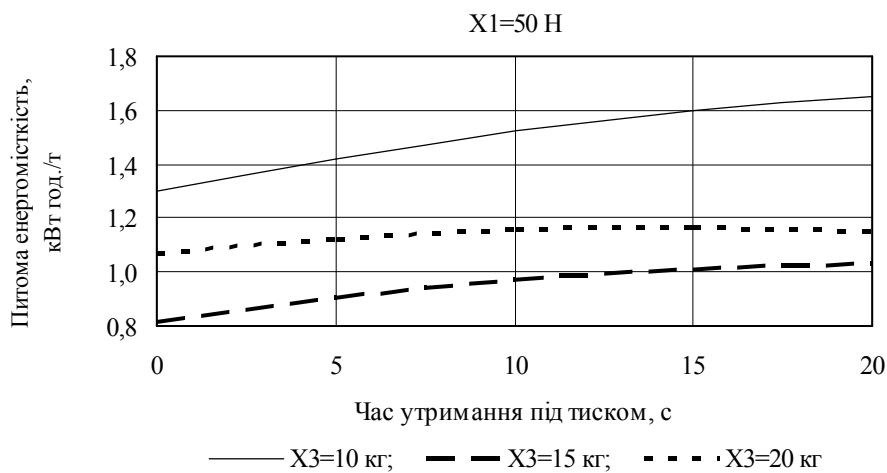


Рисунок 8 – Залежність питомої енергомосткості з урахуванням діапазону щільності від часу утримання матеріалу під тиском.

Встановлено (рис. 9), що зі збільшенням маси порції завантаженого субстрату  $M_{II}$  питома енергомісткість з урахуванням діапазону щільності  $E_D$  змінюється за параболічною функцією, яка має оптимум – мінімальне значення питомої енергомісткості з урахуванням діапазону щільності знаходиться в діапазоні зміни маси порції завантаженого субстрату від 15 до 17,5 кг, та дорівнює 0,815; 0,97 та 1,0 кВт год./т, для відповідних значень часу утримання матеріалу під тиском 0; 10 та 20 с, що пояснюється збільшенням продуктивності, а в подальшому – більшим, порівняно з ростом продуктивності, збільшенням витрат енергії на ущільнення.

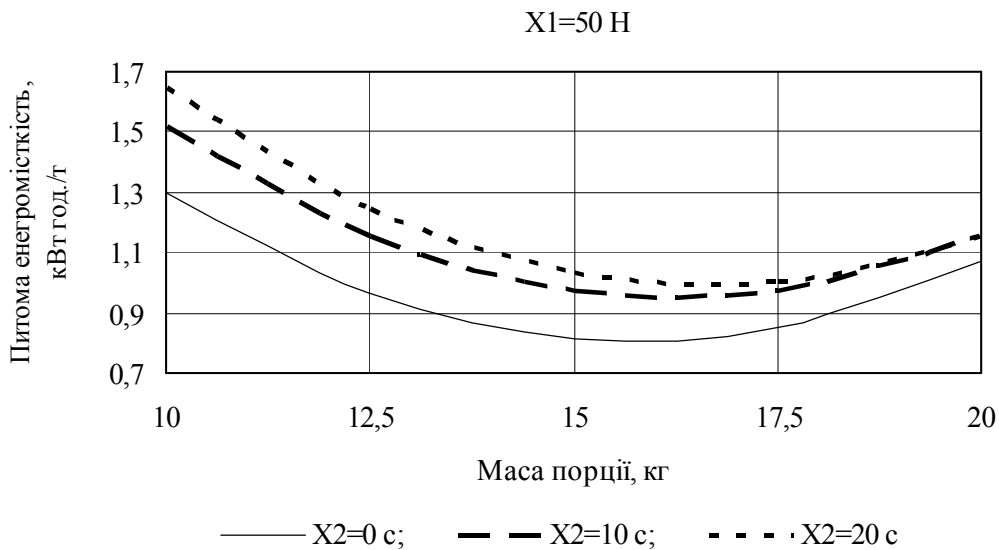


Рисунок 9 – Залежність питомої енергомісткості з урахуванням діапазону щільності від маси порції завантаженого субстрату.

На основі рівняння (1) було встановлено, що для процесу ущільнення субстрату та пакування субстрату питомої енергомісткості з урахуванням діапазону щільності приймає мінімальне значення при  $F_{IIР} = 57,9 \text{ Н}$ ;  $t = 18,3 \text{ с}$  та  $M_{II} = 17,1 \text{ кг}$ .

*Висновки.* На основі експериментальних досліджень було встановлено, що питома енергомісткість процесу ущільнення з урахуванням діапазону щільності змінюється від 0,97 до 1,521 кВт год./т в діапазоні зміни максимальної сили протидії руху мішка з субстратом від 50 до 75 Н. Із збільшенням часу утримання матеріалу під тиском спостерігається збільшення питомої енергомісткості процесу ущільнення, в той же час збільшення маси порції завантаженого субстрату неоднозначно впливає на значення питомої енергомісткості процесу ущільнення соломистого субстрату.

## Література.

1. *Особов В. И.* Машины и оборудование для уплотнения сенокосомистых материалов / В. И. Особов, Г. К. Васильев, А. В. Голяновский. – М. : Машиностроение, 1974. – 231 с.
2. *Гайденко О. М.* Особливості технічних засобів для ущільнення і пакування селомистих матеріалів / О. М. Гайденко // Вісник аграрної науки. – 2005. – № 11. – С. 76–79.
3. *Голуб Г. А.* Аналіз взаємодії поршня із субстратом під час його попереднього ущільнення / Г. А. Голуб, О. М. Гайденко // Сільськогосподарські машини : зб. наук. статей.– Луцьк : Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2007. – Вип. 15. – С. 82–88.
4. *Голуб Г. А.* Аналіз безпорного ущільнення субстрату для вирощування гливи / Г. А. Голуб, О. М. Гайденко // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К. : НАУ. – 2007. – Вип. 117. – С. 393–397.
5. Патент на винахід 82928 Україна, МПК А 01 F 15/00. Ущільнювач субстрату / Голуб Г. А., Гайденко О. М. ; заявник та власник патенту Кіровоградський інститут агропромислового виробництва УААН. – № а 2006 08008 ; заявл. 17.07.06 ; опубл. 26.05.08, Бюл. № 10. – 7 с.
6. Патент на винахід 83562 Україна, МПК А 01 F 15/00. Ущільнювач субстрату / Гайденко О. М., Голуб Г. А. ; заявник та власник патенту Кіровоградський інститут агропромислового виробництва УААН. – № а 2006 11216 ; заявл. 24.10.06; опубл. 25.07.08, Бюл. № 14. – 7 с.

**ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ  
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВОГО УПЛОТНИТЕЛЯ  
СУБСТРАТА ДЛЯ ВЫРАЩИВАНИЯ ВЕШЕНКИ**

**О.Н. Гайденко**

*Аннотация*

**Приведены результаты экспериментальных исследований зависимости удельной энергоёмкости процесса уплотнения с учетом качества работы от основных конструкционно-режимных и технологических параметров поршневого уплотнителя.**

**QUALITATIVE RESEARCH AND ENERGY PARAMETERS  
PISTON CONDENSATION SUBSTRATE  
FOR GROWING PLEUROTUS**

**O. Gaidenko**

*Summary*

**The results of experimental studies of specific energy intensity depending on the process seals the light performance of the major structural-technological parameters of regime and the piston seal.**

## **ПРИМЕНИМОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ К ОТРАБОТКЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ И ПОДКАПЫВАЮЩИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ**

Друздь С. Н., аспирант<sup>1</sup>

*Техникум электрификации Днепропетровского государственного аграрного университета*

*Тел. (0562)- 464-072*

Гаврильченко А.С., к.т.н.

Конащук В.В., аспирант<sup>1</sup>

*Днепропетровский государственный аграрный университет*

*Тел. (056)- 713-51-92*

**Аннотация** – В работе обобщен опыт отработки конструктивных параметров почвообрабатывающих машин с применением различного вида моделей.

**Ключевые слова** - почвообрабатывающие машины, моделирование.

*Постановка проблемы.* В процессе исследований, направленных на создание новых и совершенствование существующих машин все чаще находит применение моделирование. Сущность метода заключается в том, что в ходе изучения некоторого объекта последний заменяется подобным ему вспомогательным представлением, называемым моделью.

Большинство исследователей, работающих в области разработки почвообрабатывающих, мелиоративных и дорожно-строительных машин широко используют методы моделирования. В основном это физическое и математическое моделирование, как наиболее отработанные. В то же время, существуют и другие, не менее эффективные виды моделирования, способные существенно облегчить задачу отработки конструкции рабочего органа, особенно при использовании нескольких видов в сочетании друг с другом.

*Анализ исследований.* Анализ исследований показывает: применительно к почвообрабатывающим машинам возможно применение следующих видов моделирования (рис.1.).

---

© инженер Друздь С. Н., доцент Гаврильченко А.С., инженер Конащук В.В.

<sup>1</sup> - науковий керівник к.т.н., Волик Б.А.



Рисунок 1 – Виды моделирования при исследовании почвообрабатывающих орудий.

Формы и виды моделирования весьма разнообразны, хотя все они преследуют одну цель: воссоздать изучаемое явление в лабораторных условиях и дать возможность выявить его закономерности. Так, для отработки конструктивных параметров почвообрабатывающих и землеройных машин широко используется проведение экспериментов в почвенном канале с использованием как естественного грунта, так и модельной среды (физическое моделирование). Методы физического моделирования являются приближенными методами анализа происходящих процессов и довольно эффективны на начальных стадиях проектирования машин.

Методы физического моделирования особенно подробно разработаны Баловневым В.И. [1], который установил критерии подобия и условия физического моделирования рабочих процессов землеройных машин. Им было доказано, что с помощью физических моделей рабочих органов возможно получение всей картины взаимодействия с почвой, как качественной, так и количественной. Согласно этой теории, при моделировании необходимо добиться равенства системы критериев подобия, в которые входят как показатели модельной среды, так и размерные характеристики модели орудия.

Наряду с подобными экспериментами используется математическое моделирование, когда для изучения явления протекающие в нем процессы заменяются их математическим описанием. В первом случае модель составляется из элементов, имеющих ту же физиче-

скую природу, что и изучаемый объект, во втором – она представляет собой результат преобразования исходного объекта в некоторую абстрактную логическую систему. Таким образом, различают физическое моделирование, оперирующее непосредственно с изучаемой средой или ее лабораторным аналогом и абстрактное математическое моделирование, сводящее исследуемую проблему к постановке и решению различных математических задач. Эти два вида являются основными при проведении исследований.

*Цель работы* – исследовать возможность применения других, не традиционных методов моделирования.

*Основной материал исследований.* Как показано Панченко А.Н. [5] качество крошения почвы в значительной степени определяется пространственным распределением сил, действующих на выделенный объем обрабатываемой среды. Для исследования характера распределения действующих на орудие сил применим метод гидродинамического моделирования. Данный метод позволяет в короткий срок провести большое количество экспериментов и получить массивы данных, характер которых в значительной степени отражает характер процессов, протекающих в реальных условиях. Теоретическое обоснование метода дано Казаковым В.С.[3] и базируется на сопоставлении составляющих рациональной формулы Горячкина В.П. и членов уравнения Бернулли:

- полный гидравлический напор – тяговое сопротивление;
- высотное положение обреза – сопротивление на уклон местности;
- пьезометрический напор – сопротивление деформации;
- скоростной напор – сопротивление на перекачивание.

Таким образом, установив пьезометры по периметру орудия и перемещая его в водной среде, можно проследить вклад каждой составляющей в тяговое сопротивление машины, а следовательно, и пространственное распределение сил. Используя жидкости различной плотности и вязкости возможности исследований можно значительно расширить.

Данный метод использован нами при отработке копача столовых корнеплодов. Копач (рис.2) состоит из корпуса 1, механизма 2 эксцентрикового привода и компенсирующего элемента 3.

В процессе проводившихся нами исследований необходимо было определить влияние углов постановки элементов корпуса относительно направления движения на распределение давления по периметру.

Для эксперимента, как и в ходе испытаний, был принят трехфакторный симметричный план  $2*2*3$  (скорость, угол схождения боковых стоек, угол атаки лемеха).



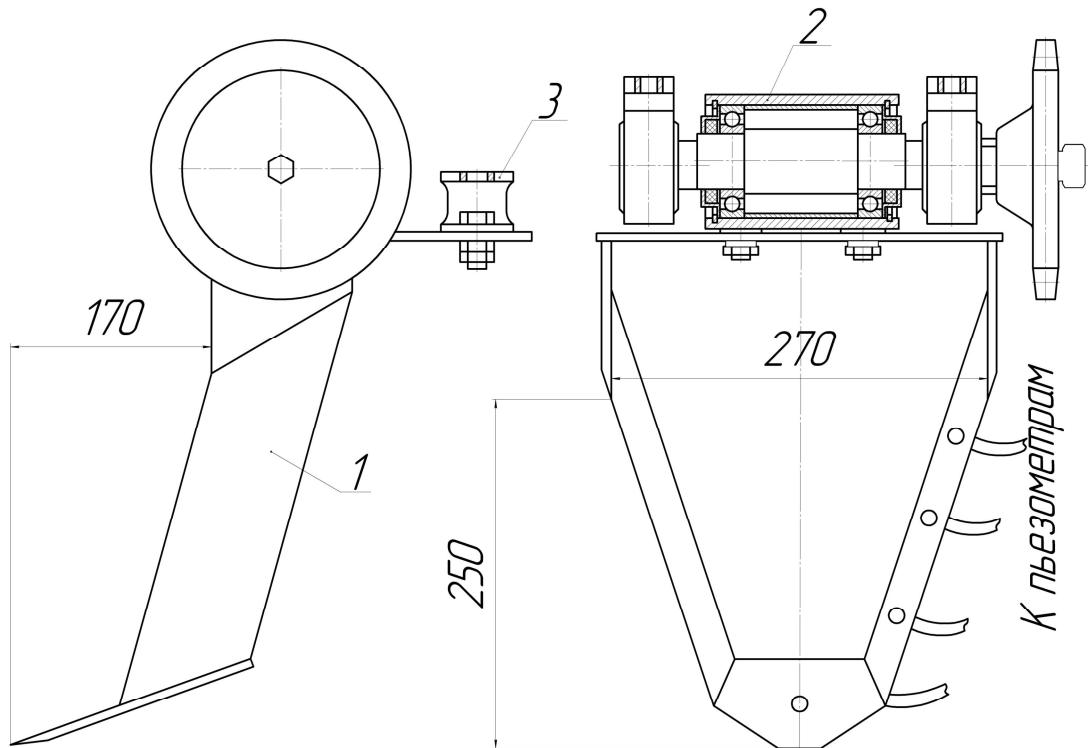


Рисунок 2 – Конструктивная схема копача столовых корнеплодов

Исследования проводились в наполненном водой металлическом лотке размером 1,1x1,0x9,0 м. над которым по направляющим двигалась тележка с навешенным рабочим органом. Динамическое давление измерялось при помощи закрытых трубок Пито, которые выставлялись по периметру рабочих поверхностей. Трубки Пито установлены непосредственно на движущейся тележке и снятие их показаний затруднено. Поэтому, в процессе движения они фотографировались и отсчет показаний производился по фотографии.

В результате исследований установлено следующее.

Наиболее спорным вопросом в процессе исследований был вопрос о затратах энергии на скалывание призмы почвы лемехом орудия, так как в жидкости подобное явление отсутствует. В соответствии с теорией внутренних напряжений, которая предложена А.Н.Панченко [5] и используется нами для определения тяговых сопротивлений орудий различной формы, сила, необходимая для скалывания пропорциональна площади поверхности скола умноженной на удельное сцепление частиц почвы. При движении орудия в почве образуются линии скалывания, которые распространяются вперед по ходу и в стороны под углами, определяемыми коэффициентом внутреннего трения. С достаточной степенью точности можно считать,

что образуемая при этом сколотая фигура представляет собой половину перевернутого конуса. Зная усредненный радиус окружности основания и глубину погружения рабочего органа можно определить площадь сечения фигуры

В процессе анализа полученных фотографий нами было отмечено, что при движении орудия в жидкости от стоек отходит волна, которая образуется не непосредственно у стойки, а на некотором расстоянии от нее, причем визуально этот эффект четко фиксируется. Если предположить, что по аналогии с почвой это есть выход на поверхность так называемой «трещины скалывания», то можно провести аналогию между двумя средами.

Преимуществом метода является то, что действующие на модель силы существенно меньше, чем в почвенном канале. Поэтому их можно изготавливать облегченными с возможностью быстрой смены конструктивных элементов.

Нами выполнена серия экспериментов с орудиями, имеющими различные геометрические параметры. В результате было установлено, что рассматриваемый метод гидродинамических аналогий является исключительно аналоговым, и не позволяет судить об абсолютных значениях исследуемых величин. В то же время анализ показаний пьезометров показывает, что основные закономерности и связи в целом сохраняются. Это позволят находить минимальные и максимальные значения исследуемых зависимостей с целью установления оптимума.

Анализ фотографий водной поверхности показал, что по характеру распространения волн от наклонных V-образных стоек можно судить о величине тягового сопротивления орудия. Так, нами было замечено, что при смыкании волн в пространстве между стойками наблюдается скачок тягового сопротивления. Положение точки смыкания зависит от скорости движения орудия и расстояния между стойками. При повышении скорости орудия, точка смыкания выходит за пределы межстоечного пространства и показания пьезометров падают. Следовательно, работоспособность исследуемого орудия ухудшается с уменьшением скорости поступательного движения.

Рассматриваемый метод гидродинамических аналогий может быть применен на начальном этапе проектирования почвообрабатывающих машин с целью получения в первом приближении конструктивных параметров орудия. Преимуществом метода является то, что действующие на модель силы существенно меньше, чем в почвенном канале, поэтому модели можно изготавливать облегченными с возможностью быстрой смены конструктивных элементов.

В области построения моделей накоплен большой опыт. Здесь используются самые разнообразные технические, экспериментальные

и теоретические методы. Тем не менее часто возникают ситуации, когда исследуемая система настолько сложна, что ее изучение путем прямого эксперимента или аналитического решения затруднено. Примером может служить исследование качества крошения почвы режущим периметром сложной геометрической формы. В подобных задачах целесообразно изучать поведение системы в целом, воспроизводя поведение отдельных ее частей и взаимодействие между этими частями. Модель системы (машины) представляет в этом случае комплексную программу для электронной вычислительной машины, описывающую поведение компонентов системы и взаимодействие между ними. Выполнение такой программы при различных исходных данных позволяет имитировать динамические процессы, происходящие в реальной системе. Приведенный выше метод получил название машинной имитации [7].

В некотором отношении машинная имитация напоминает физический эксперимент. В отличие от математического моделирования здесь не требуется аналитического решения проблемы. В имитационной модели должны быть описаны лишь правила взаимодействия объектов системы. Эксперимент в таком случае состоит в прогонах на ЭВМ модели, а управление экспериментом заключается в варьировании исходных данных и анализе получаемых результатов.

Применительно к этому методу А.Н.Панченко [5] разработал аналитический метод расчета степени измельчения для различных составляющих режущего периметра, включая различные варианты их установки в пространстве. Метод основан на том, что для формирования агрегата в процессе резания почвы необходимо преодолеть внутреннее напряжение, которое зависит от результирующих сил сцепления и угла укладки частиц. Последние два параметра легко определяются аналитически с привлечением минимума экспериментальных данных. Методика позволяет определить средний приведенный диаметр почвенных агрегатов, которые образуются под воздействием орудия. Далее, используя принцип возможных перемещений, можно отследить перемещение, как почвенных агрегатов, так и помещенных в эту среду корнеплодов.

По ходу движения лемеха в среду помещались инородные тела различной геометрической формы. Эксперимент проводился с 1000 кратным повторением. Цель эксперимента состояла в определении вероятности выноса на поверхность предметов, форма которых отличается от формы структурных агрегатов. Результаты прогонов на ПЭВМ представлены на рис.3. В расчетах приняты реальные размеры копача (рис.2.) и столовых корнеплодов.

Как показывает анализ представленных зависимостей наиболее благоприятная форма для выноса – конусообразная основанием вверх.

Шарообразные тела выносятся на поверхность если их диаметр в 2 и более раз превышает среднестатистический размер агрегатов.

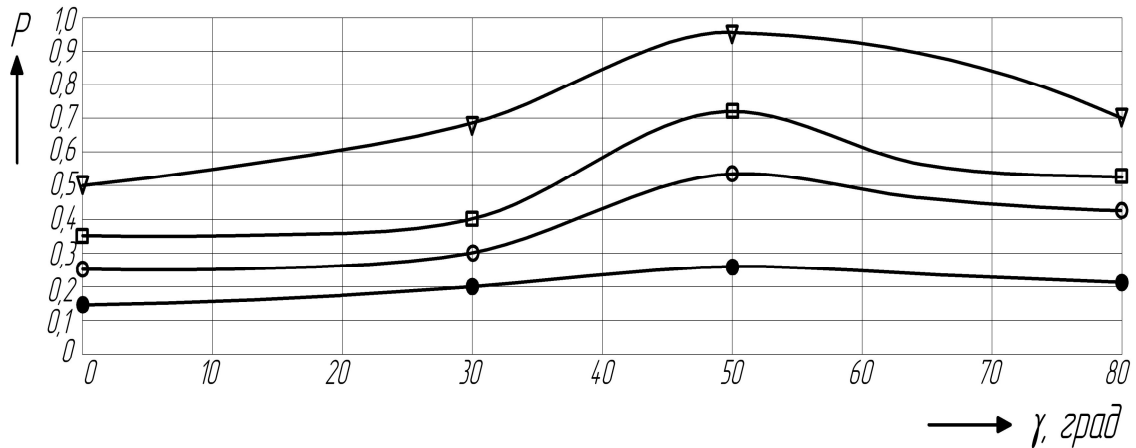


Рис.3 - Зависимость вероятности выноса на дневную поверхность инородного предмета от угла  $\gamma$  схождения боковых стоек:

- ▽ – морковь (цилиндр длиной 200 мм и диаметром 50 мм);
- – морковь (конус длиной 200 мм и диаметром головки 50 мм);
- – столовая свекла (шар диаметром 80 мм);
- – столовая свекла (шар диаметром 40 мм).

Полевыми исследованиями, разработанного ДГАУ V-образного орудия отмечен близкий к 90% вынос на дневную поверхность тел, отличных от круглой формы. Таким образом, с достаточной степенью достоверности можно считать, что разработанная модель весьма близкой к реальной.

В начале 90-х годов получил развитие виртуальный метод моделирования. Согласно определению, компьютерным образом смоделированная виртуальная реальность есть созданная искусственными средствами аудиовизуальная смысловая среда, которая выдается или принимается субъектом ее воздействия за подлинную или близкую к подлинной. Формальных признаков несколько: моделирование в реальном масштабе времени, имитация окружающей обстановки с высокой степенью реализма и возможность воздействовать на нее, или отдельные объекты, имея при этом обратную связь.

Графическое представление процесса наиболее эффективно воспринимается исследователем, поэтому трехмерные компьютерные технологии проникают во все новые и новые сферы. Сдерживающим

фактором при этом является то, что для создания объективного виртуального образа необходимо иметь точное описание процессов, происходящих в реальных условиях. Применительно к почвообрабатывающим машинам последнее препятствие снято в связи с успехами в разработке теории резания почв режущими периметрами различной геометрической формы.

#### *Выводы.*

1. Рассмотренный метод гидродинамических аналогий может быть применен на начальном этапе проектирования почвообрабатывающих и копачей корнеуборочных машин с целью получения в первом приближении конструктивных параметров орудия. Преимуществом метода является то, что действующие на модель силы существенно меньше, чем в почвенном канале, поэтому модели можно изготавливать облегченными с возможностью быстрой смены конструктивных элементов. Установлено, что рассматриваемый метод гидродинамических аналогий является исключительно аналоговым, и не позволяет судить об абсолютных значениях исследуемых величин.

2. Методика машинного моделирования позволяет с достаточной степенью достоверности имитировать реально происходящие процессы взаимодействия простейших орудий со средой. Это позволяет на ее основе продолжить работы по созданию универсальной модели, способной моделировать работу орудий более сложной геометрической формы.

3. Используемая в модели теория крошения, разработанная проф. А.Н.Панченко, с достаточной степенью точности описывает реально происходящие процессы крошения почвы. В то же время, громоздкость методики и, как следствие, большой объем вычислений пока не позволили в реальном масштабе времени достичь скорости перемещения орудия более 2 м/с. Последнее требует как некоторого упрощения методики, так и совершенствования алгоритма моделирования.

#### Литература

1. *Баловнев В.И.* Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин / *Баловнев В.И.* – М.: Машиностроение, 1974. – 232с.
2. *Ветров Ю.А.* Резание грунтов землеройными машинами / *Ветров Ю.А.* – М.: Машиностроение, 1971.- 360с.
3. *Казаков В.С., Кожевникова Н.Г., Пальцев В.Г.* Методические указания по испытаниям рабочих органов в гидравлическом лотке / *Казаков В.С., Кожевникова Н.Г., Пальцев В.Г.* - М.- МИИСП, 1992.- 8с.
4. *Мударисов С.Г.* Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования

технологического процесса: Автореф. дис. докт. техн. наук: 05.20.01. / С.Г. Мударисов. – Челябинск, 2007. – 40с.

5. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями. Днепропетр. гос. агр. ун-т. / Панченко А.Н. - Днепропетровск, 1999. – 140с.

6. Тищенко С.С. Обоснование параметров винтовой развертывающейся лемешно-отвальной поверхности и разработка корпусов плугов для вспашки связных почв: Автореф. дис.... канд. техн. наук: 05.20.01. Всесоюзный н.-иссл инст. Механ. С.х. / С.С. Тищенко. – М., 1985. – 20с.

7. Яковлев Е.И. Машинная имитация / Е.И. Яковлев. – М.: Наука, 1995. – 158 с.

**ПРИМЕНИМОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ  
МОДЕЛИРОВАНИЯ К ОТРАБОТКЕ КОНСТРУКТИВНЫХ  
ПАРАМЕТРОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ И  
ПОДКАПЫВАЮЩИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ**

Друздь С. Н., Гаврильченко А.С., Конащук В.В.,  
*Аннотация*

**В работе обобщен опыт отработки конструктивных параметров почвообрабатывающих машин с применением различного вида моделей**

**THE USAGE OF MODELLING BY DIFFERENT METHODS IN  
WORKING OUT THE CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF  
SOIL CULTIVATION AND SUBDIGGING WORKING ORGANS**

S. Druzd. A. Gavrilchenko. V. Konaschuk.  
*Summary*

**The experience of working out the constructive parameters of soil cultivation machines with models of different kinds is generalized in this paper.**

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ЧАСТКИ ДОБРИВ ВЗДОВЖ ЛОПАТІ ВІДЦЕНТРОВОГО ДИСКУ, НАХИЛЕНОГО ПІД КУТОМ ДО ГОРИЗОНТУ**

Дядя В.М., к.т.н.,  
Таврійський державний агротехнологічний університет  
Тел. (0619) 42-21-32

**Анотація** – Робота присвячена складанню алгоритму визначення швидкості руху частки добрив вздовж лопаті відцентрового диску, нахиленого під кутом до горизонту і швидкості сходу частки з диску.

**Ключові слова** - мінеральні добрива, нерівномірність розподілу добрив, лопаті, відцентровий робочий орган.

*Постановка проблеми.* Основною проблемою при суцільному поверхневому внесенні мінеральних добрив є недостатня рівномірність розподілу добрив по ширині захвату агрегату. Нерівномірне внесення добрив по поверхні поля приводить до зниження врожаю сільськогосподарських культур [1]. Для підвищення рівномірності розподілу добрив по ширині захвату агрегату пропонується використання відцентрових робочих органів різної конструкції, в тому числі конусних, а також плоских поставлених під кутом до горизонту. При рухові частки по поверхні конусного диску сили, що діють на неї, не залежать від кута повороту диска. Особливо це стосується сили ваги частки, яка при цьому у будь-якій точці диску утворює опір рухові частки вгору. А при рухові частки по поверхні плоского диску сили, що діють на неї, залежать від кута повороту диска. При цьому сила ваги частки у одних випадках утворює опір рухові частки вгору, а у інших – сприяє рухові частки вниз. Кінцевим результатом дослідження руху частки добрив вздовж лопаті відцентрового диску, нахиленого під кутом до горизонту, є визначення швидкості сходу частки з диску.

*Мета роботи.* Скласти математичну модель руху частки добрив вздовж лопаті відцентрового диску, нахиленого під кутом до горизонту.

*Основна частина.* Рух частки по відцентровому робочому органу, який нахилений до горизонту, складається з відносного – вздовж лопаті і переносного – разом з лопаттю [2,3].

Закон руху частки вздовж лопаті у векторній формі запишеться так:

$$m\vec{a} = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i, \quad (1)$$

де  $m$  – маса частки, кг;

$\vec{a}$  – відносне прискорення частки, м/с<sup>2</sup>;

$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i$  – сума сил, які діють на частку, Н.

А диференціальне рівняння руху частки вздовж лопаті має такий вигляд

$$m\ddot{x} = \sum_{i=1}^n F_{ix}, \quad (2)$$

де  $\ddot{x}$  – відносне прискорення частки вздовж осі координат  $X$ , м/с<sup>2</sup>;

$F_{ix}$  – проекції сил  $F_i$  на вісь координат  $X$ , Н.

Тут вісь  $X$  спрямована вздовж лопаті. В той же час вісь  $Y$  спрямована перпендикулярно до лопаті в площині диска, а вісь  $Z$  – вертикально паралельно осі обертання диска.

Нехай частка масою  $m$  розташована на лопаті в довільній її точці  $M$  (рис.1).

Із схеми видно, що на частку, яка переміщається по поверхні диска, та лопаті, діють такі сили:

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = \vec{F}_i + \vec{F}_e + \vec{F}_G + \vec{F}_{\delta\delta}, \quad (3)$$

де  $\vec{F}_n$  – відцентрова сила інерції, Н;

$\vec{F}_e$  – сила інерції Коріоліса, Н;

$\vec{F}_G$  – сила тяжіння частки, Н;

$\vec{F}_{\delta\delta}$  – сила тертя між часткою і диском з лопатю, Н.

Відцентрова сила інерції  $F_n$ , сила інерції Коріоліса  $F_k$  і сила тяжіння частки  $F_G$  відповідно дорівнюють

$$F_n = m\omega^2 R, \quad (4)$$

$$F_e = 2m\omega \cdot \dot{x}, \quad (5)$$

$$F_G = mg. \quad (6)$$

де  $R$  – відстань від частки до осі обертання диска  $O$ , м;

$\omega$  – кутова швидкість диска, рад;

$\dot{x}$  – швидкість частки у відносному русі, м/с.



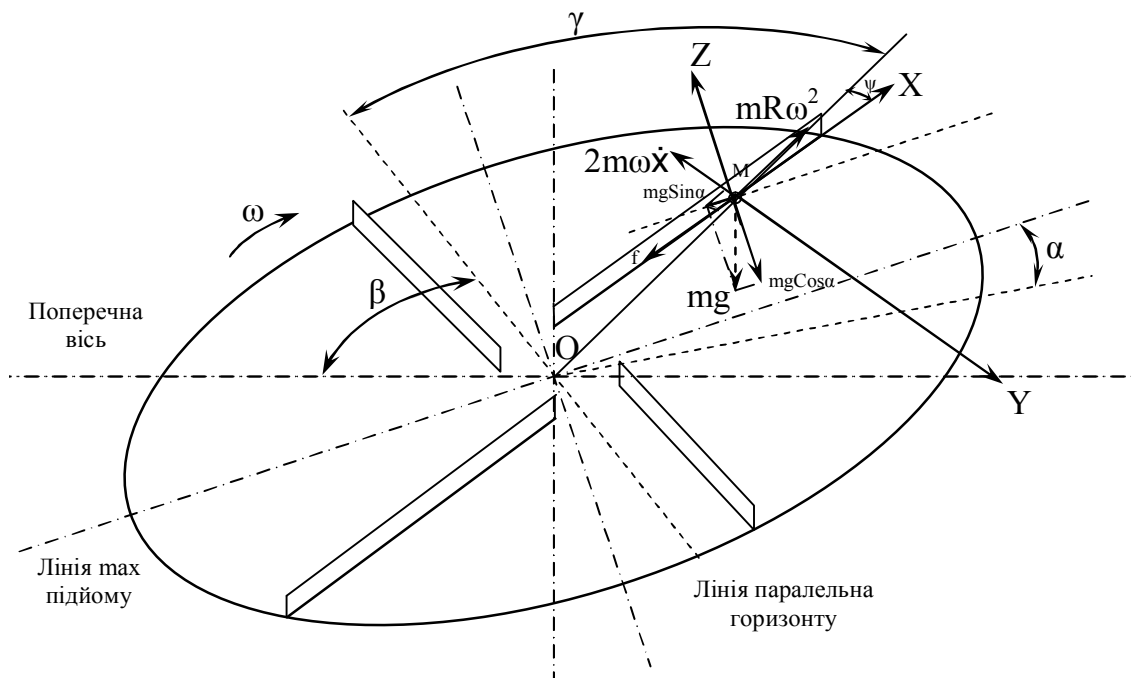


Рисунок 1 – Схема сил, які діють на частку, що рухається по диску, розташованого під кутом до горизонту.

Сила тертя  $F_{mp}$  між часткою і диском з лопатю виникає за наявності реакцій від дії складових сил  $\sum_{i=1}^n F_{iy}$  та  $\sum_{i=1}^n F_{iz}$  і дорівнює

$$F_{\delta\delta} = f \left( \sum_{i=1}^n F_{iy} + \sum_{i=1}^n F_{iz} \right), \quad (7)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя частки об поверхню лопаті та диска.

$F_{iy}$  і  $F_{iz}$  – проекції сил  $F_i$  на осі координат відповідно  $Y$  і  $Z$ , Н.

Враховуючи проекції всіх сил, що діють на частку у напрямку лопаті, після скорочення на  $m$  і математичних перетворень рівняння (2) прийме такий вигляд:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + 2f\omega\dot{x} - \omega^2 x = r_0 \omega^2 \cos \psi_0 - g \sin \alpha \cdot \sin(\gamma + \psi) - \\ - f\omega^2 r_0 \sin \psi_0 - fg \sin \alpha \cos(\gamma + \psi) - fg \cos \alpha \end{aligned} \quad (8)$$

де  $x$  – переміщення частки вздовж лопаті, м;

$r_0$  – відстань від центра диска до точки подачі добрив на диск, м;

$\psi_0$  – кут між радіусом диска і лопатю в точці подачі добрив на диск, рад;

$\alpha$  – кут нахилу диска до горизонту, град;

$\gamma$  – кут між нульовим діаметром і радіусом, що проходить через частку добрив на лопаті, град.

Для рішення диференційного рівняння (8) потрібно визначити:  $r_0$  – відстань від центра диска до точки подачі частки на диск;  $\psi_0$  – кут між радіусом диска і лопаттю в точці подачі добрив на диск.

Відстань від центра диска до точки подачі частки на диск  $r_0$  визначається за формулами (9-14) згідно рисунку 2.

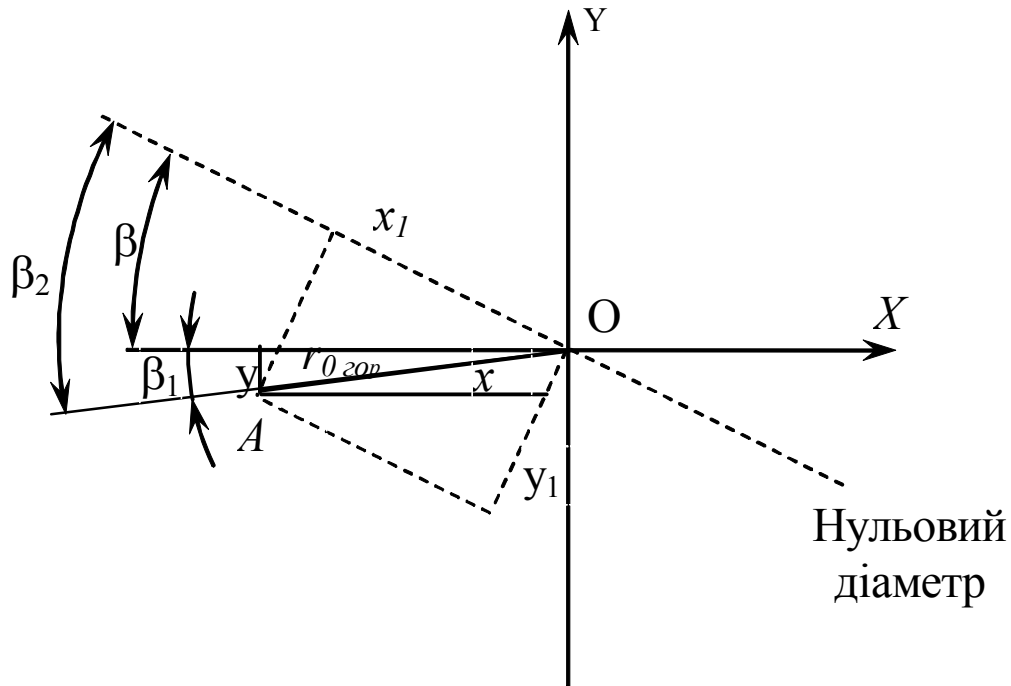


Рисунок 2 – Схема до визначення відстані від центра диска до точки подачі частки на диск  $r_0$ .

$$r_{0_{\text{аіо}}} = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (9)$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{Y}{X} \quad (10)$$

$$\beta_2 = \beta - \beta_1 \quad (11)$$

$$X_1 = r_{0_{\text{аіо}}} \cdot \cos \beta_2 \quad (12)$$

$$Y_1 = r_{0_{\text{аіо}}} \cdot \sin \beta_2$$

$$Y_{1\text{а}} = \frac{Y_1}{\cos \alpha} \quad (13)$$

$$r_0 = \sqrt{X_1^2 + Y_{1\text{а}}^2} \quad (14)$$

де  $X, Y$  – координати точки подачі добрив на умовний горизонтальний диск;

$\beta$  – кут відхилення нульового діаметра диска від поперечної осі агрегату

Кут між радіусом диска і лопатю в точці подачі добрив на диск  $\psi_0$  визначається за формулою (15) згідно рисунку 3.

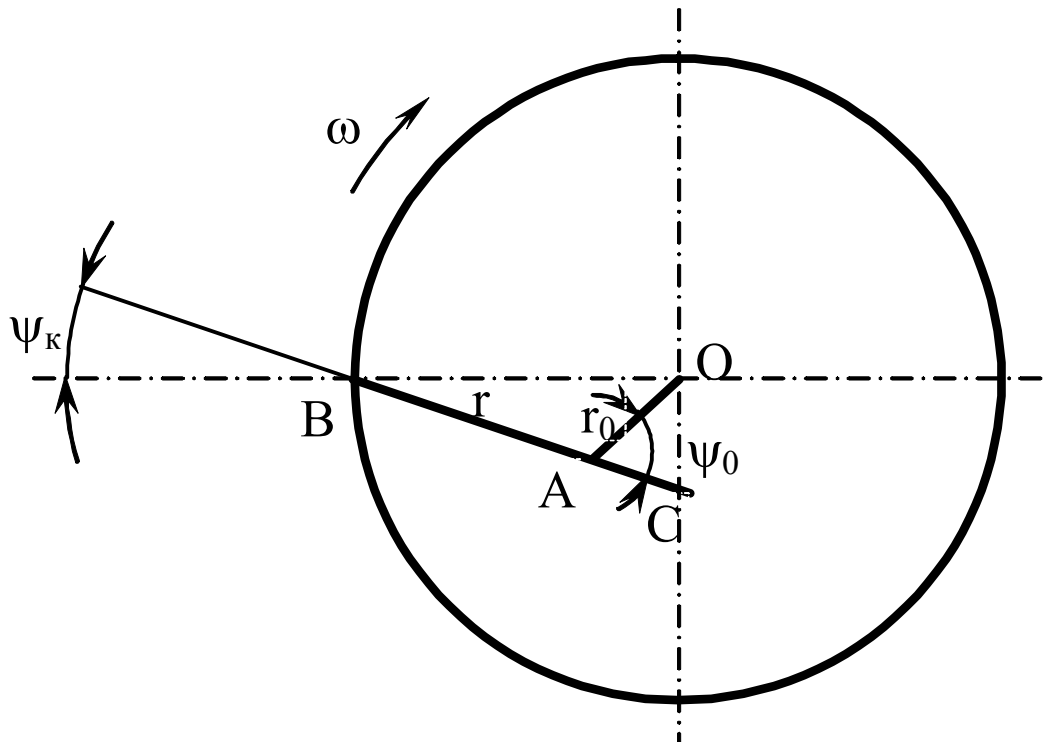


Рисунок 3 – Схема до визначення кута між радіусом диска і лопатю в точці подачі добрив на диск  $\psi_0$ .

$$\psi_0 = \arcsin \frac{r}{r_0} \cdot \sin \psi_\epsilon \quad (15)$$

де  $\psi_\epsilon$  – кут відхилення лопаті від радіального напрямку на краю лопаті, рад;

Розв'язавши лінійне неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку (8) чисельним методом Рунге-Кутта за допомогою ПК визначається відносна швидкість частки при сходженні її з диску ( $V_r$ ) і час руху частки відносно лопаті ( $t_{\text{нб}}$ ).

#### *Висновки.*

Математична модель руху частки добрив вздовж лопаті відцентрового диска, нахиленого під кутом до горизонту, дозволяє визначити швидкість частки добрив при її рухові вздовж лопаті і сході з диску враховуючи кут нахилу диска до горизонту і координати точки подачі добрив на диск.

## Література

1. Сендряков И.Ф., Овчинникова Н.Г., Главацкий Б.А. Влияние качества внесения удобрений на урожай зерновых культур // Химия в сельском хозяйстве. – 1980. – № 7. – С. 17-18.
2. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1 (ч. 3). Машини для приготування і внесення добрив. – Харків: Око, 2002. – 352 с.: іл.
3. *Сельскохозяйственные* машины: Теория и технологический расчет / Турбин Б.Г., Лурье А.Б., Григорьев С.М., Иванович Э.М., Мельников С.В. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1967. – 584 с.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ УДОБРЕНИЙ  
ВДОЛЬ ЛОПАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ДИСКА,  
НАКЛОНЕННОГО ПОД УГЛОМ К ГОРИЗОНТУ**

**Дядя В.М**

**Работа посвящена разработке алгоритма определения скорости движения частицы удобрений вдоль центробежного диска, наклоненного под углом к горизонту и скорости схождения частицы с диска.**

**MOVEMENT RESEARCH OF THE FERTILIZER PARTICLE  
ALONG THE CENTRIFUGAL DISK BLADE BEING INCLINED  
AT ANGLE TO HORIZON**

**V. Dyadya**

***Summary***

**The work is devoted to definition algorithm working out of the fertilizer particle movement rate along the centrifugal disk blade being inclined at angle to horizon and particle going down speed from the disk.**

## ЗНОС МАТЕРІАЛІВ В СЕРЕДОВИЩІ БІОПАЛИВА

Журавель Д П., к.т.н.

Юдовінський В.Б., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

*Тел. 42-13-54*

**Анотація** – робота присвячена встановленню впливу біопалива на знос матеріалів трибоспряжень.

**Ключові слова** – наводнення, об'ємний знос, коефіцієнт зносу, інтенсивність зношування.

*Постановка проблеми.* Перехід мобільної техніки на біопаливо, основу якого становлять метаноли, потребує ретельного підходу до підбору матеріалів паливних та інших систем двигунів мобільної техніки.

Істотну роль у напрямі хімічних перетворень, а також в утворенні продуктів цих перетворень при терті грають різні домішки, що є акцепторами вільних радикалів, наприклад меркаптани. Різні види меркаптанів містяться в нафті і продуктах її переробки, зокрема паливах і змащувальних маслах, а також в інших органічних маслах і отриманих на їх основі біопалив.

Поведінка металів в середовищі біопалива вивчена в недостатній мірі.

*Аналіз останніх досліджень.* У роботі [1] наведено вплив меркаптанів на протизносні властивості палив для двигунів і встановлено, що повна відсутність меркаптанів в паливах, отриманих гідроочищенням, погіршує протизносні властивості палив і призводить до таких неприємних наслідків, як заїдання плунжерів в паливних насосах.

Будь-які палива на основі вуглеводнів містять різні види меркаптанів, зокрема – бензилмеркаптан, оптимальний вміст якого в паливі – 0,005%. Підвищення концентрації меркаптанів в паливі погіршує протизносні властивості матеріалів деталей паливних насосів. Це пояснюється двома причинами:

1. розвитком в зоні тертя корозійних процесів, сприяючих підвищенню зносу вже при порівняно невисоких температурах;
2. пониженням міцності поверхневих шарів металу при збільшенні на його поверхні кількості адсорбованих молекул меркаптану.

Разом з позитивними якостями меркаптани володіють недолі-

ком, оскільки викликають підвищену корозію деталей паливних насосів, що містять мідь.

Погіршення протизносних властивостей із збільшенням вмісту меркаптану пов'язане не тільки з перерахованими причинами, а також з тим, що меркаптани при розкладанні виділяють вільний водень. При невеликому вмісті меркаптанів водень витрачається на відновлення оксидів і інших продуктів корозії, присутніх на поверхнях тертя, а при підвищеному вмісті, водень взаємодіючи із сталевим контртілом, сприяє розвитку водневого зносу.

Водневе зношування, як один з процесів руйнування поверхонь при терті ковзання, встановлене всього лише 15 ... 20 років тому А. А. Поляковим і Гаркуновим, проте з цього питання вже опубліковано декілька книг [2, 3] і більше 100 журнальних статей. За кордоном явище водневого зношування при терті ковзання знаходиться в початковій стадії вивчення.

З усіх видів руйнування поверхонь, при терті ковзання, водневе зношування найважче піддається вивченню, не дивлячись на те, що воно виявляється у вузлах тертя машин різних галузей техніки і по широті прояву може бути порівнянне з абразивним зношуванням.

Область прояву водневого зношування не обмежена. Практично всі поверхні сталевих і чавунних деталей, що труться, містять підвищену кількість водню а, отже, схильні до підвищеного зношування. Наявність в повітрі парів води створює сприятливі умови для водневого зношування, не говорячи вже про розкладання в зоні контакту змащувального матеріалу або палива.

Водень, що проникає в сталь, при терті поступово дифундуватиме в поверхню і викликати її зношування.

Тільки останніми роками теоретично А.С.Кудінов, а потім експериментально В. Я. Матюшенко і Г. П. Шпеньков [4] встановили, що при важких режимах тертя максимальна температура утворюється не на поверхні, а на деякій глибині. Це створює умови, при яких водень, якщо він буде адсорбований на поверхні деталі, під дією температурного градієнта дифундує в глиб поверхні, там концентрується і викликає зкрихчування поверхневих шарів, а отже, підсилює зношування.

Останнім етапом водневого зношування є своєрідне руйнування сталеві поверхні. Під нею одночасно утворюються численні тріщини, які, зливаючись, можуть миттєво перетворити поверхневі шари деталей в порошок.

*Формулювання цілей статті.* Метою статті є встановлення впливу біопалива на знос матеріалів.

*Основна частина.* Випробування на знос різних матеріалів проводились на машині тертя по схемі ролик- колодка. (Рис.1).

Ролик був виготовлений із сталі ШХ15 з твердістю поверхні 60-62 HRC.

Випробуванням піддавалися матеріали: бронза Бр ОЦС 5-5-5, Сталь ШХ15, сірий чавун СЧ20, Сталь 45 термічно оброблена, алюміній А0.

Характеристика матеріалів представлена в таблиці 1.



Рисунок 1 – Загальний вигляд машини тертя.

Таблиця 1 – Характеристика матеріалів колодок, що піддавались випробуванням.

Матеріал	Хімічний склад %								Твердість, HRC
	C	Si	Mn	Cr	P	S	Ni	Cu	
ШХ15	0,95-1,05	0,17-0,37	0,20-0,40	1,30-1,65	0,027	0,02	0,30	0,25	64,0
Сталь 45	0,42-0,50	0,17-0,37	0,50-0,80	-	0,035	0,04	-	-	58,0
Чавун СЧ20	3,0-3,3	1,3-1,7	0,8-1,2	0,3	0,3	0,15	0,5	-	18,0
	Хімічний склад %								
	Pb	Zn	Sn	Ti	Cu	Al	Si	Fe	
Бронза Бр ОЦС-5-5-5	4,0-6,0	4,0-6,0	4,0-6,0	-	останнє				6,0
Алюміній А0		0,08	-	0,03	0,02	99,0	0,50	0,50	3,0

Колодка – зразок квадратного перетину навантажувався силою  $P=613,5 \text{ Н}$ .

Ролик – виготовлений із сталі ШХ15 діаметром 30мм. Відносна швидкість ковзання зразків  $V=71,25$  м/хв.

Сили тертя в зоні контакту визначалися по споживаній потужності електродвигуна, з попередньою тарировкою мікроамперметра.

Виміри зносу і сил тертя проводилися через кожних 70 м шляху тертя (1 хвилина). Замірялася ширина лунки зразка (колодки) з подальшим перерахунком на об'єм зношеного матеріалу, інтенсивність зношування і коефіцієнт зносу. Дані експериментів зведені в таблицю 2.

Таблиця 2 – Експериментальні дані зносу матеріалів в середовищі біопалива.

Матеріал	h мм	Шлях тертя, м													
		75м		150м		220м		290м		360м		430м		500м	
		I,А	В	I,А	В	I,А	В	I,А	В	I,А	В	I,А	В	I,А	В
Бр ОЦС 5-5-5	7,8	2,5	2	2,6	2,4	2,8	2,6	2,0	2,7	1,5	2,7	1,7	2,7	1,7	2,8
ШХ15	9,6	1,5	0,3	2	0,4	2	0,5	1,5	0,6	1,5	0,6	2	0,6	2	0,65
СЧ20	6,7	2	0,8	2	1	2	1,1	2	1,2	2	1,3	2	1,4	2	1,5
Сталь 45	7,0	3	0,5	2,9	0,6	2,8	0,7	2,9	0,8	2,9	0,85	2,9	0,9	2,9	1,0
А0		2	2,2	2	2,8	2	3,1		3,4		3,6		3,7		3,8

Об'єми зносу, отримані перерахунком лунок зносу колодок представлені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Знос об'єму металу в мм<sup>3</sup> залежно від шляху тертя.

Матеріал	Шлях тертя, м						
	75м	150м	220м	290м	360м	430м	500м
Бр ОЦС 5-5-5	7,57	9,36	10,3	11,2	11,7	11,9	12,1
ШХ15	1,8	2,4	2,95	3,36	3,55	3,8	4
СЧ 20	2,68	3,35	3,8	4,02	4,36	4,7	5
Сталь45	1,3	1,8	2,6	2,8	3,15	3,3	3,4
А0	11,5	14,7	16	17,5	18,5	19,5	20,3

Об'ємний знос різних матеріалів при навантаженні  $P=613,5$  Н і відносній швидкості ковзання зразків  $V=71.25$  м/хв в середовищі біопалива представлений на рис.1.



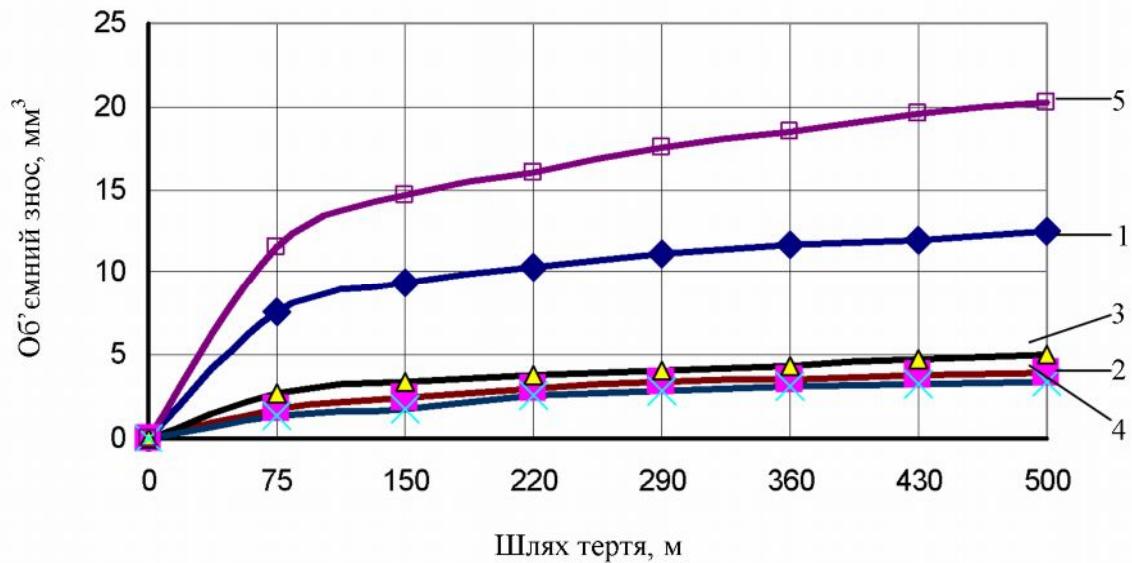


Рисунок 1 – Залежність об'ємного зносу матеріалів від шляху відносного переміщення зразків в середовищі біопалива:  
 1 – бронза Бр ОЦС 5-5-5, 2 – Сталь ШХ15, 3 – сірий чавун СЧ 20; 4 – Сталь 45, 5 – алюміній А0.

Як видно з цих залежностей, чорні метали, сталі і чавуни мають набагато менше об'ємний знос, чим алюмінієві і мідні сплави.

Криві об'ємного зносу підкоряються параболічному закону і описуються наступними емпіричними залежностями:

– для бронзи бронза ОЦС 5-5-5 об'ємний знос описується рівнянням:

$$V = -0,000001S^2 + 0,025S + 6,225 \text{ мм}^3$$

-для сталі ШХ15 об'ємний знос описується рівнянням:

$$V = -0,0000018S^2 + 0,0032S + 2,85, \text{ мм}^3$$

де S – шлях тертя в м.

По об'ємному зносу розрахована інтенсивність зношування різних матеріалів в середовищі біопалива. Дані по інтенсивності зношування представлені в таблиці 3.

Таблиця 3- Інтенсивність зношування зразків, мм³/хв у середовищі біопалива.

Матеріал	Шлях тертя, м						
	75м	150м	220м	290м	360м	430м	500м
Бр ОЦС 5-5-5	7,57	1,79	0,94	0,9	0,5	0,2	0,2
ШХ15	1,8	0,6	0,55	0,41	0,19	0,15	0,05
СЧ20	2,68	0,67	0,35	0,32	0,34	0,34	0,12
Сталь45	1,3	0,5	0,8	0,35	0,25	0,15	0,1
А0	11,5	2,5	2,0	1,5	1,0	0,5	0,2

Залежності інтенсивності зношування матеріалів в середовищі біопалива наведені на рис.2.

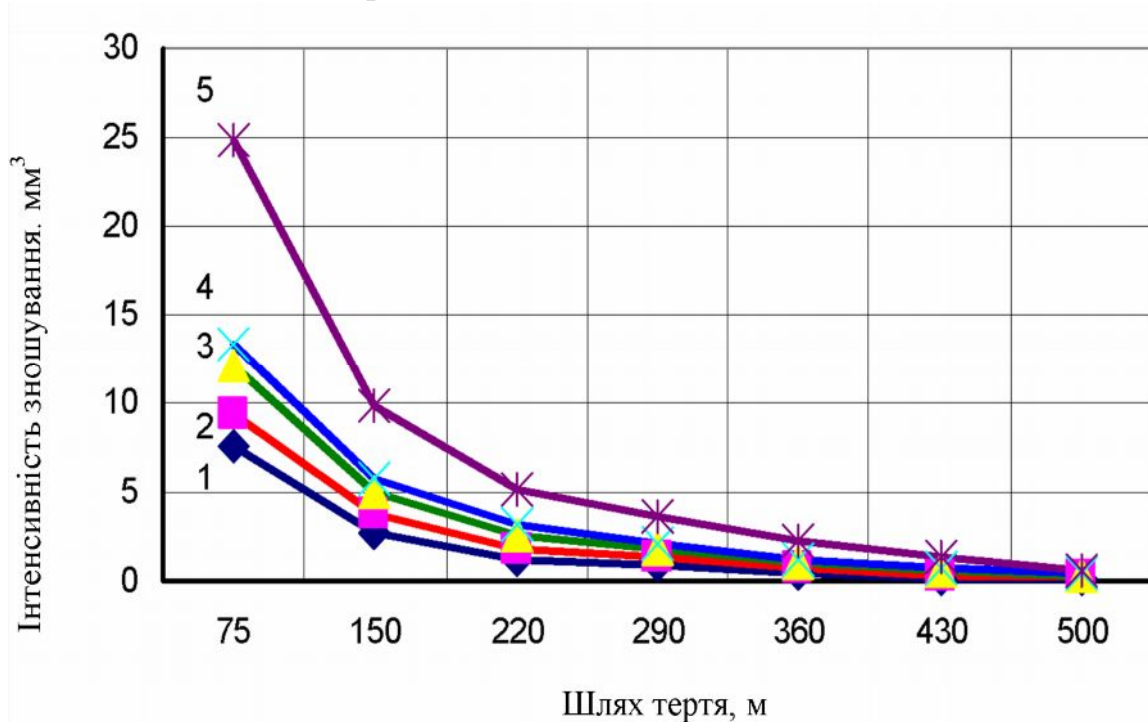


Рисунок 2 – Інтенсивність зношування матеріалів в середовищі біопалива:

1- сталь 45, 2 – Сталь Шх15, 3 – сірий чавун Сч20,  
4- бронза Бр ОЦС 5-5-5, 5 – алюміній А0.

З цих залежностей видно, що інтенсивність зношування максимальна в початковий період і стабілізується після 400 м шляху тертя.

Дані матеріали можуть бути застосовані в різних парах тертя, при різних швидкісних і силових параметрах.

По Пронікову коефіцієнт зносу визначається залежністю [3].

$$K_U = \frac{F_U \cdot B}{P \cdot S}, \frac{\text{мкм}}{\text{Па} \cdot \text{км}}, \quad (1)$$

де  $F_U$  - площа поперечного перерізу зносу зразка, мкм.м

$B$  – ширина зразка, м

$P$  – реакція навантаження вузла тертя, Н

$S$  – шлях тертя, км.

Таким чином, коефіцієнт зносу є узагальненим показником силових, конструктивних і швидкісних параметрів деталей сполучення, що зношуються. Він дозволяє визначати стійкість матеріалів деталей сполучення до зношування в різних середовищах.

Шлях тертя розраховувався по частоті обертання ролика і його діаметру. Реакція навантаження визначалася перерахунком системи важелів машини тертя і перевірялася динамометром.

Дані по коефіцієнтах зносу різних матеріалів в середовищі біопалива представлені в таблиці 4.

Таблиця 4.- Коефіцієнти зносу матеріалів в середовищі біопалива  $K_u$ , мкм/ Па.км.

Матеріал		Шлях тертя, м						
		75м	150м	220м	290м	360м	430м	500м
1	А0	0,250	0,168	0,122	0,098	0,082	0,072	0,065
2	бронза Бр ОЦС 5-5-5	0,165	0,102	0,076	0,066	0,053	0,045	0,039
3	СЧ20	0,058	0,036	0,027	0,023	0,020	0,018	0,016
4	Сталь45	0,046	0,027	0,019	0,016	0,014	0,013	0,011
5	ШХ15	0,038	0,026	0,021	0,019	0,015	0,014	0,012

Зміна коефіцієнтів зносу різних матеріалів при навантаженні  $P=613,5$  Н і відносній швидкості ковзання зразків  $V=71,25$  м/хв в середовищі біопалива при зношуванні представлена на рис.3.

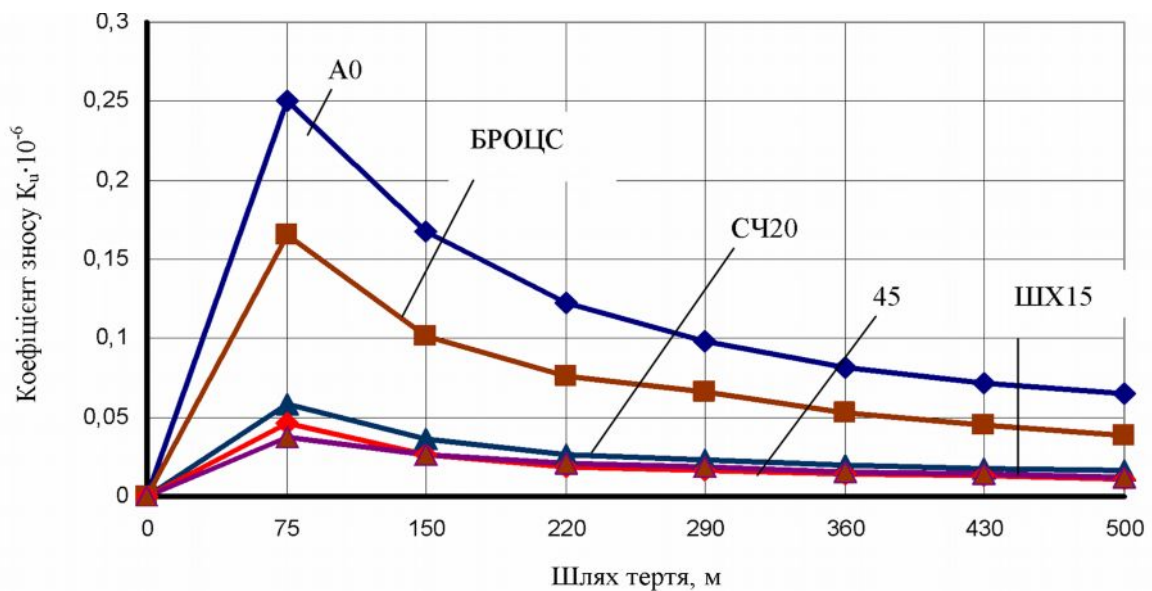


Рисунок 3 – Зміна коефіцієнтів зносу різних матеріалів в середовищі біопалива при зношуванні.

З цих залежностей видно, що стабілізація коефіцієнтів зносу у чорних металів настає через 300 м шляху тертя, а у кольорових металів – більше 500 м шляху тертя. Стабілізація коефіцієнта зносу ви-

значає період припрацювання деталей сполучення, а величина падіння – ресурс сполучення по допустимому зносу.

#### *Висновки.*

1. Проведені дослідження показали, що наявність великої кількості водню в біопаливі дозволяє інтенсивно утворювати окисні плівки на поверхні металів, що знижує знос матеріалів.

2. Найменший знос в середовищі біопалива мають конструкційні і інструментальні сталі. Найменшу стійкість до зношування в середовищі біопалива мають алюмінієві і мідні сплави.

3. У чорних металів період припрацювання відбувається протягом 300 м відносного ковзання деталей. Кольорові метали і сплави стабілізують властивості зносу тільки після 500 м відносного переміщення (шлях тертя).

#### Література:

1. Дідур В.А. Вплив метилових ефірів на процес зношування триботехнічних спряжень./ В.А.Дідур, Д.П.Журавель, В.Б.Юдовінський// Праці ТДАТУ.- Мелітополь, 2008.-Вип.8. т.4. 3-9-с.
2. Защита от водородного износа в узлах трения/ Под ред .А.Полякова.- М.: Машиностроение, 1980. 133с.
3. Гаркунов Д.Н. - Триботехника / Д.Н. Гаркунов.- М.:Машиностроение 1985.-424 с.
4. Матюшенко В.Я. Износостойкость наводороженных металов.-в кн.: Исследование водородного износа/ В.Я. Матюшенко.-М.: Наука, 1977.- 24-27 с.

## **ИЗНОС МАТЕРИАЛОВ В СРЕДЕ БИОТОПЛИВА**

**Журавель Д.П., Юдовинский В.Б.**

### *Аннотация*

**Работа посвящена влиянию биотоплива на износ материалов трибосопряжений.**

## **A WEAR OF MATERIALS IS IN THE ENVIRONMENT OF BIOPROPELLANT**

**D. Zhuravel, V. Yudovinskiy**

### *Summary*

**Work is devoted influence of biopropellant on the wear of materials of triboconnections.**

## ЕЛЕКТРОНІЗАЦІЯ, ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ ТА ЕКОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА У ТВАРИННИЦТВІ

Коломієць С.М., к.т.н.,

Крилов В.В, к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-05-70, 42-24-36

**Анотація** – у статті проаналізовано стан електронізації, електрифікації та екології виробництва у тваринництві та запропоновані можливі шляхи енергозбереження та покращення екології виробництва.

**Ключові слова** - екологія виробництва, органічні добрива, біогаз, механізовані технологічні процеси, альтернативні джерела енергії, електронні засоби контролю, енергетичне обладнання.

*Постановка проблеми.* Забезпечення населення продуктами харчування завжди було одним з пріоритетних і прибуткових напрямів діяльності людини. Розв'язок м'ясної та молочної задач, як і раніше, займає одне з перших місць у світі.

У даний час до виробництва продукції тваринництва ставляться ряд екологічних вимог, виконання яких є обов'язковою умовою для країн – учасниць Всесвітньої торгової організації. Вступ країни у ВТО означає, що господарства з традиційним утриманням тварин не зможуть конкурувати зі світовими виробниками за екологічністю та собівартістю продукції, у структурі якої мають місце великі затрати на електроенергію та інше [1].

*Аналіз останніх досліджень.* У всьому світі ведеться пошук альтернатив традиційним методам утримання тварин. Альтернативне утримання тварин – це, в першу чергу, енергозберігаючі технології та екологічне виробництво.

Альтернативні системи виробництва передбачають здоров'я людини, охорону навколишнього середовища, природну поведінку тварин, безпеку продукції.

Так, в Україні, спеціалістами Корпорації «Агро-Союз» впроваджена технологія холодного утримання свинопоголів'я на глибокій незмінюючій підстилці у дугоподібних тентових ангарах. Це дозволяє економити на опалюванні та освітленні енергоресурси.

*Формулювання цілей статті.* Мета статті – запропонувати можливі шляхи підвищення продуктивності виробництва тваринницької продукції шляхом покращення екології та зменшення енергоємності виробництва.

*Основна частина.* Однією з важливих задач в тваринництві є задача електронізації, електрифікації і екології виробництва. Від її рішення залежить стан навколишнього середовища, продуктивність тварин і родючість ґрунту. Рівень електронізації, електрифікації та екології виробництва має прямий вплив на виробництво основних видів продукції тваринництва. Виробництво м'яса (у забійній вазі) та удій від однієї корови в країнах світу наведені в таблицях 1 і 2 [2]. Ці дані підтверджують зв'язок між електронізацією, електрифікацією та екологією виробництва і виробництвом основних видів продукції тваринництва.

Таблиця 1 – Виробництво м'яса (млн. тонн).

Країна	1990	1995	2000	2003	2004	2005	2006	2007
Китай	30,4	48,2	63,2	71,0	74,4	77,6	81,9	90,6
США	28,6	33,9	37,6	38,7	38,9	39,6	41,0	41,8
Німеччина	7,2	5,8	6,3	6,6	6,8	6,9	7,0	7,1
Російська Федерація	8,6	5,8	4,4	4,9	4,8	4,9	5,2	5,6
Іспанія	3,5	4,0	4,9	5,4	5,6	5,7	5,3	5,4
Франція	5,7	6,3	6,5	6,5	6,3	6,2	5,2	5,1
Канада	2,8	3,1	4,0	4,2	4,5	4,7	4,5	4,4
Італія	3,9	4,0	4,1	4,2	4,1	4,1	3,9	4,0
Великобританія	3,3	3,8	3,5	3,3	3,2	3,3	3,4	3,4
Україна	4,4	2,3	1,7	1,7	1,6	1,6	1,7	1,9

Одним з розв'язків задач електронізації, електрифікації і екології тваринницького виробництва є використання сучасних технологій і обладнання. Найважливішою екологічною проблемою тваринництва є утилізація гною в органічні добрива.

Таблиця 2 – Середньорічний удій молока від однієї корови (кг).

Країна	1990	1995	2000	2003	2004	2005	2006	2007
Австрія	3791	4214	4977	5476	6495	5872	5880	9555
США	6705	7441	8254	8504	8637	8896	9050	9219
Данія	6248	6657	7422	7844	8109	8156	8292	8288
Швеція	6068	6853	7710	7955	7998	8051	8193	8162
Канада	5808	6367	7332	7328	7571	7596	7948	7962
Фінляндія	5764	5981	6729	7403	7522	7522	7798	7706
Нідерланди	6050	6613	7417	7296	7379	7160	7394	7450
Великобританія	5314	5703	6202	6844	6636	6975	7192	7187
Німеччина	4927	5424	6122	6508	6541	6439	6860	6923
Україна	2863	2204	2359	2887	3185	3487	3652	3665

Пропонуються дві технології переробки гною [3]. Перша - так звана твердофазна ферментація переробки гною з одержанням органічних добрив з заданими показниками якості.

Друга технологія - анаеробна або анаеробно-аеробна переробка гною, яка дозволяє одержувати високоякісні органічні добрива і додатково біогаз. З однієї тонни гною можна одержувати від 20 м<sup>3</sup> до 100 м<sup>3</sup> біогазу, до 0,9 тонни біодобрив. При повному спалюванні біогазу можна отримати електроенергії від 50 кВт до 200 кВт, тепла від 80 кВт до 320 кВт [4].

Переробка гною, крім вирішення екологічної задачі – очищення від біовідходів, приносить прибуток у вигляді біогазу, електроенергії, тепла і добрив.

Біогазова установка виробляє біогаз та біодобрива шляхом безкисневого бродіння. Сировиною можуть бути відходи рослинництва, тваринництва, переробної галузі. Найбільший інтерес представляє переробка відходів тваринництва, тому, що вони потенційно вже є забрудниками навколишнього середовища, а для утилізації традиційними методами потребують вагомих капітальних вкладень на будівництво гноєсховищ і багато часу для набуття відходами властивостей доб-

рив. Вихід біогазу з тонни гною залежить від виду тварин або птиці. Так, вихід біогазу з однієї тонни гною: великої рогатої худоби – 38...52 м<sup>3</sup>, свиней – 52...88 м<sup>3</sup>, пташиного посліду – 47...94 м<sup>3</sup>. Вихід газу може бути більший, якщо додатково додавати коферменти – відходи рослинництва, наприклад соломі.

При уявляемій простоті технологічного процесу виробництва біогазу, вітчизняні вчені знаходяться на етапі експериментальних лабораторних установок. Вітчизняних виробників тваринницької продукції рятує те, що, у порівнянні зі світовими лідерами - Китай, США, Австрія (табл. 1,2), валове виробництво продукції, а, відповідно, і вихід гною менший в кілька разів. Але це тимчасовий стан, тому необхідно прискорити створення промислових зразків біогазових установок – надійних і конкурентоздатних. Зараз на ринок України вийшла німецька фірма Zorg. На рисунку 1 представлений загальний вигляд біогазової установки фірми Zorg.



Рисунок 1 – Біогазова установка фірми Zorg.

Механізовані технологічні процеси у тваринництві тісно пов'язані з використанням електричної енергії, що викликає необхідність створення умов для її раціонального використання.

Значне зменшення обсягів виробництва потребує перегляду параметрів енергопостачальних засобів, через що сьогодні досить часто спостерігаються не виправдані витрати енергії в мережі постачання. Використання біогазових установок для виробництва електроенергії дозволить збалансувати використання електроенергії від різних постачальників і тим самим оптимізувати її використання.

Перспективним напрямом зменшення витрат електроенергії вважається використання у виробництві альтернативних джерел енергії. Це - сонячні колектори, вітроустановки та ін.



Одним з необхідних технологічних процесів на фермі є нагрів води. Концепція розвитку цього процесу полягає в підвищенні надійності нагрівальних елементів і зниженні використання енергії на нагрів за рахунок акумуляції тепла води, наприклад, використання теплоти молока при його охолодженні, застосування теплових насосів.

Відомо, що ефективно виконання технологічного процесу можливе при оптимальній взаємодії його елементів.

Фізичний стан людини і тварини впливає на рівень виконання технологічного процесу. Захворювання тільки однієї долі вимені маститом завдає втрат до 15 відсотків молока за лактацію, а через атрофію вимені, в результаті захворювання маститом, виробництво має більш значні збитки.

Безперечно, що наявність інформаційного зворотнього зв'язку в режимі реального часу в складній біотехнічній системі «людина-машина-тварина» створить передумови для технотронної гармонізації цієї системи та реалізації за рахунок цього основної мети наукового напрямку - зведення до мінімуму існуючих збитків в галузі через порушення технологічних регламентів зооінженерного, ветеринарного та економічного характеру. В свою чергу, технотронна гармонізація технологічних процесів у тваринництві створить передумови і для досягнення таких важливих науково-практичних аспектів галузі, як повна реалізація генетичного потенціалу продуктивності тварин в рамках існуючих традиційних технологій у тваринництві.

Необхідно розробити вітчизняні технічні засоби автоматизованого контролю ефективності ведення технологічних процесів на тваринницьких об'єктах і засобів зворотнього зв'язку - пристроїв корекції технологічних параметрів, що регламентуються відповідними нормами з оптимізації технологічних процесів, оптимізації експлуатації обладнання і утримання тварин.

Впровадження на фермах електронних засобів контролю життєдіяльності тварин призведе до гармонізації в біотехнічній системі «людина-машина-тварина», покращення виробничих процесів у тваринництві. Впровадження такої системи на молочних фермах створить передумови для підвищення фізіологічності всіх багатостадійних етапів виробництва тваринницької продукції.

#### *Висновки.*

На даний час все більше країн інтегруються у світове співтовариство і на цьому шляху дуже важливо як можна раніше ознайомитись зі світовим досвідом ресурсозбереження та способами підвищення ефективності виробництва.

## Література

1. Агрпромиловий комплекс України: стан, тенденція та перпективи розвитку: Інформаційно-аналітичний збірник. Вип.3 / За ред. Саблука П.Т. – К.: ІАЕ, 1999.-45с.
2. Міністерство агрополітики України. <http://www.minagro.kiev.ua>.
3. Баадер В. Биогаз // Теория и практика / В.Баадер, Е.Доне, Н.Бреиндерфер. – М: Колос, 1982.-148 с.
4. Биогазові установки Zorg. <http://www.Zorg-ua.com>
5. Кива А.А.Биоэнергетическая оценка и снижение энергоемкости технологических процессов в животноводстве / А.А.Кива, В.М.Рабштына, В.И.Скотников. – М.: Агрпромииздат, 1990.-176 с.
6. Брюховецкий А.Н. Обоснование необходимости энергооценки механизированных технологий в животноводстве // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Випуск 42 / А.Н.Брюховецкий. – Харків, 2005-С.110-13.

## ЭЛЕКТРОНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ И ЭКОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА В ЖИВОТНОВОДЧЕСТВЕ

Коломиец С.М., Крилов В.В.

### *Аннотация*

В статье проанализировано состояние электронизации, электрификации и экологии производства в животноводстве и предложены возможные пути энергосбережения и улучшения экологии производства.

## ELECTONISATION, ELECTRIFICATION AND ECOLOGY OF MANUFACTURE IN STOCK-BREEDING INDUSTRIES

S. Colomiyets, V. Krylov

### *Summary*

The condition of electronisation, electrification and ecology of manufacture in stock-breeding industries is analyzed, and possible ways of energy saving and improvement of ecology of manufacture in stock-breeding industries are offered in this article.

## АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ РУХУ ПРИЧЕПА-ВІЗКА ДЛЯ ЗБИРАННЯ ОЧОСАНОВОГО ВОРОХУ

Леженкін О.М., д.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

*Тел. (0619) 42-68-74*

**Анотація** – в статті приводиться методика дослідження стійкості руху причепа-візка для збирання очосаного вороху.

**Ключові слова** - збиральний агрегат, стійкість руху, причеп-візок, характеристичне рівняння.

*Постановка проблеми.* Якісне виконання технологічного процесу збирання зернових культур забезпечується за рахунок регулювання агрегату, а також за рахунок забезпечення стійкості його руху. Причипний збиральний агрегат представляє собою три ланкову механічну систему, що включає в себе колісний трактор, збиральну машину для збирання очосаного вороху і причеп-візок. Загальний вигляд збирального агрегату наведений на рис.1.



Рисунок 1 – Загальний вигляд збирального агрегату.

В процесі руху ланки агрегату починають відхилятися від основного руху. Щоб забезпечити виконання збирання згідно агротехнічних вимог потрібно добитися робочого ходу без скривлення траєкторії.

*Аналіз публікацій.* Теоретичні основи стійкості руху механічних систем розроблені проф. Ляпуновим А.М. [1]. П.М. Василенко використовуючи загальну теорію стійкості руху розробив методику обґрунтування стійкості руху сільськогосподарських агрегатів [2, 3]. Подальший розвиток стійкості руху сільськогосподарських машин і агрегатів отримало в роботах Гячева Л.В. [4, 5]. Стосовно до умов роботи причіпних збиральних машин питання їх стійкості викладені в роботах [6, 7, 8].

*Невирішені завдання.* Загальні питання теорії стійкості відомі [1, 2, 3]. Дослідження стійкості руху причіпного збирального агрегату приведено в роботі [6]. Але, розгляд стійкості руху три ланкового збирального агрегату викликає визначені складності, так як, агрегат (рис.2) має п'ять ступенів свободи і внаслідок цього отримується система п'яти диференціальних рівнянь [7], що мають доволі громіздкі коефіцієнти. Спроба спростити отримані вирази за рахунок зменшення числа ступенів свободи механічної системи бажаного результату не принесло. Вирази все одно були достатньо складними [9].

Спростити дослідження стійкості руху збирального агрегату можна за рахунок розгляду кожної ланки окремо, замінивши при цьому зв'язки їх реакціями.

Стійкість руху трактора при агрегуванні збирального агрегату розглянута в роботі [10], стійкість руху збиральної машини приведена в роботі [11]. Обґрунтування стійкості руху причепа-візка для збирання очосаного вороху вимагає окремо розгляду.

*Постановка завдання.* З метою обґрунтування критичної швидкості руху причепа-візка для збирання очосаного вороху скласти характеристичне рівняння і проаналізувати його коефіцієнти.

*Основна частина.* Розглянемо рух причепа-візка по плоскій горизонтальній поверхні з переносною швидкістю  $V = \text{const}$ . Зв'язок із збиральною машиною замінимо її реакцією.

У відносному русі причеп-візок здійснює плоско-паралельний рух з двома ступенями свободи.

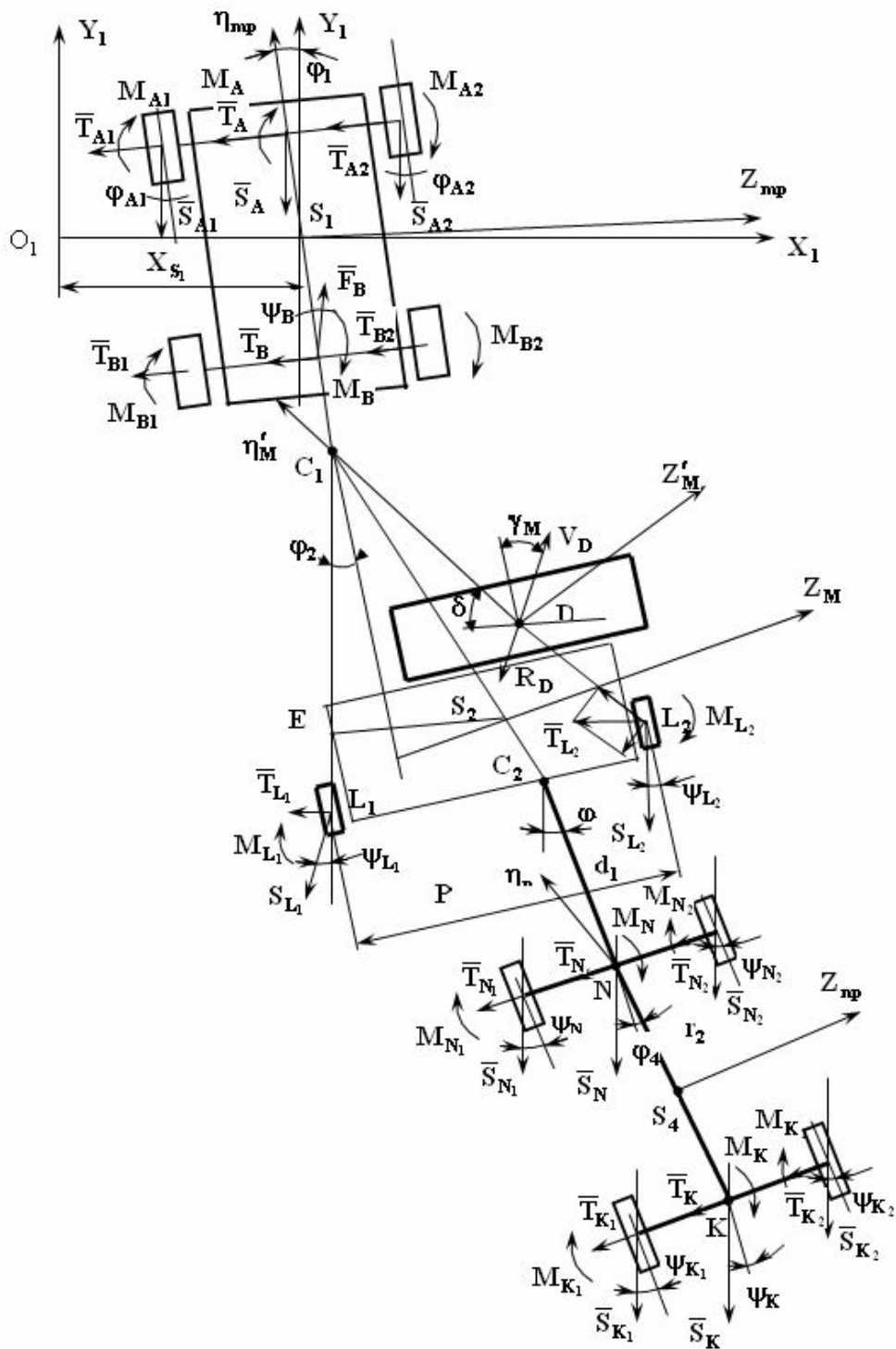


Рисунок 2 – Розрахункова схема збирального агрегату.

На причеп-візок діють наступні сили і моменти сил:

Складемо диференціальні рівняння руху причепа-візка, використовуючи рівняння Лагранжа II роду в узагальнених координатах. В якості узагальнених координат приймаємо кути  $\varphi_3$  і  $\varphi_4$ .

Диференціальні рівняння руху причепа-візка мають вигляд:

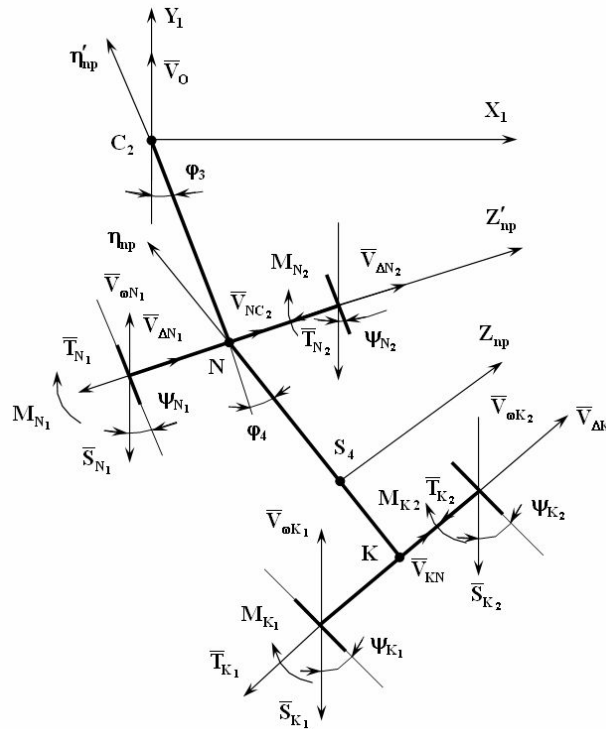


Рисунок 3 – Схема сил, прикладених до причепа-візка.

$$\begin{aligned} d_0 \ddot{\varphi}_3 + d_1 \dot{\varphi}_3 + d_2 \varphi_3 + d_3 \varphi_3 + d_4 \ddot{\varphi}_4 + d_5 \dot{\varphi}_4 &= 0; \\ \ell_0 \ddot{\varphi}_3 + \ell_1 \dot{\varphi}_3 + \ell_2 \varphi_3 + \ell_3 \ddot{\varphi}_4 + \ell_4 \dot{\varphi}_4 + \ell_5 \varphi_4 + \ell_6 \varphi_4 &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

$$d_0 = I_{C_2} \cdot M + m_{np} \cdot d_1^2 \cdot M - d_1 \cdot r_2 \cdot K \cdot m_{np};$$

$$d_1 = V_{O_1} \cdot I_{C_2} \cdot M \cdot k_N + V_{O_1} \cdot m_{np} \cdot d_1^2 \cdot M \cdot k_N + V_{O_1} \cdot r_2 \cdot d_1 \cdot m_{np} \cdot M \cdot k_N -$$

$$\text{де } -V_{O_1} \cdot r_2 \cdot d_1 \cdot K \cdot k_N - V_{O_1} \cdot d_1 \cdot r_2 \cdot K \cdot k_N \cdot m_{np};$$

$$d_2 = -N \cdot d_1;$$

$$d_3 = -N \cdot V_0;$$

$$d_4 = m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1 \cdot K - I_N \cdot K - m_{np} \cdot r_2^2 \cdot K;$$

$$d_5 = -V_{O_1} \cdot k_N \cdot K \cdot I_N - m_{np} \cdot r_2^2 \cdot K \cdot V_0 \cdot k_N;$$

$$\ell_0 = m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1;$$

$$\ell_1 = V_0 \cdot k_N \cdot m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1;$$

$$\ell_2 = -M \cdot d_1;$$

$$\ell_3 = I_N + m_{np} \cdot r_2^2;$$

$$\ell_4 = V_{O_1} \cdot k_N \cdot I_N + V_0 \cdot k_N \cdot m_{np} \cdot r_2^2;$$

$$\ell_5 = -d_2 \cdot M;$$

$$\ell_6 = -V_{O_1} \cdot M. \quad (2)$$

Складемо характеристичне рівняння системи диференціальних рівнянь (1), для цього підставимо в рівняння (1)  $\varphi_3 = \delta e^{\lambda t}$  і  $\varphi_4 = \epsilon e^{\lambda t}$ :

$$\begin{aligned}
& d_0 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 + d_1 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda^2 + d_2 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda + d_3 \cdot \delta e^{\lambda t} + d_4 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 + d_5 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 = \\
& = \delta e^{\lambda t} (d_0 \cdot \lambda^3 + d_1 \cdot \lambda^2 + d_2 \cdot \lambda + d_3) + \varepsilon e^{\lambda t} \cdot (d_4 \cdot \lambda^3 + d_5 \cdot \lambda^3) = 0; \\
& \ell_0 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 + \ell_1 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda^2 + \ell_2 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda + \ell_3 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 + \ell_4 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda^2 + \\
& + \ell_5 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda + \ell_6 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} = \delta e^{\lambda t} (\ell_0 \cdot \lambda^3 + \ell_1 \cdot \lambda^2 + \ell_2 \cdot \lambda) + \\
& + \varepsilon e^{\lambda t} (\ell_3 \cdot \lambda^3 + \ell_4 \cdot \lambda^2 + \ell_5 \cdot \lambda + \ell_6) = 0.
\end{aligned} \tag{3}$$

Позначимо через:

$$\begin{aligned}
r_{11} &= d_0 \cdot \lambda^3 + d_1 \cdot \lambda^2 + d_2 \cdot \lambda + d_3; \\
r_{12} &= d_4 \cdot \lambda^3 + d_5 \cdot \lambda^3; \\
r_{21} &= \ell_0 \cdot \lambda^3 + \ell_1 \cdot \lambda^2 + \ell_2 \cdot \lambda; \\
r_{22} &= \ell_3 \cdot \lambda^3 + \ell_4 \cdot \lambda^2 + \ell_5 \cdot \lambda + \ell_6.
\end{aligned} \tag{4}$$

Характеристичні рівняння системи (1) можна представити у вигляді визначника другого порядку:

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{vmatrix} = 0 \tag{5}$$

Розкриємо визначник (5).

$$r_{11} \cdot r_{22} - r_{21} \cdot r_{12} = 0. \tag{6}$$

Підставимо значення  $r_{ij}$  в рівняння (5):

$$\begin{aligned}
& (d_0 \cdot \lambda^3 + d_1 \cdot \lambda^2 + d_2 \cdot \lambda + d_3) \cdot (\ell_3 \cdot \lambda^3 + \ell_4 \cdot \lambda^2 + \ell_5 \cdot \lambda + \ell_6) - \\
& - (d_4 \cdot \lambda^3 + d_5 \cdot \lambda^3) \cdot (\ell_0 \cdot \lambda^3 + \ell_1 \cdot \lambda^2 + \ell_2 \cdot \lambda) = \lambda^6 (d_0 \ell_3 - d_4 \ell_0) + \\
& + \lambda^5 (d_0 \ell_4 + d_1 \ell_3 - d_4 \ell_1 - d_5 \ell_0) + \lambda^4 (d_0 \ell_5 + d_1 \ell_4 + d_2 \ell_3 - d_2 \ell_2 - d_5 \ell_1) + \\
& + \lambda^3 (d_0 \ell_6 + d_1 \ell_5 + d_2 \ell_4 + d_3 \ell_3 - d_5 \ell_2) + \lambda^2 (d_1 \ell_6 + d_2 \ell_5 + d_3 \ell_4) + \\
& + \lambda (d_2 \ell_6 + d_3 \ell_5) + d_3 \ell_6 = 0.
\end{aligned} \tag{7}$$

Характеристичне рівняння системи диференціальних рівнянь має вигляд:

$$\lambda^6 \cdot p_0 + \lambda^5 \cdot p_1 + \lambda^4 \cdot p_2 + \lambda^3 \cdot p_3 + \lambda^2 \cdot p_4 + \lambda \cdot p_5 + p_6 = 0. \tag{8}$$

Коефіцієнти характеристичного рівняння (8) мають значення:

$$\left. \begin{aligned}
p_0 &= d_0 \ell_3 - d_4 \ell_0; \\
p_1 &= d_0 \ell_4 + d_1 \ell_3 - d_4 \ell_1 - d_5 \ell_0; \\
p_2 &= d_0 \ell_5 + d_1 \ell_4 + d_2 \ell_3 - d_2 \ell_2 - d_5 \ell_1; \\
p_3 &= d_0 \ell_6 + d_1 \ell_5 + d_2 \ell_4 + d_3 \ell_3 - d_5 \ell_2; \\
p_4 &= d_1 \ell_6 + d_2 \ell_5 + d_3 \ell_4; \\
p_5 &= d_2 \ell_6 + d_3 \ell_5; \\
p_6 &= d_3 \ell_6.
\end{aligned} \right\} \tag{9}$$

Таким чином, характеристичне рівняння не має нульових корнів. Рух причепа-візка є асимптотично стійким, якщо виконується умова стійкості:

$$p_0 > 0; p_1 > 0; p_2 > 0; p_3 > 0; p_4 > 0; \\ p_5 > 0; p_6 > 0. \quad (10)$$

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} p_1 & p_0 & 0 & 0 \\ p_3 & p_2 & p_1 & p_0 \\ p_5 & p_4 & p_3 & p_2 \\ 0 & 0 & p_5 & p_4 \end{vmatrix} > 0$$

Проаналізуємо нерівності (10), для чого введемо коефіцієнти:

$$\begin{aligned} D_0 &= I_{C_2} \cdot M + m_{np} \cdot d_1^2 \cdot M - d_1 \cdot r_2 \cdot K \cdot m_{np}; \\ D_1 &= I_{C_2} \cdot M \cdot k_N + m_{np} \cdot d_1^2 \cdot M \cdot k_N + r_2 \cdot d_1 \cdot m_{np} \cdot M \cdot k_N - d_1 \cdot r_2 \cdot K \cdot k_N \cdot m_{np}; \\ D_2 &= N \cdot d_1; \\ D_3 &= N; \\ D_4 &= m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1 \cdot K - I_N \cdot K - m_{np} \cdot r_2^2 \cdot K; \\ D_5 &= k_N \cdot K \cdot I_N + m_{np} \cdot r_2^2 \cdot K \cdot k_N; \\ L_0 &= m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1; \\ L_1 &= k_N \cdot m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1; \\ L_2 &= M \cdot d_1; \\ L_3 &= I_N + m_{np} \cdot r_2^2; \\ L_4 &= k_N \cdot I_N + k_N \cdot m_{np} \cdot r_2^2; \\ L_5 &= d_2 \cdot M; \\ L_6 &= M. \end{aligned} \quad (11)$$

Тоді коефіцієнти (4) системи диференціальних рівнянь (1) руху причепа-візка приймають вигляд:

$$\begin{aligned} d_0 &= D_0; & \ell_0 &= L_0; \\ d_1 &= D_1 \cdot V_{O_1}; & \ell_1 &= V_0 \cdot L_1; \\ d_2 &= -D_2; & \ell_2 &= -L_2; \\ d_3 &= -V_{O_1} \cdot D_3; & \ell_3 &= L_3; \\ d_4 &= D_4; & \ell_4 &= V_0 \cdot L_4; \\ d_5 &= -V_{O_1} \cdot D_5; & \ell_5 &= -L_5; \\ & & \ell_6 &= -V_{O_1} \cdot L_6. \end{aligned} \quad (12)$$

Підставимо у вираз (12) значення коефіцієнтів  $d_i$  і  $\ell_i$ .

$$\begin{aligned} P_0 &= D_0 L_3 - D_4 L_0 > 0; \\ P_1 &= D_0 \cdot V_0 \cdot L_4 + D_1 \cdot V_{O_1} \cdot L_3 - D_4 \cdot V_{O_1} \cdot L_1 + V_0 \cdot D_5 L_0 > 0; \\ P_2 &= -D_0 L_5 + D_1 \cdot V_{O_1} \cdot V_0 \cdot L_4 - D_2 L_3 - D_2 L_2 + D_3 \cdot V_0 \cdot V_0 \cdot L_1 > 0; \\ P_3 &= -D_0 \cdot V_0 \cdot L_6 - D_1 \cdot V_{O_1} \cdot L_5 - D_2 \cdot L_4 \cdot V_0 - D_3 \cdot V_{O_1} \cdot L_3 - D_5 \cdot V_0 \cdot L_2 > 0; \\ P_4 &= -D_1 \cdot V_{O_1} \cdot V_{O_1} \cdot L_6 + D_2 L_5 - D_3 \cdot V_0 \cdot V_0 \cdot L_4 > 0; \\ P_5 &= D_2 \cdot V_0 \cdot L_6 + D_3 \cdot V_0 \cdot L_5 > 0; \\ P_6 &= D_3 \cdot V_0 \cdot V_0 \cdot L_6 > 0. \end{aligned} \quad (13)$$



Проаналізуємо отримані нерівності. Враховуючи, що  $V_{O_1} \neq 0$  можна друге, четверте, шосте і сьоме нерівності поділити на  $V_{O_1}$ , тоді тільки третє і п'яте нерівності будуть вміщувати швидкість. Виразимо критичне значення швидкості руху, при якій причеп-візок буде зберігати стійкий рух, для чого складемо третє і п'яте нерівності.

$$-D_0 \cdot L_5 + D_1 \cdot V_{O_1}^2 \cdot L_4 - D_2 \cdot L_3 - D_2 \cdot L_2 + V_0^2 \cdot D_5 \cdot L_1 - D_1 \cdot V_{O_1}^2 \cdot L_6 + D_2 \cdot L_5 + V_{O_1}^2 \cdot L_4 \cdot D_3 > 0;$$

$$D_2 \cdot L_5 - D_0 \cdot L_5 - D_2 \cdot L_3 - D_2 \cdot L_2 \triangleright D_1 \cdot V_{O_1}^2 \cdot L_6 - D_1 \cdot V_{O_1}^2 \cdot L_4 - V_0^2 \cdot D_5 \cdot L_1 - V_{O_1}^2 \cdot L_4 \cdot D_3;$$

$$V_{O_1} < \sqrt{\frac{D_2 \cdot L_5 - D_0 \cdot L_5 - D_2 \cdot L_3 - D_2 \cdot L_2}{D_1 \cdot L_6 - D_1 \cdot L_4 - D_5 \cdot L_1 - L_4 \cdot D_3}} \quad (14)$$

#### Висновок.

В результаті проведених досліджень отримана залежність критичної швидкості збирального агрегату.

#### Література.

1. *Ляпунов А.М.* Общая задача об устойчивости движения /А.М.Ляпунов. – М.-Л.: ОНТИ, 1935. – 375 с.
2. *Василенко П.М.* О методике механико-математических изысканий при разработке сельскохозяйственной техники /П.М.Василенко. – М.: Бюро технической информации ГОСНИТИ, 1962. – 280 с.
3. *Василенко П.М.* Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий /П.М.Василенко //Сборник трудов по земледельческой механике. – М., 1954. – С. 73-92.
4. *Гячев Л.В.* Динамика тракторных и автомобильных агрегатов /Л.В.Гячев. – Ростов-на-Дону: Издательство Ростовского университета, 1976. – 192 с.
5. *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов /Л.В.Гячев – М.: Машиностроение, 1981.
6. *Леженкін О.М.* Стійкість руху причіпного збирального агрегату очіую чого типу /О.М.Леженкін //Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип.33. – С.26-46.
7. *Леженкин А.Н.* Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур /А.Н.Леженкин //Механиз.и электриф.сел.хоз-ва. – 2004. - №12. – С. 24-25.
8. *Леженкин А.Н.* Результаты экспериментальных исследований горизонтальных колебаний прицепного уборочного агрегата /А.Н.Леженкин //Механиз.и электриф.сел.хоз-ва. – 2008. - №1. – С.7-8.
9. *Леженкин А.Н.* Дифференциальные уравнения прицепного уборочного агрегата при прямолинейном и равномерном движении центра

масс /А.Н.Леженкин //Механиз.и электриф.технологических процес-сов АПК /Известия междунар.академии аграрного образования. – С.Пб, 2008. – Вып.6, т.1. – С. 76-84.

10. *Леженкін О.М.* Стійкість руху трактора при агрегуванні причіпного збирального агрегату /О.М.Леженкін //Праці /ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип.31. – С.89-102.

11. *Леженкин А.Н.* Анализ устойчивости движения прицепной уборочной машины очесывающего типа /А.Н.Леженкин // Информационные технологии в эксплуатации МТП АПК /Известия междунар. академии аграрного образования. – С.Пб., 2008. – Вып.7, т.1. – С.110-115.

## **АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПРИЦЕПА-ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ СБОРА ОЧЕСАННОГО ВОРОХА**

**Леженкин О.М.**

### *Аннотация*

**В статье приводится методика исследования устойчивости движения прицепа-тележки для сбора очесанного вороха**

## **THE ANALYSIS OF STABILITY OF MOVEMENT OF THE TRAILER-CART FOR GATHERING OF LOTS**

**O. Lezhenkin.**

### **Summary**

**In article the technique of research of stability of movement of the trailer-cart for gathering lots is resulted.**

## ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ПРИ РОЗРОБЦІ СИСТЕМИ МЕНЕДЖМЕНТУ ОХОРОНИ ПРАЦІ І ПРОМИСЛОВОЇ БЕЗПЕКИ

Луценков В.Л. к.т.н.,  
Гранкіна О.В. к.т.н.,  
Головін С.В., асистент  
*Таврійський державний агротехнологічний університет,*  
*Тел. (0619) 42-12-84*

***Анотація*** - В статті надаються основні принципи при розробці системи менеджменту охорони праці і промислової безпеки.

***Ключові слова*** - менеджмент, охорона праці, промислова безпека, міжнародні стандарти, принципи.

*Постановка проблеми.* З кінця 90-тих років минулого сторіччя багато організацій як за кордоном так і в Україні, виявляють все більшу цікавість до інтегрованих систем менеджменту (ІСМ) При цьому у багатьох з них поняття інтегрованої системи менеджменту асоціюється, по перше, з процесом об'єднання в одне ціле яких-небудь систем менеджменту, а по-друге, з найбільш ефективним способом управління організацією в умовах конкуренції, яка все більше зростає. Проте в загальновизнаному розумінні ІСМ — це лише частина системи загального менеджменту підприємства, що відповідає вимогам двох або більше міжнародних стандартів на системи менеджменту і що функціонує як єдине ціле.

*Аналіз публікацій.* До найбільш актуальних стандартів на системи менеджменту відносяться: стандарти ISO серії 9000 на системи менеджменту якості [1], серії 14000 на системи екологічного менеджменту [2], стандарти OHSAS (Occupational Health and Safety Assessment Series) серії 18000 на системи менеджменту промислової безпеки і охорони праці [3], стандарт SA (Social Accountability) 8000 на системи соціального і етичного менеджменту [4]. Стандарти на системи менеджменту також включають стандарти, розроблені на основі ISO серії 9000 для застосування в конкретних галузях, а також стандарти на системи управління, що базуються на принципах HACCP (Hazard Analysis and Critical Control Points — аналіз ризиків і критичні

контрольні точки) і на принципах GMP (Good Manufacturing Practice — належна виробнича практика).

*Основна частина.* Система менеджменту охорони праці і промислової безпеки (СМОПіПБ) створює основу для здійснення заходів з охорони праці і здоров'я на виробництві, що забезпечує підвищення їх ефективності і інтеграції в загальну діяльність підприємства.

Системи менеджменту охорони праці і промислової безпеки базуються на стандартах, які точно визначають процес досягнення безперервного поліпшення роботи з охорони праці і здоров'я, а також виконання вимог законодавства. СМОПіПБ відповідно до вимог OHSAS 18001-99 – це система менеджменту, що дозволяє оцінити виробничі небезпеки, ідентифікувати пов'язані з ними ризики і ефективно управляти ними. В результаті впровадження СМОПіПБ можливості виникнення аварійних ситуацій зводяться до мінімуму, знижуються виробничі ризики, забезпечується належний рівень охорони здоров'я персоналу і дотримання техніки безпеки на робочих місцях.

На додаток до OHSAS 18001 був виданий стандарт OHSAS 18002-99, який містить роз'яснення до вимог стандарту і керівництво зі створення системи.

У стандарті OHSAS 18001 описуються системи менеджменту охорони праці і промислової безпеки, основними з яких є:

Принцип 1. Прихильність керівництва до політики у сфері охорони праці і промислової безпеки.

Принцип 2. Планування і реалізація політики у сфері охорони праці і промислової безпеки підприємства.

Принцип 3. Впровадження, включаючи розвиток навичок і розробку методик, необхідних для реалізації політики у сфері охорони праці і промислової безпеки.

Принцип 4. Оцінка коригувальних дій і вимірювання ефективності функціонування системи менеджменту охорони праці і промислової безпеки.

Принцип 5. Затвердження і структурне вдосконалення функціонування системи охорони здоров'я і безпеки персоналу.

Необхідно враховувати наступні аспекти при документуванні системи менеджменту охорони праці і промислової безпеки:

1. Структуру системи менеджменту охорони праці і промислової безпеки, організацію, політику, планування і розподіл повноважень і відповідальність.
2. Навчання, обізнаність і компетентність персоналу.
3. Внутрішнє інформування.
4. Документацію.
5. Управління документацією.
6. Контроль функціонування.

7. Готовність до реагування в аварійних ситуаціях.
8. Перевірки і коригувальні дії.

Підприємство повинно враховувати всі види дій, які впливають на охорону праці і промислову безпеку при розробці контрольного механізму і процедур робочих інструкцій системи менеджменту охорони праці і промислової безпеки.

#### *Висновок.*

У зв'язку з цим наведемо лише декілька загальних міркувань, що стосуються даної проблеми.

1. Створення інтегрованої системи менеджменту є складним інноваційним проектом, направленим на підвищення ефективності загального менеджменту організації. Очікувана результативність створення ІСМ може бути досягнута лише у разі грамотного управління цим проектом.
2. При створенні інтегрованої системи головна роль повинна належати менеджерам організації і перш за все - керівникам вищої ланки. .
3. При розробці інтегрованої системи менеджменту слід уникати механічного об'єднання вимог міжнародних стандартів на менеджмент (без урахування концепцій і принципів, на яких базуються ці стандарти, і специфіки менеджменту, що склався в організації), що може привести до їх формального, поверхневого впровадження.
4. Інтеграція систем менеджменту (якості, екології, безпеці і соціального відповідальності), що відповідають вимогам міжнародних стандартів слід розглядати як передумову для стійкого розвитку організації.
5. Розробляючи ІСМ, ми створюємо інструмент управління компанією для вищого керівництва. Далі - цим інструментом потрібно працювати! Робота тільки починається.

#### Література

1. Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь (ISO 9000:2005) : ДСТУ ISO 9000:2007. – [Чинний від 2008-01-01]. - К. Держспоживстандарт України, 2007. – V, 168 с. – (Національний стандарт України).
2. Системы менеджмента окружающей среды. Требования и руководство по применению (ISO 14001:2000) ДСТУ ISO 14001:2004. [Чинний від 2005-01-01] . – К. Держспоживстандарт України, 2004. – III, 205 с. – (Національний стандарт України).
3. Порядок оценки профессиональной безопасности и здоровья (OHSAS 18001:2007) : ICS 03.100.01; 13.100. – [Чинний від 2007-07-01]. - OHSAS Project Group. – 2007.

4. Социальная ответственность. Международный стандарт. SA 8000:2001. - Guidance document for social accountability 8000, SAI, 2004.

5. Мескон М.Х. Основы менеджмента / Мескон М.Х., Альберт М., Хедоури Ф. ; пер. с англ. - М.: "Дело", 1992. - 369 с.

6. Цема Л.С. Взгляд Клиента. / Цема Л.С. - 2007. - «Планета Веритас» №3. - С. 22-23.

## **ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРИ РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМЫ МЕНЕДЖМЕНТА ОХРАНЫ ТРУДА И ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ**

**Луценков В.Л., Гранкина О.В., Головин С.В.**

### *Аннотация*

**В статье представлены основные принципы при разработке системы менеджмента охраны труда и промышленной безопасности.**

## **MAIN PRINCIPLES AT SYSTEM ENGINEERING OF MANAGE- MENT OF THE LABOUR SAFETY AND INDUSTRIAL SAFETY**

**V. Luschenkov. O. Grankina. S. Holovin.**

### *Summary*

**In article main principles are presented at system engineering of management of a labour safety and industrial safety.**

## НАЦІОНАЛЬНА ПОЛІТИКА В ГАЛУЗІ БЕЗПЕКИ ТА ГІГІЄНИ ПРАЦІ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

Лущенко В.Л. к.т.н.,

Гранкіна О.В. к.т.н.,

Головін С.В., асистент

*Таврійський державний агротехнологічний університет,*

*Тел. (0619) 42-12-84*

**Анотація** - В статті ставиться питання необхідності впровадження міжнародних стандартів у сфері охорони праці з метою адаптувати національне законодавство в галузі охорони праці, зокрема щодо безпеки і гігієни праці в сільському господарстві, до законодавства Європейського союзу.

**Ключові слова** - національна політика, конвенція, гігієна праці, охорона праці, обов'язки роботодавця.

*Постановка проблеми.* У світлі національних умов і практики та після консультацій із заінтересованими представницькими організаціями роботодавців і працівників розробляють, утілюють у життя й періодично переглядають погоджену національну політику в галузі безпеки та гігієни праці в сільському господарстві. Ця політика має на меті недопущення нещасних випадків і шкоди здоров'ю, які є результатом роботи, пов'язані з роботою чи відбуваються під час роботи, шляхом усунення чи зведення до мінімуму ризиків чи управління ними у виробничих умовах сільського господарства.

*Аналіз публікацій.* Згідно до Закону України «Про охорону праці» [1] державна політика в галузі охорони праці визначається відповідно до Конституції України (254к/96-ВР) Верховною Радою України і спрямована на створення належних, безпечних і здорових умов праці, запобігання нещасним випадкам та професійним захворюванням. Верховна Рада ухвалила закон №0120 "Про ратифікацію конвенції Міжнародної організації праці №184 2001 р. про безпеку та гігієну праці в сільському господарстві".

Конвенція [2] спрямована на впровадження міжнародних стандартів у сфері охорони праці, вона ставить за мету адаптувати національне законодавство в галузі охорони праці, зокрема щодо безпеки і

гігієни праці в сільському господарстві, до законодавства Європейського союзу.

*Основна частина.* Згідно Конвенції про безпеку та гігієну праці в сільському господарстві (№184 від 2001 року) національна політика в галузі безпеки та гігієни праці в сільському господарстві має на меті профілактику нещасних випадків і шкоди здоров'ю, які виникають у зв'язку з роботою або відбуваються в процесі роботи, шляхом усунення, зведення до мінімуму виробничих ризиків або встановлення контролю за ними в сільському господарстві.

З цією метою в національному законодавстві передбачається:

- а) призначення компетентного органу, відповідального за проведення політики й застосування національного законодавства з питань безпеки та гігієни праці в сільському господарстві;
- б) конкретне визначення прав і обов'язків роботодавців і працівників щодо дотримання вимог безпеки та гігієни праці в сільському господарстві;
- в) формування механізмів міжгалузевої координації між відповідними органами влади й установами в інтересах сільськогосподарської галузі, а також визначення їхніх функцій і обов'язків з урахуванням їх взаємовідповідальності та національних умов і практики.

У тій же мірі, у якій це відповідає чинному законодавству питання забезпечення безпеки та гігієни праці працівників відносно всіх аспектів, пов'язаних з виробничою діяльністю, входять до обов'язків роботодавця.

З метою реалізації національної політики передбачено наступні обов'язки роботодавця:

а) здійснення належної оцінки ризиків для безпеки та здоров'я працівників і на основі отриманих результатів впровадження профілактичних і захисних заходів для забезпечення того, щоб уся сільськогосподарська діяльність, робочі місця, машини, устаткування, хімічні речовини, інструменти й процеси, що перебувають під контролем роботодавця, не становили небезпеки й відповідали нормам безпеки та гігієни праці за всіх умов їх передбачуваного використання;

б) забезпечення того, щоб сільськогосподарські працівники отримували належну й відповідну професійну підготовку й всебічний інструктаж з безпеки та гігієни праці, а також орієнтацію або нагляд, необхідні для виконання роботи, включаючи інформацію про види небезпеки й ризики, пов'язані з роботою та про заходи, яких необхідно вживати для його захисту;

в) вживання термінових заходів для припинення будь-якої операції при наявності безпосередньої й серйозної загрози для безпеки й здоров'я працівника, а також для його евакуації, залежно від обставин.

Відповідно до національного законодавства працівники сільсь-



кого господарства охоплюються системою соціального забезпечення для захисту від нещасних випадків на виробництві й професійних захворювань зі смертельним і не смертельним результатом, а також від інвалідності й інших, пов'язаних з виробництвом ризиків для здоров'я, що забезпечує їм захист, принаймні еквівалентний тому, який надається працівникам в інших галузях.

*Висновок.*

Впровадження міжнародних стандартів у сфері охорони праці ставить за мету адаптувати національне законодавство в галузі охорони праці, зокрема щодо безпеки і гігієни праці в сільському господарстві, до законодавства Європейського союзу.

*Література.*

1. Закон України 2694-ХІІ Про охорону праці : за станом на 02.09.2008 р. / Верховна Рада України. – Офіц.вид. – К.: Парлам.вид-во, 2008. – 62 с. – (Бібліотека офіційних видань).
2. О безопасности и гигиене труда в сельском хозяйстве. Конвенция №184 от 21 июня 2001 года / Международная организация труда. – Женева, 2001. – 20 с.

**НАЦИОНАЛЬНАЯ ПОЛИТИКА В ОБЛАСТИ БЕЗОПАСНОСТИ И ГИГИЕНЫ ТРУДА В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ**

**Луценков В.Л., Гранкина О.В., Головин С.В.**

*Аннотация*

**В статье поднимается вопрос необходимости внедрения международных стандартов в сфере охраны труда с целью адаптировать национальное законодательство в области охраны труда, в частности безопасности и гигиены труда в сельском хозяйстве, к законодательству Европейского союза.**

**THE NATIONAL POLICY IN THE FIELD OF SAFETY AND HYGIENE OF WORK IN AGRICULTURE**

**V. Luschenkov., O. Grankina., S. Holovin.**

*Summary*

**In article the question of necessity of introduction of the international standards in labour safety sphere on purpose is brought up to adapt the national legislation in the field of a labour safety, in particular safety and hygiene of work in agriculture, for the legislation of the European union.**

## **ВПРОВАДЖЕННЯ СУОП НА ПІДПРИЄМСТВАХ АПК З УРАХУВАННЯМ ВИМОГ МІЖНАРОДНОГО СТАНДАРТУ OHSAS 18001-99**

Луценков В.Л. к.т.н.,  
Гранкіна О.В. к.т.н.,  
Головін С.В., асистент  
*Таврійський державний агротехнологічний університет,*  
*Тел. (0619) 42-12-84*

***Анотація*** - В статті ставиться питання необхідності розробки методології адаптації міжнародних стандартів на підприємствах АПК.

***Ключові слова*** - СУОП, стандарт, заходи, вимоги, адаптація, методи визначення, ризик.

*Постановка проблеми.* На порозі ХХІ століття, людство зіткнулося з проблемою, коли розвиток технічного прогресу призводить до різкого зростання негативної дії на навколишнє середовище і безпеку людини, так і на суспільство в цілому. Світова статистика показує, що дія негативних чинників виробничої діяльності у разі виникнення різного роду аварій, екологічних катаклізмів і, як результат, кількість випадків травматизму і професійної захворюваності залежать, не тільки від рівня існуючої технології, а й в першу чергу від якості існуючих систем управління. Дія яких направлена на управління процесом планування і досягнення цілей і завдань в сфері промислової безпеки і охорони праці.

*Аналіз публікацій.* Управління охороною праці — це розробка і реалізація профілактичних заходів щодо попередження виробничого травматизму, стимулювання роботодавця - покращувати умови і безпеку праці, удосконалювати нормативно-правову базу, створити ефективну систему навчання і підвищення кваліфікації посадових осіб і працівників з питань охорони праці [1]. Разом з тим, управління охороною праці – невід’ємна частина організації виробничого процесу. Покупці продукту, так само як і акціонери, і інші інвестори, є особами зацікавленими в отриманні об’єктивної інформації - про здатність системи працювати на максимізацію прибутку і реалізацію інших поставлених цілей і завдань. Саме з цієї причини з’явилися стандарти серії

ISO-9000, ISO-14000, OHSAS-18000, які були покликані стати інструментом для побудови подібних систем управління [2, 3].

*Основна частина.* Відповідно до статті 13 Закону України «Про охорону праці» на кожному підприємстві повинна діяти система управління охороною праці (СУОП), яка в розвинених країнах трактується як система управління ризиками в галузі охорони здоров'я та безпеки праці, які пов'язані з діяльністю підприємства (міжнародний стандарт OHSAS 18001-99).

Бажання модернізувати наші системи управління охороною праці до цього стандарту примушує нас переглянути підходи до формування нормативно-правової бази таким чином, щоб і СУОП була підсистемою в системі управління виробництвом на підприємстві. При цьому потрібно враховувати, що планування заходів щодо приведення рівня безпеки виробництва будувалось не на підставі 100 відсоткової відповідності стану умов та безпеки праці вимогам чинних нормативно-правових актів з охорони праці, а на основі управління ризиками виникнення нещасних випадків, аварій, випадків професійних захворювань.

В такому разі потрібні методики виявлення ризиків, їх оцінки. Зниження ризиків потребує відповідного управління, фінансування, технічної можливості, економічної доцільності і соціальної відповідальності.

Для цього є підстави. Стаття 29 Закону України «Про охорону праці» дозволяє тимчасове припинення чинності нормативно-правових актів з охорони праці на підприємстві у разі неможливості повного усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я умов праці, а стаття 7 цього закону дозволяє відповідну працю працівників на роботах і робочих місцях із шкідливими умовами праці за умови надання працівникам відповідних пільг і компенсацій. Але, в той же час, законодавство не передбачає визначення ступеня ризику для життя і здоров'я працюючих.

Всі ризики, які пов'язані з виявленими небезпеками необхідно оцінити та впорядкувати за пріоритетами та їхніми рівнями. При цьому їх слід оцінювати як за нормальних умов праці, так і у випадках аварійних ситуацій. Оцінка ризику здоров'я завжди повинна бути кількісною.

Професійний ризик можливо визначати як ризик для життя чи здоров'я, що пов'язаний з трудовою діяльністю. Він включає ризики:

- смерті в результаті гострого чи хронічного впливу професійного фактор, незалежно від тривалості хвороби, якщо зареєстровано зв'язок з професією;
- виробничої травми;
- професійного захворювання, яке визначається як будь-який ненор-

мальний стан чи порушення (за винятком травм), що викликані впливом факторів, пов'язаних з трудовою діяльністю, та які виникли за період більше однієї робочої зміни або доби.

Методи їх визначення детально вивчені в роботі Інституту медицини праці АМН України «Розроблення методів оцінки ризику під час дії хімічних, фізичних, біологічних та фізіологічних факторів виробничого середовища в умовах сучасного виробництва». В роботі Інституту медицини праці АМН України «Критерії класифікації виробничих об'єктів за ступенем їх небезпеки для здоров'я» подана методика оцінки професійного ризику на підприємстві. Для цього на практиці використовуються дані аналізу матеріалів атестації робочих місць, дані щодо захворюваності працівників (форма 23-ТН), фактичні дані щодо виробничого травматизму за декілька останніх років.

Управління ризиком повинне здійснюватись організаційно-технічними, лікувально-профілактичними та економічними заходами. Перевагу слід віддавати технічним та організаційним заходам з усунення небезпечного фактору або зниження його рівня на робочих місцях. У випадку економічної недоцільності повного усунення шкідливого фактору на робочому місці за рахунок нових технологій або організаційних заходів вдаються до зниження рівня ризику до безпечної величини. В таких випадках є потреба у застосуванні ЗІЗ, «захист часом» працюючих – шляхом обмеження контакту зі шкідливим чинником протягом робочої зміни (скорочений робочий час) або річного циклу робіт.

#### *Висновок.*

Мабуть, найважливішим принципом стандарту є те, що всі ризики в організації можуть бути виявлені і оцінені в чисельній формі. Решта принципів багато в чому схожа з основними положеннями стандарту ІСО 9001:2000. Зокрема, необхідно створити систему менеджменту, направлену на зниження ризику і усунення небезпек в організації. При цьому, відповідний стандарт, який є загальнотехнічним, застосовується до організацій всіх типів і розмірів, незалежно від конкретного сектора економіки (галузі промисловості), і ставить вимоги до системи управління професійною безпекою і здоров'ям щодо забезпечення можливості управляти професійними ризиками і підвищувати ефективність такого управління.

#### Література

1. Критерії оцінки виробничих небезпек / [Луценков В.Л., Бутко Д.А., Воїнов М.Т. та інш.]. – Сімферополь: Бізнес-Інформ, 1996. – 224 с.

2. Порядок ідентифікації та обліку об'єктів підвищеної небезпеки (ДНАОП 0.00-8.21-02) / Постанова Кабінету міністрів України №956 від 11 липня 2002 року. – К. : Парл.вид-во, 2002. – 61 с.

3. Методика визначення ризиків та їх прийнятних рівнів для декларування безпеки об'єктів підвищеної небезпеки. – К., 2002. – 32 с.

## **ВНЕДРЕНИЕ СУОТ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АПК С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ МЕЖДУНАРОДНОГО СТАНДАРТА OHSAS 18001-99**

**Луценков В.Л., Гранкина О.В., Головин С.В.**

### *Аннотация*

**В статье поднимается вопрос необходимости разработки методологии адаптации международных стандартов для предприятий агропромышленного комплекса.**

## **INTRODUCTION AT THE ENTERPRISES OF AGRARIAN AND INDUSTRIAL COMPLEX TAKING INTO ACCOUNT REQUIRE- MENTS OF THE INTERNATIONAL STANDARD OHSAS 18001-99**

**V. Luschenkov., O. Grankina., S. Holovin.**

### *Summary*

**In article the question of necessity of working out of methodology of adaptation of the international standards for the agriculture enterprises is brought up.**

## УСТАНОВКА ПО МОДЕЛЮВАННЮ РУХУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН

Ляшенко С.В., інженер  
Полтавська державна аграрна академія (м. Полтава)  
Тел./Факс. (0532) 22-29-81

**Анотація** – Проведено аналіз конструкцій ґрунтових каналів для дослідження робочих органів ґрунтообробних машин. Визначено шляхи зменшення енерговитрат та трудоемності підготовчих операцій при їх використанні. Запропоновано технічне рішення установки для моделювання руху робочих органів з метою визначення оптимальних параметрів при виконанні технологічних операцій.

**Ключові слова** - лабораторний ґрунтовий канал, дослідження, ґрунтообробні робочі органи, вимірювальна апаратура.

*Постановка проблеми.* Розвиток сільськогосподарського виробництва вимагає розробки нових машин для обробки ґрунту. Всі ґрунтообробні робочі органи, до їх впровадження у виробництво, проходять лабораторні та польові дослідження. В сучасних умовах є важливим заощадження енергетичних, матеріальних та трудових ресурсів під час лабораторних досліджень ґрунтообробних робочих органів. Тому, розробка нових установок для їх дослідження є актуальною проблемою сьогодення.

*Аналіз останніх досліджень.* Аналіз теоретичних та практичних напрацювань, вказує на те, що лабораторний ґрунтовий канал прямого типу [1] займає велику площу приміщення. Має значні енерговитрати при його експлуатації, та потребує значних трудоемних підготовчих операцій. Проведено аналіз дослідження лабораторного ґрунтового каналу колового типу, який має лоток циліндричної форми, що обертається навколо вісі. Він заповнений ґрунтом, що дає можливість моделювати його властивості при дослідженні активних робочих органів [2]. Суттєва відмінність лабораторного колового ґрунтового каналу від ґрунтового каналу прямого типу, полягає в тому, що обертається лоток заповнений ґрунтом, а робочий орган – закріплений нерухомо. В результаті аналізу роботи установки виявлено недоліки: конструкція не передбачає одночасного використання двох і більше робочих органів; не передбачено можливості зміни швидкості обертання лотка, та неможливості регулювання ущільнення ґрунту. В процесі дослідження взаємодії робочого органу з ґрунтом, на заданій глибині, виникла необхідність в спостереженні за переміщенням ґрунтових шарів та реєстрації результатів спостережень на фото – і відеоапаратуру.

Для вирішення вище згаданих недоліків розроблений новий лабораторний ґрунтовий канал колового типу.

*Формулювання мети та завдання статті.* Мета досліджень – розробка конструкції лабораторного ґрунтового каналу колового типу з можливістю моделювання агрофізичних властивостей ґрунту та проведення лабораторних досліджень ґрунтообробних робочих органів на якісному та енергетичному рівнях.

Завдання досліджень:

1. Розробити конструкцію установки для лабораторного дослідження ґрунтообробних робочих органів, на якісному та енергетичному рівнях, з можливістю моделювання агрофізичних властивостей ґрунту.
2. Провести лабораторні дослідження, для встановлення достовірності отриманих результатів та надійності конструкції лабораторного ґрунтового каналу колового типу.

*Основна частина.* В результаті наукових досліджень розроблено та запатентовано [3] установку по моделюванню руху робочих органів ґрунтообробних машин (рис.1).

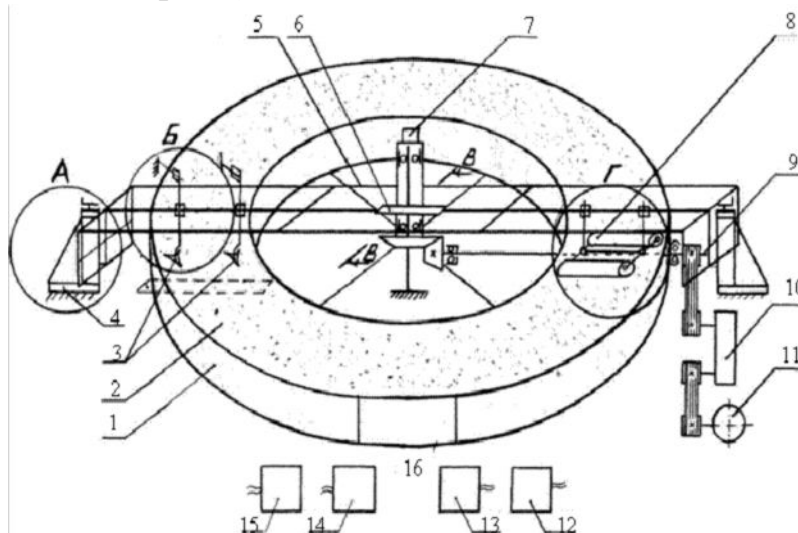


Рисунок 1 – Установка для моделювання руху робочих органів ґрунтообробних машин:

1 – канал; 2 – ґрунт; 3 – робочий орган; 4 – боковий стояк; 5 – опорна рама; 6 – датчик рівня горизонтальний; 7 – датчик фіксування швидкості обертання каналу; 8 – ущільнювальний коток; 9 – датчик рівня вертикальний; 10 – механічний варіатор; 11 – мотор – редуктор; 12 і 13 – вимірювальна апаратура, 14 – монітор; 15 – монітор М – 2; 16 – стінка прозора.

Вона виконана у вигляді зрізаного циліндра (з прямокутним перегином лотка) з внутрішнім діаметром – 2,6м., зовнішнім діаметром – 3,6м., та висотою боковини – 0,5м., Лоток шириною 0,5м заповнюється ґрунтом (далі ґрунтовий канал). Ґрунтовий канал обертається навколо вертикальної вісі. Ґрунтовий канал отримує обертальний рух від валу, якому через механічний варіатор передається обертальний рух від мотор –

редуктора МПз2-40 ГОСТ 21356-75. Механічний варіатор, дозволяє безступинне змінювати швидкість обертання ґрунтового каналу в діапазоні від 0,01 до 333м/хв. В установці досліджуваний ґрунтообробний робочий орган, та вимірювальна апаратура закріплюються нерухомо. Робочий орган на спеціальній опорній рамі, а вимірювальна апаратура на горизонтальній платформі. Глибина ходу змінюється механізмами лівого та правого бокових стояків. Кінематична схема цього механізму зображена на (рис. 2). За допомогою рухомої гайки глибина ходу робочого органу може коліватися від 0 до 50см.

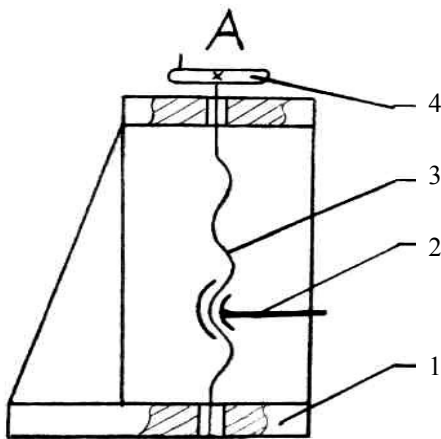


Рисунок 2 – Кінематична схема бокового стояка, вид збоку:

1 – боковий стояк; 2 – рухома гайка; 3 – гвинт; 4 – рукоятка.

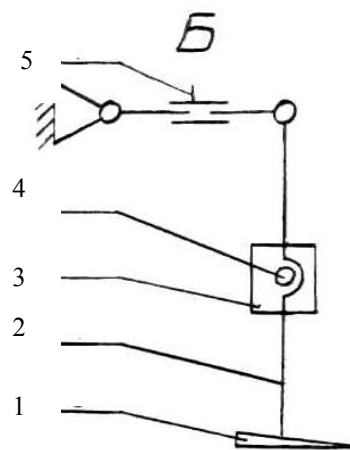


Рисунок 3 – Кінематична схема кріплення робочого органу, вид збоку:

1 – робочий орган; 2 – стійка; 3 – каретка; 4 – тримач; 5 – датчик зусилля.

На (рис. 3) зображена кінематична схема кріплення робочого органу. Стояк за допомогою каретки (рис. 3) може переміщуватися в радіальному напрямку по тримачу. На тримачу можна розмістити декілька робочих органів. Установка оснащена датчиком зусилля кільцевого типу, датчиком рівня (рис. 4), датчиком швидкості. На опорній рамі (рис. 4) установлені датчики рівня горизонтальний та два вертикальні. Датчик швидкості встановлюється на верхню кришку вісі обертання ґрунтового каналу (рис. 1) і реєструє колову швидкість ґрунтового каналу. Показник швидкості обертання каналу фіксується вимірювальною апаратурою ТА - 5. На установці змонтований ущільнювальний механізм (рис. 5). Він складається з металевих або гумових котків (суцільні або наповнювальні), рамки, стояка, важіля, шкали, динамометричної пружини та датчика зусиль. Ущільнювальні котки встановлені на рамці візка, який шарнірно прикріпленний до стояка. На стояк тисне важіль, сила тиску фіксується на шкалі. За допомогою рукоятки, гвинт з упорною шайбою, переміщується по шайбі корпуса. Упорна шайба стискає динамометричну пружину, зусилля пружини передається на коромисло. До коромисла прикріплені ко-



тки, які отримують вертикальне переміщення від коромисла. Динамометричними пружинами встановлюється сила тиску котків на ґрунт в діапазоні від 0 до 200 Н. Датчик зусилля фіксує тиск котків на ґрунт, а показник тиску фіксується вимірювальною апаратурою ТА-8. Зображення процесу переміщення ґрунтових шарів передається на монітор М-1. Візуально переміщення ґрунтових шарів по глибині спостерігається через прозору стінку, та може фіксуватися фото та відеоапаратурою.

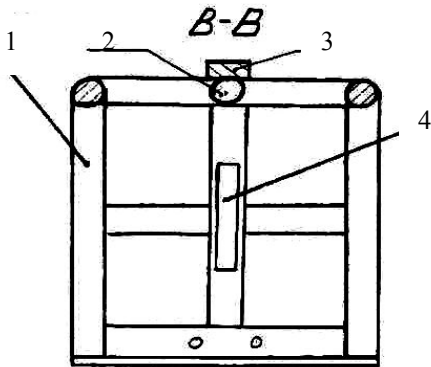


Рисунок 4. Переріз рами опорної:  
1 – опорна рама; 2 – тримач; 3 - датчик рівня горизонтальний; 4 – датчик рівня вертикальний

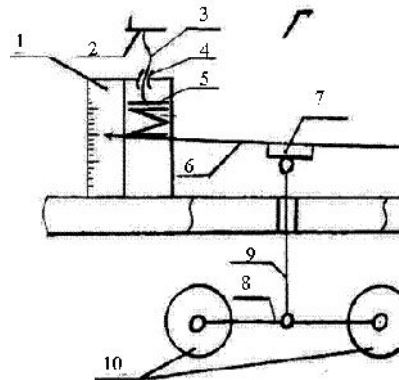


Рисунок 5. Кінематична схема ущільнювального механізму, вид збоку:  
1 – шкала; 2 – рукоятка; 3 – гвинт; 4 – гайка; 5 – динамометрична пружина; 6 – важіль; 7 – датчик фіксування зусилля процесу ущільнення; 8 – стійка; 9 – рамка; 10 – ущільнювальний коток.

Установка по моделюванню руху робочих органів ґрунтообробних машин, працює наступним чином. Канал, який заповнений ґрунтом (перед проведенням кожного дослідження ґрунт ретельно готується до початкових умов), обертається навколо вертикальної вісі, РО та вимірювальна апаратура, залишаються нерухомими. РО закріплюється нерухомо до опорної рами. Під час роботи установки за допомогою механічного варіатора, регулюється швидкість обертання каналу, а також виконується регулювання зусилля з яким опорні котки ущільнюють ґрунт. Показники датчика швидкості обертання каналу та датчика зусилля, відображаються на вимірювальній апаратурі. В процесі проведення досліджень, записуються експериментальні залежності тягового опору від встановленої глибини обробки, фізико – механічних і амплітудно – частотних характеристик робочого органу. Установку можливо використовувати також і для дослідження абразивного зношування поверхонь ґрунтообробних робочих органів машин в різних умовах ґрунтів.

*Висновки.*

1. З метою заощадження енергетичних, матеріальних та трудових ресурсів для лабораторних досліджень ґрунтообробних робочих

органів, пропонується конструкція лабораторного ґрунтового каналу колового типу з наступними розмірами: внутрішній діаметр – 2,6м.; зовнішній діаметр – 3,6м.; висота – 0,5м..

2. Лабораторний ґрунтовий канал колового типу для досліджень робочих органів ґрунтообробних машин, повинен рухатися зі швидкістю 0.01...333 м/хв, глибиною ходу робочих органів 0...50см, створювати щільність ґрунту 0...200Н.

3.Рекомендується запровадження установки для дослідження абразивного зношування різальних поверхонь ґрунтообробних робочих органів машин з моделюванням різних типів ґрунтів.

#### Література.

1. Практикум по мелиоративным машинам: практикум / под ред. И.И. Мера. – М.: Колос, 1984. – 192 с.
2. *Бабицкий Л.Ф., Кусенко Ю.Ю.* Лабораторная установка «Моделирование процесса движения рабочего органа в почве». Машины и способы механизации сельскохозяйственного производства. Технические науки. Выпуск №84. / *Бабицкий Л.Ф., Кусенко Ю.Ю.* - Симферополь 2005. – 258 с.
3. Пат. Україна, А01В 39/00. Установка по моделюванню руху робочих органів ґрунтообробних машин / С.В. Ляшенко (Україна). - № 34499; заявл. 28.03.08; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15. – С. 25.

### **УСТАНОВКА ПО МОДЕЛИРОВАНИЮ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН**

**Ляшенко С.В.**

#### *Аннотация*

**Проведен анализ конструкции почвенных каналов для исследования рабочих органов почвообрабатывающих машин. Определены пути снижения энергозатрат и трудоемкости подготовительных операций. Предложено техническое решение установки для моделирования движения рабочих органов.**

### **SETTING FOR THE DESIGNS OF MOTION WORKING ORGANS OF SOIL MACHINES**

**S. Lyashenco**

#### *Summary*

**The analysis of constructions of the ground ductings is in-process conducted for research of working organs of soil machines. The ways of diminishing of power losses are certain and losses of labour operations at their use. Technical solution of development of setting is offered on the design of motion working organs of soil machines with the purpose of expansion sphere of the use of laboratory equipment.**

## **МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ СЕРЕДНЬОЇ ШВИДКОСТІ ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ ШАРУ НАСІННЕВОЇ СУМІШІ ПО ПОВЕРХНІ РОТОРА НАСІННЕОЧИСНОЇ ПНЕВМОВІБРОЦЕНТРИФУГИ**

Малюта С.І., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

*Тел. (0619) 42 – 21 – 52*

**Анотація** – Наведена методика експериментального визначення середньої швидкості поступального руху шару насінневої суміші по поверхні ротора насіннеочисної пневмовіброцентрифуги. Доведена адекватність аналітичної моделі згаданого руху.

**Ключові слова** - насіння, пневмовіброцентрифуга, швидкість, модель, адекватність, усталений рух, час.

*Постановка проблеми.* В комплексі агротехнічних заходів з підвищення урожайності сільськогосподарських культур одним з найважливіших є підготовка високоякісного насіння. При цьому особливе місце відводиться очищенню його від важковідділюваних домішок та сортуванню за щільністю. Використовуючи вказану властивість можна відібрати для посіву найбільш достигле, не пошкоджене хворобами та шкідниками насіння, яке має більш високу схожість, енергію проростання; отримані з такого насіння рослини краще протистоять несприятливим умовам розвитку, що призводить до суттєвої прибавки урожаю.

*Аналіз останніх досліджень.* Відома машина для очищення насіння за комплексом фізико – механічних властивостей, переважно за щільністю [1, 2], а також аналітична модель руху часток насінневої суміші по поверхні ротора пневмовібровідцентрового сепаратора [3], де встановлені умови стійкого утримання шару на поверхні робочого органа, переміщення часток шару вгору та вниз, а також величини відносної швидкості та переміщення часток. Це дає можливість використовувати їх при розрахунку кінематичних параметрів робочого органа пневмовіброцентрифуги.

*Формування цілей статті (постановка задачі).* Мета статті – розкрити методику експериментального визначення середньої швидкості поступального руху шару насінневої суміші по поверхні ротора

насіннеочисної пневмовіброцентрифуги та підтвердити адекватність аналітичної моделі.

*Основна частина.* Визначення середньої швидкості поступального руху шару насінневої суміші визначалось за допомогою пристрою (рис.1), який забезпечував вимірювання часу  $t_k$  усталеного руху шару на контрольній ділянці поверхні  $L_k = 0,55$  м. Пристрій включає затискач 1 та контактну шину 2, встановлені над сепаруючою поверхнею; перфорований гетинаксовий диск 3, до нижнього боку якого з метою забезпечення надійного зчеплення з шаром насінневої суміші приклеєні зерна пшениці, а до верхнього – припаяний контактний штир висотою 50 мм; механічну систему приводу затискача; електросекундомір ПВ-53Л; реле РЭС – 9; блок живлення реле. Диск 3 приєднаний до струмознімача 5 за допомогою багатожильного проводу типу ЛЭШО. В цьому випадку жорсткістю провідника та його масою, що майже в сто разів менше маси диска 3 можна знехтувати.

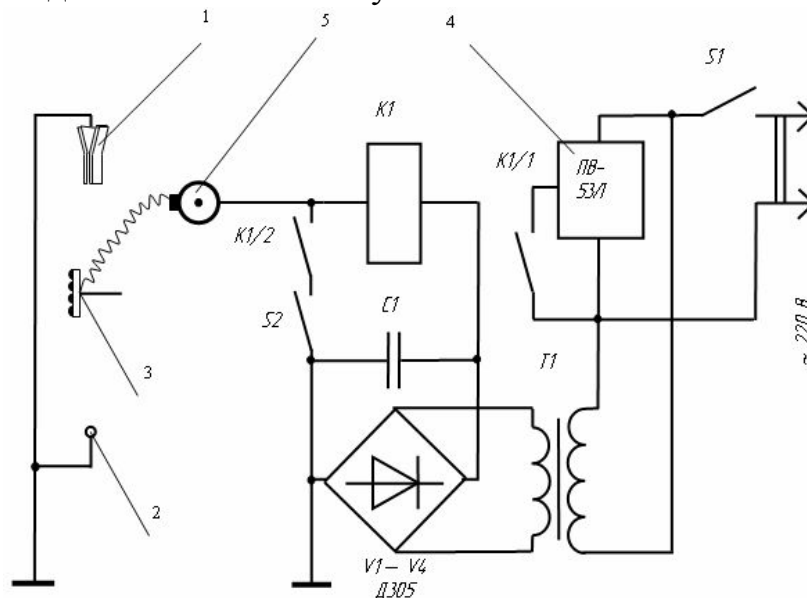


Рисунок 1 – Принципова схема пристрою для вимірювання часу усталеного руху шару на контрольній ділянці сепаруючої поверхні: 1 - затискач; 2 – контактна шина; 3 – диск; 4 – електросекундомір; 5 - струмознімач.

Вимірювання проводились в такій послідовності. Диск 3 (рис.1) встановлювався в затискач 1, після чого за допомогою вимикача  $S1$  вмикалось живлення пристрою. Пневмовіброцентрифуга пускалась в дію та відкривався клапан подачі вихідного матеріалу. Після виходу установки в усталений режим роботи (не менше десяти секунд після відкриття клапану подачі вихідного матеріалу) диск 3 за допомогою механічної системи звільнявся від затискача 1 та з висоти бли-

зко 5 мм падав на поверхню шару, що рухався. В момент падіння диска 3 мережа живлення реле **K1** розмикалась і за допомогою контактів **K1/1** включався електросекундомір 4. Після початку відліку часу електросекундоміром включався вимикач **S2**. Диск 3, рухаючись разом з шаром насіння, в кінці контрольної ділянки **L<sub>к</sub>** доторкався штирем до контактної шини 2, в результаті чого електросекундомір 4 виключався. Контакти **K1/2** реле **K1** замикаючись, блокували мережу живлення реле, що гарантувало надійне виключення електросекундоміра при першому дотику штиря диска 3 до контактної шини 2.

При проведенні експерименту вивчався вплив на швидкість руху шару таких факторів: кутової швидкості обертання вала вібратора  $\omega_1$  та середньої швидкості повітряного потоку  $V_{\Pi}$ , що пронизував шар насінневої суміші на сепаруючій поверхні. Кутова швидкість обертання вала вібратора  $\omega_1$  змінювалась в діапазоні 60 - 120 рад/с, а швидкість повітряного потоку  $V_{\Pi}$  – в діапазоні 0 – 1,5 м/с. Коефіцієнт відцентрової дії  $\kappa_{\Pi}$  [3] дорівнював 6, а амплітуда коливань ротора  $r$  – біля 0,004 м. Результати експерименту оброблені методом дисперсійного аналізу і дозволяють оцінити ефекти та значимість факторів, їх взаємодію, а також помилку досліду. Найбільший вплив на швидкість руху шару насінневої суміші має кутова швидкість обертання вала вібратора  $\omega_1$ . Частка вказаного фактора складає 84,0 % від суми всіх врахованих та неврахованих факторів. Швидкість повітряного потоку  $V_{\Pi}$  має значно менший вплив, який оцінюється часткою в 11,1 %. Найменший вплив має взаємодія факторів  $\omega_1 \times V_{\Pi}$ , частка якого складає 2,9 %.

Перевірка значимості факторів, проведена за критерієм Фішера  $F_{0.05}$  показала, що вплив факторів та їх взаємодія значимі, а помилка досліду складає не більше 1,98 %. Результати експерименту апроксимовані лінійними рівняннями, які для кожного з рівнів фактора  $V_{\Pi}$  мають вид ( $V_{\text{CP}}^*$  в мм/с):

$$\left. \begin{aligned} V_{\text{CP}}^* &= 2,77 \omega_1 - 178,33 \text{ при } V_{\Pi} = 0, \\ V_{\text{CP}}^* &= 3,72 \omega_1 - 218,68 \text{ при } V_{\Pi} = 0,9 \text{ м/с}, \\ V_{\text{CP}}^* &= 3,89 \omega_1 - 227,0 \text{ при } V_{\Pi} = 1,2 \text{ м/с}, \\ V_{\text{CP}}^* &= 4,14 \omega_1 - 1235,79 \text{ при } V_{\Pi} = 1,5 \text{ м/с}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Приклади графіків аналітичних [3] та експериментальних залежностей середньої швидкості  $V_{\text{CP}}^*$  поступального руху шару по сепаруючій поверхні пневмовіброцентрифуги наведені на рис. 2. Вказані залежності свідчать про те, що зі збільшенням кутової швидкості обертання вала вібратора  $\omega_1$  середня швидкість руху шару зростає. Зростає вона і при збільшенні швидкості повітряного потоку  $V_{\Pi}$ . Перевірка адекватності моделі [3] та рівнянь регресії (1) показала, що вони адекватні проце-

су, що вивчався, на рівні значимості 0,05. Більші значення швидкості за аналітичною моделлю при відсутності повітряного потоку і менші при його максимальному значенні  $V_{\Pi} = 1,5$  м/с можна пояснити тим, що в аналітичній моделі для розрахунку  $V_{\text{CP}}^*$  значення коефіцієнта кінематичного тертя шару приймалось на рівні  $f_k = 0,35$  для всього діапазону зміни кутової швидкості обертання вала вібратора  $\omega_1$ , хоча коефіцієнт кінематичного тертя шару  $f_k$  функціонально пов'язаний з середньою швидкістю  $V_{\text{CP}}^*$  його поступального руху. Із сказаного можна зробити висновки, що діапазон використання моделі [3] можна суттєво розширити у випадку використання в ній значень коефіцієнта кінематичного тертя шару  $f_k$ , що відповідають кожному конкретному значенню  $V_{\text{CP}}^*$ .

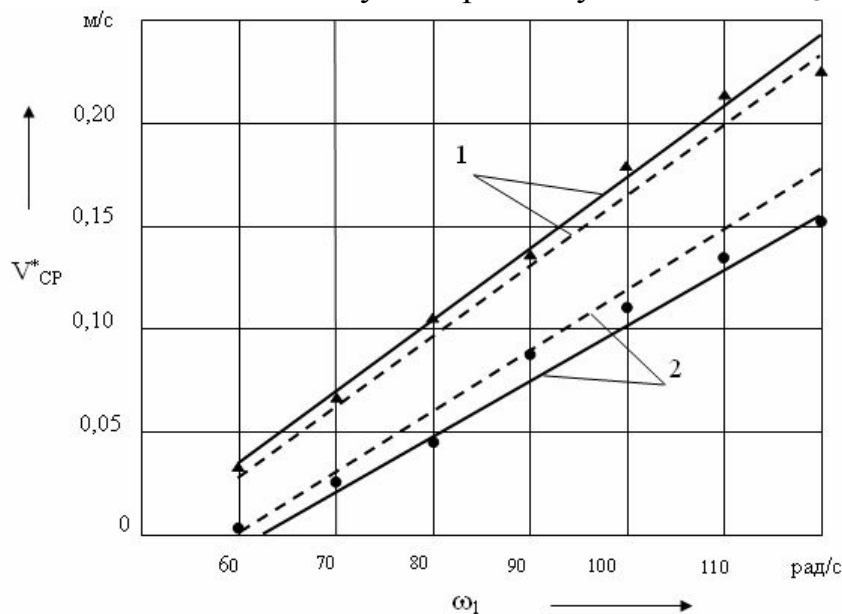


Рисунок 2 – Графіки залежності середньої швидкості поступального руху шару  $V_{\text{CP}}^*$  від кутової швидкості обертання вала вібратора  $\omega_1$ :  
1 –  $V_{\Pi} = 1,5$  м/с; 2 –  $V_{\Pi} = 0$ .

#### Висновки.

1. Аналітична модель [3] адекватно описує процес руху шару насінневої суміші по поверхні робочого органа і може бути використана при розрахунку насіннеочисних пневмовіброцентрифуг.

2. В досліджених раціональних діапазонах зміни  $\omega_1$  та  $V_{\Pi}$  їх збільшення призводить до збільшення середньої швидкості поступального руху шару  $V_{\text{CP}}^*$ , при цьому частка впливу суттєвих факторів на  $V_{\text{CP}}^*$  розподіляється таким чином: кутова швидкість обертання вала вібратора  $\omega_1$  – 84,0%; швидкість повітряного потоку  $V_{\Pi}$  – 11,1%; взаємодія згаданих факторів – 2,9%. Керувати швидкістю руху шару доцільно за рахунок зміни кутової швидкості обертання вала вібратора  $\omega_1$ .

3. Наведена методика експериментального визначення серед-

ньої швидкості поступального руху шару насінневої суміші по сепаруючій поверхні пневмовіброцентрифуги забезпечує отримання достовірних значень швидкості та може бути використана при дослідженні таких та подібних робочих органів.

#### Література

1. Пат. 41158 Україна, МПК<sup>9</sup> В 07 В 1/18. Машина для очищення насіння / Малюта С.І. (Україна). - № u200813544; заявл.24.11.08; опубл. 12.05.09, Бюл. №9.
2. Гончаров Є.С., Малюта С.І. Універсальна пневмоцентрифуга / Є.С. Гончаров, С.І. Малюта // Агропром України. – 1989. - № 12. – С. 64 – 65.
3. Гончаров Е.С., Малюта С.И. Механико – математическая модель движения частиц семенной смеси по поверхности ротора пневмовиброцентробежного сепаратора /Е.С. Гончаров, С.И. Малюта// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1986. – Выпуск 64. – С. 24 – 29.

### **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ СЛОЯ СЕМЕННОЙ СМЕСИ ПО ПОВЕРХНОСТИ РОТОРА СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНОЙ ПНЕУМОВИБРОЦЕНТРИФУГИ**

**Малюта С.И.**

#### *Аннотация*

**В статье приведена технология экспериментального определения средней скорости поступательного движения слоя семян по поверхности ротора семяочистительной пневмовиброцентрифуги. Доказана адекватность аналитической модели указанного движения.**

### **TECHNOLOGY OF EXPERIMENTAL IDENTIFICATION OF AVERAGE SPEED OF RECIPROCATING MOVEMENT OF SEED STRATUM ON THE ROTOR SURFACE OF SEED CLEANING PNEUMOVIBROCENTRIFUGE**

**S. Maliuta**

#### *Summary*

**Technology of experimental identification of average speed of reciprocating movement of seed stratum on the rotor surface of seed cleaning pneumovibrocentrifuge is given. the identity of analytical model of the described movement proved.**

## ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТОРІВ І ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ПОПЕРЕДНЬОЇ ОЧИСТКИ ЗЕРНА

Михайлов Є.В., к.т.н.,

Дудка В.С., асп.<sup>1</sup>

Білокопитов О.О., асп.<sup>1</sup>

Бойко С.С., магістрант.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

*Тел. (0619)42-21-32*

**Анотація** - в роботі проведено визначення факторів і параметрів процесу попередньої очистки зерна ворохоочісника скальператорного типу.

**Ключові слова** – зерно, зерновий ворох, ворохоочісник, фактори і параметри очистки, очистка зерна, машина попередньої очистки зерна, скальператор.

*Постановка проблеми.* Для більш точного визначення умов переходу зернового потоку з лотка-інтенсифікатора на циліндричне решето (ЦР) в зерноочисних машинах попередньої очистки скальператорного типу потрібен аналіз факторів, параметрів та режимів роботи машини. Проведений аналіз дозволить мати підставу для виділення основних технологічних, кінематичних і конструктивних параметрів досліджуваного процесу.

*Аналіз останніх досліджень.* В останніх дослідженнях визначаються такі фактори і параметри: зазор між поверхнею скатної дошки і циліндричним решетом; діаметр решета; кутова швидкість його обертання; кут нахилу скатної дошки; кут подачі зернового вороху; довжина циліндричного решета; розміри отворів решета; подача вихідного матеріалу; кількість сходового матеріалу; кількість проходного матеріалу; засміченість та вологість зерна.[1,2]

*Мета дослідження.* Визначити фактори і параметри процесу попередньої очистки зерна ворохоочісника скальператорного типу.

*Основна частина.*

Проведений аналіз дозволяє виділити основні технологічні, кінематичні і конструктивні параметри досліджуваного процесу.

Кінематичний режим роботи ворохоочісника визначається виходячи з радіуса і кутової швидкості циліндричного решета  $\omega_p$  і очисної щітки  $\omega_{щ}$  (Рис. 1.в).

---

© к.т.н. Михайлов Є.В., інженер Дудка В.С., інженер Білокопитов О.О., інженер Бойко С.С.

<sup>1</sup> - науковий керівник к.т.н., доц. Михайлов Є.В.



Для переведу зернового матеріалу в псевдорозріджений стан під лоток-інтенсифікатор подається стиснене повітря при визначеній подачі  $Q$  і тиску  $P$  повітряного потоку. При цьому зернова суміш надходить до решета із середньою швидкістю  $V_c$ . Над шаром, що рухається, у зоні лотка-інтенсифікатора виділення бур'янистих домішок, а також утрати повноцінного зерна у відходи визначається максимальною швидкістю  $V_b$  повітряного потоку в сепараційній камері.

Поверхня лотка-інтенсифікатора нахилена до горизонталі під кутом  $\alpha_l$  (Рис. 1.а), при цьому положення його щодо циліндричного решета з радіусом  $R$  визначається кутом подачі  $\beta_a$  установки нижнього кінця лотка. Нижній ряд зерен сковзає по поверхні лотка і надходить на поверхню циліндра в крапку А; верхній ряд зерен надходить на поверхню циліндра в крапку В, обумовлену кутом подачі  $\beta_{об}$ . Положення очисної щітки щодо горизонтального діаметра решета фіксується при значеннях кута  $\beta_{щ}$ .

На напрямок і інтенсивність руху струменів повітря минаючих через жалюзі зі швидкістю  $V_{ж}$  у внутрішню порожнину барабана впливають параметри (Рис. 1.в): кут нахилу жалюзійної перегородки щодо горизонталі  $\delta_1$ , кут нахилу стулок жалюзі до горизонталі  $\delta_2$ , ширина прохідного перетину  $b_{ж}$ , тиск повітря  $P$  та його подача  $Q$ .

До конструктивних параметрів лотка-інтенсифікатора відносяться (Рис. 1в):  $L_l$  – довжина,  $t_l$  – товщина,  $\gamma_l$  - кут виходу струменів повітря з щілини,  $b_l$  - ширина щілини,  $l_l$  - відстань між щілинами (крок).

На процес сепарації у ворохоочиснику впливають також: тип, форма і розміри вічок решітній поверхні; діаметр циліндричного решета; ширина робочої зони сепаратора; форма і розміри сепараційної камери; матеріал повітропроникних і решітній поверхні; час обробки.

При псевдозрідженні зернових сумішей на процес розшарування і сепарації впливають фізико-механічні властивості вихідного матеріалу: сипкість; натура; засміченість; вологість; коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя часток; розходження компонентів по розмірах; співвідношення кількості легких, дрібних і великих домішок; розходження компонентів за формою, станом поверхні, щільністю, аеродинамічним властивостям, пружності.

Аналізуючи умови переходу зернового потоку з лотка-інтенсифікатора на циліндричне решето (Рис. 1) прийmemo наступні допущення:

- опір повітря відсутній;
- взаємодія часток, що надійшли на поверхню лотка і ЦР, не враховується;
- частки зернового матеріалу є абсолютно твердими тілами;
- розглядаємо частки як матеріальні точки при їхньому відносному русі по поверхні решета;

- коефіцієнт тертя точки об поверхню барабана постійний і не залежить від швидкості її руху і тиску;
- швидкість виходу струменів повітря з отворів лотка-інтенсифікатора постійна по довжині і ширині лотка;
- частка рухається по зовнішній поверхні циліндра з відставанням.

При цьому на крапку М буде діяти сила ваги  $G$  нормальна реакція поверхні  $N$ , сила тертя  $F$ , тангенціальна сила інерції  $C^t$  і нормальна сила інерції  $C^n$ .

Просіванню зернівок через поверхню циліндричного решета сприяє швидкість шару  $V_c$  зернового матеріалу, що розкладається на дві складові – нормальну  $V_c^n$ , спрямовану по радіусі усередину циліндра, і тангенціальну  $V_c^t$ .

При влученні часток у зону струменя повітря, що виходить із щілини лотка-інтенсифікатора зі швидкістю  $V_{л}$ , на шар зерна будуть діяти (Рис. 1 б):  $R$  - сила впливу повітряного потоку;  $S$  - складова сили  $R$  на переміщення зернового шару;  $T$  - складова сили  $R$  на псевдозрідження матеріалу;  $F_{л}$  - сила тертя шару зерна об бічні стінки лотка;  $P_1$  - сила нормального тиску шару зерна на поверхню лотка;  $P_2$  - гравітаційна складова на переміщення шару матеріалу.

У результаті отриманої апріорної інформації, вивчення літературних джерел можна припустити, що класичний математичний опис розглянутого процесу представляє велику складність через велику кількість, як внутрішніх, так і зовнішніх сил, що діють на зерновий матеріал при різних етапах її проходження по робочому органі.

Якщо врахувати, що багато вхідних параметрів є випадковими в ймовірно-статистичному змісті, то і модель функціонування досліджуваного очисника вороху виявляється досить складної для аналізу, синтезу й оптимізації технологічного процесу попереднього очищення зерна.

Тому користуючись даними досліджень було виділено 8 факторів:

- подача повітря  $x_1$ , м<sup>3</sup>/с;
- подача зернового матеріалу  $x_2$ , кг/с;
- коефіцієнт живого перетину лотка-інтенсифікатора  $x_3$ , %;
- кут повороту лотка-інтенсифікатора щодо горизонталі  $x_4$ , град;
- кут виходу струменів повітря з щілин лотка-інтенсифікатора  $x_5$ , град;
- кут нахилу жалюзійної перегородки щодо горизонталі  $x_6$ , град;
- кут нахилу стулок жалюзі до горизонталі  $x_7$ , град;
- коефіцієнт живого перетину жалюзійного повітророзподільника  $x_8$ , %.

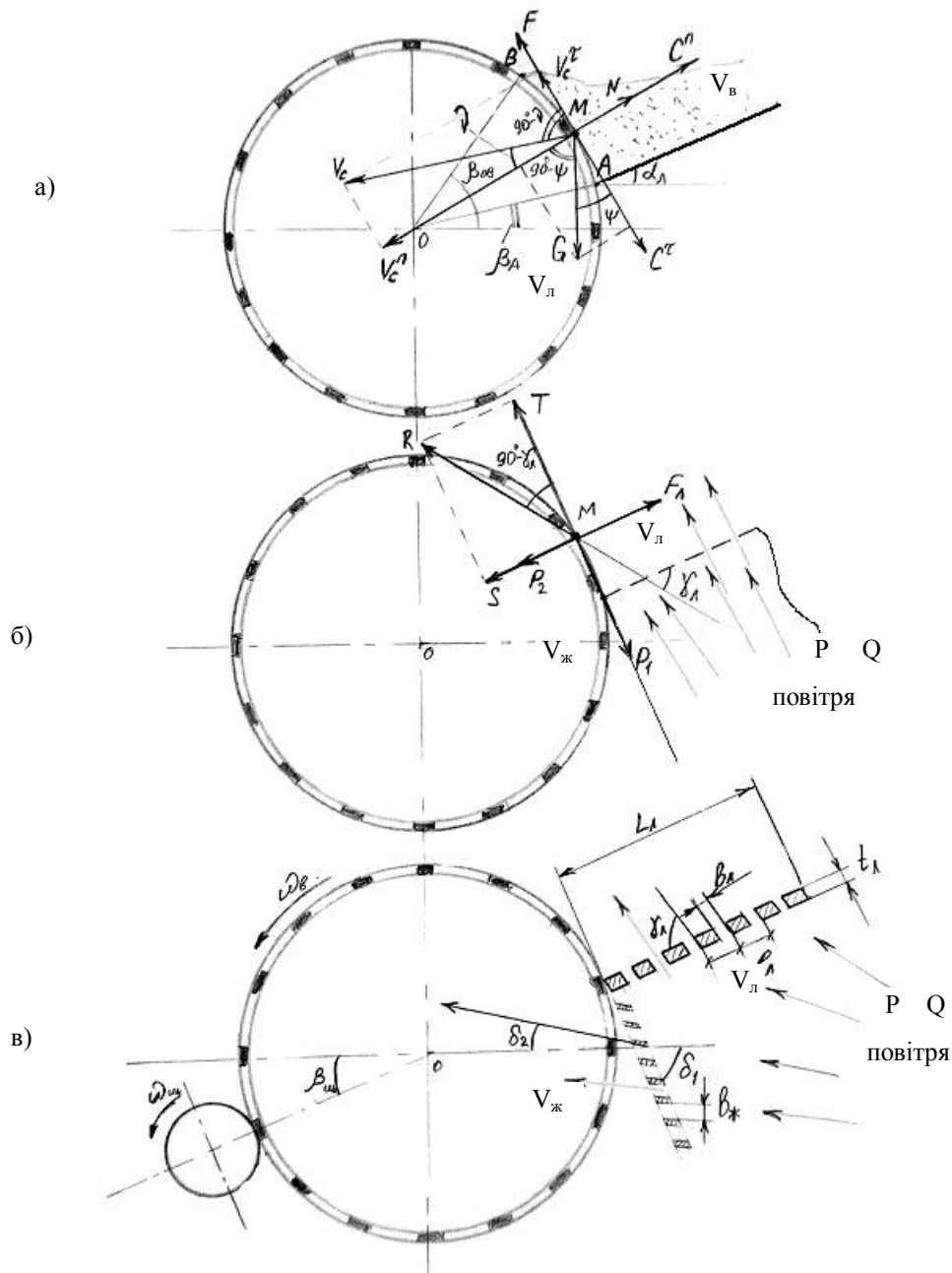


Рисунок 1 – Схема до визначення умов переходу зернового потоку з лотка-інтенсифікатора на циліндричне решето:

- схема сил, діючих на зерно без впливу повітря;
- схема сил, діючих при впливі повітря на зерно крізь лоток-інтенсифікатор;
- схема при подачі повітря до лотка-інтенсифікатора та жалюзійного розподільвача та їх параметри.

Як критерії оптимізації приймали:

- питому продуктивність  $u_1$ , т/(м·год);
- утрати повноцінного зерна у відходи  $u_2$ , %;
- повноту виділення бур'янистої домішки  $u_3$ , %.

*Висновки.* Визначені основні фактори, що впливають на робочий процес пневморешітного сепаратора. До них відносяться:  $Q_{п}$  – по-

дача повітря,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $Q_3$  – подача зернового матеріалу,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $f_{\text{л}}$  – коефіцієнт живого перетину лотка-інтенсифікатора, %;  $\alpha_{\text{л}}$  – кут повороту лотка-інтенсифікатора щодо горизонталі, град;  $\gamma_{\text{л}}$  – кут виходу струменів повітря з щілин лотка-інтенсифікатора, град;  $\delta_1$  – кут нахилу жалюзійної перегородки щодо горизонталі, град;  $\delta_2$  – кут нахилу стулок жалюзі до горизонталі, град;  $f_{\text{ж}}$  – коефіцієнт живого перетину жалюзійного повітророзподільника, %.

#### Література.

1. *Волынкин В.В.* Повышение эффективности процесса отделения крупных примесей из зернового вороха скальператором : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.20.01 – «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / В.В. Волынкин; Челябинский государственный агроинженерный университет. - Челябинск, 2007.-24 с.
2. *Воинков В.П.* Повышение эффективности очистки сои от дурнишника на фрикционном сепараторе барабанного типа : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.20.01 – «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / В.П. Воинков; Курганская государственная сельскохозяйственная академия имени Т.С. Мальцева - Челябинск, 2007.-20 с.
3. *Аблогін М. М.* Обґрунтування технологічної схеми і параметрів пристрою для сепарації обчесаного вороху рису: автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. . 05.20.01 – «Механізація сільськогосподарського виробництва» / М. М. Аблогін; Таврійський державний агротехнологічний університет. – Мелітополь, 1998. – с. 17

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТОРОВ И ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЧИСТКИ ЗЕРНА**

**Михайлов Е.В., Дудка В.С., Белокопитов А.А., Бойко С.С.**

#### *Аннотация*

**В работе проведено изучение факторов и параметров процесса предварительной очистки зерна ворохоочистителя скальператорного типа.**

### **DEFINING OF FACTORS AND PARAMETERS OF GRAIN PRECLEANING PROCESS**

**Ye. Mikhaylov., V. Dudka., A. Belokopytov., S. Boyko.**

#### *Summary*

**Defining of factors and parameters of grain pre-cleaning process of scalperator type cleaner is realized.**

## АНАЛІЗ РОБОТИ ЗАСОБІВ ПОПЕРЕДНЬОЇ ОЧИСТКИ ЗЕРНА

Михайлов Є.В., к.т.н.

Дудка В.С., асп.<sup>1</sup>

Сінніков А.С., магістрант

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

*Тел.(0619)42-21-32*

**Анотація** - в роботі проведено аналіз роботи засобів попередньої очистки зерна та запропоновано напрямок підвищення їх ефективності.

**Ключові слова** – зерно, зерновий ворох, ворохоочисник, очистка зерна, машина попередньої очистки зерна.

*Постановка проблеми.* У загальному виробничому процесі оброблення, збирання і післязбиральної обробки врожаю зернових і інших культур значна частка витрат приходиться на післязбиральну обробку зерна і насіння, що полягає в доведенні їх до необхідних кондицій по чистоті, вологості й інших показниках.

Попереднє очищення зерна є одною з найважливіших операцій післязбиральної обробки зерна. Воно найбільш ефективне тільки в тому випадку, якщо проводиться відразу ж при надходженні зерна на тік. Затримка з очищенням навіть на ніч зв'язана з небезпекою зниження якості і самозігрівання зерна. Крім того, при затримці з очищенням відбувається швидкий перерозподіл вологи між зерном і більш вологими домішками, у результаті чого зерно трохи воложитья, тобто погіршується його якість. Тому аналіз ефективності роботи машин попередньої очистки зерна та визначення напрямків підвищення показників їх роботи є актуальними.

*Аналіз останніх досліджень.* У ворохоочисниках, що використовуються за більшістю на Україні широко поширені плоскі хиткі решета, вертикальні повітряні канали і розімкнуті пневмосепаруючі системи аспіраційного типу. У Росії розроблено машина попередньої очистки МПО-50 (рис. 1, а), МПО-50С із замкнутою пневмосистемою, та на Україні – сепаратор-ворохоочисник пересувний СВЗ-25 (рис. 1, б) [1]. В Житомирі ВАТ «Вібросепаратор» виготовляє барабанний скальператор для попередньої очистки зерна А1-Б32-О-01. ВАТ «Могильов-Подольський МСЗ» виготовляє скальператор Р6-Б3О.

---

© к.т.н. Михайлов Є.В., інженер Дудка В.С., інженер Сінніков А.С.

<sup>1</sup> - науковий керівник к.т.н., доц. Михайлов Є.В.

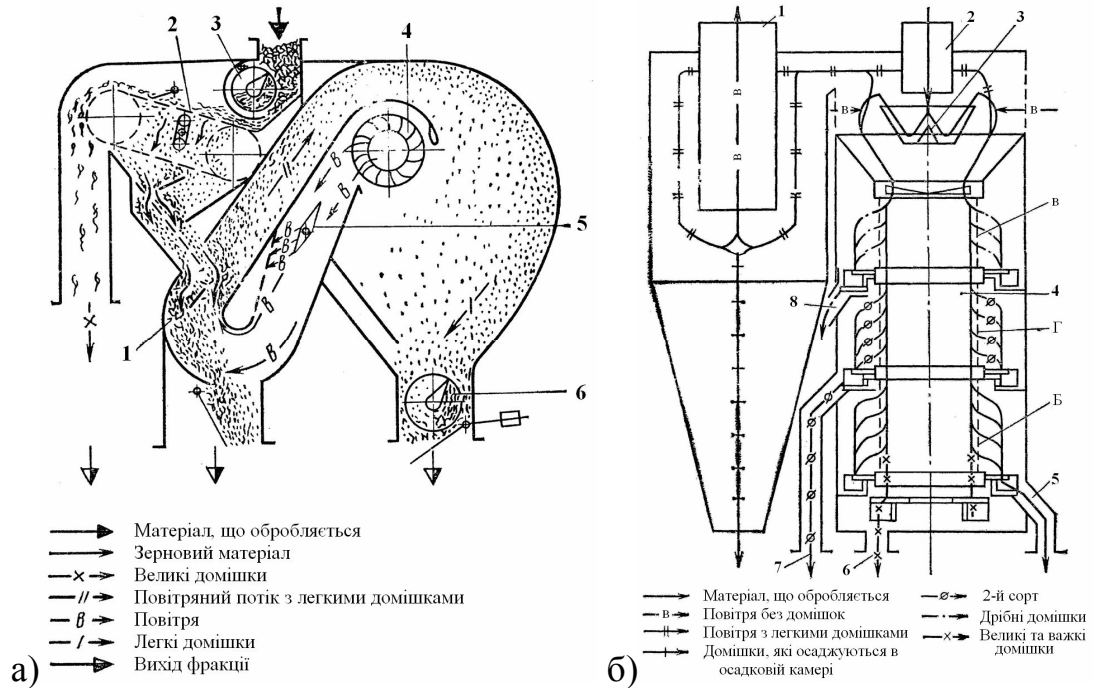


Рисунок 1 – Технологічна схема роботи машини попереднього очищення МПО-50 (1 – аспираційний канал; 2 – сітчастий транспортер; 3 – прийомна камера; 4 - вентилятор; 5 – дросельна заслінка; 6 – шнек відходів) та СВЗ-25 (1 - осадова камера; 2 - завантажувальне вікно; 3- розкидач; 4 - ротор; 5 - приймач чистого зерна; 6 - приймач великих домішок; 7 - приймач зернових домішок; 8 - приймач дрібних домішок; Б, В, Г – решета).

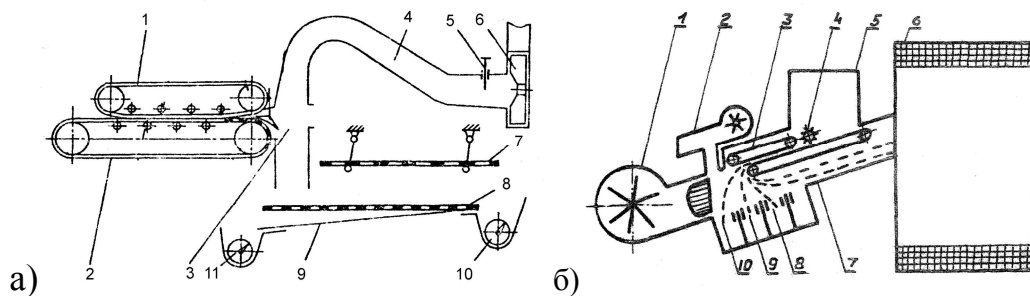


Рисунок 2 - Технологічна схема пневмоінеційного сепаратора з плоскими ґратами (а) (1, 2 – верхня та нижня стрічка з ячеїстою робочою поверхнею; 3 – пневмоінерційна камера; 4 – повітряний канал; 5 – регулювальна заслінка; 6 – усмоктовуючий вентилятор; 7, 8 – верхнє і нижнє решето; 9 – скатна дошка; 10, 11 – шнеки) та з протибічним укиданням матеріалу (б) (1 – вентилятор; 2 – ежектор; 3 – живильник вкидача стрічкового типу; 4 – ворухитель; 5 – завантажувальний бункер; 6 – осадова камера; 7 - робочий канал; 8, 10 – колосовий і зерновий пробовідбірники; 9 – ділильна камера; 11 – регулятор структури повітряного потоку).

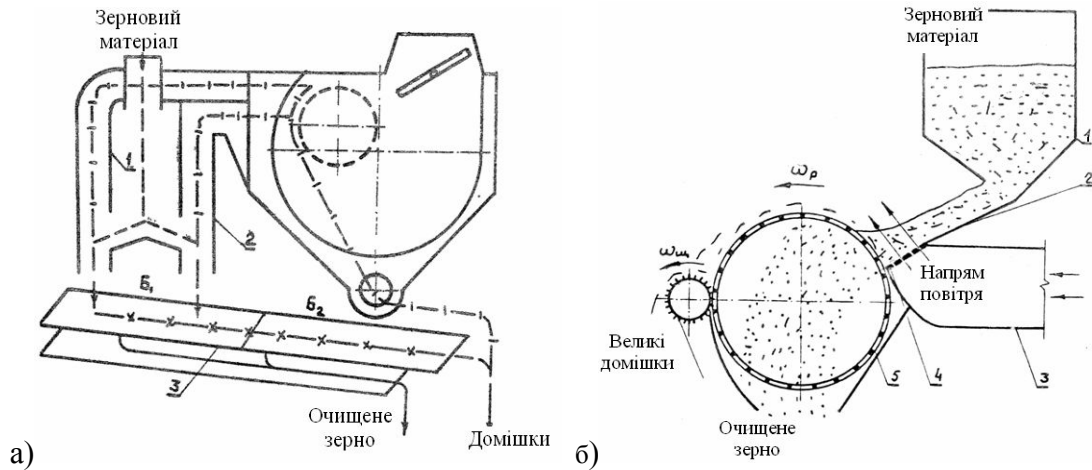


Рисунок 3 - Технологічна схема машини ЗД - 10.000 (а) (1, 2 – пневмоканал; 3 – решітний стан; 4 – осадова камера) та пристрою (б) для очищення зернового вороху від великих домішок (1 – бункер; 2 – живильник; 3 – повітряроздаючий канал; 4 – лоток-інтенсифікатор; 5 – решето; 6 – щітка)

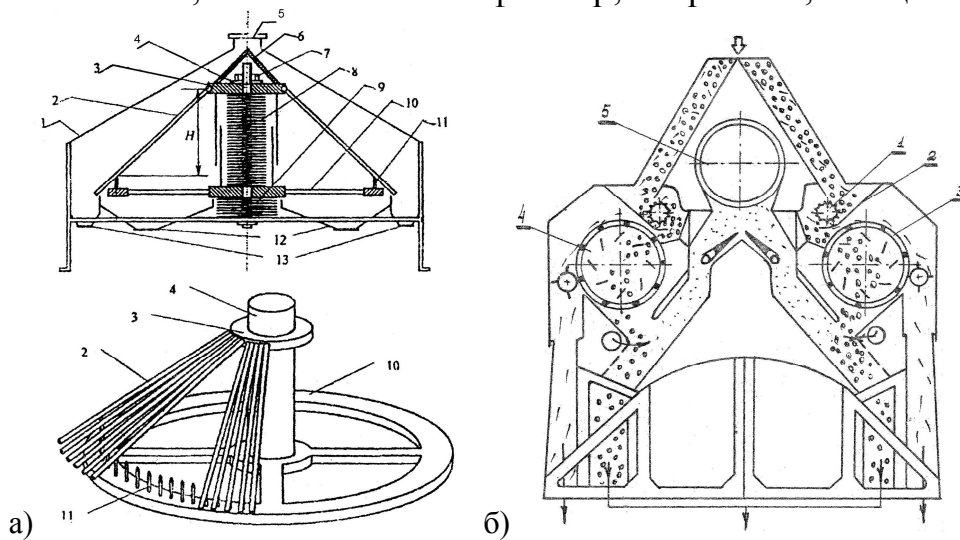


Рисунок 4 - Технологічна схема гравітаційного сепаратора (а) з конічною поверхнею (Н – відстань, що регулюється; 1 – корпус; 2 – стрижень; 3 – втулка; 4 – вал; 5 – прийомний пристрій; 6 – розподільчий ковпак; 7 – регулююча гайка; 8, 9 – пружні елементи; 10 – шків; 11 – напрямні; 12, 13 – збірники фракцій) та скальператора (б) С1600D (1 – живильник; 2 – живильний лоток; 3,4 – ситові барабани; 5 – барабан усмоктувача).

Машини попередньої очистки випускаються в двох виконаннях: стаціонарні для поточних ліній і самопересувні для обробки зернового вороху на відкритих ділянках токів та складських приміщеннях.

У Челябінському аграрному університеті розроблено пневмоінерційні сепаратори ПВО-15-20, ПВО-30-40 та ПВО-30Р.[1]

В країнах дальнього зарубіжжя, в Швеції фірма «АБ Лінде Машинер» випускає скальператори типу С400D та С1600D (рис. 4, б). В Германії фірма «Шуле» випускає двохбарабанну скальператорну машину.[2]

У спільних розробках Таврійського державної академії та С-Петербурзького Державного аграрного університету був розроблений новий сепаратор скальператорного типу для попередньої очистки зерна.[3]

*Мета дослідження.* Аналіз роботи засобів попередньої очистки зерна та обґрунтування напрямків підвищення ефективності їх роботи.

*Основна частина.* Машина попередньої очистки зерна МПО-50, яка використовується у складі агрегатів ЗАВ-25, ЗАВ-50 та окремо має низьку експлуатаційну надійність решета транспортерного типу.

Принципово нова конструкція машини СЗГ-25 (Російська Федерація(РФ)) має переваги перед іншими, але за відсутністю даних по її випробуванню ми не маємо змоги повністю аналізувати її [4].

Перспективним являється сепаратор з конічною робочою(рис. 4, а) поверхнею(РФ), але він має складну конструкцію, велику енергоємність.[5] Використання центробіжних сил погано відображається на властивостях зерна: зерно травмується, таке зерно не є придатним для посіву. Також, конструкцією не передбачено видалення великих домішок.

До числа перспективних робочих органів відносяться циліндричні решета з внутрішньою робочою поверхнею: горизонтальні і вертикальні циліндричні вібровідцентрові решета (СВГ-25) [4]. У порівнянні з плоскими коливними (рис. 2 а,б) вони володіють більш високою інтенсивністю просівання.

Циліндричні решета з внутрішньою робочою поверхнею високо ефективно працюють при вологості зернового матеріалу до 17% і не знаходять застосування для попереднього очищення свіжеприбраного зернового вороха підвищеної вологості, мають складну конструкцію решета. Також недоцільно використовувати їх для очищення зерна на насінневі цілі (має місце обрушення насіння, руйнування зародка та інш.).

Для підвищення питомої продуктивності пневмосепараторів використовують принцип пневмоінерційного поділу зернових сумішей.[1]

Експериментальні і теоретичні дослідження сепарації дрібної купи за схемою протитоку свідчать про те, що застосування зустрічного потоку, у порівнянні з іншими схемами сепарації, забезпечують велику повноту поділу зернової суміші, але значно енергоємні.

Розроблені на Україні пневматичні сепаруючі машини «Алмаз» МС 10/20/30 мають велику питому енергоємність і не можуть за до-



помогою повітряного потоку виділяти такі домішки як мілкі камені, грудочки землі та інше.

Для створення високопродуктивної очистки зернозбирального комбайна і стаціонарного ворохоочисника використовують пневмові-дцентрові сепаратори, у яких повітряний потік разом з купою розкручується у високошвидкісний потік, що обертається навколо вертикальної або горизонтальної осі корпусу сепаратора. [5]

Використання високопродуктивних пневмосепараторів як машини попереднього очищення можливо тільки при їхній спільній роботі з решітними поверхнями. За допомогою одного повітряного потоку з зернової купи неможливо виділити камені, грудочки землі, великі частини рослинних залишків, відсутня можливість поділу зерна по геометричних параметрах.

Підвищення питомої продуктивності машин попередньої очистки досягають вдосконалення скальператорів – циліндричних решіт з зовнішньою робочою поверхнею.

Перевірка в виробничих умовах показала, що питома продуктивність циліндричного решета з зовнішньою робочою поверхнею при діаметрі барабана 400 мм досягає 25 т/год·м. З підвищенням діаметра барабана до 600 мм питома продуктивність підвищується до 32 т/год·м і, при здвоєній послідовній і паралельній роботі двох барабанів – до 53 т/год·м.

Прикладом машини з циліндричними решетами з зовнішньою робочою поверхнею є шведська машина С1600D (рис. 4 б), але в цій машині відсутня можливість створення рівномірного повітряного потоку.

*Висновки.* Циліндричні решета з зовнішньою робочою поверхнею прості по конструкції, мають високу продуктивність і технічну надійність, зручність очищення отворів решіт, характеризуються відсутністю інерційних навантажень, що діють на раму машини і несучі конструкції будинків. При обробці вологої купи менше знижують продуктивність і менше травмують зерно, однак питома продуктивність них також обмежена.

Ряд дослідницьких робіт, присвячених вивченню процесу сепарування зернових матеріалів у псевдозрідженому шарі, указує, що очевидні переваги цього способу сепарування полягають у значному збільшенні експозиції обробки, рівномірності поля швидкостей повітряного потоку по перетині каналу сепарації, зниженні витрат повітря, простоті конструкції і малої металоємності. Подача зернової купи в псевдозрідженому стані на циліндричне решето з зовнішньою робочою поверхнею збільшує питому продуктивність циліндричних решіт, що підтверджує доцільність подальшого удосконалення їх робочого процесу.

## Література.

1. Рекомендации по совершенствованию технологии и технических средств для предварительной очистки зерна в хозяйствах РСФСР / М.: Государственный агропромышленный комитет РСФСР, 1988. – 40 с.
2. *Мачихина Л.И.* Очистка риса-зерна // Л.И. Мачихина. / - М.: Колос, 1981, с. 127.
3. А.С. 1074441 СССР, МКИ F01A . Сепаратор для предварительной очистки зерновой смеси / Е.В. Михайлов, М.В. Киреев и др. – 4с.: ил.1
4. *Тарасенко А.П.* Современные машины для послеуборочной обработки зерна и семян: Учеб. пособие для вузов// А.П. Тарасенко - М.: "Колос", 2008. — 232с.
5. *Авдеев Н. Е., Чернухин Ю. В.* Гравитационный сепаратор с конической просеивающей поверхностью // Н. Е. Авдеев., Ю. В. Чернухин./ Механиз. и электриф. сель. хоз-ва. – 2000. – №7, – с. 30-31.
6. *Халанский В.М. и др.* Результаты исследований пневмоцентробежного сепаратора зернового вороха// В.М. Халанский. – М. Виш., - 1982. с. 139 – 140.

## АНАЛИЗ РАБОТЫ СРЕДСТВ ПЕРДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЧИСТКИ ЗЕРНА

Михайлов Є.В., Дудка В.С., Синников А.С.

### *Аннотація*

В работе проведен анализ работы средств предварительной очистки зерна и предложено направление повышения их эффективности.

## THE ANALYSIS OF PRELIMINARY GRAIN CLEANING MACHINE OPERATION

Ye. Mikhaylov V., V. Dudka S., A. Sinnikov S.

### *Summary*

The analysis of preliminary grain cleaning machine operation is presented. The ways of its efficiency improvement are proposed.

## РОЗРАХУНОК І ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ УНІВЕРСАЛЬНОГО БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТЕНДУ ДЛЯ РЕМОНТУ ТЕХНІКИ В ФЕРМЕРСЬКИХ ГОСПОДАРСТВАХ

Паніна В.В., к.т.н.,  
Любко В. К., інженер  
Таврійський державний агротехнологічний університет  
Тел. (0619) 42-20-74

**Анотація** – у статті розглядається питання створення універсального багатофункціонального стенду для ремонту сільськогосподарської техніки в фермерських господарствах, наводяться методики його розрахунку і вибору раціональних параметрів.

**Ключові слова** - ремонт, універсальний багатофункціональний стенд, розбирання, складання, випробування, параметри.

*Постановка проблеми.* Ремонт і технічне обслуговування засобів механізації в фермерських господарствах, як правило, здійснюється власними силами. Прості у виготовленні і експлуатації стенди для ремонту фермерської техніки відсутні, тому створення таких стендів актуально.

*Аналіз останніх досліджень.* Створенню універсальних багатофункціональних стендів для фермерських господарств присвячені роботи (1,2), в яких пропонуються стенди для механізації різних видів робіт і ремонту техніки. Так в роботі (1) наводиться приклад агрегату для деревообробних робіт (розпилювання деревини, її стругання, фрезерування, шліфування), приготування кормів (подрібнення сировини і змішування компонентів), будівельних робіт (виготовлення цементних та інших розчинів), є вантажопідйомний пристій і компресор.

В роботі (2) розроблено стенд для ремонту складних вузлів сільськогосподарської техніки, в якому передбачено вантажопідйомний механізм і пристосування для розбирання і складання а також обкатки і випробування окремих агрегатів.

В цих роботах не приводиться методика розрахунку стендів, вибору серійних вузлів, їх обґрунтуванню, тому ці питання розглянуті в дійсній роботі.

*Формування цілей статті.* Мета статті – показати методику розрахунку параметрів універсального багатофункціонального стенду

для ремонту малогабаритної техніки в фермерських господарствах, яка дасть можливість власними силами створити прості й надійні стени, що дозволить повністю механізувати весь процес ремонту: від розбирання до обкатки і випробування.

*Основна частина.* Розроблений стенд (2) складається з консольно-поворотного крану і пристосування для розбирання-складання агрегатів, їх обкатки і випробування. В вантажопідійомних механізмах широко використовуються шестерневі і черв'ячні редуктори, тому при розробці стенду розглянуто дві кінематичні схеми.

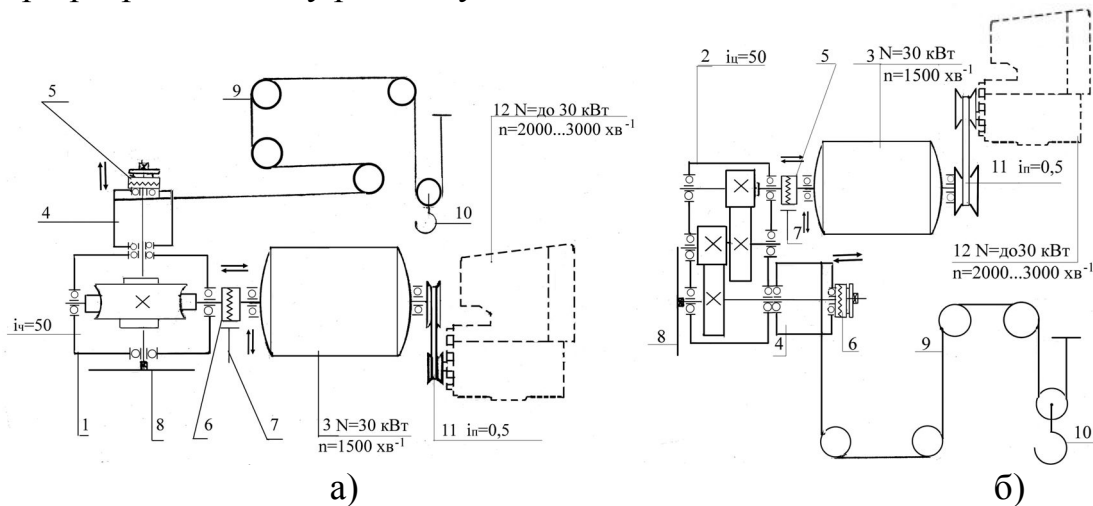


Рисунок 1 – Кінематичні схеми варіантів стенду.

а) – варіант з черв'ячним редуктором; б) – варіант з циліндричним редуктором; 1 – черв'ячний редуктор; 2 – циліндричний редуктор; 3 – балансирна асинхронна електромашинна; 4 – барабан; 5, 6 – керована муфта; 7 – електрогальмо; 8 – фланець; 9 – поліспаст; 10 – гак; 11 – клиноременная передача; 12 – двигун, що обкатується і випробується

Розрахунок вантажопідійомного механізму зводиться до визначення загального передаточного числа і потужності на привід, діаметрів каната і барабана, вибору електрогальма і гака. При виборі загального передаточного числа приводу слід враховувати швидкість підйому вантажу, яка рекомендується (3) від 0,11 до 0,55 м/хв. для електроталей, швидкість обертання валів електродвигунів (1000, 1500, 3000 хв<sup>-1</sup> – останні використовувати не рекомендується з-за великого передаточного числа редуктора). Також треба враховувати діаметр барабана для намотування канату, тому, насамперед, визначається діаметр канату по якому знаходиться діаметр барабана.

Діаметр каната (d) визначається за формулою (3):

$$d = Fp / [\Theta], \quad (1)$$

де  $F_p$  – дійсне розривне зусилля каната, яке вибирається по відповідних таблицях ДСТУ;

[⊙] - напруження на розтягування, що допускається.

Розрахунок сталених канатів за правилами Держтехнагляду ведеться на розтягування при запасі міцності  $n = 4 \dots 6$  по формулі:

$$S \leq F_p/n, \quad (2)$$

де  $S$  – робоче натягування гілки каната, що визначається по формулі

$$S = Q/Z\eta, \quad (3)$$

де  $Q$  – сумарна сила ваги вантажу;

$Z$  – кількість гілок поліспасти;

$\eta$  - к.к.д. поліспасти, що дорівнює  $0,78 \dots 0,97$ .

Вантажопідйомний механізм буде використовуватись і у якості лебідки для затягування машин у приміщення майстерні, тому робоче натягування каната буде визначатись для двох випадків і по більшому значенні знаходиться його діаметр.

Робоче натягування каната при транспортуванні машини до приміщення визначиться за формулою:

$$S = m * g * f, \quad (4)$$

де  $m$  – маса машини;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$f$  – коефіцієнт опору перекочуванню, залежить від покриття ґрунту.

Після розрахунку приймається стандартний діаметр.

За рекомендаціями (3) мінімальний діаметр барабана дорівнює:

$$D_{\min} = e_1 * e_2 * d, \quad (5)$$

де  $e_1$  – коефіцієнт, що залежить від типу вантажопідйомного механізму і режиму експлуатації;

$e_2$  – коефіцієнт, який залежить від конструкції каната.

Загальне передаточне число ( $i$ ) дорівнює:

$$i_3 = \omega_{\text{дв}} / \omega_{\text{бар}} = \pi \cdot n_{\text{дв}} \cdot R_{\text{бар}} / 30g, \quad (6)$$

де  $\omega_{\text{дв}}$  - кутова швидкість вала двигуна;

$\omega_{\text{бар}}$  - кутова швидкість барабана;

$n_{\text{дв}}$  – частота обертання вала двигуна;

$n_{\text{бар}}$  – частота обертання барабана;

$R_{\text{бар}}$  - радіус барабана;

$g$  - швидкість транспортування (підйому) вантажу.

Приймається передаточне число, яке використовується в серійних редукторах (4).

Для вибору редуктора для вантажопідйомного механізму необхідно знати, яка при цьому витрачається потужність і крутний момент на веденому валу.

Потужність, що витрачається на затягування машини визначиться:

$$N_3 = \frac{m \cdot g \cdot f \cdot n \cdot D_b \cdot 3,14}{60\eta_p}, \quad (7)$$

де  $\eta_p$  – к.к.д. редуктора.

Потужність для підняття вантажу дорівнює:

$$N_{II} = \frac{3,14 \cdot m \cdot g \cdot n \cdot D_b}{\eta \cdot \eta_p \cdot Z \cdot 60}, \quad (8)$$

Крутний момент на веденому валу редуктора:

$$T_{em} = S \cdot R_b, \quad (9)$$

де  $R_b$  - радіус барабана.

Таблиця 1 – Характеристики двигунів і редукторів для варіантів стенду.

Назва, марка	Потужність, кВт	Частота обертання, хв. <sup>-1</sup>	Момент на веденому валу, кНм	Доп. конс. навантаж. на веден. валу, кН	ККД	Габаритні розміри, мм (довжина×ширина×висота)	Маса, кг
Двигун МТФ-411-6	30	945			0,82	1027*350*444	280
Двигун 4АР180М4У3	30	1450			0,89	818*410*470	195
Двигун 4АР200L5У3	30	975			0,91	945*450*535	310
Редуктор Ч-125		1500-1000	0,39-0,44	5,5	0,77-0,73	437*460*272	55
Редуктор ЦЗУ-160		1500-1000	0,89-1,0	8,0	0,96-0,94	630*384*345	106

Для порівняння варіантів схем стенду передаточне число редукторів приймається однаковим, тому в розрахунках це треба врахувати коли вибираються двигуни з різними швидкостями обертання валів, що потребує різних діаметрів барабанів. Редуктор підбирається по більших потужності і крутному моменті та радіальному навантаженні на веденому валу, на якому буде встановлюватись диск, для закріплення двигуна, що розбирається.

Електродвигун для приводу стенду підбирається з можливістю широкого регулювання обертів по співвідношенню:

$$N_{\text{ЕЛ}} \geq N_{\text{ДВ}}, \quad (10)$$

$$M_{\text{ЕЛ}} \geq M_{\text{ДВ}}, \quad (11)$$

де  $N_{\text{ЕЛ}}$ ,  $N_{\text{ДВ}}$  - відповідно потужності електродвигуна приводу стенду и потужність двигуна, що обкатується;

$N_{\text{ЕЛ}}$ ,  $N_{\text{ДВ}}$  - відповідно моменти на валах електродвигуна і двигуна, що обкатується.

Далі приведені результати розрахунків і вибору елементів стенду для тракторів класу 0,6, маса яких не перевищує 3000 кг з потужністю двигунів до 30 кВт.

Для вибору раціональних параметрів стенду прийнято комплекс критеріїв ( $K_j$ ) та їх вагомість ( $w_j$ ):  $K_1$ - довготривалість, ( $w_1=1$ );  $K_2$  – маса, ( $w_2=0,5$ );  $K_3$  - габаритні розміри, ( $w_3= 0,5$ );  $K_4$ - коефіцієнт корисної дії, ( $w_4=1$ );  $K_5$  – вартість, ( $w_5=1$ ).

Комплексний критерій (5):

$$R = \sum K_j w_j, \quad (12)$$

де для  $K_j$  – прийняті значення 1,2,3;  $w_j$  -0,0; 0,5; 1,0 – відповідно несуттєва, помірна і суттєва значимості.

Таблиця 2 – Варіанти параметрів стенду і комплексні критерії.

Варіант	Поліспаг з барабаном діаметром, мм	Редуктор	Двигун	Критерії
1	350	Ч-125	МТФ411-6	27
2	265	Ч-125	4АР180М4УЗ	30,5
3	265	ЦЗУ-160	4АР180М4УЗ	29,5
4	350	ЦЗУ-160	МТФ 411-6	28
5	350	ЦЗУ-160	4АР200L5ЕР	28
6	350	Ч-125	4АР200L5УЗ	28,5

За комплексним критерієм , який має значення 30,5, приймається другий варіант

Конструкція стенду з раціональними параметрами приведена на рис. 2.

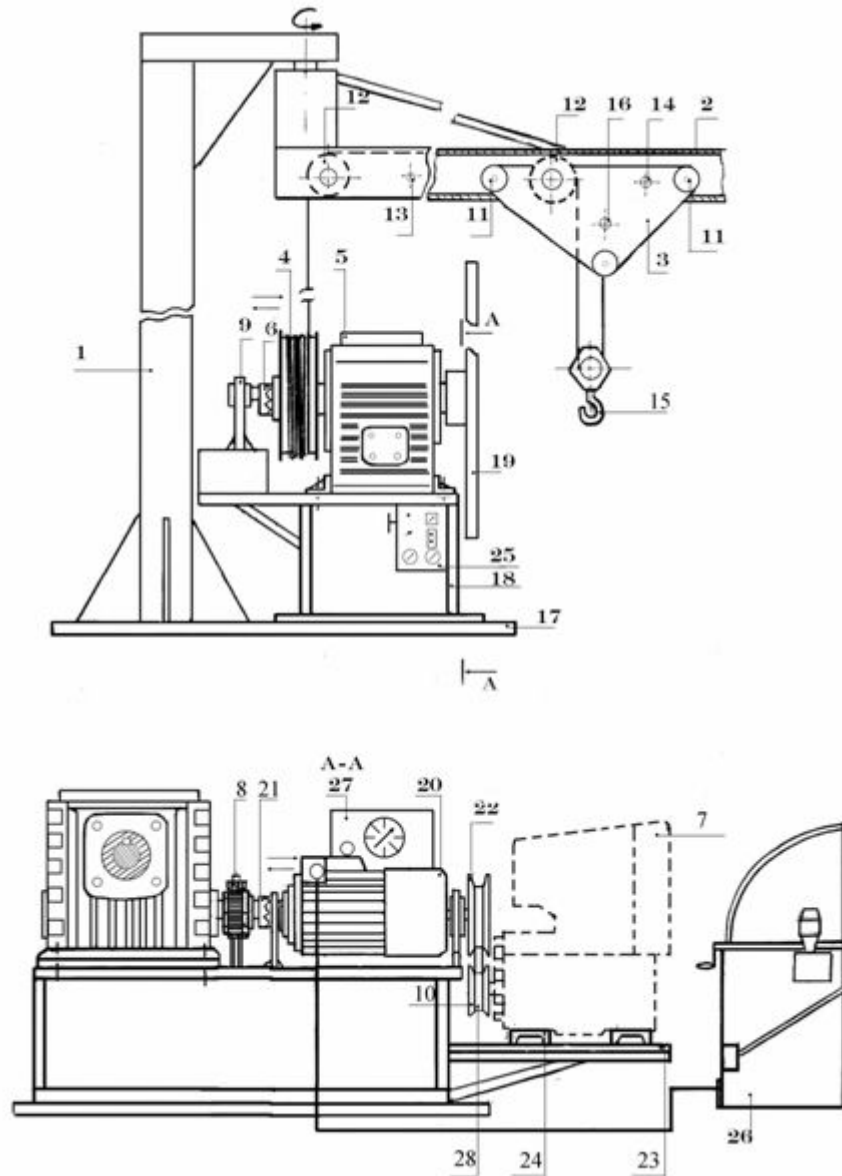


Рисунок 2 – Універсальний багатофункціональний стенд.

1 – колона, 2 – поворотна стріла, 3 – каретка, 4 – барабан, 5 – редуктор, 6 – муфта, 7 – двигун, 8 – електрогальмо, 9 – опора, 10 – ведений шків, 11 – опорні колеса, 12 – ролики, 13,14 – шкворні, 15 – гак, 16 – палець, 17 – плита, 18 – рама, 19 – фланець, 20 – електродвигун, 21- муфта, 22 – ведучий шків, 23 – підставка під двигун, 24 – рейки, 25 – пульт керування, 26 – реостат, 27 – ваговий механізм, 28 – пас.

*Висновки.* Запропонована в статті методика розрахунку універсального багатофункціонального стенду з обґрунтуванням його раціональних параметрів дозволить фермерам самостійно виготовляти такі стенди для ремонту складної сільськогосподарської техніки.



## Література

1. *Панін В.С., Брагінець А.М., Паніна В.В.* Розробка засобів механізації для фермерських господарств.- Труды ТДАТА, вып.1,т.9, / *В.С. Панін., А.М. Брагінець., В.В. Паніна.* - Мелитополь,1999,с.24...27.
2. *Паніна В.В., Асанов Р.Г.* Удосконалення засобів механізації для ремонту малогабаритних машин в фермерських господарствах / *В.В. Паніна., Р.Г. Асанов.* - Праці ТДАТУ, вип.9, т.1, с.86...90.
3. *Красников В.В.* Подъемно-транспортные машины. 3-е изд., перераб. и доп. / *В.В. Красников.* – М.: Колос, 1981.- 263с.
4. Приводы машин. Справочник/ [В.В. Длоугий, Т.И.Муха, А.П.Цупиков, Б.В. Януш.]; под общ. Ред. В.В.Длоугого.- 2-е изд., перераб. и доп.-Л.: машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982.- 383с.
5. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. Пер. с польск. / Я. Дитрих. - М.: Мир, 1981.- 456с.

**РАСЧЕТ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ  
УНИВЕРСАЛЬНОГО МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОГО  
СТЕНДА ДЛЯ РЕМОНТА ТЕХНИКИ В ФЕРМЕРСКИХ  
ХОЗЯЙСТВАХ**

**Панина В.В., Любко В.К.**

*Аннотация*

**В статье рассматривается вопрос создания универсального многофункционального стенда для ремонта сельскохозяйственной техники в фермерских хозяйствах, приведены методики его расчета и выбора рациональных параметров.**

**CALCULATION AND GROUND OF PARAMETERS  
UNIVERSAL MULTIFUNCTION STAND  
FOR REPAIR OF TECHNIQUE IN FARMER ECONOMIES**

*V. Panina, V. Lyoubko*

**Summary**

**The question of creation of universal multifunction stand for repair of agricultural technique in the farmer economies is examined in the article, the methods of his calculation and choice of rational parameters are pointed.**

## ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Пастухов В.І., д.т.н.

*Харківський національний університет ім. В.В. Докучаєва,*

Скофенко С.М., інженер,

Фесенко Г.В., к. т. н,

Піскарьов О.М., інженер,

Качанов В.В., інженер

*Харківський національний технічний університет сільського госпо-  
дарства імені Петра Василенка*

Тел. (0572)7003888

**Анотація** – розглянуто питання вимірювання та реєстрації основних показників якості обробітку ґрунту при застосуванні в схемі ґрунтообробного МТА експериментальної начіпної системи.

**Ключові слова** – ґрунтообробний МТА, начіпна система, якість обробітку ґрунту, вимірювально – реєструюча система.

*Проблема.* Ефективність роботи ґрунтообробного МТА визначається технологічними, енергетичними та експлуатаційними показниками. Оптимальне співвідношення зазначених показників характеризує досконалість конструктивної схеми розробленого агрегату. Але з зазначених показників ефективності агрегату, на наш погляд, домінуючим повинен бути показник якості технологічної операції, для виконання якої безпосередньо і створена ґрунтообробна машина. В наших дослідженнях таким показником є відхилення глибини обробітку ґрунту від заданої та рівномірність обробітку.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Виконання технологічної операції з основного обробітку ґрунту ґрунтообробними МТА на базі потужних енергомодулів з багатокорпусними начіпними плугами за умов наявності макронерівностей оброблюваної поверхні поля проводиться з порушенням агротехнічних вимог [1,2]. Це стосується забезпечення заданої глибини оранки і особливо її рівномірності. Відхилення від середньої глибини обробітку при роботі з багатокорпусними плугами на нерівній поверхні поля перевищують допустимі в декілька разів. Не відповідає агротехнічним вимогам і рівномірність

глибини оранки. Показник рівномірності глибини оранки - середньоквадратичне відхилення значно перевищує оптимальне  $\pm 1$  см.

З метою покращення показників якості обробки ґрунту в Харківському національному технічному університеті сільського господарства ім. Петра Василенка на базі лабораторії з оптимізації застосування сільгосптехніки кафедри експлуатації машинно-тракторного парку і кафедри теоретичної механіки та деталей машин з однієї сторони та відкритим акціонерним товариством «Харківський тракторний завод ім. С.Орджонікідзе», відділ генерального конструктора з другої, була розроблена конструкція та виготовлена експериментальна начіпна система [3] (рис.1), теоретичні дослідження якої на математичній та фізичній моделях наведені в[4,5].

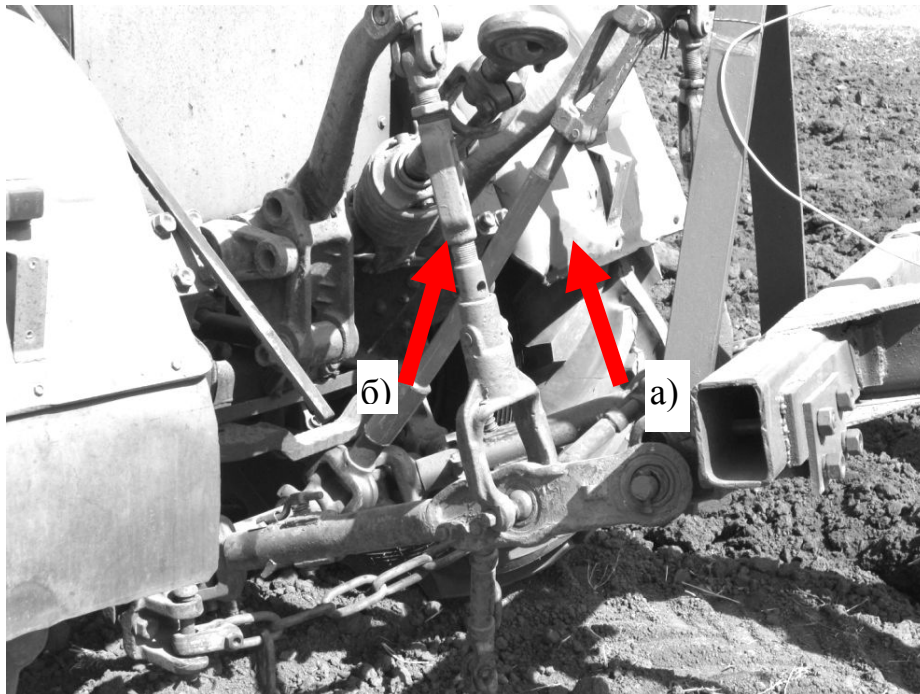


Рис. 2. Експериментальний начіпний пристрій:  
а) верхня поздовжня тяга експериментального начіпного пристрою; б) верхня поздовжня тяга серійного начіпного пристрою.

*Мета досліджень.* Основною метою експериментальних досліджень роботи орних агрегатів зі стандартною та експериментальною схемами механічної системи «трактор–начіпка–ґрунтообробна машина» була перевірка правильності теоретичних висновків і ефективності створених на підставі цих висновків розробок. Одночасно перевірялась адекватність запропонованих математичних моделей, як кінематичної так і динамічної, до досліджуваних ґрунтообробних МТА з різними схемами їх оформлення в поздовжньо-вертикальній площині.

*Основний зміст досліджень.* Харківський тракторний завод є розробником та виробником найбільш розповсюджених тракторів загального призначення класу 3 тони Т-150К та ХТЗ-17021. В основному на базі цих потужних енергомодулів вітчизняного виробництва формують високоефективні ґрунтообробні МТА. Але якість роботи на операціях з основного обробку ґрунту таких агрегатів на нерівній поверхні поля не відповідає агротехнічним вимогам.

Визначення параметрів експериментальної начіпної системи проводилось на основі аналізу впливу кінематики існуючих начіпних систем орних та орно-просапних тракторів на якість виконання технологічної операції з основного обробку ґрунту. На основі цього аналізу були розроблені параметри експериментальної начіпної системи, котрі в свою чергу були використані для досліджень якості обробку на динамічній математичній моделі експериментального МТА. Основні конструктивні дані стосовно експериментальної схеми орного агрегату, отримані в результаті проведених теоретичних пошукових робіт було передано в конструкторський відділ Харківського тракторного заводу в співдружності з яким проводились роботи з розробки начіпної системи тракторів сімейства ХТЗ.

З метою мінімізації негативного впливу макронерівностей рельєфу поля на якість обробку ґрунту було виготовлено і встановлено на трактор експериментальний зразок нової начіпної системи. Розроблено схему і відповідно до неї проведено реконструкцію серійного п'ятикорпусного плуга ПЛН-5-35 (рис.3) з метою реалізації декількох варіантів структурної побудови системи «трактор – начіпка – плуг».



Рисунок 3 – Експериментально-дослідний плуг ПЛН-5-35.

Надалі досліджувалась робота ґрунтообробного МТА як механічної системи «трактор – начіпний пристрій – ґрунтообробна машина» в лабораторно – польових умовах. Досліджуваний агрегат складався з трактора ХТЗ-17021(Т-150К) та експериментально-дослідного плуга ПЛН-5-35 (ПУН-5-40) (рис. 4).

Експериментальні дослідження проводились в два етапи. На першому етапі визначалась роботоздатність експериментальної начіпної системи і основні показники якості оранки, як то: глибина і рівномірність обробітку ґрунту. На другому етапі досліджень визначались експлуатаційно-технологічні показники орних агрегатів з серійною та експериментальною начіпними системами.



а)



б)

Рисунок 4 – Загальний вид експериментального ґрунтообробного МТА на базі:

а) трактора Т-150К з плугом ПЛН-5-35;

б) трактора ХТЗ-17021 та плуга ПУН-5-40.

Перший етап досліджень проводився на учбовому полігоні ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Об'єктом досліджень був орний агре-

гат на базі трактора Т-150К з начіпним п'ятикорпусним експериментально – дослідним плугом ПЛН-5-35. Для проведення порівняльної оцінки рівномірності обробки ґрунту МТА з серійною та експериментальною начіпними системами безпосередньо під час руху агрегату в загінці було розроблено мобільний вимірювально-реєструючий комплекс (рис. 5).

За результатами проведених теоретичних досліджень розроблено експериментальний варіант структурної схеми ґрунтообробного МТА, в якій передбачається розміщення польового колеса плуга біля його п'ятого корпусу. Для реалізації такої експериментальної схеми та для проведення досліджень якості обробки в порівнянні зі стандартною в польових умовах, конструкцію серійного плуга ПЛН-5-35 було доповнено кронштейном для встановлення додаткового польового колеса серійної компоновки.



Рисунок 5 – Вимірювально – реєструючий комплекс для досліджень рівномірності обробки ґрунту:

1 – колесо-копір; 2 – датчик-перетворювач; 3– аналого-цифровий перетворювач; 4 – реєструючий пристрій (ноутбук).

В залежності від варіанту досліджуваної структурної схеми орного агрегату одне з двох польових коліс плуга налаштовується як опорне, а інше слугує в якості механічного датчика (рис. 6). У цьому випадку вертикальна стійка польового колеса розблоковується відносно рами плуга, для цього розмикається гвинтова кінематична пара, передбачена у серійному варіанті для регулювання глибини оранки. Під час руху агрегату в загінці вісь колеса-датчика разом зі стійкою здійснює вертикальний поступальний рух відносно рами плуга, умовно сумуючи коливання глибини оранки і коливання макронерівностей необробленої поверхні поля. Але оскільки порівняльні дослідження

варіантів начіпки проводяться за однакових умов макрорельєфу, тобто обидва варіанти структурних схем начіпки досліджуються в одній загінці, то вплив безпосередньо показників макронерівностей рельєфу для порівнювальних варіантів можна виключити.

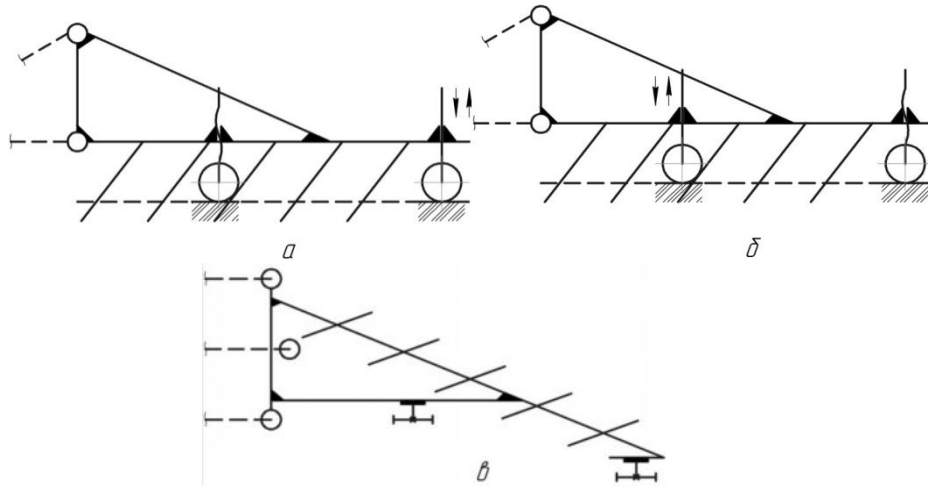


Рисунок 6 – Варіанти оформлення структурної схеми експериментально-дослідного плуга на базі ПЛН-5-35 в поздовжньо-вертикальній площині:

- а) експериментальна схема (опорне колесо біля п'ятого, колесо-датчик біля другого корпусу); б) стандартна схема (опорне колесо біля другого, колесо-датчик біля п'ятого); в) структурна схема плуга в поздовжньо-горизонтальній площині.

Вимога щодо дослідження якості обробітку, зокрема рівномірності глибини оранки ґрунтообробного МТА з різними структурними схемами в ідентичних умовах (однаковий макрорельєф, вологість та твердість оброблювальної поверхні і т. ін.), поставила досить жорсткі вимоги щодо оперативності налаштування мобільного вимірювально-реєструючого комплексу, зокрема його механічної вимірювальної частини. Для забезпечення плаваючої установки границь вимірювання рівномірності обробітку, швидкого блокування та розблокування механічної частини датчика з електричною безпосередньо в польових умовах, можливості виключення руйнівного руху в механічній частині вимірювальної системи внаслідок наднормативних зазорів в конструкції серійного польового колеса, проведення тарування системи в загінці без переобладнання і можливості швидкого переобладнання опорного колеса у вимірювальне та навпаки, було розроблено і на лабораторній базі кафедри теоре-

тичної механіки і деталей машин, ХНТУСГ ім. Петра Василенка виготовлено датчик-перетворювач (рис. 7).

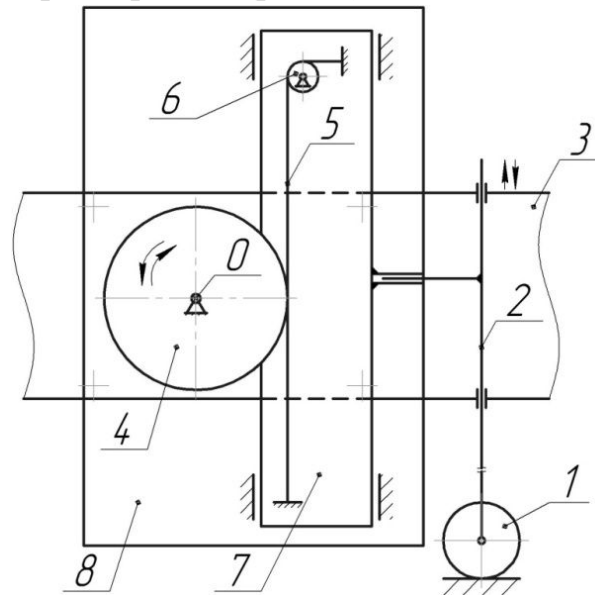


Рисунок 7 – Структурна схема датчика-перетворювача коливань глибини обробітку ґрунту:

- 1 – колесо-копір; 2 – стійка колеса; 3 – рама плуга;  
4 – шків-перетворювач; 5 – стальна струна; 6 – натяжний пристрій; 7 – напрямна платформа; 8 – базова платформа.

На базовій платформі 8, котра жорстко закріплена на рамі плуга 3 співвісно (точка 0) розміщено шків-перетворювач 4 та резистор (на схемі не зображено). Їх з'єднання виконано за допомогою пружинної запобіжно-компенсуючої муфти. В торцьовий паз шківа 4 укладено стальну струну 5, котра на своїх кінцях жорстко закріплена стопорними гвинтами на рухомій напрямній платформі 7. Для встановлення границь вимірювання глибини обробітку передбачено натяжний пристрій 6, котрий дозволяє блокувати або розблоковувати шків-перетворювач 4 через стальну струну 5 з базовою платформою 8 та напрямною платформою 7. Розблокувавши (послабивши натяг струни) натяжним пристроєм ці платформи, переміщуючи напрямну платформу при нерухомому шківі-перетворювачі, встановлюють межі вимірювань на резисторі. Хід напрямної платформи – 300мм. Оскільки відхилення глибини оранки від заданої можливі як в сторону збільшення, так і зменшення, початкове положення системи встановлюють на можливих переміщеннях  $\pm 150$ мм. Після чого, блокуючи напрямну платформу і шків-перетворювач, виконують тарування системи: роз'єднують механічний зв'язок між стійкою 2 та напрямною платформою і встановлюють останню в крайні положення, котрі фіксуються реєструючою системою, пульт керування котрою розміщено в кабіні



трактора. Під час руху експериментального орного агрегату в загінці колесо-копір постійно контактує з необробленою поверхнею поля і будь яке кутове відхилення рами плуга відносно його опорного колеса буде викликати вертикальне переміщення стійки колеса-копіра відносно рами плуга. Це поступальне переміщення за допомогою перетворюючого пристрою вже у вигляді кутового фіксується датчиком - резистором і далі у вигляді електричного імпульсу обробляється и записується вимірювально-реєструючою системою на ноутбук як залежність  $\Delta h_i = f(t)$  і видається в графічній формі, де  $\Delta h_i$  - відхилення глибини оранки від початкової (заданої).

При проведенні експериментальної частини дослідницьких робіт безпосередньо в полі використовують вимірювально-реєструючу систему, котра здебільшого містить декілька стандартних пристроїв: осцилограф, спектр-аналізатор, самописець, логічний аналізатор (генератор). Кожний такий пристрій, окрім наявності інтерфейсного роз'єму та індивідуального джерела живлення, вимагає створення окремого місця, де будуть розміщуватись названі вимірювальні пристрої. Створення такого вимірювально-реєструючого комплексу в польових умовах є складною затратною задачею, котра реалізується в створенні автономного пересувного комплексу з розміщенням елементів комплексу в кабіні трактора, що, в свою чергу, призводить до суттєвого ускладнення проведення лабораторно-польових досліджень, збільшення їх вартості та зменшення надійності.

Для усунення вищеназваних недоліків при проведенні експериментальних лабораторно-польових досліджень на першому їх етапі, де визначалась роботоздатність експериментальної начіпної системи і основні показники якості обробітку ґрунту, було розроблено і застосовано мобільний вимірювально-реєструючий комплекс (рис.6), до складу якого входить електронна вимірювальна система.

Загальна структурна схема вимірювальної системи (рис. 8) складається з датчика (Д), аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та персонального комп'ютера (ПК). Робота системи починається з подачі живлення на датчик, далі завантажуються програмне забезпечення, яке керує роботою АЦП та виконує інші операції з обробки та запису сигналу від датчика. У загальному вигляді система працює у режимі електронного самописця.



Рисунок 8 – Структурна схема вимірювальної системи.

Аналоговий сигнал, котрий зчитується з резистора перетворюючого пристрою є безперервною функцією часу. Для отримання значень коливань глибини обробітку в деякий момент часу необхідно мати частоту вибірки цифрових значень з аналогового сигналу, тобто знати частоту дискретизації АЦП – частоту з якою виробляються цифрові значення.

Сигнал, що безперервно змінюється з обмеженою спектральною щільністю підлягає оцифровці, тобто значення сигналу вимірюються через інтервал часу  $T$  – період дискретизації, і вхідний сигнал може бути точно відновлено з дискретних у часі значень шляхом інтерполяції. Точність відновлення обмежена похибкою квантування. Проте у відповідності до теореми Котельнікова-Шеннона точне відновлення можливе тільки якщо частота дискретизації вища, ніж подвоєна максимальна частота у спектрі сигналу. Оскільки реальний АЦП не може виробити аналогово-цифрове перетворення миттєвого, вхідне аналогове значення повинно утримуватися сталим, по меншій мірі від початку до кінця процесу перетворення(час перетворення). Ця задача розв'язується шляхом використання спеціалізованої системи на вході АЦП – пристрій вибірки-зберігання (ПВЗ). ПВЗ, як правило, зберігає вхідну напругу в конденсаторі, котрий з'єднано з входом через аналоговий ключ: при замкненні ключа відбувається вибірка вхідного сигналу (конденсатор заряджається до вхідної напруги), при розімкненні – процес зберігання. АЦП виконана у вигляді інтегральної мікросхеми, котра містить вбудований ПВЗ. Живлення вимірювального комплексу постійним струмом 12В здійснювалось автономною акумуляторною батареєю. Тривалість запису досліджуваних параметрів відбувалась на протязі всієї заїмки і була не меншою 54с.

*Висновки.* Застосування розробленого вимірювально-реєструючого комплексу дозволяє проводити порівняльні дослідження якості обробітку ґрунту ґрунтообробними МТА з різними варіантами оформлення їх структурних схем безпосередньо під час виконання технологічної операції.

#### Література

1. Синеоков Г.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.М. Синеоков, И.М. Панов. – М. : Машиностроение, 1977. – 328с.
2. Огрызков Е.П., Огрызков В.Е., Огрызков П.В. Агрокинематический анализ навесных систем агрегатов «трактор – плуг» / Е.П. Огрызков, В.Е. Огрызков, П.В. Огрызков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. - №12. – С. 15 – 19.

3. Патент України № 86534. Сільськогосподарський агрегат / *Пастухов В.І., Фесенко Г.В., Шаповалов Ю.К., Скофенко С.М.* – Опубл. 27.04.2009. Бюл. №8.

4. *Скофенко С.М.*, Дослідження руху ґрунтообробного агрегату на фізичній моделі / *С.М. Скофенко* // Технічний сервіс в АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 67, т. 2. – С. 88 – 93.

5. *Пастухов В.І., Ольшанський В.П., Скофенко С.М.* Теоретичне дослідження кінематичного зв'язку між елементами системи «трактор - начіпна система - ґрунтообробна машина» / *В.І. Пастухов, В.П. Ольшанський, С.М. Скофенко [та ін.]* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2008. – Вип. 75, т. 2. – С. 5–11.

### **К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ**

**Пастухов В.И., Скофенко С.Н., Фесенко Г.В.,  
Пискарев А.Н., Качанов В.В.**

#### *Аннотация*

**Рассмотрен вопрос измерения и регистрации основных показателей качества обработки почвы при использовании в схеме почвообрабатывающего МТА экспериментальной навесной системы.**

### **TO QUESTION OF DETERMINATION BASIC INDEXES OF QUALITY TREATMENT SOIL DURING LEADTHROUGH OF THE LABORATORY-FIELD TESTS.**

**V. Pastukhov ., S. Skofenko., G. Fesenko.,  
A. Piskarev., V. Kachanov.**

#### *Summary*

**The question of measuring and registration of basic indexes of quality treatment of soil is considered at the use in the chart of soil-work MTA of the experimental system.**

## **ОСНОВНІ ФУНКЦІЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ПОЖЕЖНОЮ БЕЗПЕКОЮ (СУПБ) НА ПІДПРИЄМСТВАХ АПК**

Рогач Ю.П. к.т.н.,  
Луценков В.Л. к.т.н.,  
Головін С.В., асистент  
*Таврійський державний агротехнологічний університет,*  
тел. (0619) 42-12-84

***Анотація*** - В статті розглядаються основні функції системи управління пожежною безпекою на підприємствах АПК.

***Ключові слова*** - система управління, пожежна безпека, складові, функції, задачі.

*Постановка проблеми.* Стан безпеки підприємства, об'єднання підприємств, окремої галузі визначає система управління - спосіб організації (встановлення і підтримання порядку взаємодії) майна, матеріалів, праці і капіталу в процесі виробництва (бізнесу).

Враховуючи, що однією з найважливіших складових загальної безпеки будь-якого сучасного об'єкту є його надійний захист від пожеж, то і система управління пожежною безпекою має посісти відповідне місце у сфері загального управління.

На жаль, у діючих нормативних актах з питань пожежної безпеки майже зовсім відсутні конкретні вимоги і практичні рекомендації щодо створення, впровадження та забезпечення функціонування систем управління пожежною безпекою для окремих галузей та різноманітних категорій об'єктів. Тому пропонується розглянути загальні питання стосовно системи управління пожежною безпекою (надалі СУПБ) на прикладі підприємства.

*Аналіз публікацій.* В статті [2] передбачається, що результатом впровадження СУПБ буде поліпшення стану пожежної безпеки. Організація діяльності підприємств щодо забезпечення пожежної безпеки повинна стати невід'ємною складовою частиною і пріоритетним завданням функціонування управлінь, структурних підрозділів, служб пожежної безпеки, посадових осіб та забезпечити контроль за показниками пожежної небезпеки, виконання протипожежних вимог, дотримання протипожежного режиму, аналіз пожежної небезпеки і протипожежного стану об'єктів, спеціальну підготовку персоналу, розробку, прийняття і реалізацію рішень щодо запобігання, обмеження роз-

повсюдження та ліквідації пожеж, забезпечення безпеки людей і навколишнього середовища.

*Основна частина.* Система управління пожежною безпекою на підприємстві є складовою у сфері загального управління підприємством.

Забезпечення пожежної безпеки на підприємствах АПК здійснюється такими складовими:

- технічною системою, яка передбачає надійність обладнання, використання безпечних технологій, визначає обсяг вибухопожежонебезпечних речовин, впровадження систем виявлення та гасіння пожеж тощо;
- персоналом, його підготовкою, забезпеченням регламентами і правилами роботи;
- системою управління, яка досягається зміною стану підприємства шляхом переведення його у менш небезпечний стан.

Як і будь-яка система, система управління пожежною безпекою має свої функції і задачі:

1. Кількісна оцінка ризику (ймовірність виникнення пожежі). Математичний розрахунок ризику, урахування його значення у планах локалізації та ліквідації аварійних ситуацій і аварій, пожежогасіння.

2. Регламентування пожежної безпеки. Розробка, впровадження, нагляд за виконанням нормативної документації з питань пожежної безпеки, визначення та встановлення протипожежного режиму.

3. Забезпечення пожежної безпеки технологічних процесів, виробничого обладнання, будівель і споруд.

Систематичне проведення аналізу пожежної небезпеки, розробка і впровадження відповідних протипожежних заходів. Повне і своєчасне виконання приписів Держпожнагляду, служб пожежної безпеки.

4. Розробка і реалізація програм запобігання пожежам і зниження втрат від них. Збалансоване покращення протипожежного стану та технічної системи підприємства, включаючи системи протипожежного захисту, підвищення кваліфікації і підготовки персоналу, вдосконалення правил і систем пожежної безпеки.

5. Створення пожежної охорони, служби пожежної безпеки, забезпечення та організація їх діяльності. Розробка та затвердження відповідних положень, планувальної та робочої документації. Фінансове, матеріально-технічне та кадрове забезпечення.

6. Створення та організація роботи добровільних пожежних дружин і протипожежних комісій. Підготовка та прийняття рішення щодо створення ДПД і ПТК. Визначення та затвердження їх складу. Розробка, реалізація і контроль за виконанням обов'язків членів і планів роботи.

7. Організація вивчення правил пожежної безпеки, протипо-

жежна пропаганда. Визначення рівнів вивчення правил пожежної безпеки (хто має проходити протипожежні інструктажі, а хто і пожежно-технічний мінімум) для кожної посадової особи та працівника. Розробка і затвердження програм. Планування, організація і проведення навчання з питань пожежної безпеки.

8. Дії при пожежах і надзвичайних ситуаціях.

9. Вдосконалення. Розробка і чітке виконання планів, створення системи мотивації дій щодо забезпечення пожежної безпеки на усіх ділянках роботи, забезпечення контролю за прийняттям рішень і точних дій усіх учасників процесу.

*Висновок.*

СУПБ має бути організаційною структурою, яка шляхом постійного моніторингу і періодичного аналізу повинна підтримувати ефективність функціонування з урахуванням змін внутрішніх і зовнішніх чинників.

Впровадження СУПБ повинно забезпечити сумісне виконання планових завдань в галузі пожежної безпеки усіма функціональними ланками підприємства. До участі у впровадженні СУПБ повинні залучатись всі працівники, починаючи з найвищих рівнів управління.

Література

1. Охорона праці / [Бедрій Я. І., Геврик Є. О., Кіт І. Я., Мурін О. С., Єнкало В. М.]. - Л., 2000. – 312 с.

2. Рожков А.П. Основи створення і впровадження системи управління пожежною безпекою на підприємстві [Електронний ресурс] / Рожков А.П. // Ж-л «Охорона праці». - №5, 2009. – с. 12-14. – Режим доступу до журн.: <http://firehelp.org.ua/public/public0005.html>

## **ОСНОВНЫЕ ФУНКЦИИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОЖАРНОЙ БЕЗОПАСНОСТЬЮ (СУПБ) НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АПК**

**Рогач Ю.П., Лущенко В.Л., Головин С.В.**

*Аннотация*

**В статье рассматриваются основные функции системы управления пожарной безопасностью на предприятиях АПК.**

## **THE BASIC FUNCTIONS OF THE CONTROL SYSTEM BY FIRE SAFETY (CSFS) AT THE AGRARIAN AND INDUSTRIAL COMPLEX ENTERPRISES**

**Yu. Rogach., V. Luschenkov., S. Holovin.**

*Summary*

**In article the basic functions of a control system by fire safety at the agrarian and industrial complex enterprises are considered.**

## **РОЗРАХУНОК ПРОФІЛЮ ВІДНОВЛЕННЯ ТА ОЦІНКА ТОВЩИНИ ЙОГО ПОКРИТТЯ ДЛЯ ЗНОШЕНОГО КУЛАЧКА РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛУ ДВИГУНУ КАМАЗ-740.10**

Рубцов М.О., к.т.н.

Лазуренко А.С., асп.<sup>1</sup>

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел/факс (0619) 42-20-74

***Анотація*** – роботу присвячено обґрунтуванню формули розрахунку для відновлення електроконтактним наварюванням металевих матеріалів та кількісній оцінці змінювання товщини покриття за периметром кулачка розподільного валу двигуну КАМАЗ-740.10. Результати досліджень дозволять забезпечити рівномірне ущільнення порошкового матеріалу за периметром напікання для отримання якісного покриття.

***Ключові слова*** - профіль кулачка, електрод-пуансон, математична залежність, криволінійна поверхня, товщина покриття.

*Постановка проблеми.* В результаті аналізу досліджень [1, 2] заключаємо, що при постійному порошковому матеріалі, властивості покриття, отриманих електроконтактним напіканням, визначаються за умовами ущільнення порошку й температури напікання.

При електроконтактному напіканні порошкових матеріалів електродом-пуансоном на криволінійну поверхню, рівномірність ущільнення, а, отже, і властивості одержуваного покриття за площею напікання, визначаються у відповідності з формою контактної поверхні електрода-Пуансона до формі відновлюваної поверхні деталі. Замітимо, що при напіканні, виконаному за формою поверхні, що відновлюється, товщина порошкового шару у вихідному положенні буде нерівномірною.

У зв'язку з вище зазначеним, нами було виконано визначення форми криволінійної контактної поверхні електрода-пуансона, яке повинне вирішуватися в кожному конкретному випадку виходячи з форми й розмірів поверхні, що відновлюється і товщини покриття.

*Аналіз останніх досліджень.* Дослідженнями авторів [2, 3] встановлено, що до 37 % розподільних валів двигунів ЗМЗ-53, а також валів двигунів КАМАЗ-740.10, що надійшли в ремонт, вибрако-

---

© к.т.н. Рубцов М.О., інженер.Лазуренко А.С.

<sup>1</sup> - науковий керівник к.т.н., доц. Смелов А.О.

вустється через зношування кулачків. В результаті аналізу технічного стану розподільних валів при їхньому надходженні в ремонт встановлено, що до 37% валів впускні й до 42% валів випускні кулачки мають зношування менше припустимого та не вимагають ремонтних впливів; до 26% валів впускні й до 33% валів випускні кулачки підлягають відновленню перешліфовкою на еквідистантний профіль; до 37% валів маючих хоча б один впускний кулачок і до 25% валів - хоча б один випускний кулачок зі зношуванням більше граничного, тобто підлягають відновленню металопокриттями. Кількість кулачків, що мають зношування більше граничного коливається від 1 доб.

*Формування цілей статті.* Метою даної роботи є обґрунтування та вибір математичної залежності для розрахунку форми контактної поверхні електрода-пуансона при електроконтактному напиканні кулачків розподільного валу двигуну КАМАЗ-740.10, що дозволить забезпечити рівномірне ущільнення порошкового матеріалу за периметром напикання, і допоможе отримувати якісні покриття у процесі електроконтактного напикання порошкових матеріалів на криволінійну поверхню кулачка.

*Основна частина.* Згідно аналізу зношень кулачків розподільних валів двигуну КАМАЗ-740.10 по дослідженням [3], на профілі зношеного кулачка було встановлено три характерні точки  $O(0; 0)$ ,  $A(9,16198009; 6,325)$ ,  $B(17,6; 25,6)$  (рис. 1).

Слід зазначити, що форми вершин кулачків, зношених на різну величину, не мають геометричної подібності. У початковий момент, при величині зношування до  $(0,5...0,6)10^{-3}$  м, найбільшому зношуванню піддається вершина кулачка з боку набігання. З ростом величини зношування ця зона починає поширюватися й на сторону вершини, що є збіжною. При величині зношування  $(1,2...1,5)10^{-3}$  м форма зношеної вершини практично симетрична.

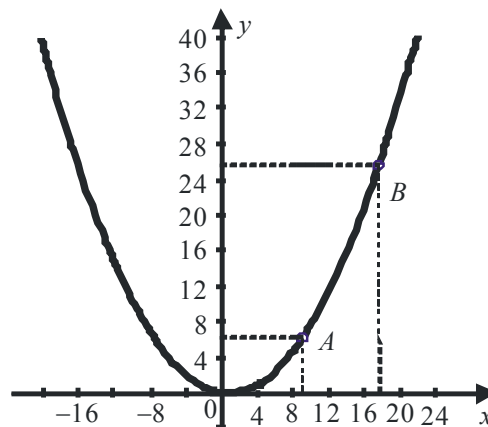


Рисунок 1 – Характерні точки зношення кулачків.

В [1] доведено, що профіль зношеного кулачка можна записати залежністю



$$y = a \cdot x^b. \quad (1)$$

Підставляючи в формулу (1) значення точок А і В отримаємо систему рівнянь

$$\begin{cases} 6,325 = a \cdot 9,16198009^b, \\ 25,6 = a \cdot 17,6^b. \end{cases}$$

Після розв'язання цієї системи отримаємо:  $a = 0,055069616$ ,  $b = 2,141550214$ , тобто залежність (1) прийме вигляд:

$$y = 0,055 \cdot x^{2,142}. \quad (2)$$

Аналізуючи залежність (2), можна зробити висновок, що вона близька до квадратичної.

Нами було запропоновано описувати профіль зношеного кулачка розподільного валу квадратичною залежністю

$$y = kx^2 + Lx + M. \quad (3)$$

Підставивши в залежність (3) координати точок О, А, В, матимемо:

$$\begin{cases} 0 = K \cdot 0^2 + L \cdot 0 + M, \\ 6,325 = K \cdot 9,16198009^2 + L \cdot 9,16199009 + M, \\ 25,6 = K \cdot 17,6^2 + L \cdot 17,6 + M. \end{cases}$$

Розв'язавши систему трьох лінійних рівнянь, отримаємо:  $K = 0,090565383$ ,  $L = -0,139405286$ ,  $M = 0$ . Підставивши ці коефіцієнти в (3), матимемо

$$y = 0,090565383x^2 - 0,139405286x. \quad (4)$$

Додатні значення  $y$  отримуємо при  $x \in (-\infty; 0) \cup (1,54; +\infty)$ . Тобто дана залежність має інтервал  $(0; 1,54)$ , де  $y < 0$ , що не підходить для досліджень.

Візьмемо для формули (3) п'ять точок:  $A(9,162; 6,325)$ ,  $B(17,6; 25,6)$ ,  $O(0; 0)$ ,  $A_1(-9,162; 6,325)$ ,  $B_1(-17,6; 25,6)$  і застосуємо метод найменших квадратів для визначення невідомих коефіцієнтів. Згідно цього метода:

$$S = \sum (y_i - Y)^2 \rightarrow \min \quad \text{або} \quad S = \sum (kx_i^2 + Lx_i + M - Y)^2 \rightarrow \min.$$

$$\begin{cases} \frac{\partial S}{\partial K} = 0, \\ \frac{\partial S}{\partial L} = 0, \\ \frac{\partial S}{\partial M} = 0. \end{cases}$$

Одержали систему трьох лінійних рівнянь з трьома невідомими:  $K$ ,  $L$ ,  $M$ .

$$\begin{cases} K \sum_{i=1}^5 x_i^4 + L \sum_{i=1}^5 x_i^3 + M \sum_{i=1}^5 x_i^2 = \sum_{i=1}^5 Y_i x_i^2, \\ K \sum_{i=1}^5 x_i^3 + L \sum_{i=1}^5 x_i^2 + M \sum_{i=1}^5 x_i = \sum_{i=1}^5 Y_i x_i, \\ K \sum_{i=1}^5 x_i^2 + L \sum_{i=1}^5 x_i + M \cdot n = \sum_{i=1}^5 Y_i. \end{cases}$$

Складемо розрахункову таблицю 1.

Таблиця 1 – Розрахункові дані.

$n$	$x_i$	$Y_i$	$x_i Y_i$	$x_i^2$	$x_i^3$	$x_i^4$	$x_i^2 Y_i$
1	9,162	6,325	57,950	83,942	769,079	7046,300	530,935
2	17,6	25,6	450,56	309,76	5451,776	95951,258	7929,856
3	0	0	0	0	0	0	0
4	-9,162	6,325	-57,950	83,942	-769,079	7046,300	530,935
5	-17,6	25,6	-450,56	309,76	-5451,776	95951,258	7929,856
$\Sigma$	0	63,85	0	787,40	0	205995,12	16921,581

Підставивши значення сум в останню систему, матимемо

$$\begin{cases} 20,5995116 \cdot K + 0 \cdot L + 787,404 \cdot M = 16921,581, \\ 0 \cdot K + 787,404 \cdot L + 0 \cdot M = 0, \\ 787,404 \cdot K + 0 \cdot L + 5M = 63,85. \end{cases}$$

Розв'язавши цю систему, отримаємо:  $K = 0,083743082$ ;  $L = 0$ ;  $M = -0,41793572$ .

Отже,

$$y = 0,083743082x^2 - 0,41793572. \quad (5)$$

Додатні значення  $y$  отримуємо при

$x \in (-\infty; -2,23) \cup (2,23; +\infty)$ . Тобто дана залежність має інтервал  $(-2,23; 2,23)$ , де  $y < 0$ , що не підходить для досліджень.

Проаналізуємо ще три залежності виду  $y = Dx^2$ .

1) Якщо розглядувана парабола проходить через точку  $A(9,162; 6,325)$

$$D = \frac{6,325}{9,162^2} = 0,0775349427.$$

Тоді

$$y = 0,075349427x^2. \quad (6)$$

2) Якщо розглядувана парабола проходить через точку  $B(17,6; 25,6)$

$$D = \frac{25,6}{17,6^2} = 0,082644628.$$

Тоді

$$y = 0,082644628x^2. \quad (7)$$

3) Середнє значення коефіцієнта  $D$ , що знаходиться між точками  $A$  і  $B$ :

$$D = \frac{0,075349427 + 0,082644628}{2} = 0,078997028.$$

Тоді

$$y = 0,078997028x^2. \quad (8)$$

Всі отримані формули зведемо до таблиці з ціллю їх аналізу.

Таблиця 2 – Зведені дані.

№п/ п	Формула	$x = 0$	$x = 9,162$	$x = 17,6$	$\sum (y_i - Y)^2$
1	$y = 0,055 \cdot x^{2,1416}$	0	6,31773	25,57	0,00095
2	$y = 0,055x^2$	0	4,61682	17,04	76,246
3	$y = 0,090565383x^2 - 0,139405286x$	0	6,38	25,6	0,003025
4	$y = 0,083743082x^2 - 0,41793572$	0	6,61164	25,52	0,08853
5	$y = 0,83743082x^2$	0	7,02958	25,94	0,612033
6	$y = 0,75349427x^2$	0	6,325	23,34	5,1065
7	$y = 0,082644628x^2$	0	6,9374	25,6	0,375
8	$y = 0,078997028x^2$	0	6,631	24,47	1,3703

Аналізуючи одержані залежності, вважаємо, що базовою є залежність  $y = 0,055 \cdot x^{2,142}$ , оскільки вона має найменше відхилення в розрахункових точках. Для цього порівнюємо її площу з площею, яку дають криві 3, 4 і 7 на ділянці  $[0; 17; 6]$  (ці криві мають найкращі оціночні результати) (рис. 2).

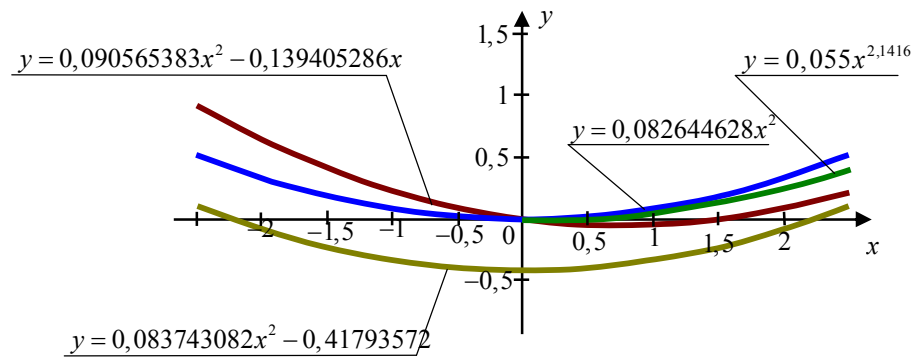


Рисунок 2 – Розташування кривих біля початку координат.

$$S_1 = \int_0^{17,6} 0,055069616 \cdot x^{2,141550214} dx = 0,055069616 \cdot \frac{x^{3,141550214}}{3,141550214} \Big|_0^{17,6} = 143,4196408$$

$$S_2 = \int_0^{17,6} (0,090565383x^2 - 0,139405286x) dx = \left( 0,090565383 \cdot \frac{x^3}{3} - 0,139405286 \cdot \frac{x^2}{2} \right) \Big|_0^{17,6} =$$

$$= \left( 0,090565383 \cdot \frac{x^3}{3} - 0,139405286 \cdot \frac{x^2}{2} \right) \Big|_0^{17,6} = 164,5807272 - 21,5910907 = 142,9896365$$

$$S_3 = \int_0^{17,6} (0,083743082x^2 - 0,41793572x) dx = 0,083743082 \cdot \frac{x^3}{3} \Big|_0^{17,6} - 0,41793572x \Big|_0^{17,6} =$$

$$= 152,1828415 - 7,355668672 = 144,8271728$$

$$S_4 = \int_0^{17,6} 0,082644628x^2 dx = 0,082644628 \cdot \frac{x^3}{3} \Big|_0^{17,6} = 150,1866665$$

$$|S_1 - S_2| = 0,4300043 \quad ; \quad |S_1 - S_3| = 1,407532 \quad ; \quad |S_1 - S_4| = 6,7670257$$

$$\Delta_1 = \sqrt{\frac{S_1 - S_2}{S_1}} = \sqrt{\frac{0,4300043}{143,4196408}} \approx 0,017315$$

$$\Delta_2 = \sqrt{\frac{S_1 - S_3}{S_1}} = \sqrt{\frac{1,407532}{143,4196408}} \approx 0,099066$$

$$\Delta_3 = \sqrt{\frac{S_1 - S_4}{S_1}} = \sqrt{\frac{6,7670257}{143,4196408}} \approx 0,217217$$

Отримані результати розрахунків підтверджують табличні розрахунки. За розрахункову залежність беремо  $y = 0,082644628x^2$ , яка має середнє квадратичне відхилення від залежності  $y = 0,055 \cdot x^{2,142}$

приблизно рівне 0,217 мм.

Знаючи форму кривої напикання, потрібно ще зробити розрахунок товщини прошарку порошку (рис. 3.).

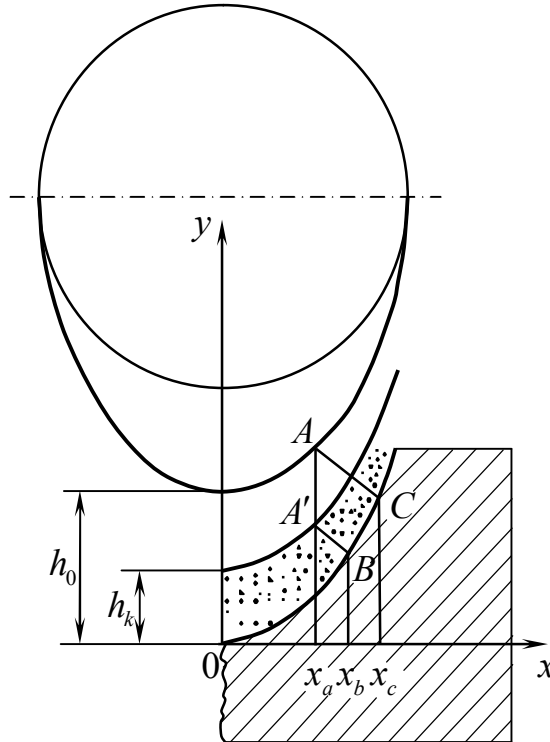


Рисунок 3 – Товщина прошарку порошку.

Рівномірність ущільнення можна встановити аналізуючи змінення відношення  $h_k / h_0$  по периметру напикання. Якщо в будь-якій точці цього відношення отримаємо одне й теж (або близькі) значення, то форма профілю електрода-пуансона прийнята вірно. З розрахункової схеми ущільнення порошкового матеріалу поверхні кулачка (рис. 3.) маємо

$$\frac{h_k}{h_0} = \frac{|A'B|}{|AC|} = \frac{|x_b - x_a|}{|x_c - x_a|},$$

де  $AC$  – нормаль до профілю кулачка в довільній точці в початковому положенні;  $A'B$  – нормаль до тієї ж точки профілю кулачка після напикання прошарку;  $x_a$ ,  $x_b$ ,  $x_c$  – абсциси точок  $A$ ,  $B$ ,  $C$  відповідно.

Товщина порошку визначається довжиною нормалі до поверхні. Формула нормалі в точці  $C$ :

$$y - y_i = -\frac{1}{y'(x_i)} \cdot (x - x_i) \quad \text{або} \quad y = y_i + \frac{x_i - x}{y'(x_i)},$$

де  $y_i = 0,082644628x_i^2 + \frac{x_i}{y'(x_i)} - \frac{x}{y'(x_i)} + h_0$ .

$$\text{Нехай } k = -\frac{1}{y'(x_i)}; \quad l = 0,082644628x_i^2 + \frac{x_i}{y'(x_i)} + h_0.$$

$$y = kx + l, \quad y = mx^2,$$

де  $m = 0,082644628$ .

$$\begin{cases} y = kx + l, \\ y = mx^2. \end{cases} \quad kx + l = mx^2, \quad mx^2 - kx - l = 0, \quad D = k^2 + 4ml.$$

$(x_1)_c = \frac{k - \sqrt{k^2 + 4ml}}{2m}$  – не підходить, оскільки під коренем стоїть вираз більший за  $k$ , а  $(x_1)_c$  не може бути від'ємним.

$(x_2)_c = \frac{k + \sqrt{k^2 + 4ml}}{2m}$  або з урахуванням того, що корінь тільки один можна записати  $x_c = \frac{k - \sqrt{k^2 + 4ml}}{2m}$ .

Для знаходження координат точки  $B(x_b; y_b)$  складемо аналогічну систему рівнянь, як і для отриманої точки  $C(x_c; y_c)$ .

$$y - y_i = -\frac{1}{y'(x_i)} \cdot (x - x_i) \quad \text{або} \quad y = y_i + \frac{x_i}{y'(x_i)} - \frac{x}{y'(x_i)},$$

де  $y_i = 0,082644628x_i^2 + \frac{x_i}{y'(x_i)} - \frac{x}{y'(x_i)} + h_k$ .

$$\text{Нехай } k = -\frac{1}{y'(x_i)}; \quad l_1 = 0,082644628x_i^2 + \frac{x_i}{y'(x_i)} + h_k.$$

$$y = kx + l, \quad y = mx^2,$$

де  $m = 0,082644628$ .

$$\begin{cases} y = kx + l_1, \\ y = mx^2. \end{cases} \quad kx + l_1 = mx^2, \\ mx^2 - kx - l_1 = 0, \quad D = k^2 + 4ml_1.$$

$(x_1)_b = \frac{k - \sqrt{k^2 + 4ml_1}}{2m}$  – не підходить, оскільки під коренем стоїть вираз більший за  $k$ , а  $(x_1)_b$  не може бути від'ємним.

$(x_2)_b = \frac{k + \sqrt{k^2 + 4ml_1}}{2m}$  або з урахуванням того, що корінь тільки один можна записати  $x_b = \frac{k + \sqrt{k^2 + 4ml_1}}{2m}$ .

Знайдемо аналітично різницю  $l - l_1$ .

$$l - l_1 = h_0 - h_k \text{ або } l_1 = l - h_0 + h_k,$$

і тоді

$$x_b = \frac{k + \sqrt{k^2 + 4m(l - h_0 + h_k)}}{2m}.$$

Підставляючи отримані значення в рівняння

$$\frac{h_k}{h_0} = \frac{|A'B|}{|AC|} = \frac{|x_b - x_a|}{|x_c - x_a|},$$

матимемо

$$\frac{h_{k_i}}{h_{0_i}} = \frac{\left| \frac{k + \sqrt{k^2 + 4ml_1}}{2m} - x_a \right|}{\left| \frac{k + \sqrt{k^2 + 4ml}}{2m} - x_a \right|}.$$

Або

$$\alpha(x_i) = \frac{h_{k_i}}{h_{0_i}} = \frac{2mx_i - k - \sqrt{k^2 + 4m(l - h_0 + h_k)}}{2mx_i - k - \sqrt{k^2 + 4ml}}.$$

Зробимо розрахунок  $\alpha(x_i)$  на ділянці  $x \in [1;9]$ , беручи  $m = 0,082644628$ ,  $h_0 = 0,005 \text{ і}$ ,  $h_k = 0,0018 \text{ і}$  ( $h_0 = 0,003 \text{ і}$ ,  $h_k = 0,0015 \text{ і}$ ) з 50 % ущільненням. Результати розрахунків зведені до таблиць.

1 варіант  $h_0 = 0,005 \text{ і}$  ;  $h_k = 0,0018 \text{ і}$ 

$x_i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\alpha(x_i)$	0,3624	0,3679	0,3735	0,3775	0,3797	0,38	0,3799	0,379	0,3778

2 варіант  $h_0 = 0,003 \text{ і}$  ;  $h_k = 0,0015 \text{ і}$ 

$x_i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\alpha(x_i)$	0,5015	0,5052	0,5091	0,5118	0,5134	0,5138	0,5136	0,514	0,51

Результати розрахунків обох варіантів показують, що коефіцієнт  $\alpha(x_i)$ , який характеризує ущільненість прошарку, практично однаковий для всіх точок профілю кулачку. Є деякі змінення по 1 варіанту від 0,36 до 0,38, та для 2 варіанту від 0,50 до 0,51. Але ці зміни не зроблять якогось впливу, оскільки змінення менші за розміри частини порошку.

*Висновки.*

В результаті вибору, аналізу та обґрунтуванню математичної залежності форми контактної поверхні електрода-пуансона для електрореконтактного напикання кулачків розподільного валу двигуну КА-МАЗ-740.10, отримали теоретичну можливість забезпечення рівномі-

рного ущільнення порошкового матеріалу за периметром напикання, що дозволяє отримувати якісне покриття в процесі електроконтактного напикання порошкових матеріалів на криволінійну поверхню кулачка. Отримані результати бажано підтвердити експериментально.

#### Література

1. Меркулов А.Ф. Восстановление кулачков распределительных валов ДВС электроконтактным напеканием металлических порошков в условиях сельскохозяйственных ремонтных предприятий.– дис. канд. техн. наук. / А.Ф. Меркулов. – М, 1969.-270 с.
2. Смелов А. А. Повышение межремонтного ресурса распределительных валов ДВС электромеханической обработкой в условиях сельскохозяйственных предприятий (на примере двигателя ЗМЗ-53).– дис. канд. техн. наук. / А. А. Смелов. – Москва, 1984. – 182с.
3. Лазуренко А.С. Аналіз зношень кулачків розподільних валів двигуну КАМАЗ-740.10/А.С. Лазуренко//Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9. т. 1. – с. 125-131.

### **РАСЧЕТ ПРОФИЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ И ОЦЕНКА ТОЛЩИНЫ ПОКРЫТИЯ ДЛЯ ИЗНОШЕННОГО КУЛАЧКА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ-740.10**

**Рубцов М.О., Лазуренко А.С.**

#### *Аннотация*

**Работа посвящена обоснованию формулы расчета для восстановления электроконтактным навариванием металлических материалов и количественной оценке изменения толщины покрытия по периметру кулачка.**

### **CALCULATION FOR RESTORATION OF THE WEAR'S SHAPE AND QUANTITATIVE ESTIMATION'S CHANGING OF LAYER FOR SHAPE'S CAM OF CAMSHAFT'S ENGINE'S OF KAMAZ-740.10**

**N. Rubtsov., A. Lazurenko.**

**Character of wear's shape of the camshaft's cam is lighted. The mathematical formula for the wear's shape of the camshaft cam of engine KAMAZ -740.10 is represented. The quantitative estimation's changing of layer for shape's cam of camshaft's engine of KAMAZ 740.10 is resulted.**



## МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЗАГАЛЬНОЇ РЕАКЦІЇ РІЗАННЯ ГРУНТУ ПОВЕРХНЕЮ ДОВІЛЬНОЇ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ФОРМИ

Семенюта А.М., інженер

*Дочірнє підприємство "Гуляйпільський механічний завод,, "ВАТ Мотор Січ,,*  
Тел. (06145) 43351

Білокопитов О.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет.*

Тел. (0619) 42-21-32

Волік Б.А., к.т.н.

*Дніпропетровський державний аграрний університет.*

Тел. (056) 7135192

**Анотація** – в роботі обґрунтовано і представлено загальну методику різання ґрунту поверхнею довільної геометричної форми, що дозволяє моделювати процес обробітку ґрунту під наперед задані якісні показники.

**Ключові слова** - моделювання, дисковий робочий орган, тяговий опір, механіко – технологічні властивості, прямолінійна утворююча, криволінійна напрямна.

*Постановка проблеми.* Аналізом відомих конструктивних рішень машин, в основі яких закладено робочі органи дискового типу, встановлено, що практично всі параметри даних машин відпрацьовувались експериментально і мають обмежену аналітичну основу. Причиною тому є складність аналізу та опису руху ґрунтового шару як по поверхні робочого органу, так і після сходу з нього.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що збільшення кута атаки дає можливість використовувати диск з більшою вгнутістю, тобто з меншим радіусом кривизни[1]. Радіус кривизни визначає інтенсивність розпушування і обертаючу спроможність робочого органу

*Аналіз останніх досліджень.* Відомо, що поверхня полиці плуга [2,3] утворена переміщенням у просторі прямолінійної утворюючої. Науковцями [4] запропоновано розглядати поверхню, яка утворена переміщенням у просторі криволінійної напрямної.

*Постановка завдання.* Метою даної роботи є розробка методики реакції різання ґрунту поверхнею утвореною переміщенням у просторі криволінійної напрямної, або в узагальненому вигляді поверх-

нею довільної геометричної форми під наперед задані показники якості його роботи.

*Основна частина.* Припущення, прийняті при моделюванні ґрунту.

Як впливає з наведеного, проблема полягає в визначенні питомого коефіцієнта різання ґрунту, яке створює робоча поверхня. У відповідності до [5] питомий коефіцієнт різання ґрунту визначається як відношення проекції на напрямок руху всіх діючих сил до площі поперечного перетину скиби. Діючі сили у свою чергу залежать від форми робочої поверхні, швидкості руху та механіко-технологічних властивостей ґрунту.

При моделюванні середовища нами прийняті такі припущення.

1. Ґрунт моделюється середовищем, що має внутрішнє тертя і питомих зчеплення, яке не залежить від зовнішнього тиску. Достатність даного допущення підтверджена [6,7]
2. Ґрунт анізотропний – механічні властивості починаючи з деякої глибини не залежать від напряму заміру. Експериментальними дослідженнями [8] встановлено, що для більшості грантів ця глибина становить 14 см.
3. Як показано [9] для тиску 0,3...0,5 МПа, а для ущільнених ґрунтів і до 0,7 МПа, залежність між деформацією і тиском можна вважати лінійною. Таким чином, для визначення діючих в модельному середовищі сил можна застосовувати теорію пружності.
4. Розгалуження тріщин (ліній сколювання) у ґрунті відбувається у поперечно-вертикальній площині – під кутом  $\pi/2+\varphi_2$  до леза долота, у поперечно вертикальній площині – під кутом  $\varphi_2$  до вертикалі, де  $\varphi_2$  – кут внутрішнього тертя ґрунту [10,11]. Первинний напрямок розповсюдження тріщини є пріоритетним і у процесі розповсюдження не змінюється.
5. Питоме зчеплення часток ґрунту є інтегральним показником, який визначає інші механіко-технологічні властивості.

Розглянемо механізм взаємодії з оброблюваним середовищем робочої поверхні довільної форми. На рис.1. лінії АВ, ВС, СА – сліди перетину робочої поверхні з площинами координат. Напрямок руху співпадає з спрямуванням осі Х.

Приймаємо, що ділянка АВС нескінченно мала, що дає нам підставу вважати сліди прямолінійними.

Виріжемо на поверхні АВС нескінченно малу прямокутну площадку DEFG. Таку елементарну площадку можна розглядати як підпорну стінку, на яку діє сила

$$P = P_n + P_{Tr} + P_D, \quad (1)$$

де  $P_n$  – підпорний боковий тиск;

$P_{Tr}$  – сила тертя;

РД – динамічна складова сил тиску.

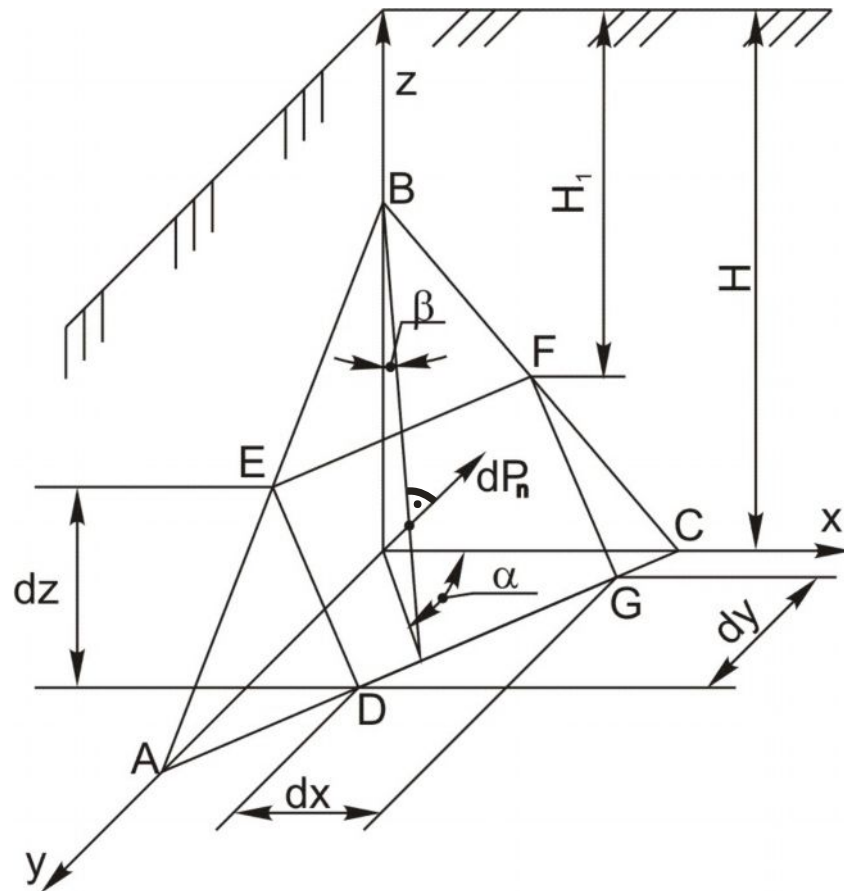


Рисунок 1 – Розрахункова схема взаємодії елементарної площадки з середовищем.

У відповідності до [12] для нескінченно малої площадки рівняння підпорної стінки прийме вид (обґрунтування можливості застосування рівняння підпорної стінки на робочих швидкостях землерийних та ґрунтообробних машин дано у роботах [10])

$$\begin{aligned}
 dP_n &= \frac{\gamma \cdot (H^2 - H_1^2)}{2} \cdot \left[ \operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}\right) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos \beta \cdot (DG) = \\
 &= \frac{\gamma \cdot (H + H_1) \cdot (H - H_1)}{2 \cdot \cos \alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}\right) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos \beta \cdot dy = \quad (2) \\
 &= \frac{\gamma \cdot (2 \cdot H + dz) \cdot dz}{2 \cdot \cos \alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}\right) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos \beta \cdot dy
 \end{aligned}$$

де  $DG = dy / \cos \alpha$ ;

$H - H_1 = dz$ ;

$\gamma$  – питома вага ґрунту;

$\beta$  – кут постановки площадки до вертикалі;

$H, H_1$  – відповідно глибина розташування нижнього та верхнього обрізів площадки.

Зважаючи на малість величини  $dz$  з достатнім ступенем точності можна прийняти

$$dP_n = \frac{\gamma \cdot H}{\cos \alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg} \beta \right]^2 \cdot \cos \beta \cdot dy \cdot dz \quad (3)$$

що надає можливість перейти до єдиної форми запису диференціальних рівнянь.

Динамічну складову визначаємо за формулою [13]

$$dP_D = b \cdot a \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_P \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} \cdot V^2 = \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_P \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} \cdot V^2 \cdot dy \cdot dz, \quad (4)$$

де  $a, b$  – відповідно висота і ширина площадки;

$\alpha_P$  – кут різання;

$\theta$  – задній кут;

$V$  – швидкість руху.

Рівняння (4) справедливе для швидкості руху до 2,5 м/с. З урахуванням того, що методика пропонується для знарядь основного обробітку ґрунту, такий діапазон швидкості можна вважати задовільним.

Сумарний тиск, направлений по нормалі до площадки

$$dP_\Sigma = \gamma \cdot \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg} \beta \right]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_P \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot dy \cdot dz \quad (5)$$

З розрахункової схеми (рис.2) проекція нормально діючих сил на напрямок руху (вісь X) буде:

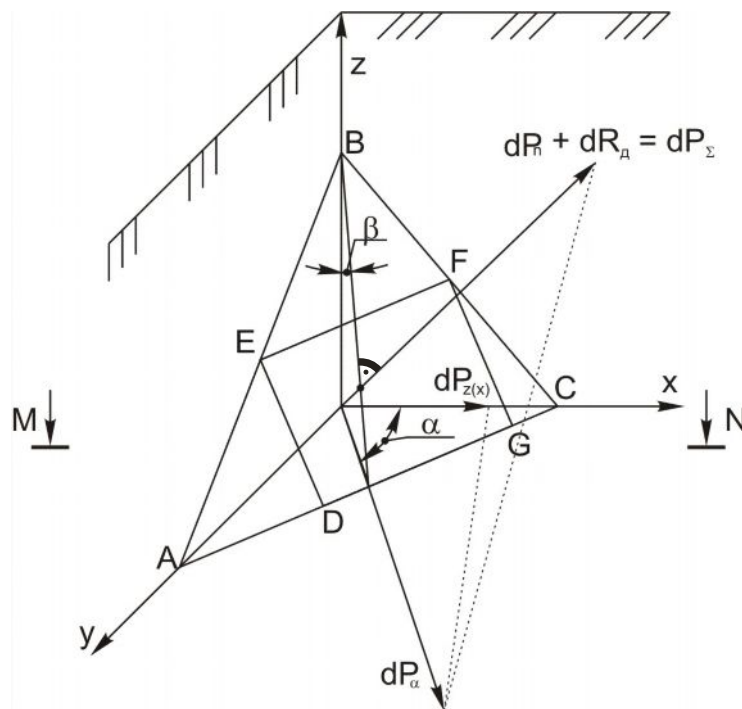


Рисунок 2 – Розрахункова схема до визначення проекції на напрямок руху нормально діючих сил.

$$dP\Sigma(X) = P\alpha \cdot \cos\alpha = dP\Sigma \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta =$$

$$= \gamma \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta \cdot \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot dy \cdot dz \quad (6)$$

У відповідності до розрахункової схеми (рис.3)

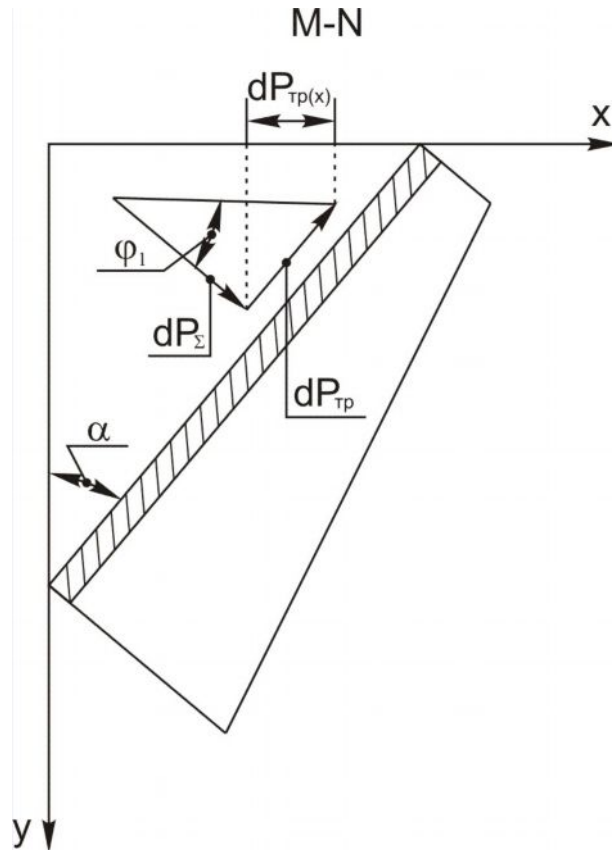


Рисунок 3 – Реакція сил тертя.

Сила тертя

$$dP_{Tp} = \gamma \cdot \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot \operatorname{tg}\varphi l \cdot dy \cdot dz, \quad (7)$$

де  $\varphi l$  – кут зовнішнього тертя ґрунту по сталі.

Проекція сили тертя на напрямок руху

$$dP_{Tp(X)} = \gamma \sin\alpha \cdot \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} \cdot V^2 \right\} \cdot \operatorname{tg}\varphi l \cdot dy \cdot dz \quad (8)$$

Тоді, проекція на напрямок руху всіх діючих сил

$$dP = dP\Sigma(X) + dP_{Tp(X)} =$$

$$= \gamma \cdot \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} \cdot V^2 \right\} \times$$

$$\times (\cos\alpha \cdot \cos\beta + \sin\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi l) \cdot dy \cdot dz \quad (9)$$

Для визначення сумарної реакції поверхні робочого органа візьмемо інтеграл по поверхні від отриманого рівняння (9)

$$P = \gamma \cdot \iint_{\sigma} \left\{ \frac{H}{\cos \alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\varphi_2 - \beta}{2}) + \operatorname{tg} \beta \right]^2 \cdot \cos \beta + \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right\} \times (10) \\ \times (\cos \alpha \cdot \cos \beta + \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_1) \cdot dy \cdot dz$$

де  $\sigma$  – рівняння поверхні.

#### Висновок.

Наведена методика визначення тягового опору робочого органу довільної геометричної форми дозволяє на проектному етапі оцінити енергетичні витрати на розпушення ґрунту. Особливо важливим є те, що методика дозволяє визначити напрямок дії результуючої сили опору та точку прикладення. Останнє є важливим з точки зору загальної компоновки машини.

#### Література

1. Эльшейх А.Х. Обоснование технологического процесса предпосевной обработки почвы и конструктивно-технологических параметров комбинированного агрегата: автореф. дис. канд. техн. наук / А.Х. Эльшейх – М., 2009. – 18с.
2. Горячкин В.П. Собрание починений в трёх томах / В.П. Горячкин. // Том 2. – М.: Колос, 1965.- 459 с.
3. Кобець А.С., Волик Б.А., Рибкін А.П. Аналітичні дослідження агрегату на основі робочих органів дискового типу./ А.С. Кобець., Б.А. Волик., А.П. Рибкін.// Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, Вип..44, «Механізація сільськогосподарського виробництва, Т.2, Харків, 2006. – с. 231-236.
4. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И. Кленин., В.А. Сакун. – М.: Колос, 1980.- 671с.
5. Мударисов С.Г. Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: Автореф. дис...докт. техн. наук: 05.20.01. / С.Г. Мударисов. – Челябинск, 2007. – 40с.
6. Зеленін А.Н. Основы разрушения грунтов механическим способом / А.Н. Зеленін. – М.: Машиностроение, 1968.- 320 с.
7. Панченко А.Н. Аналитический метод определения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих и землеройных машин и оценка их эффективности для энергосберегающих технологий: Учебное пособие Днепропетр.гос.агр.ун-т. /А.Н. Панченко. – Днепропетровск,1995.–96с.
8. Шаров Н.М. Эксплуатационные свойства машино - тракторных агрегатов / Н.М. Шаров. – М.: Колос, 1981.- 240 с.

9. *Цытович Н.А.* Механика грунтов (краткий курс): Учебник для строит. вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. / *Н.А. Цытович.* – М.: Высш. шк., 1983. – 288с.
10. *Синеоков Г.Н.* Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих машин / *Г.Н Синеоков.* – М.-Л.:Машгиз, 1949, - 86с.
11. *Хотюн Г.В., Рыбкин А.П., Лихоман А.В.* Методика оценки качества обработки почвы. / *Г.В. Хотюн., А.П. Рыбкин., А.В. Лихоман.* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії – Вип. 22, - Мелітополь:ТДАТА, 2004. – С. 185 – 189.
12. *Шелудченко Б.А., Фомін М.П., Губенко В.О., Вітовський О.В.* Обгрунтування радіусу кривизни робочої тороїдальної поверхні дискового робочого органу ґрунтообробного знаряддя. / *Б.А. Шелудченко., М.П. Фомін., В.О. Губенко., О.В. Вітовський.* // Механізація сільськогосподарського виробництва. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том IV. Київ, 1998. – С. 97-100.
13. *Ветров Ю.А.* Резание грунтов землеройными машинами / *Ю.А. Ветров.* – М.: Машиностроение, 1971.- 350 с.

## **МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОБЩЕЙ РЕАКЦИИ РЕЗАНИЯ ПОЧВЫ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ**

**Семенюта А.М., Белокопытов О.В., Волик Б.А.**

### *Аннотация*

**В работе обоснована и представлена общая методика расчета резания почвы поверхностью произвольной геометрической формы. Данная методика позволяет моделировать процесс обработки почвы при заранее заданных показателях качества.**

## **CALCULATION METHOD OF THE GROUND CUTTING REACTION BY ANY GEOMETRICAL FORM SURFACE**

**A. Semenyuta., O. Belokopytov., B. Volik.**

### *Summary*

**The calculation method of the ground cutting reaction by any geometrical form surface is substantiated and represented at the work. The method enable to mode ground cutting process under given quality indices.**

## МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ ФОРМИ ПОВЕРХНІ ГРУНТООБРОБНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА

Семенюта А.М., інженер

Дочірнє підприємство "Гуляйпільський механічний завод,, "ВАТ Мотор Січ,,  
Тел. 06145 – 43351

**Анотація** – в узагальненому вигляді представлено методику проектування ґрунтообробного робочого органу з оптимізацією його параметрів під наперед задані показники якості.

**Ключові слова** - коефіцієнт подрібнення, модель, фізико-механічні властивості сільськогосподарських матеріалів, ґрунтово-кліматичні умови, геометричне моделювання.

*Постановка проблеми.* У практиці сільськогосподарського машинобудування при проектуванні та розрахунку поверхонь робочих органів, аналогічних досліджень ще недостатньо. Тому для цієї галузі машинобудування велике значення має пошук нових форм і методів конструювання робочих поверхонь, а також застосування апарата прикладної геометрії тих передових галузей промисловості, де ці методи успішно застосовуються.

Сучасні вимоги до ґрунтообробних знарядь вимагають їх створення на базі технологій, що передбачають максимальну адаптацію робочих поверхонь до технологічного процесу з урахуванням конкретних ґрунтово-кліматичних умов роботи. Основна мета, що при цьому переслідується – забезпечення необхідних показників якості розпушування, під якими перш за все розуміють отримання ґрунтових агрегатів певного розміру.

*Аналіз останніх досліджень.* Впровадження інженерних розрахунків поверхонь робочих органів з врахуванням умов роботи знаряддя й забезпечення виконання агротехнічних вимог, робочими органами, що приймають участь у технологічному процесі з метою підвищення продуктивності праці, стає можливим лише при наявності раціональних способів конструювання робочих поверхонь. У зв'язку із цим важливою проблемою стає питання геометричного моделювання процесів землеробської механіки, як основи для розробітку апарату конструювання поверхонь ґрунтообробних робочих органів. Сьогодні



проектування ґрунтообробних робочих органів можна розділити на дві групи.

До першої групи ставляться методи побудови поверхонь за допомогою емпірично підібраних параметрів [1,2]. Недолік цих методів - емпіризм при визначенні вихідних геометричних параметрів форми, однак, вони залишаються ще основними в практиці проектування.

До другої, більше прогресивної групи, ставляться роботи [3] і інших вчених по конструюванню робочих поверхонь робочих органів на основі фізико-механічних і технологічних властивостей сільськогосподарських матеріалів. Так Желіговский В.А. запропонував при проектуванні поверхонь урахувувати просторове розташування сил, що діють на ґрунтовий шар при своєму русі.

Забезпечити на проектному етапі з достатньою долею імовірності отримання саме необхідних за розміром агрегатів можливо за умови наявності якнайбільш повної математичної моделі взаємодії робочої поверхні з оброблюваним середовищем. Останнє передбачає наявність моделей ґрунту та самого робочого органа.

Найбільш близько до створення моделі взаємодії знаряддя довільної геометричної форми з середовищем підійшов А.М. Панченко [4,5], який створив аналітичну теорію розрахунку ступеня розпушення ґрунту для різних складових ріжучого периметра, включаючи різні варіанти орієнтації у просторі. Методика базується на тому, що для формування ґрунтово-агрегатного складу необхідно подолати внутрішню напругу, яка залежить від результуючої сил зчеплення та кута укладання часток. Останні два параметри легко визначаються аналітично з залученням мінімуму експериментальних даних.

*Постановка завдання.* Метою даної роботи є розробка методики оптимізації параметрів ґрунтообробного робочого органа під наперед задані показники якості його роботи.

*Основна частина.* Методика, яка пропонується, передбачає, що параметри робочого органа буде обрано шляхом перебору різних варіантів конструктивного виконання з перевіркою їх за критеріями оптимізації.

У якості критеріїв оптимізації прийнято показники якості розпушення та тяговий опір знаряддя. За показники якості розпушення прийнято коефіцієнт подрібнення та коефіцієнт різноподрібнення структурованих агрегатів [4,5]. У якості пріоритетного на етапі первинного обґрунтування обрано коефіцієнт подрібнення.

У якості вхідних параметрів прийнято:

- механіко-технологічні властивості ґрунту, а саме – коефіцієнти внутрішнього та зовнішнього тертя, питоме зчеплення часток, твердість;
- фізичні властивості ґрунту, а саме - об'ємна та питома маса, вологість;
- глибина обробітку ґрунту;
- конструктивні параметри знаряддя;

- швидкість руху.

*Висновки.*

Суть пропонованої методики полягає в наступному.

*Етап 1.* Приймаємо, що знаряддя являє собою ріжучий периметр, що складається з нескінченної кількості нескінченно тонких клинів, орієнтація яких певним чином у просторі, дає пошукований нами робочий орган. Виходячи з цієї посилки, беремо довільно розташовану у просторі прямокутну елементарну площадку, вважаємо її за елементарний клин (долото) і складаємо рівняння діючих сил при переміщенні її в оброблюваному середовищі на довільній глибині від поверхні.

*Етап 2.* За основу приймаємо найпростішу поверхню другого порядку – сферу і розташовуємо її у довільно взятій системі координат. Склавши рівняння поверхні, проводимо низку перетинаючих площин і отримуємо рівняння слідів їх перетину зі сферою. Представляємо рівняння слідів у горизонтально проведених перетинаючих площинах, як рівняння утворюючої, кут нахилу якої до стінки борозни є змінним.

Слід перетину у поздовжньо-вертикальній (відносно руху знаряддя) площині вважаємо направляючою кривою. Шляхом зміни параметрів, що входять до рівняння утворюючої та направляючої можна отримати нескінченну кількість поверхонь першого і другого порядку.

*Етап 3.* Перетин двох утворюючих та двох направляючих у разі нескінченно малої відстані між ними, дає нам елементарну площадку, відносно якої нами розроблена теорія взаємодії. Шляхом інтегрування по поверхні робочого органу розповсюджуємо розроблену теорію на всю поверхню.

*Етап 4.* Призначаємо параметрам утворюючої та направляючої початкові значення, що дає нам поверхню довільної форми. Обмежуємо поверхню двома граничними утворюючими та розраховуємо силове поле, що створює у ґрунті таке знаряддя.

*Етап 5.* Приймаємо вихідні дані по механіко-технологічним та фізичним властивостям ґрунту. Розраховуємо питомий коефіцієнт опору знаряддя та ступінь розпушення ґрунту.

*Етап 6.* Визначаємо об'єм відколотої робочим органом призми ґрунту і шляхом поділення його на ступінь розпушення, знаходимо середній приведений діаметр агрегатів, що утворюються в результаті розпушення.

*Етап 7.* Розраховуємо тяговий опір робочого органу, додавши до п.3 сили підрізання шару ґрунту.

*Етап 8.* Порівнюємо отримані значення з наперед заданими показниками розпушення та тягового опору. В разі невідповідності, повертаємось до п. 4.

## Література

1. Бубенников А.В., Громов М.Я. Начертательная геометрия / А.В. Бубенников., М.Я. Громов. – М.: Высшая школа., 1973. – 416 с.
2. Гячев Л.В. Метод проектирования линейчатых поверхностей отвалов. Вопросы механики деформируемых тел. / Л.В. Гячев. – Ростов-на-Дону, 1972 с. 3-9.
3. Желиговский В.А. Основы теории технологического процесса вспашки / В.А. Желиговский. Докл. ВАСХНИЛ. – 1947. – Вып.11.
4. Панченко А.Н. Аналитический метод определения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих и землеройных машин и оценка их эффективности для энергосберегающих технологий: Учебное пособие Днепропетр. гос. агр. ун-т. / А.Н. Панченко. – Днепропетровск, 1995. – 96с.
5. Панченко А.Н., Волик Б.А. Аналитические исследования крошения почвы с привлечением цифровой имитационной модели. Механізація сільськогосподарського виробництва. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том IV. / А.Н. Панченко., Б.А. Волик. Київ, 1998. – С.328-330.

## МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТИ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА

Семенюта А.М.

### *Аннотация*

В работе в общем виде представлена методика проектирования почвообрабатывающего рабочего органа с оптимизацией его параметров при заранее заданных качественных показателях.

## SURFACE FORM OPTIMIZATION METHOD OF THE TILLING OPERATING PART

A. Semenyuta.

### *Summary*

Working out method of the tilling operating part at its parameters optimization under given quality indices is represented at the article.

## СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО СПРЯМУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПРОСАПНОГО КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ РОБОТИ В МЕЖАХ ЗАХИСНОЇ ЗОНИ РОСЛИН

Теслюк Г.В., інженер

Пугач А.М., інженер

Конащук В.В., аспірант<sup>1</sup>

Сердюк Д.В., студент

*Дніпропетровський державний аграрний університет*

*Тел. (056)- 713-51-92*

**Анотація** – обґрунтовано конструкцію автомату спрямування робочих органів просапного культиватора для роботи у межах захисної зони рослин. Передбачено використання конструкції для роботи у системі точного землеробства.

**Ключові слова** - просапний культиватор, захисна зона, система водіння.

*Постановка проблеми.* Відсліджувана тенденція на отримання екологічно чистої продукції потребує вирішення ряду задач, пов'язаних з доглядом за просапними культурами. Найбільш актуальна з них – боротьба з бур'янами у межах захисної зони. Вирішення цієї задачі механічними засобами можливе за двома напрямками: селективне винищення та максимальне зменшення захисної зони. Перший напрямок потребує складних технічних рішень по розпізнаванню рослин. Другий – підвищення точності водіння. На сучасному рівні розвитку аграрної техніки останній напрямок бачиться більш досяжним.

*Аналіз досліджень.* Інститутом зернового господарства УААН (м. Дніпропетровськ) протягом ряду років відпрацьовувалась технологія безгербіцидного знищення бур'яну у захисній зоні. В результаті досліджень однією з перспективних визнано технологію, що передбачає зминання та укладання стебла на поверхню ґрунту з наступним присипанням. Під наведену технологію виконано модернізацію культиватора КРН – 4,2[ 1 ].

Культиватор (рис.1) складається з рами 1, опорного колеса 2 з стояками 3, гряділя 4, на якому встановлено стрільчасту лапу 5 та полиці 6. На рамі 1 закріплені кронштейни 7 з можливістю переміщення у поперечному напрямку. До кронштейну 7 кріпиться двоплечій ричаг

© інженерТеслюк Г.В., інженерПугач А.М., інженер Конащук В.В., інженер Сердюк Д.В.

<sup>1</sup> - науковий керівник к.т.н., Волик Б.А

8, на нижньому обрізі якого встановлено коток 9 з дожимаючою пружиною 10. Гвинтом 11 регулюють ступінь натягу пружини і відповідно ступінь тиску котка на ґрунт. На ободі котка під кутом до напрямку руху встановлено ріжучі пластини 12.

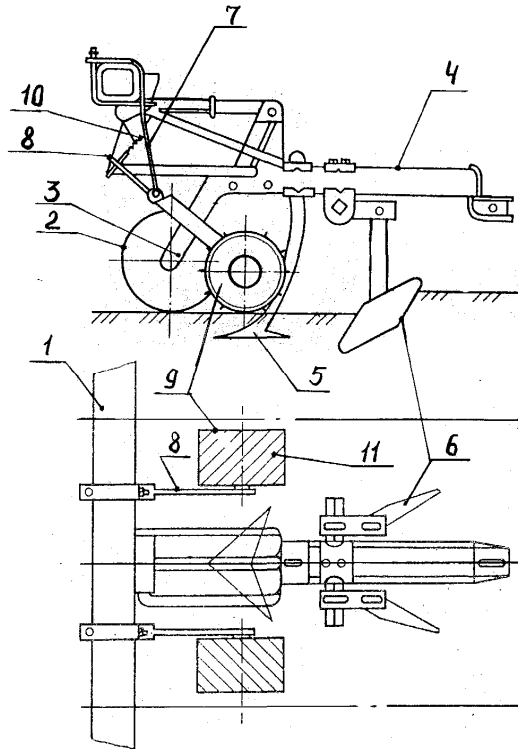


Рисунок 1 – Принципова схема просапного культиватора для міжрядного обробітку кукурудзи розробки ІЗХ УААН.

У процесі руху стрільчасті лапи 5 розпушують ґрунт та нищать бур'яни у міжряддях, а коток 9, рухаючись у межах захисної зони, укладає їх на денну поверхню, зминає та підрізає ріжучими пластинами 12. Наступним етапом полиці 6 присипають укладені бур'яни шаром ґрунту.

Як показали досліди, така технологія має певні переваги перед відомими, хоча б тому, що 35 – 40 % зменшує кількість бур'янів в захисній зоні. Позитивним також є те, що в межах захисної зони у ґрунт не занурюються ріжучі елементи, лінії сколу від яких можуть травмувати кореневу систему корисних рослин.

Наведена технологія передбачає, що котки буде встановлено на мінімально можливій відстані від осі рядка. Останнє напряму залежить від сталості ходу культиватора. Одночасно з цим, польові випробування показали що, існуючий метод спрямування культиватора по попередньо нарізанам сівалкою щілинам не дозволяє повністю реалізувати переваги технології. Необхідне технічне рішення по підвищенню точності водіння.

*Мета роботи.* Обґрунтування конструкції автомату спрямування робочих органів просапного культиватора для роботи у захисній зоні, що забезпечить реалізацію переваг наведеної технології.

*Основний матеріал досліджень.* Як показують матеріали випробувань, для більш точного спрямування треба розділити системи водіння культиватора і котків. З цією метою (рис.2) до рами 1 через систему кронштейнів 2 приєднано паралелограмну начіпку, яка складається з двох поперечних тяг 3 і 4. До тяги 4 жорстко приєднані стояки котків 5. Утворена конструкція може змінювати своє положення у поперечній площині під дією гідроциліндра 6, який отримує керуючий сигнал від системи електронного керування, що складається з скануючих пристроїв 8 та 9 і мікропроцесора 10.

У принцип формування керуючого сигналу закладено сканування поверхні поля в районі захисної зони WEB-камерою з наступною обробкою зображення мікропроцесором.

В процесі роботи WEB-камера формує зображення, яке відповідає конфігурації та інтенсивності трав'яного покриття захисної зони і передає його на обробку до мікропроцесора. Зображення потрапляє у вигляді пікселів, кількість яких, визначаються розрішуючою спроможністю камери. Процесором формується двомірною робоча матриця, кожен символ якої відповідає пікселю зеленого або чорного кольору. Відповідно інтенсивність розташування пікселів зеленого кольору відповідає інтенсивності трав'яного покриття.

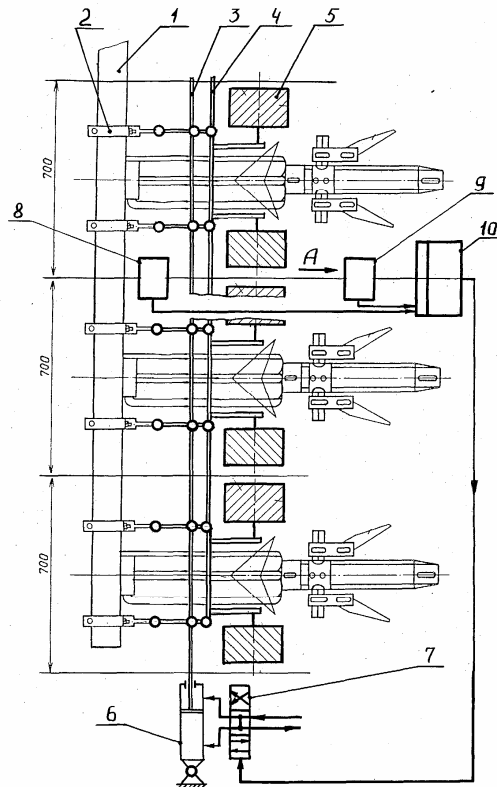


Рис.2. Принципова схема просапного культиватора з розподіленою системою спрямування робочих органів.

Бур'яни, безумовно, штучно не садить і тому їх розподілення в межах захисної зони буде близьким до рівномірного. Корисні рослини навпаки висаджують дотримуючись осі рядка і, завдяки неминучій похибці, їх розташування в захисній зоні буде характеризуватись нормальним законом розподілення відносно осі рядка. Процесору достатньо визначити межу нормального закону розподілення, ближче якої каток не може наблизитись до осі рядка, для подання керуючого сигналу.

Проте, у процесі переміщення агрегату по плантації виникає вібрація, яка не дає камері створити чітке зображення. У зв'язку з цим, нами пропонується наступна конструкція скануючого пристрою (рис.3).

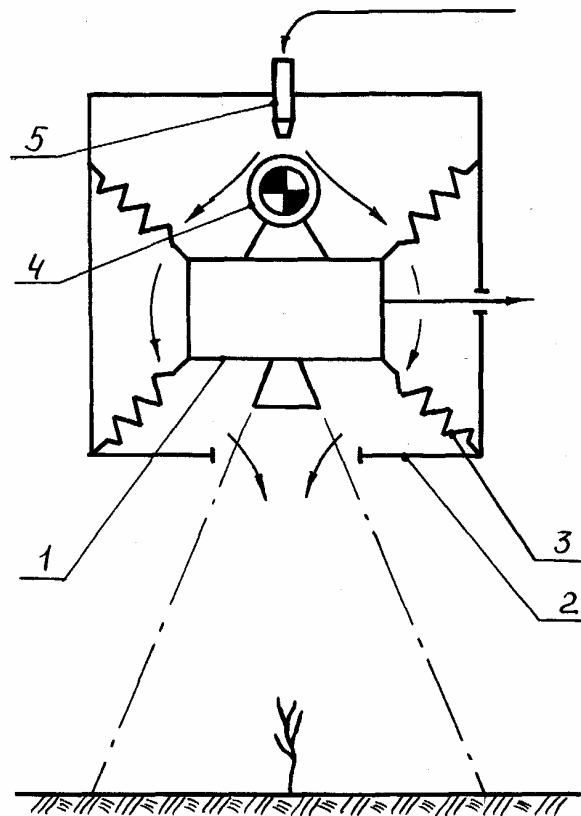


Рисунок 3 – Принципова схема скануючого пристрою.

У корпусі 2, який закріплено на рамі культиватора над рядком насаджень, на амортизаційній начіпці 3 підвішено WEB-камеру 1. Стабілізацію положення камери у процесі руху забезпечує гіроскоп 4. Обертання гіроскопу відбувається за рахунок потоку повітря, яке подається від компресора до внутрішньої порожнини корпусу через сопло 5.

Одновременно, поток воздуха не даёт пыли оседать на линзах оптической системы WEB-камеры.

Встановлений позаду котків та полиць скануючий пристрій 9 виконує функцію ланцюга зворотнього зв'язку. Його роль полягає у стабілізації копіювання.

*Висновки.* Наведена система спрямування робочих органів просапного культиватора сумісно з розділенням системи водіння культиватора і котків робить її перспективною для використання у системі точного землеробства. Закладені в конструкцію принципи можуть бути з успіхом використані для водіння робочих органів іншого типу, як то, стрільчастих лап, підгортачів та ін.

Література:

1. А.с.№1657081 А1 В 39/18,39/16.Способ борьбы с сорняками в защитных зонах растений пропашных культур и устройство для его осуществления / Циков В.С., Матюха Л.А., Ролдугин Н.И. и др. Оpubл. 23.06.91., Бюл.№23.

## **СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО НАПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПРОПАШНОГО КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ РАБОТЫ В ПЕРЕДЕЛАХ ЗАЩИТНОЙ ЗОНЫ РАСТЕНИЙ**

**Теслюк Г.В., Пугач А.М., Конащук В.В.**

### *Аннотация*

**Обоснована конструкция автомата направления рабочих органов пропашного культиватора для работы в пределах защитной зоны растений. Предусмотрено использование конструкции для работы в системе точного земледелия.**

## **THE SYSTEM OF AUTOMATIC ORIENTATION OF CLOSE-CUTTING CULTIVATOR WORKING ORGANS FOR WORK IN PROTECTIVE ZONES OF PLANTS**

**G. Teslyuk., A. Pugach., V. Konaschuk., D. Serdyuk.**

### *Summary*

**The construction of automat of working organs orientation of close-cutting cultivator in protective zones of plants is grounded. The use of construction for the work in the system of precise agriculture is foreseen.**



## РАСЧЕТ УСРЕДНЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКА ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА ВИБРОРЕШЕТЕ

Тищенко Л.Н., д.т.н., чл.-кор. УААН,  
Ольшанский В.П., д.ф.-м.н.,  
Ольшанский С.В., аспирант<sup>1</sup>

*Харьковский национальный технический университет сельского хо-  
зяйства имени Петра Василенко*

Тел. 8(0572)7003888

**Аннотация** - выведены формулы для вычисления усредненной скорости стационарного потока зерновой смеси по плоскому виброрешету как слоя вязкой жидкости прямоугольного поперечного сечения по наклонному лотку. Проанализировано влияние ширины решета на значение усредненных кинематических характеристик потока.

**Ключевые слова** – зерновая смесь, виброрешето, профиль скорости потока.

*Постановка проблемы.* Интенсификация сепарирования зерна относится к актуальным проблемам послеуборочной переработки урожая. Ее решение связано с применением математических моделей, адекватно описывающих процессы сепарирования. При моделировании движения зерновой смеси по поверхностям виброрешет используют различные теории и методы механики. Наиболее распространенные из них базируются на различных видах уравнений: 1) виброперемещения отдельной частицы (или тела) по колеблющейся поверхности; 2) течения вязкой жидкости, к которой сводится псевдооживенная сыпучая среда; 3) движения гранулированной сыпучей среды. При использовании гидродинамических аналогий зерновая смесь в условиях вибраций уподобляется вязкой жидкости, что позволяет с помощью континуальной модели сравнительно просто теоретически определить такие интегральные характеристики, как: среднюю скорость потока смеси, удельную производительность решета, удельную его загрузку и пр. Данная работа ориентирована на уточнение результатов, полученных с помощью гидродинамической аналогии.

*Анализ последних исследований и публикаций.* В результате решения одномерных уравнений гидродинамики в работах [1, 2] получе-

---

© д.т.н., Тищенко Л.Н., д.ф.-м.н. Ольшанский В.П., инженер Ольшанский С.В.

<sup>1</sup>- науковий керівник д.т.н., чл.-кор. УААН Тищенко Л.Н.

ны компактные формулы для расчета усредненных характеристик движения слоя смеси. Решения плоских (двумерных) уравнений гидродинамики, описывающих стационарное течение псевдооживленной зерновой смеси, с учетом отделения проходовой фракции через отверстия в решетке и без учета его, представлены в [3,4,5]. В указанных публикациях ширина плоского решета считалась бесконечной, т.е. не учитывалось влияние краевых эффектов у бортов решётного стана на процесс движения. Учет такого влияния проводился в работе [6]. Здесь рассматриваем аналогичную краевую задачу, но решение ее строим другим методом, который приводит к более точным результатам.

*Формулировка цели* данной работы является получение формул для расчета усредненных характеристик потока зерновой смеси по плоскому виброрешету конечной ширины в условиях стационарного течения.

*Основное содержание исследования.* Обозначим символом  $\theta$  угол наклона рабочей плоскости решета к горизонту, а символами  $H$  и  $h$  – соответственно ширину поперечного сечения рабочей плоскости решета и высоту движущегося по ней слоя зерновой смеси. Смесь движется по решетке вдоль координатой оси  $Ox$  со скоростью  $u(y, z)$ , которая зависит от поперечных координат  $y \in [0; h]$  и  $z \in [0; H]$ . Система координат и характерные размеры поперечного сечения движущегося слоя показаны на рис. 1.

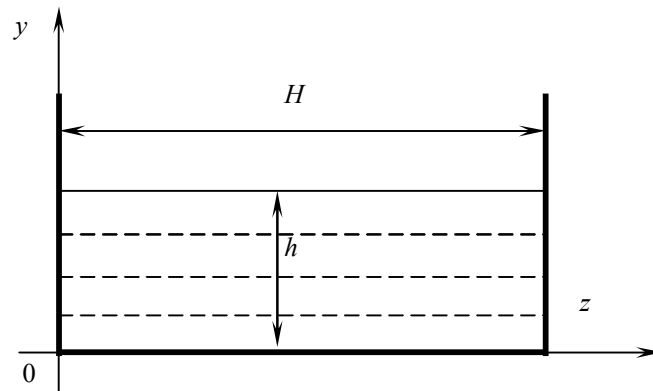


Рисунок 1 – Расчетная схема.

Неизвестная функция  $u(y, z)$  является решением дифференциального уравнения

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = -\frac{\rho g}{\mu} \sin \theta . \quad (1)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;

$\rho, \mu$  – усредненные плотность смеси и ее динамический коэффициент вязкости.

Значение  $\mu$  зависит не только от характеристик смеси, а также от амплитуды и частоты продольных колебаний решета. Формула для вычисления  $\mu$  опубликована в [2].

При постановке краевой задачи уравнение (1) дополняем традиционными в гидродинамике граничными условиями. На поверхностях слоя:  $y=0$ ,  $z=0$ ,  $z=H$ , контактирующих с решетом, скорость  $u$  считаем равной нулю, а на свободной поверхности смеси  $y=h$  задаем равными нулю нормальное и касательные напряжения.

Учитывая указанные граничные условия, решение уравнения (1) ищем в виде двойного ряда Фурье:

$$u(y, z) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} a_{mn} \sin(\alpha_m y) \sin(\beta_n z), \quad (2)$$

в котором  $\alpha_m = \frac{(2m+1)\pi}{2h}$ ;  $\beta_n = \frac{(2n+1)\pi}{H}$ ;  $a_{mn}$  – неизвестные коэффициенты.

Подставив (2) в (1), с учетом ортогональности синусов, определяем  $a_{mn}$ , что в конечном итоге приводит к решению:

$$u(y, z) = \frac{8\rho g \sin \theta}{\mu h H} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin(\alpha_m y) \sin(\beta_n z)}{\alpha_m \beta_n (\alpha_m^2 + \beta_n^2)}. \quad (3)$$

Усредненную по сечению скорость потока смеси определим интегрированием:

$$u_{cp} = \frac{1}{hH} \int_0^h dy \int_0^H u(y, z) dz. \quad (4)$$

Подставив (3) в (4), получаем:

$$u_{cp} = \frac{64\rho g H^2 \sin \theta}{\mu \pi^6} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)^2 (2n+1)^2 \cdot [(2n+1)^2 + (2m+1)^2 \chi^2]} \quad (5)$$

Здесь  $\chi = H(2h)^{-1}$ .

Преобразуем (5) в одинарный ряд, который более удобен для проведения расчетов. Учитывая, что [7]

$$\sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2 \cdot [(2n+1)^2 + b^2]} = \frac{\pi^2}{8b^2} - \frac{\pi^2}{4b^3} th \frac{\pi b}{2},$$

находим

$$u_{cp} = \frac{64\rho g h^2 \sin \theta}{\mu \pi^5} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)^4} \left[ \frac{\pi}{2} - \frac{1}{(2m+1)\chi} th \frac{(2m+1)\pi\chi}{2} \right]. \quad (6)$$

Далее приближенно просуммируем оставшийся ряд по  $m$ . Используя суммы [7]:

$$\sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)^4} = \frac{\pi^4}{96}; \quad \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)^5} = A_5 = 1,00452376$$

и асимптотическое поведение гиперболического тангенса:  $th(\eta) \rightarrow 1$  при  $\eta \rightarrow \infty$ , вместо (6) получаем приближенное замкнутое решение:

$$u_{cp} = \frac{\rho g h^2 \sin \theta}{3\mu} \cdot \varphi(\chi), \quad (7)$$

в котором

$$\varphi(\chi) \approx 1 - \frac{192}{\pi^5 \chi} \left( 0,00452 + th \frac{\pi \chi}{2} \right). \quad (8)$$

Если устремить ширину решета (или параметра  $\chi$ ) к бесконечности, то  $\varphi(\chi) = 1$  и формула (7) переходит в известное выражение средней скорости потока на широком наклонном лотке [1,2,8].

Производительность решета конечной ширины зависит от средней скорости потока и равна:

$$Q = h N u_{cp}. \quad (9)$$

Из выражений (8) и (9) следует, что удельная производительность, приходящаяся на единицу ширины решета, составляет:

$$\bar{Q} = h u_{cp} = \frac{\rho g h^3 \sin \theta}{3\mu} \cdot \varphi(\chi). \quad (10)$$

Она пропорциональна  $\varphi(\chi)$ . В случае решета бесконечной ширины  $\varphi(\chi) = 1$  и выражение (10) совпадает с теми, что были получены из решения одномерного уравнения гидродинамики в [1,8].

Зная  $u_{cp}$  легко вычислить также удельную загрузку решета  $q$  по формуле:

$$q = \frac{\rho h u_{cp}}{L} = \frac{g \rho^2 h^3 \sin \theta}{3\mu L} \cdot \varphi(\chi),$$

где  $L$  – длина рабочей поверхности решета.

Как видим, величины  $u_{cp}$ ,  $\bar{Q}$  и  $q$  зависят от значений функции  $\varphi(\chi)$ . Поэтому исследуем поведение этой функции. Она меньше единицы. Следовательно, формулы, к которым приводит решение одномерного уравнения гидродинамики, дают завышенные значения  $u_{cp}$ ,  $\bar{Q}$  и  $q$ . При малых  $\chi$  функция  $\varphi(\chi)$  быстро возрастает, а затем медленно (асимптотически) стремится к единице. Это подтверждают значения функции, вычисленные по формулам (7), (8) и записанные в таблицу 1.

Таблица 1 – Значения  $\varphi(\chi)$  и  $f(\chi)$  при разных  $\chi$ .

$\chi$	1	2	3	5	10	20	50	$\infty$
$\varphi(\chi)$	0,422	0,686	0,790	0,874	0,937	0,968	0,987	1
$f(\chi)$	$\frac{2,251}{2,253}$	$\frac{3,659}{3,664}$	$\frac{4,213}{4,203}$	$\frac{4,661}{4,665}$	$\frac{4,997}{5,000}$	$\frac{5,165}{-}$	$\frac{5,266}{-}$	$\frac{5,333}{5,333}$

При описании ламинарного течения вязкой жидкости в призматической трубе прямоугольного поперечного сечения в работе [8] вводится функция  $f(\chi)$ , которая связана с  $\varphi(\chi)$  соотношением:

$$f(\chi) = \frac{16}{3}\varphi(\chi).$$

Поэтому, кроме значений  $\varphi(\chi)$ , в числителях третьей строки таблицы указаны соответствующие им значения  $f(\chi)$ . Для сравнения в знаменателях третьей строки записаны те  $f(\chi)$ , что имеются в работе [8]. Малые отличия числителей от знаменателей подтверждают высокую точность приближенной формулы (8).

*Выводы.* Анализируя результаты расчетов, приходим к выводу, что при движении слоя смеси с шириной во сто раз большей его высоты с погрешностью меньшей 2% расчет усредненных характеристик потока можно выполнять по формулам работ [1,2], которые получены из решения одномерного уравнения гидродинамики. Использование таких формул приводит к несколько завышенным значениям интегральных характеристик. Если отношение ширины к высоте слоя движущейся смеси небольшие, то для расчета усредненных характеристик следует применять полученные здесь формулы.

#### Литература.

1. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко – Харьков: Основа, 2004. – 224 с.
2. Тищенко Л.Н., Кучеренко С.И., Ольшанский В.П., Зайцев О.Б. Модель однослойного движения зерновой смеси по наклонному рифленому решету / Л.Н. Тищенко, С.И. Кучеренко, О.Б. Зайцев // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 74. – С. 28-39.
3. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П. Решения упрощенных уравнений гидродинамики при моделировании движения зерновой смеси по наклонному плоскому решету / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 74. – С. 306-312.
4. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О движении зернового слоя на плоском наклонном виброрешете / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: ЛНТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 460-468.
5. Ольшанский В.П., Кучеренко С.И., Бурлака В.В., Ольшанский С.В. Уточненная гидродинамическая модель движения зерновой смеси по

плоскому віброрешету / *В.П. Ольшанский, С.И. Кучеренко, В.В. Бурлака, С.В. Ольшанский* // Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 76. – С. 226-233.

6. *Морозов И.В., Слоновский Н.В.* О движении псевдооживленной среды по направляющей поверхности / *И.В. Морозов, Н.В. Слоновский* // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних та харчових виробництв. Вісник ХДТУСГ. – Харків: ХДТУСГ, 2002. – Вип. 9. – С. 134-143.

7. *Прудников А.П., Брычков Ю.А., Маричев О.И.* Интегралы и ряды. Элементарные функции. / *А.П. Прудников, Ю.А. Брычков, О.И. Маричев* – М.: Наука, 1981. – 800 с.

8. *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа / *Л.Г. Лойцянский* – М.: Наука, 1973. – 847 с.

## **РОЗРАХУНОК ОСЕРЕДНЕНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКУ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ НА ВІБРОРЕШЕТІ**

**Тіщенко Л.М., Ольшанський В.П., Ольшанський С.В.**

### *Анотація*

**Виведено формули для обчислення осередненої швидкості стаціонарного потоку зернової суміші по плоскому віброрешету як шару в'язкої рідини прямокутного поперечного перерізу по нахиленому лотку. Проаналізовано вплив ширини решета на значення осереднених кінематичних характеристик потоку.**

## **ACCOUNT OF THE AVERAGE CHARACTERISTICS OF A FLOW OF A GRAIN MIX ON FLAT SIEVE**

**L. Tishchenko., S. Olshanskii., V. Olshanskii.**

### *Summary*

**The formulas for calculation of the average velocity of a stationary flow of a grain mix on flat vibrosieve, as viscous liquid on an inclined tray of rectangular cross section are deduced. The influence of longitudinal boards the sieve on value of the average kinematical characteristics of a flow is analyzed.**

## ХАРАКТЕРИСТИКА ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ ПРИ ЗНОШУВАННІ ПЛОСКИХ ПАР

Юдовинський В.Б., к.т.н.

Кюрчев С.В., к.т.н.

Пеньов О.В., к.т.н.

Мирненко Ю.П. інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (061) 42-13-54

**Анотація** – робота присвячена характеристиці поверхонь тертя при зношуванні плоских пар і мікрорельєфу поверхонь зносу.

**Ключові слова** – коефіцієнт зносу, коефіцієнт тертя, плоскі пари, відкриті і закриті зразки, мікрорельєф поверхні зносу.

*Постановка проблеми.* Плоска пара є сполучення, у якого контакт двох тіл, які контактують, відбувається по площині. Такі сполучення широко застосовуються в металорізальних верстатах у вигляді сполучень кареток, супортів, бабок, напрямних станин, столів, санчат.

*Аналіз останніх досліджень.* Питанням поведінки поверхонь тертя в процесі зношування присвячено багато робіт [1,2]. Проте вони стосуються всіх видів сполучень, а не конкретно, чавунних напрямних станин металорізальних верстатів.

*Формулювання мети статті.* Метою статті є дослідження поведінки поверхонь тертя в процесі зношування плоских пар.

*Основна частина.* Дослідженню піддавалися зразки розміром 180 x 20 x 10 мм з чавуну Сч30 (ГОСТ 1412-87) при контртілі розміром 80 x 20 x 10 мм з того ж чавуну.

Процес зношування плоских пар моделювався на машині тертя із постійною швидкістю відносного переміщення зразків МТП-12.

Дослідження поверхонь тертя в процесі зношування проводилися періодично з вимірами сил тертя, шорсткості і зняття характеристик субмікрорельєфу

При періодичних вимірах зносу проводилося фотографування поверхні зношування та замірювання шорсткості поверхні. Зміна шорсткості поверхні в процесі зношування представлена в таблиці 2.

Таблиця 2 – Зміна шорсткості зразків в процесі зношування.

Шлях тертя, S, км.	Відкриті зразки ( $R_a$ , мкм)		Закриті зразки ( $R_a$ , мкм)	
	Рухомі	Нерухомі	Рухомі	Нерухомі
0	0,12	0,145	0,15	0,125
30	0,15	0,22	0,17	0,085
50	0,09	0,11	0,09	0,075

З таблиці видно, що в процесі зношування шорсткість поверхні змінюється. Спочатку, в період припрацювання, вона підвищується, а потім – знижується. За зміною шорсткості поверхні можна припустити, що період припрацювання триває на шляху тертя понад 30 км.

Результати вимірювання шорсткості поверхонь тертя представлені на рисунку 1.

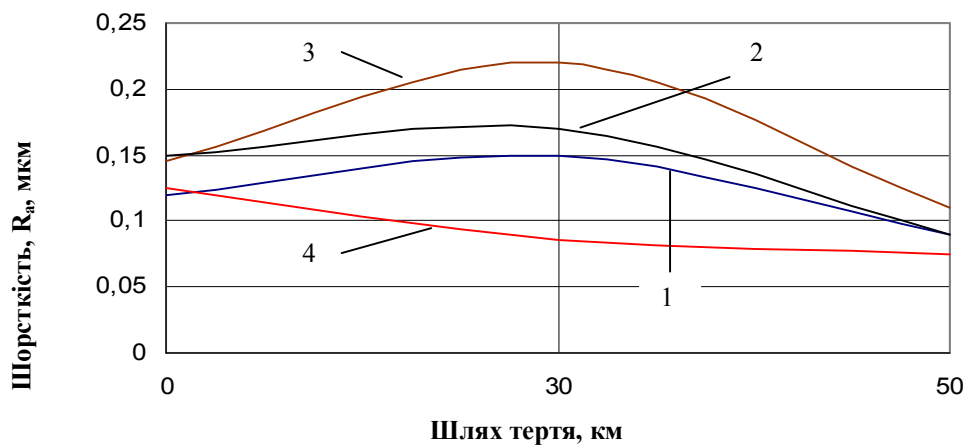


Рисунок 1 – Зміна шорсткості поверхонь тертя зразків: рухомих відкритих (1), рухомих закритих (2), нерухомих відкритих (3), нерухомих закритих (4)

В процесі зношування через кожні 10 км шляху тертя проводився запис сил тертя і розраховувалися коефіцієнти тертя плоских зразків при різних значеннях навантаження.

Коефіцієнт тертя зразків обчислювалася за рівнянням:

$$K_T = \frac{P_{TP}}{12Q_H + 6Q_P + Q_{HO} + Q_{PO}}, \quad (1)$$

де  $P_{TP}$  – осьове зусилля переміщення зразків (сила тертя);

$Q_H$  – сила навантаження зразків;

$Q_H$  – вага важеля;

$Q_{HO}$  – вага нерухомого зразка;

$Q_{PO}$  – вага рухомого зразка.



Зміна коефіцієнтів тертя  $K_T$  в процесі зношування плоских зразків показана на рисунку 2.

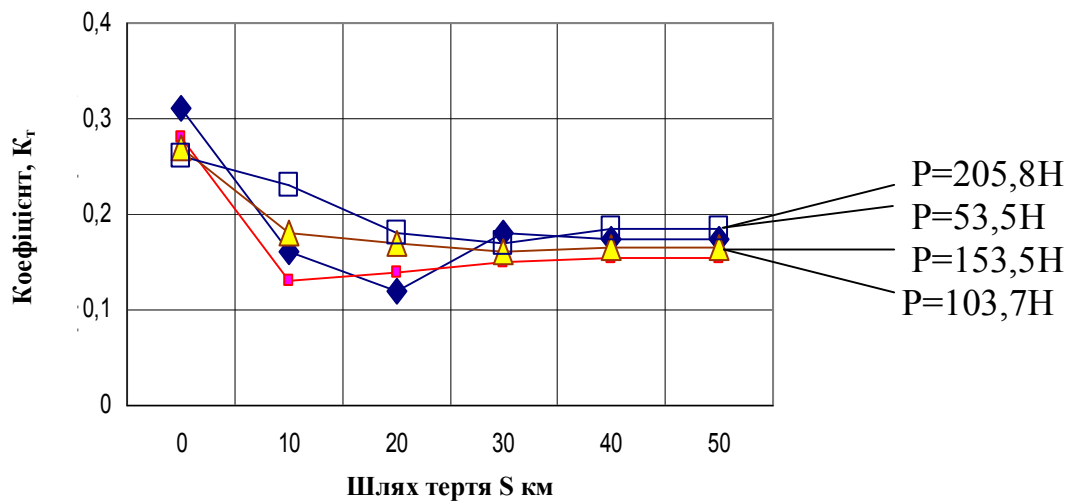


Рисунок 2 – Зміна коефіцієнта тертя  $K_T$  в процесі зношування при різних навантаженнях сполучення.

З цього рисунку видно, що в період припрацювання коефіцієнт тертя спочатку зменшується до шляху тертя  $S = 20$  км, а потім трохи збільшується. Після 30 км шляху тертя, значення коефіцієнтів тертя стабілізується.

Після порівняння зміни коефіцієнтів тертя  $K_T$  і коефіцієнтів зносу  $K_u$  в процесі зношування, отримана залежність коефіцієнта зносу від коефіцієнта тертя для зразків, відкритих для вільного осідання пилу і для закритих, яка представлена на рисунку 3.

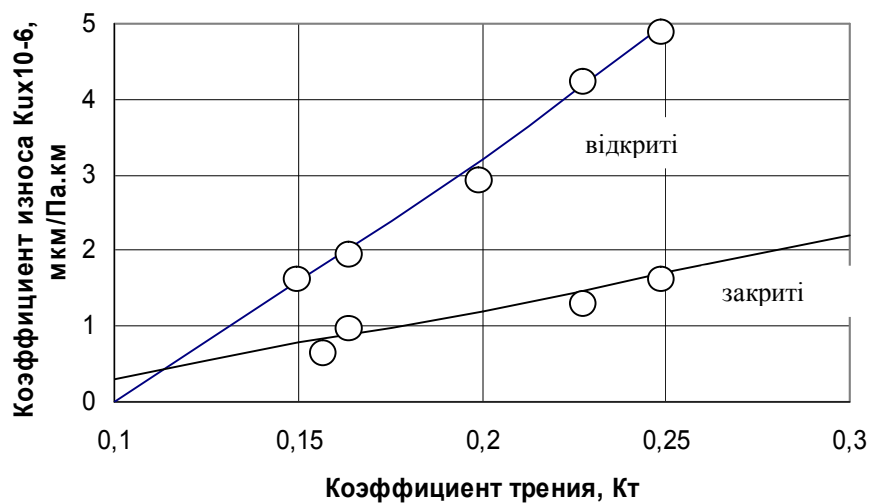


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта зносу  $K_u$  від коефіцієнта тертя  $K_T$  для відкритих і закритих плоских зразків.

З рисунка 3 видно, що зі збільшенням коефіцієнта тертя коефіцієнти зносу збільшуються за прямою залежністю. Причому, для відкритих зразків ця залежність має більший кут нахилу до осі абсцис, ніж у закритих.

Після аналізу мікрорельєфів поверхонь плоского зразка в процесі зношування, був проведений запис мікрорельєфу з подальшою побудовою фактичної поверхні плоского зразка.

Запис субмікрорельєфу плоских зразків з чавуну Сч30 проводився за допомогою профілографа-профілометра моделі 201 заводу «Калібр» із точною фіксацією мікронними індикаторними головками переміщення зразка і записуючої голки. Установка для запису субмікрорельєфу показана на рисунку 4.

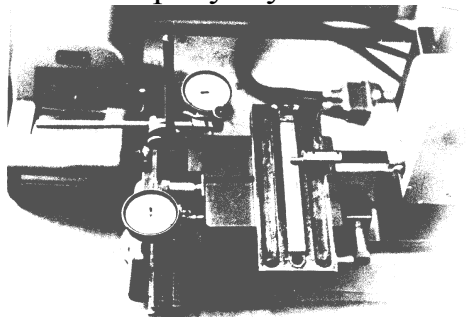


Рисунок 4 – Установка для запису субмікрорельєфу плоских пар.

За осцилограмами були побудовані профілі субмікрорельєфу поверхонь плоских зразків після шліфування (Рис.5) та післязношування (Рис.6).

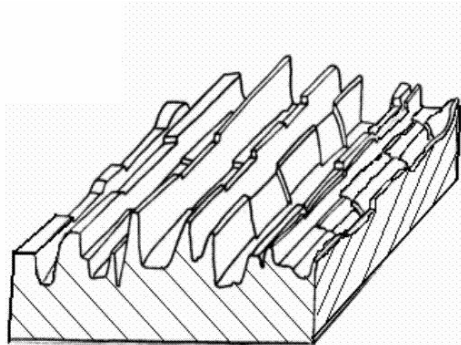
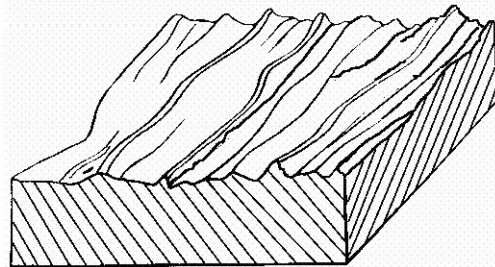


Рисунок 5 – Субмікрорельєф шліфованої поверхні плоского



зразка (x20000)

Рисунок 6 – Субмікрорельєф поверхні зношеного зразка (x20000).

Після шліфування коливання рівня поверхні склало  $\pm 1,5$  мкм. Після зношування плоского зразка (на шляху тертя  $S = 40$  км при

швидкості відносного переміщення зразків  $V = 0,082$  м/с та величині зносу  $U = 6$  мкм) коливання рівня поверхні складо  $\pm 0,1$  мкм.

*Висновки:*

1. Шорсткість поверхні відкритих для осідання пилу зразків ( $R_a = 0,1$  мкм) вища, ніж у закритих ( $R_a = 0,8$  мкм).
2. В період припрацювання коефіцієнт тертя спочатку зменшується до шляху тертя  $S = 20$  км, а потім трохи збільшується. Після 30 км шляху тертя значення коефіцієнтів тертя стабілізуються.
3. Коливання рівня поверхні у шліфованих зразків складає 1,5 мкм, а у зношених зразків – 0,1 мкм.

Література

- 1.Пронников А.С. Технологическая надежность станков. «Машиностроение», / А.С. Пронников. - М.,1971.
- 2.Ковалев И.Т., Юдовинский В.Б. Коэффициент износа материалов - показатель надежности сопряжений. Надежность и контроль качества. / И.Т. Ковалев., В.Б. Юдовинский. – М.1974, №2. С. 31-38.
- 3.Юдовинский В.Б. Журавель Д.П., Петренко Г.П. Обоснование комплексного показателя износостойкости материалов / В.Б. Юдовинский. Д.П. Журавель. Г.П. Петренко. // Научные труды ТДАТА. в.42. Мелитополь, 2007.

## ХАРАКТЕРИСТИКА ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ ПРИ ИЗНОСЕ ПЛОСКИХ ПАР

Юдовинский В.Б., Кюрчев С.В., Пенев О.В., Мирненко Ю.П.

*Аннотация*

Работа посвящена характеристики поверхностей при износе плоских пар и микро рельефа поверхности износа.

## THE CHARACTERISTIC OF FRICTION SURFACES AT WEAR OF FLAT PAIRS

V. Yudovynskiy, S. Kyurchev, O.Penev, Y.Mirnenko

*Summary*

The characteristic of friction surfaces at the wear of flat pair and microrelief of wear surfaces are considered in the paper.

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ЗНОСУ $K_U$ МАТЕРІАЛІВ ПЛОСКИХ ПАР

Юдовинський В.Б., к.т.н.

Кюрчев С.В., к.т.н.

Пеньов О.В., к.т.н.

Мирненко Ю.П. інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (061) 42-13-54

**Анотація** – робота присвячена експериментальному визначенню коефіцієнтів зносу  $K_U$  матеріалів плоских пар.

**Ключові слова** - коефіцієнт зносу, коефіцієнт тертя, плоскі пари, відкриті і закриті зразки, мікрорельєф поверхні зносу.

*Постановка проблеми.* Плоска пара є сполучення, у якого контакт двох тіл, які контактують, відбувається по площині. Такі сполучення широко застосовуються в металорізальних верстатах у вигляді сполучень кареток, супортів, бабок з напрямними станин, столів, санчат.

У такому сполученні зношування деталей відбувається за рахунок наявності переміщень, контактного тиску і наявності абразиву у місці контакту.

Визначення інтенсивності зношування напрямних станин металорізальних верстатів вимагає великої кількості статистичного матеріалу і наявності різноманітного технологічного устаткування.

*Аналіз останніх досліджень.* Професор А.С. Пронніков, розглядаючи роботу тертя при зношуванні напрямних станин, розробив методику визначення коефіцієнтів зносу матеріалів сполучень типу напрямних станин – напрямні каретки залежно від реакції навантаження  $P$  контртіла і шляху тертя  $S$  [1]. Цю методику можна повністю застосувати для визначення коефіцієнтів зносу  $K_U$  матеріалів плоских пар [2,3].

За Пронніковим коефіцієнт зносу визначається залежністю:

$$K_U = \frac{F_U \cdot B}{P \cdot S}, \frac{\text{мкм}}{\text{Па.км}}, \quad (1)$$

де  $F_U$  - площа поперечного перерізу зносу грані напрямних, мкм·м

$B$  – ширина напрямної, м

$P$  – реакція навантаження вузла тертя, Н

$S$  – шлях тертя, км.

Проте це визначення коефіцієнтів зносу здійснювалося на реальному технологічному устаткуванні.

*Формулювання мети статті.* Метою статті є експериментальне визначення коефіцієнтів зносу  $K_u$  матеріалів плоских пар моделювання процесу зношування напрямних станин верстатів на машині тертя з постійною швидкістю переміщення рухомих зразків.

*Основна частина.* Дослідженню піддавалися зразки розміром 180 x 20 x 10 мм з чавуну Сч30 (ГОСТ 1412-87) при контртілі розміром 80 x 20 x 10 мм з того ж чавуну, отриманого однією плавкою (Рис.1).

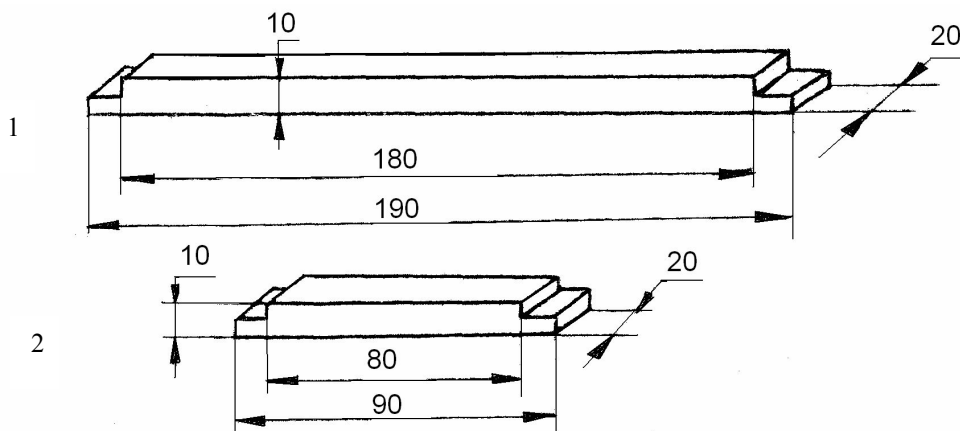


Рисунок 1 – Плоскі нерухомі (1) та рухомі (2) зразки для випробування на знос на машині тертя МТП-12.

Вимірювання лінійного зносу проводилися через кожних 10 км шляху тертя за допомогою методу штучних баз до сумарного напрацювання  $S = 50$  км. Вибраний шлях тертя дозволив прослідкувати знос зразків в період припрацювання і нормального зношування. Величина зносу зразків визначалася методом штучних баз. На зразки наносилися риси в поперечному напрямі через кожні 10 мм довжини зразка.

Глибина рисок записувалася на профілографі – профілометрі моделі 201 заводу «Калібр». При поєднанні рисок при повторних вимірюваннях визначався лінійний знос зразків.

Установка зразків на машині тертя МТП-12 дозволяє моделювати відкриті і закриті сполучення, тобто з верхнім розташуванням площини зношування відкритих - для вільного осідання пилу і з нижнім розташуванням площин зношування закритих - для вільного осідання пилу навколишнього середовища.

Профілограми зносу рухомих і нерухомих зразків, записаних на профілографі-профілометрі моделі 201, показані на рисунку 2.

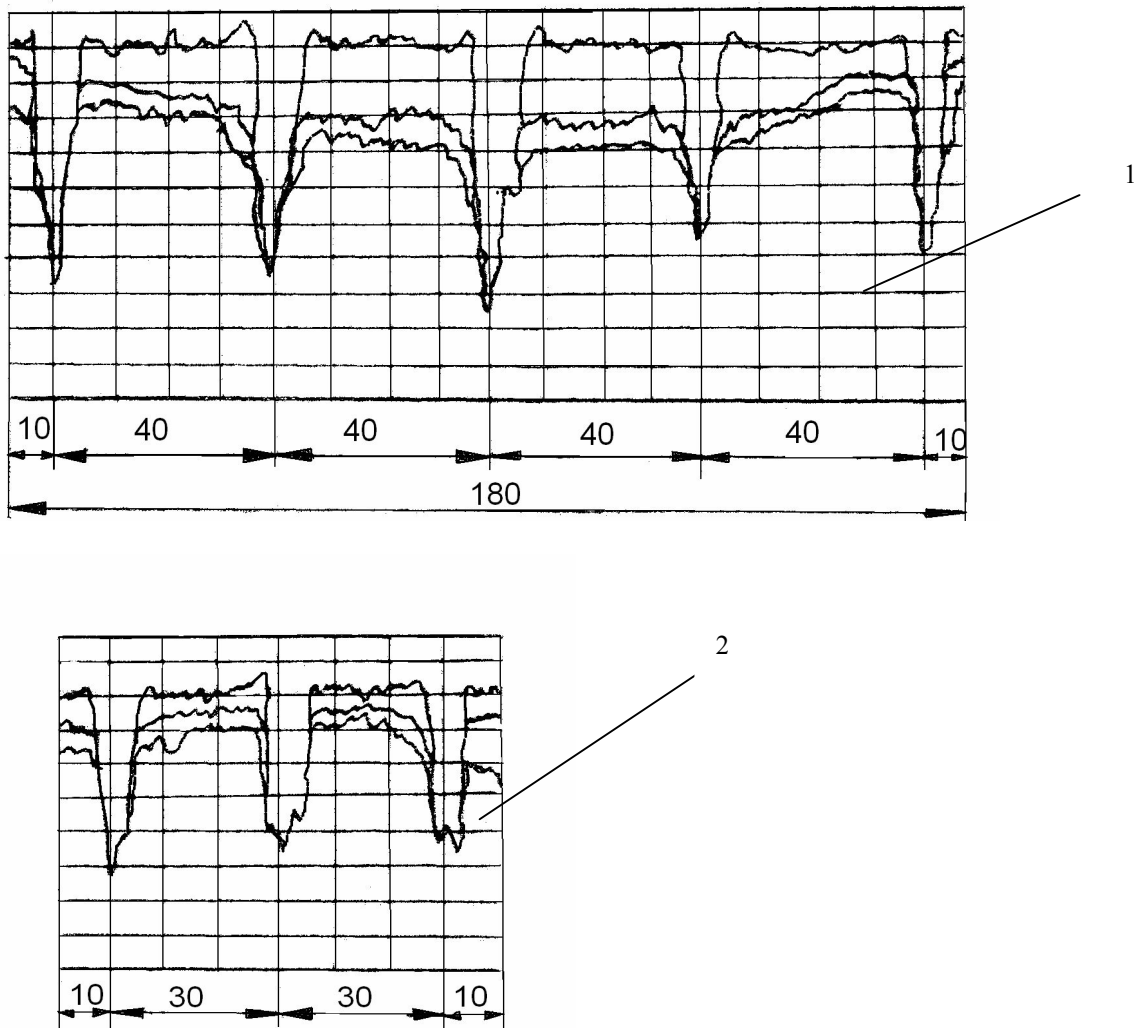


Рисунок 2 – Профілограми зносів рухомих (1) та нерухомих (2) зразків

Епюри зносу граней рухомих і нерухомих зразків (зразків з перекриттям і з не перекриттям ходу) представлені на рисунку 3. Епюри формою нагадують трапеції і неоднакові для них зразків. Так, зразки відкриті, тобто доступні для вільного осідання пилу з навколишнього середовища, при одному й тому ж шляху тертя, мають знос більше, ніж зразки закриті.

Кожна крапка на цих епюрах є середньою з 6 вимірів (2 зразки по 3 виміри). З малюнка 3 видно, що в початковий період зношування зразків величина лінійного зносу більше і досягає 6 мкм, а у закритих – 2,5 мкм. Після 50 км. напрацювання максимальна величина зносу у тих, що відкритих направляючих досягає 10 мкм, а у закритих – 6 мкм.

По епюрах зносу плоских зразків підраховувалася площа перетину подовжнього зносу зразків і, по приведеній вище за залежність, визначався коефіцієнт зносу матеріалів зразка з урахуванням реакції вантаження. Ці розрахункові дані зведені в табл.1

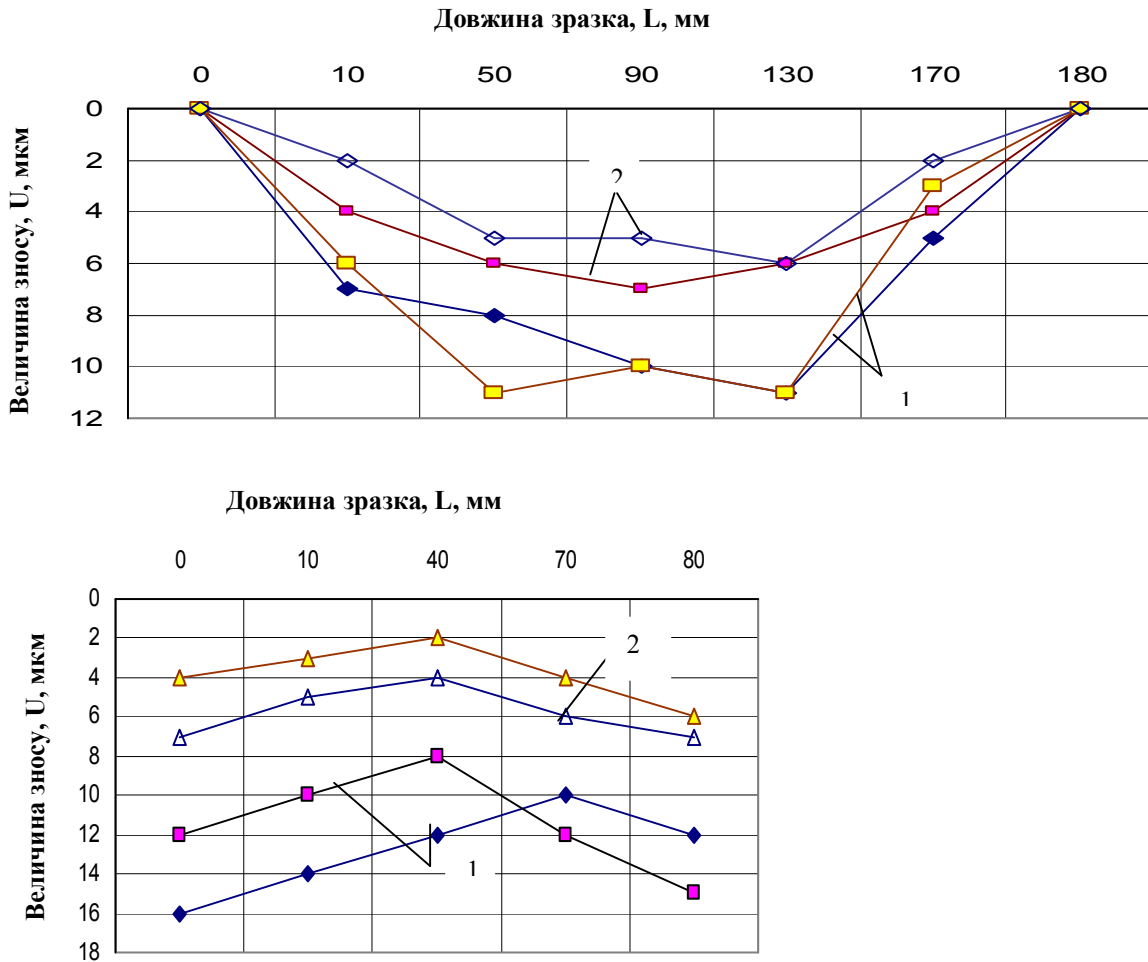


Рисунок 3 – Епюри зносів відкритих (1) та закритих (2) плоских рухомих й нерухомих зразків у процесі зношування.

Таблиця 1. Динаміка зміни коефіцієнтів зносу плоских зразків з чавуну Сч30 ГОСТ 1412-87 при напрацюванні на машині тертя МТП-4.

Напрацювання (шлях тертя) S, км	рухомі								нерухомі			
	ліві				праві				лівий		правий	
	верхній		нижній		верхній		нижній		верхній		нижній	
	P Н	K <sub>U</sub> 10 <sup>-6</sup>	P Н	K <sub>U</sub> 10 <sup>-6</sup>	P Н	K <sub>U</sub> 10 <sup>-6</sup>	P Н	K <sub>U</sub> 10 <sup>-6</sup>	P Н	K <sub>U</sub> 10 <sup>-6</sup>	P Н	K <sub>U</sub> 10 <sup>-6</sup>
10	360	4,33	405	1,75	367	3,46	412	1,40	360	1,22	367	1,30
20	360	2,58	405	1,10	367	2,65	412	1,48	360	1,39	367	1,53
30	360	2,20	405	1,10	367	2,12	412	1,15	360	1,37	367	1,17
40	360	1,75	405	0,82	367	1,68	412	0,91	360	1,09	367	1,00
50	360	1,48	405	0,74	367	1,46	412	0,81	360	1,04	367	0,92

Експериментальні значення коефіцієнтів зносу матеріалу зразків припрацювання та нормального зношування представлені на рисунку 4.

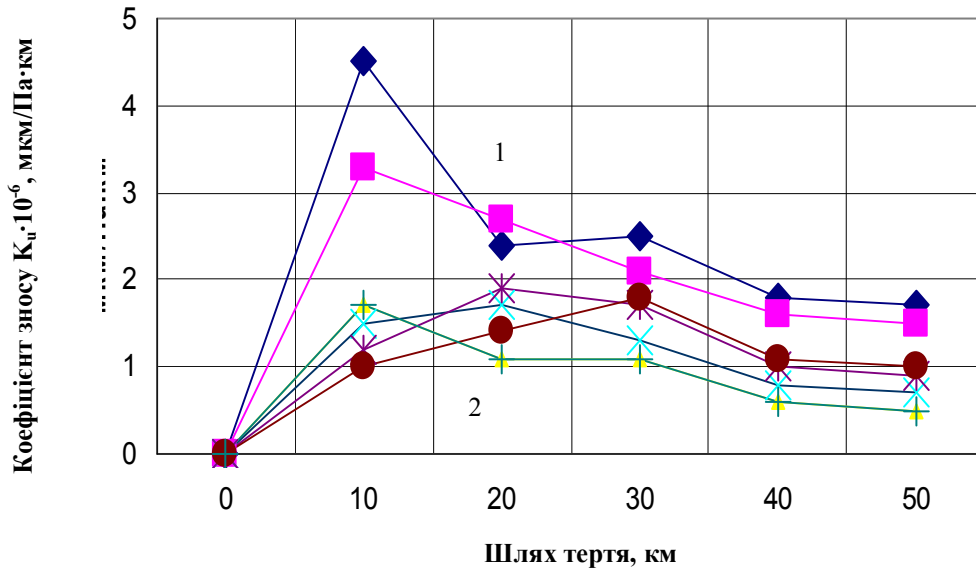


Рисунок 4 – Зміна коефіцієнта зносу  $K_u$  відкритих (1) та закритих (2) плоских зразків у процесі зношування.

Максимуми перегинів кривих зміни коефіцієнтів зносу від шляху тертя приходяться на шлях тертя 10 - 20 км (тобто 10 км - для відкритих зразків і 20 км - для закритих). Період припрацювання зразків, як видно з рисунку 4, відбувається на шляху тертя  $S = 40$  км, після чого настає період нормального зношування.

За експериментальними даними, обробленими за методом найменших квадратів, отримані емпіричні рівняння зміни коефіцієнтів зносу від шляху тертя для відкритих зразків:

$$K_U = \frac{S}{(0,1376 \cdot S^2 + 0,83S + 2,0) \cdot 10^5}, \quad (2)$$

для закритих зразків:

$$K_U = \frac{S}{(0,115S^2 + 4,68S + 30,0) \cdot 10^5}. \quad (3)$$

#### Висновки.

1. Коефіцієнт зносу  $K_u$  досить добре характеризує процес зношування.

2. Чисельні значення коефіцієнта зносу чавунних плоских пар знаходяться в діапазоні  $(0,5 - 1,5) \cdot 10^{-6}$  мкм/Па·км. Причому, для



відкритих зразків при вільному доступу пилу навколишнього середовища  $K_u = (1,2 - 1,5) \cdot 10^{-6}$  мкм/Па·км, а для закритих -  $(0,5 - 1,0) \cdot 10^{-6}$  мкм/Па·км. Тобто, швидкість зношування у відкритих зразків в три рази більше, ніж у закритих.

#### Література

1. Пронников А.С. Технологическая надежность станков. «Машиностроение», / А.С. Пронников. - М.,1971.
2. Ковалев И.Т., Юдовинский В.Б. Коэффициент износа материалов - показатель надежности сопряжений. Надежность и контроль качества. / И.Т. Ковалев., В.Б. Юдовинский. – М.1974, №2. С. 31-38.
3. Юдовинский В.Б. Журавель Д.П., Петренко Г.П. Обоснование комплексного показателя износостойкости материалов / В.Б. Юдовинский. Д.П. Журавель. Г.П. Петренко. // Научные труды ТДАТА. в.42. Мелитополь, 2007

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФИЦИЕНТОВ ИЗНОСА $K_U$ МАТЕРИАЛОВ ПЛОСКИХ ПАР**

**Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В., Пенєв О.В., Мирненко Ю.П.**

#### *Аннотация*

**Работа посвящена экспериментальному изучению коэффициентов износа  $K_u$  материалов плоских пар.**

### **EXPERIMENTAL DETERMINATION WEAR COEFFICIENTS OF $K_U$ MATERIALS OF FLAT PAIRS**

**V. Yudovynskiy, S. Kyurchev, O.Penev, Y.Mirnenko**

#### *Summary*

**The experimental determination of wear coefficients of  $K_U$  materials of flat pairs is considered in the paper.**

## Зміст

	стор.
<i>Бабицький Л.Ф., Ляшенко С.В., Падалка В.В.</i> Напрямки розвитку ґрунтообробних знарядь віброударної дії.	3
<i>Баєв І. В.</i> Обґрунтування параметрів відбивача насіння для під ґрунтового смугового посіву.	10
<i>Бакум М.В., Горбатовський О.М.</i> Дослідження можливості підвищення ефективності сепарації насінневих сумішей перцю на решетах.	19
<i>Бакум М.В., Ольшанський В.П., Кречот М.М.</i> Лінійна модель руху часток у плоскому нахиленому каналі пневмосепаратора.	29
<i>Бондар А.М.</i> Вдосконалення рульових механізмів із перемінним передаточним відношенням.	37
<i>Бурдега В.Ю.</i> Дослідження зони поширення деформації ґрунту від дії гнущоштабових робочих органів.	43
<i>Гайденко О.М.</i> Дослідження якісних та енергетичних показників поршневого ущільнювача субстрату для вирощування гливи.	53
<i>Друздь С. Н., Гаврильченко А.С., Конащук В.В.</i> Применимость различных методов моделирования к отработке конструктивных параметров почвообрабатывающих и подкапывающих рабочих органов.	62
<i>Дядя В.М.</i> Дослідження руху частки добрив вздовж лопаті відцентрового диску, нахиленого під кутом до горизонту.	71
<i>Журавель Д. П., Юдовінський В.Б.</i> Знос матеріалів в середовищі біопалива.	77
<i>Коломієць С.М., Крилов В.В.</i> Електронізація, електрифікація та екологія виробництва у тваринництві.	85
<i>Леженкін О.М.</i> Аналіз стійкості руху причепа-візка для збирання очісаного вороху.	91
<i>Луценков В.Л., Гранкіна О.В., Головін С.В.</i> Основні принципи при розробці системи менеджменту охорони праці і промислової безпеки.	99
<i>Луценков В.Л., Гранкіна О.В., Головін С.В.</i> Національна політика в галузі безпеки та гігієни праці в сільському господарстві.	103
<i>Луценков В.Л., Гранкіна О.В., Головін С.В.</i> Впровадження СУОП на підприємствах АПК з урахуванням вимог міжнародного стандарту OHSAS 18001-99.	106
<i>Ляшенко С.В.</i> Установка по моделюванню руху робочих органів ґрунтообробних машин.	110
<i>Малюта С.І.</i> Методика визначення середньої швидкості по-	

- ступального руху шару насінневої суміші по поверхні ротора насіннеочисної пневмовіброцентрифуги. 115
- Михайлов Є.В., Дудка В.С., Білокопитов О.О., Бойко С.С.* Визначення факторів і параметрів процесу попередньої очистки зерна. 120
- Михайлов Є.В., Дудка В.С., Сінніков А.С.* Аналіз роботи засобів попередньої очистки зерна. 125
- Паніна В.В., Любко В. К.* Розрахунок і обґрунтування параметрів універсального багатофункціонального стенду для ремонту техніки в фермерських господарствах. 131
- Пастухов В.І., Скофенко С.М., Фесенко Г.В., Піскарьов О.М., Качанов В.В.* До питання визначення основних якісних показників обробітку ґрунту при проведенні лабораторно-польових досліджень. 138
- Рогач Ю.П., Луценков В.Л., Головін С.В.* Основні функції системи управління пожежною безпекою (СУПБ) на підприємствах АПК. 148
- Рубцов М.О., Лазуренко А.С.* Розрахунок профілю відновлення та оцінка товщини його покриття для зношеного кулачка розподільного валу двигуну камаз-740.10. 151
- Семенюта А.М., Білокопитов О.В., Волік Б.А.* Методика розрахунку загальної реакції різання ґрунту поверхнею довільної геометричної форми. 161
- Семенюта А.М.* Методика оптимізації форми поверхні ґрунтообробного робочого органа. 168
- Теслюк Г.В., Пугач А.М., Конащук В.В., Сердюк Д.В.* Система автоматичного спрямування робочих органів просапного культиватора для роботи в межах захисної зони рослин. 172
- Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.* Расчет усредненных характеристик потока зерновой смеси на виброрешете. 177
- Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В., Пеньов О.В., Мирненко Ю.П.* Характеристика поверхонь тертя при зношуванні плоских пар. 183
- Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В., Пеньов О.В., Мирненко Ю.П.* Експериментальне визначення коефіцієнтів зносу  $K_u$  матеріалів плоских пар. 188

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного універ-  
ситету

Випуск 10. Том 2.

Свідотство про державну реєстрацію – Міністерство юстиції  
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – д.т.н., проф. Тарасенко В.В.

---

Підписано до друку 6.04.2010 р. друк Rizo.  
11,8 умов. друк. арк.-тираж 100 прим.  
Типографія «Люкс» ЧП Верескун.

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



