

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**ГОРОБЕЙ ВАСИЛЬ ПЕТРОВИЧ**

УДК. 631.316; 631.331

**МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ І КОНСТРУКТИВНІ ОСНОВИ  
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ СІВБИ В  
СЕЛЕКЦІЇ І НАСІННИЦТВІ**

05.05.11 – машини і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва

**Автореферат**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Мелітополь – 2017

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Науково-виробничому об'єднанні «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства» НААН України

Науковий консультант: **Булгаков Володимир Михайлович**, доктор технічних наук, професор, академік НААН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України, професор кафедри механіки

Офіційні опоненти: **Надикто Володимир Трохимович**, доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН України, заслужений діяч науки і техніки України, Таврійський державний агротехнологічний університет, проректор з наукової роботи

**Мельник Віктор Іванович**, доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, проректор з наукової роботи

**Шейченко Віктор Олександрович**, доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Полтавська державна аграрна академія, професор кафедри ремонту машин і технології конструкційних матеріалів

Захист відбудеться «1» березня 2017 р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д. 18.819.01 при Таврійському державному агротехнологічному університеті за адресою: 72310, Запорізька область, м. Мелітополь, проспект Б. Хмельницького 18.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Таврійського державного агротехнологічного університету за адресою 72310, Запорізька область, м. Мелітополь, проспект Б. Хмельницького 18.

Автореферат та дисертація розміщені за адресою в мережі Internet <http://www.tsatu.edu.ua/nauka/specializovani-vcheni-radu/>

Автореферат розіслано «27» січня 2017 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

С.О.Квітка

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Процеси селекційної і селекційно-насінницької роботи є пріоритетними в забезпеченні підйому сільськогосподарського виробництва України. Від стану селекції і насінництва сільськогосподарських культур в значній мірі залежить продовольча безпека країни, тому в рослинництві необхідно здійснити перехід на посів насіння перспективних високоврожайних сортів і гібридів В країні більше 14 млн. га зайнято під зерновими та зернобобовими культурами, більш ніж 100 тис. га – під селекційно-насінницькими посівами. Слід зауважити, що ступінь реалізації потенціалу сорту залежить від способу посіву і технічних засобів для його виконання.

Вітчизняні сівалки, що виготовлялись невеликими партіями для зернових і зернобобових культур потребують модернізації як по елементній базі, так і конструктивно для забезпечення селекційних дослідних робіт при впровадженні сортів за новими технологіями. Технічне забезпечення висіву насіння в селекційно-насінницькій роботі створює **народногосподарську проблему**, суть якої полягає в низькій техніко-економічній ефективності виконання технологічних операцій селекційних посівів потребуючих розширення наявних технологічних можливостей.

Вирішення даної народногосподарської проблеми неможливе без розв'язання відповідної **науково-технічної проблеми**, яка може бути вирішена за рахунок вдосконалення діючих робочих органів і технологічних схем машин та створення системи автоматичного управління висівом насіння і сошникових вузлів для сівби на селекційно-насінницьких ділянках.

Розроблення нових технічних рішень селекційних сівалок і посівних агрегатів з використанням потенційних технологічних властивостей для розв'язання проблеми забезпечення сільськогосподарського виробництва країни високопродуктивними, енергоощадними та екологічно безпечними селекційно-насінницькими сівалками та посівними агрегатами є **провідною ідеєю** даної дисертаційної роботи. Підвищення ефективності сівби зернових і зернобобових культур, як базової визначальної операції селекційно-насінницьких процесів тільки за рахунок вдосконалення висівних робочих органів на 1 тис. грн./га принесе економію понад 100 млн грн./рік. Таким чином, розробка ефективних робочих органів і машин для сівби в селекції і насінництві є актуальною науково-прикладною проблемою на шляху розвитку рослинницької галузі України.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження проведено відповідно до «Національної програми виробництва технологічних комплексів машин і устаткування для сільського господарства, харчової і переробної промисловості», затвердженої Кабінетом Міністрів України (Постанова № 536 від 16.09.1992р.); «Програми виробництва технологічних комплексів машин та обладнання для агропромислового комплексу на 1998-2005 рр.», затвердженої Кабінетом Міністрів України (Постанова №403 від 30.03.1998 р.); у рамках науково-технічних тем, що виконувались у НВО «Селта»: «Розробити і дослідити систему автоматичного управління висівом насіння для селекційних сівалок» (ДР №0105U004806, 2003-2006 рр.); «Розробити технічні засоби механізації і автоматизації селекційно-насінницьких процесів в ро-

слинництві загального призначення» (ДР №0107U006142, 2007-2009 рр.); «Обґрунтувати конструкційно-технологічні параметри робочих органів і машин для обробітку ґрунту та сівби зернових культур в умовах АР Крим» (ДР №0111U003627, 2011-2013 рр.); «Розробити технічні засоби для механізації процесів у селекції і насінництві» (ДР №0111U003625, 2011-2013 рр.); «Обґрунтувати, розробити та дослідити конструкції пристосування до зернової сівалки та дискового культиватора для енергоощадних технологій обробітку ґрунту та сівби» (ДР №0114U00368, 2014р.).

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є підвищення ефективності машин для рядкової сівби в селекції і насінництві та розширення їх технологічних можливостей шляхом розроблення механіко-технологічних основ взаємодії робочих органів з ґрунтом, що дозволило їх удосконалити та оптимізувати конструктивні та кінематичні параметри.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано наступні задачі:

- провести системний аналіз процесу механізованого рядкового висіву насіння сільськогосподарських культур на селекційно-насінницьких ділянках та визначити напрями підвищення ефективності робочих органів;

- розробити математичні моделі і на їх основі отримати залежності, які характеризують закономірності процесу роботи машин для підготовки ґрунту і висіву насіння в селекційно-насінницькій роботі з використанням комбінованих робочих органів;

- дослідити взаємозв'язок технологічних і експлуатаційних особливостей застосування системи автоматичного управління катушковим висівним апаратом для висіву насіння з їх параметрами і режимами роботи;

- визначити взаємозв'язок технологічних і експлуатаційних особливостей застосування комбінованих робочих органів сошникової групи для висіву насіння з їх параметрами і режимами роботи;

- розробити методики, прилади і устаткування для оцінки технологічних властивостей робочих органів селекційно-насінницьких сівалок з урахуванням їх конструктивних особливостей;

- дослідити вплив конструктивних схем і параметрів комбінованих робочих органів на технологічні і експлуатаційні особливості застосування селекційно-насінницьких сівалок для висіву на ділянках II, III та IV етапів селекційно-насінницьких робіт з урахуванням режимів їх роботи;

- розробити науково-обґрунтовані рекомендації з вибору схем і параметрів комбінованих робочих органів селекційно-насінницьких сівалок, які забезпечують високі експлуатаційно-технологічні показники їх роботи.

*Робоча гіпотеза* – розширення технологічних можливостей селекційних сівалок та підвищення якості сівби на ділянках може бути досягнуте шляхом обґрунтування оптимальних конструктивних і конструктивно-кінематичних параметрів їх робочих органів.

*Об'єкт досліджень* – селекційно-насінницькі технологічні процеси для розподілу зерна, підготовки ґрунту і висіву насіння на основі засобів для їх реалізації – селекційних сівалок.

*Предмет досліджень* – взаємозв'язки схем та конструктивних параметрів робочих органів селекційно-насінницьких сівалок з їх експлуатаційними показниками.

**Методи дослідження.** На основі системного підходу проводились аналіз і систематизація вітчизняних та зарубіжних конструкцій висівних технічних засобів з метою підвищення ефективності робочих органів для рядкової сівби в селекції і насінництві з використанням методики синтезу і вибору раціональних технічних рішень. Теоретичні дослідження виконувалися шляхом математичного моделювання процесу роботи машин із використанням законів механіки. Експериментальні дослідження виконувалися в лабораторних та польових умовах з використанням натурних зразків робочих органів та машин за стандартними та розробленими методиками, а також регресійного і кореляційно-спектрального аналізів.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в підвищенні ефективності механізованого процесу сівби в селекції і насінництві на основі механіко-технологічних і конструктивних рішень для оптимізації параметрів робочих органів:

*вперше:*

- отримано залежності, що описують взаємозв'язок технологічних і конструкційно-експлуатаційних особливостей застосування робочих органів селекційно-насінницьких машин для висіву насіння з їх параметрами і режимами роботи, які забезпечують розширення їх технологічних можливостей;

- створена нова теорія горизонтальних і вертикальних поступальних коливань лонжерона комбінованого сошникового вузла з зубчастим розрізаючим диском і системою пружинних механізмів з натискною і робочою пружинами, які на відміну від існуючих дозволяють вивчати вплив віброефекту на тяговий опір сошника;

- отримані аналітичні залежності щодо визначення тягового опору і коливань різних типів робочих органів для сівби, отримана математична модель дає змогу визначати амплітуди і частоти поступальних коливань зубчастого дискового ножа сошникового вузла, встановленого на вібропідвісці в залежності від його конструктивних параметрів і кінематичних режимів роботи, які дозволять знизити енергоємність робочого процесу;

- одержано залежності щодо визначення характеру розподілу насіння в насінневій борозні з урахуванням конструктивних особливостей комбінованих висівних робочих органів, які дозволяють підвищити ефективність висіву насіннєвого матеріалу в межах агротехнологічного допуску;

- отримано залежності щодо кореляції норми висіву насіння висівним апаратом суцільного висіву з швидкістю сівалки при електронному керуванні висівним апаратом котушкового типу, які дозволили розширити діапазон регулювань норм висіву;

*набуло подальшого розвитку:*

- систематизація підходу з обґрунтування шляхів оптимізації технологічних схем селекційних сівалок, яка на відміну від існуючих, дозволяє удосконалити процес висіву насіння в селекційно-дослідній роботі;

- розвинуті теоретичні положення землеробської механіки про взаємодію з ґрунтом робочого органу сівалки – комбінованого сошникового вузла, встановленого на вібропідвісці;

- вирішення проблеми застосування автоколивачів для використання в енергоощадних технологіях селекційно-насіницької сівби.

**Практичне значення одержаних результатів.** Визначені експлуатаційні можливості створених конструкцій робочих органів машин для селекційно-насіницької сівби та підготовки ґрунту, обґрунтовані їх конструктивні і режимні параметри, які зменшують металоємність та енергоємність процесу сівби, забезпечують необхідну сталість норми висіву насіннєвого матеріалу, розширюють технологічні можливості технічних засобів та діапазон регулювання норми висіву.

Отримані результати досліджень використані НВО «Селта» при розробленні, постановці на виробництво і вдосконаленні посівних машин: для другого етапу – ССК-6, начіпної – СНСК-6 для другого і третього етапів; для третього етапу – СЦН-10; четвертого етапу – СС-16 та вдосконаленого зразку СНС-16А (акти польових досліджень та впровадження від: 21.11.2006 р.; 19.11.2009 р.; 25.10.2013р.; 10.12. 2013 р.; 18.05.2014 р. та 10.06.2014 р.).

Запропоновані технічні рішення забезпечують діапазон регулювання норм висіву селекційно-насіницькою сівалкою, розширений більш ніж в 3 рази, і не вимагають додаткового переналагодження висівного апарату, норма висіву насіннєвого матеріалу селекційною сівалкою може бути зменшена на 15% на підвищених в 1,5 – 2 рази робочих швидкостях. Базові конструкції рядкових сівалок можуть бути використані для закладення дослідів в селекційній роботі за енергоощадними технологіями.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати, які відображають суть дисертаційної роботи, отримані автором самостійно. У наукових працях, виконаних у співавторстві, особистий внесок наступний: [2,13, 14,17, 23-26, 34,35] – постановка задачі досліджень, основні ідеї конструкторсько-технологічних рішень, участь у проведенні досліджень, узагальнення одержаних результатів; [3,5,7,18-21,27,29] – постановка задачі, обґрунтування типу машин для селекційно-насіницької сівби; [10-12,15] – аналіз, обґрунтування та дослідження робочих органів для підготовки ґрунту та сівби на селекційних ділянках; [1,4,20] – обґрунтування конструкції стенду для випробовування системи автоматичного висіву насіння апаратом котушкового типу; [8,9,16] – постановка задачі, обґрунтування методики оцінки тягово-амплітудних характеристик сошникових вузлів; [14,17,18,33] – постановка задачі, обґрунтування принципу дії розроблених технічних засобів.

При створенні експериментальних зразків робочих органів та технічних засобів здобувач брав безпосередню участь в їх розробці [43-50]. Здобувачем розроблено 8 технічних рішень, які було визнано винаходами. Одне технічне рішення, яке захищено патентом України №107775, є основним при проектуванні сівалок для енергоощадних технологій, розроблено здобувачем одноосібно. При розробці інших технічних рішень здобувачем запропоновано новий спосіб автоматичного управління висівним апаратом селекційно-насіницької сівалки (патенти №№ 55609, 55778, 58026, 68031, 70654); розроблено нові конструктивні схеми висівних робочих органів (патенти №№ 73919, 88696, 93837, 106315, 113016); розро-

блено нові конструктивні схеми технічних засобів і форми виконання їх елементів (патенти №№ 93643, 107439). Як науковий керівник і відповідальний виконавець здобувач брав особисту участь на всіх етапах впровадження результатів досліджень у виробництво і підготовці публікацій.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати досліджень, отримані в дисертації, заслухані та обговорені на міжнародних науково-технічних семінарах, симпозіумах і конференціях: міжнародній науково-технічній конференції до 30-річчя кафедри «Автоматизація виробничих процесів» КДТУ «Автоматика і комп'ютерні технології у виробництві і АПК» (м. Кіровоград, 2002 р.); міжнародній науково-технічній конференції до 70-річчя кафедри «Сільськогосподарські машини» ТДАТА (м. Мелітополь, ТДАТА, 2004р.); міжнародних науково-технічних конференціях ПФ НУБіП України «КАТУ» (м. Сімферополь 2008 – 2014 рр.); міжнародних XVI, XVIII, XIX, XXI, XXII науково-технічних конференціях «Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві» та III, V, VI, VIII, IX Всеукраїнських конференціях-семінарах аспірантів, докторантів та здобувачів у галузі аграрної інженерії (смт. Глеваха, ННЦ «ІМЕСГ», 2008, 2010, 2011, 2013, 2014 рр.); міжнародній конференції північних країн «От полевого експеримента – к созданию устойчивых агроэкосистем в изменяющемся мире: методология, инструментарий, реализация» (м. Санкт-Петербург, СПбДАУ, 2010 р.); міжнародній науково-практичній конференції «Моделювання процесів в АПК» (м. Мелітополь, ТДАТУ, 2010 р.); Міжнародній науково-технічній конференції до 60-річчя заснування енергетичного факультету «Проблеми енергетики і прикладної біофізики в АПК» (м. Мелітополь, ТДАТУ, 2012 р.); міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми землеробської механіки», присвячених 113 і 116-й річницям від дня народження академіка П.М. Василенка (смт. Глеваха, ННЦ «ІМЕСГ», 2013р., м. Суми, СНАУ, 2016 р.); міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (м. Кіровоград, КНТУ, 2013-2015 рр.); всеукраїнських науково-практичних конференціях «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика» (м. Маріуполь, ДВНЗ «ПДТУ», 2015-2016рр.); Міжнародній конференції „Conserving Soils and Water 2016” (м. Бургас, Болгарія).

**Публікації.** Основні результати досліджень за темою дисертації викладені у 50 опублікованих роботах (29,8 у.д.а.), у тому числі в монографії, 46 статтях і тезах (9-одноосібно), 8-ми патентах України (1 - одноосібно). Серед опублікованих наукових статей, 27 у фахових виданнях України (7,8 у.д.а.), 7 – у наукових періодичних виданнях інших держав обсягом (2,9 у.д.а.).

**Структура та обсяг роботи:** дисертаційна робота викладена на 428 сторінках друкованого тексту формату А4 і містить вступ, 5 розділів основної частини, загальні висновки, список використаних літературних джерел з 267 найменувань та додатки. Робота містить 32 таблиці, 152 рисунки та 7 додатків.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтовано тему дисертаційної роботи, сформульовано мету і задачі досліджень, визначено об'єкт і предмет досліджень, означено наукову новизну і висвітлено практичну значимість отриманих результатів, наведено

основні положення, які виносяться на захист.

**У першому розділі** «Сучасний стан проблеми механізації сівби в селекції і насінництві» сформульовано народногосподарську, науково-технічну проблему та визначено завдання досліджень. Проаналізовано рівень механізації селекційно-насінницьких процесів сівби в науково-дослідних установах України, обґрунтовано агротехнічні вимоги до сівалок та критерії їх оцінки. Наведено технологічні особливості сівби на умовних етапах селекційної роботи та фактори, що впливають на якість загортання насіння на селекційно-насінницьких ділянках, базові конструкції робочих органів і технічних засобів. Зроблено аналіз конструкцій висівних апаратів, їх приводу, висівних робочих органів, впливу методів підбору та комплектування сівалок в залежності від обраної технології на якість розподілу насіння і умов функціонування селекційно-насінницьких сівалок.

Дослідженнями енергетичних факторів зниження затрат при ґрунтообробітку (геометрія робочого органу, режими різання, фрикційні властивості поверхні робочого органу, властивості ґрунтового середовища, жорсткість пружного кріплення, параметри активації робочого органу) займались І.І. Артоболевський, В.М. Булгаков, П.М. Бурченко, П.М. Василенко, О.В. Верняєв, А.А. Вілде, В.П. Горячкін, А.А. Дубровський, Г.Н. Дьяченко, В.А. Желіговський, А.М. Зеленін, Р.М. Зонненберг, С.Я. Інаєян, В.В. Кацигін, К.Л. Качинський, М.І. Кленін, М.М. Летошнєв, Н.Є. Мацепуро, В.І. Мельник, В.Т. Надикто, Ю.Ф. Новиков, І.М. Панов, Г.Е. Свірський, Г.Н. Синєоков, І.І. Смирнов, В.О. Шейченко, Н.В. Щучкін, Е. Walter та ін.

В землеробській механіці широко використовуються динамічні моделі типу статистичних (А.Б. Лур'є, П.Ю. Семенова та ін.), в тому числі на сівалках Давідсона Є.І., Каулінша Я.З., Клейна В.Ф., Ключєва А.І. та ін., вібраційних процесів (І.І. Артоболевського, О.В. Верняєва, А.А. Дубровського, Р.М. Зонненберга, І.В. Ігнатенко, П.П. Карпуши, В.П. Кондратьєва, В.А. Хадаєва та ін.).

Розроблені і використовувані в Україні та за кордоном методики обґрунтування параметрів висівного апарату селекційних сівалок та висівних робочих органів для сівби в попередньо підготовлений ґрунт не можуть бути застосовані для сівби за енергоощадними технологіями обробітку ґрунту в силу специфіки його геометричних і конструктивних особливостей та фізико-механічних властивостей ґрунту. Тому необхідне проведення комплексних досліджень з означеної проблематики.

**У другому розділі** «Теоретичні основи обґрунтування параметрів робочих органів для сівби в селекції і насінництві» розглянута структурна схема взаємозв'язків основних складових елементів організаційно-технічної системи селекційно-насінницьких процесів як дослідницька модель.

В технологічній моделі функціонування системи селекційно-насінницьких посівів показники якості селекційних робіт на всіх етапах селекції тісно пов'язані з ймовірністю знаходження в допустимих межах умов роботи і технологічних режимів роботи сівалки. Для знаходження причинно-наслідкових зв'язків і математичного моделювання сівалка розглянута як підсистема, найбільш важливими елементами якої, в аспекті проблеми, що розглядається, є привід висівного апарату, висівний апарат і висівний робочий орган.



У відповідності з технологічним процесом висіву насіння ці елементи взаємодіють послідовно, а варіанти функціонування кожного з них розглянуті паралельно. Розроблена модель функціонування системи селекційно-насінницьких посівів створює передумови визначення технологічних допусків якості роботи сівалки в умовах її нормального функціонування.

Структурна схема взаємозв'язків основних складових елементів в організаційно-технічній системі селекційно-насінницьких посівів, побудована на основних ідеях методології системного аналізу, представлена на рис. 1.



Рис. 1. Структурна схема організаційно-технічної системи селекційно-насінницьких посівів.

Фізичні властивості насіння сільськогосподарської культури і стадія досліду (селекція чи первинне насінництво) є визначальними для організаційно-технічної системи. Систему посівів на селекційно-насінницьких ділянках представлено у вигляді підсистем: «сівалка» і «дослідне поле».

Метою підсистеми «сівалка» є забезпечення умов для виконання вимог, насамперед, агротехнічних, експлуатаційних, пов'язаних з типом сівалок для сівби насіння без проміжків і з проміжками, висівним апаратом автономного і центрального розподілення насіння, характером його приводу і конструктивними особливостями висівного робочого органу. Головними елементами підсистеми «дослідне поле» є прийнятий в селекційно-насінницькій практиці регламентований типаж ділянок для виконання посівів без проміжків і з проміжками, процесу селекційно-насінницької роботи з шириною ділянок, шириною між-

рядь, міжпосівних і міжділяночних доріжок, шириною колії, ділянки зі змінними фізико-механічними властивостями ґрунту.

Основними показниками, що характеризують ефективність системи процесів селекційно-насінницьких посівів сільськогосподарських культур, є агротехнічні показники якості, продуктивність, енергозбереження, скорочення витрат.

Для вивчення властивостей окремих елементів параметрів і умов сівби, систему можна вважати розімкнутою. Таким чином, можна розглянути властивості елемента шляхом встановлення залежності між параметрами на вході і вихідними параметрами. Розглянемо модель функціонування сівалки у вигляді однієї підсистеми (рис. 2).

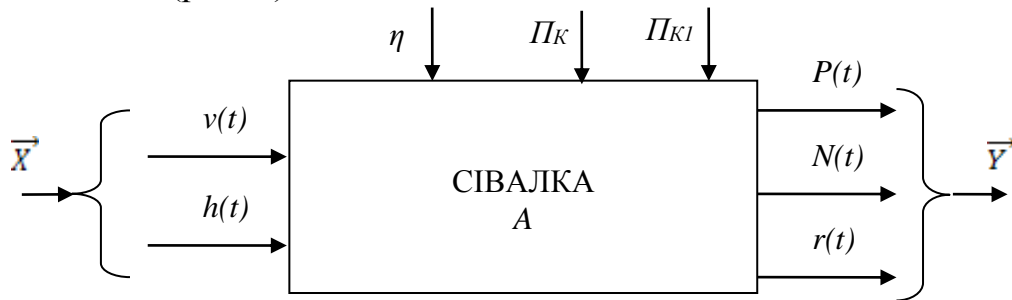


Рис. 2. Модель функціонування сівалки у вигляді підсистеми:  
 $A$  – оператор перетворення,  $\vec{X}$  – вектор-функція умов роботи сівалки.

На вході моделі діє вектор-функція  $\vec{X}$  режимів роботи сівалки, складовими якої є швидкість руху  $v(t)$ , і глибина висіву насіння  $h(t)$ . Вихідні параметри представлені вектором-функцією  $\vec{Y}$  показників роботи сівалки: тяговий опір  $P(t)$ , норма висіву  $N(t)$ , польова схожість насіння  $r(t)$ . Враховані передаточне відношення приводу висівного апарату  $\eta$ , конструктивно-технологічні  $P_K$  і кінематичні параметри  $P_{KI}$  сівалки. Для оцінки якості роботи сівалки схема її моделі доповнена вектором  $\vec{Y} = \{P, N, r\}$ , який регламентує роботу машини. Для знаходження причинно-наслідкових зв'язків сівалка розглянута як підсистема, найбільш важливими елементами якої, в аспекті проблем, що розглядаються, є привід висівного апарату, висівний апарат і висівний робочий орган. Для більш детального аналізу в роботі розглянуто модель функціонування сівалки, представлену у вигляді трьох підсистем, кожна з яких має по одному виходу  $P(t)$ ,  $N(t)$ ,  $r(t)$  і два входи  $v(t)$ ,  $h(t)$  (рис. 3). Розроблена модель функціонування системи селекційно-насінницьких посівів створює передумови визначення технологічних допусків якості роботи сівалки в умовах її нормального функціонування.

Оператор системи визначає установку, при якій кожній реалізації вхідного сигналу однозначно чи взаємодозначно відповідає реалізація вихідного сигналу. Для моделі функціонування сівалки з трьома підсистемами при такому визначенні оператора можна записати наступні співвідношення:

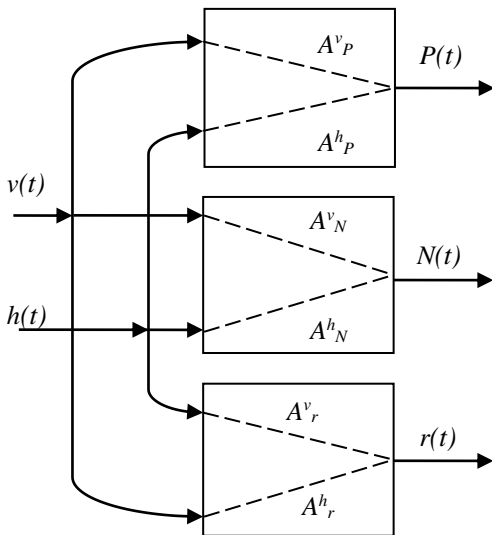


Рис. 3. Модель функціонування сівалки у вигляді трьох підсистем.

$$\begin{aligned} P(t) &= A_P^v [v(t) + A_P^h h(t)], \\ N(t) &= A_N^v [v(t) + A_N^h h(t)], \\ r(t) &= A_r^v [v(t) + A_r^h h(t)]. \end{aligned} \quad (1)$$

Для ідентифікації статистичних моделей використовується регресійний аналіз. Представимо багатовимірну модель сівалки у вигляді одномірних моделей, використовуючи при цьому принцип суперпозиції.

Оператор  $A$  можна представити при цьому сукупністю часткових операторів для випадку, коли на «вході» два змінних  $v(t)$  і  $h(t)$ , а на «виході» три – відповідно  $P(t)$ ,  $N(t)$ ,  $r(t)$

$$A = \{A^{(1)}, A^{(2)}, A^{(3)}, A^{(4)}, A^{(5)}, A^{(6)}\}. \quad (2)$$

Таким чином, багатовимірна регресійна модель технологічного процесу роботи сівалки з двома входними і трьома вихідними змінними представлена у вигляді системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m_{\frac{P}{v}} &= a_{vP} + b_{vP} \cdot v \\ m_{\frac{N}{v}} &= a_{vN} + b_{vN} \cdot v \\ m_{\frac{r}{v}} &= a_{vr} + b_{vr} \cdot v \\ m_{\frac{P}{h}} &= a_{hP} + b_{hP} \cdot h \\ m_{\frac{N}{h}} &= a_{hN} + b_{hN} \cdot h \\ m_{\frac{r}{h}} &= a_{hr} + b_{hr} \cdot h \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

Де  $m_{P/v}$ ,  $m_{N/v}$ ,  $m_{r/v}$ ,  $m_{P/h}$ ,  $m_{N/h}$ ,  $m_{r/h}$  – залежності умовних математичних очікувань реалізації випадкового входного процесу від значень реалізації випадкового вихідного процесу;  $a_{vP}$ ,  $a_{vN}$ ,  $a_{vr}$ ,  $a_{hP}$ ,  $a_{hN}$ ,  $a_{hr}$ ,  $b_{vP}$ ,  $b_{vN}$ ,  $b_{vr}$ ,  $b_{hP}$ ,  $b_{hN}$ ,  $b_{hr}$  – відповідні коефіцієнти лінійної регресії математичної моделі.

Коефіцієнти регресійних рівнянь визначаються експериментальним шляхом з математичною обробкою на ПК. Отримана регресійна модель створює передумови для оптимізації конструктивних параметрів селекційних сівалок і технологічних параметрів процесу висіву селекційного насіння.

Один із основних висівних робочих органів є комбінований дводисково-анкерний сошник. Проведені дослідження оптимізації конструкції робочого органу, оснащеного кілеподібним ущільнювачем, шарнірно прикріпленим між дисками до корпусу сошника, що забезпечує підвищення рівномірності глибини закладення насіння, виключає винесення насіння з ґрунтом у верхню частину борозни, підвищуючи стабільність глибини і загорання насіння.

Для визначення параметрів комбінованого дводисково-анкерного сошника виконаний математичний опис його руху в ґрунті, конструкція нового сошника розглянута як рівноважна система, розрахункова схема наведена на рис. 4.

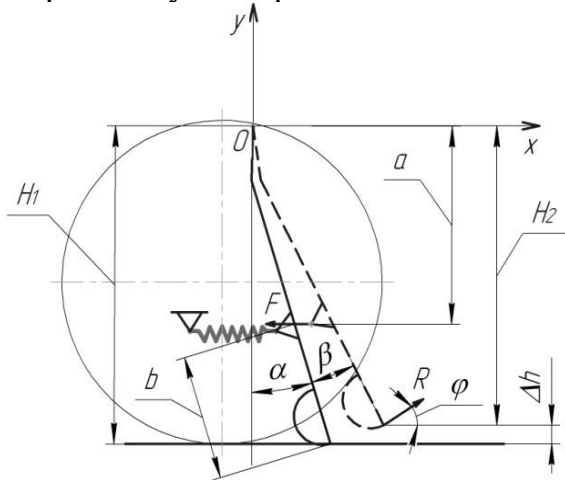


Рис. 4. Розрахункова схема комбінованого дводисково-анкерного сошника

$H_1$  – відстань від осі шарнірної підвіски до дна насінневої борозни;  
 $H_2$  – відстань при максимальному відхиленні кілеподібного ущільнювача сошника;

$a, b$  – конструктивні параметри сошника;

$\alpha$  – конструктивний кут відхилення висівного органу;

$\beta$  – кут відхилення руху насіння;

$\varphi$  – кут відхилення напрямку сили опору ґрунту від горизонталі;

$R$  – сила опору ґрунту;

$\Delta h$  – зміна глибини висіву насіння;

$F$  – сила пружності пружини.

Вісь шарнірної підвіски кілеподібної частини розташована ззаду неї по ходу руху сошника, а проекція осі на дно насінневої борозни збігається з зоною контакту нижньої частини ущільнювача і дна насінневої борозни, при цьому відстань від осі шарнірної підвіски до дна насінневої борозни  $H_1$  вибрана із співвідношення

$$H_1(1 - \cos \beta_{\max}) = \Delta h < \Delta_{agr}, \quad (4)$$

де  $\beta_{\max}$  – максимальний кут відхилення кілеподібного ущільнювача сошника від осі шарнірної підвіски;  $\Delta_{agr}$  – величина агротехнічного допуску на величину закладки насіння.

Враховуючи опис урівноваженої системи при  $\sum M_0 = 0$ , отримаємо вираз для знаходження сили пружності пружини. Враховуючи значення допустимого відхилення глибини  $\Delta h$ , а також значення  $a, b$  та  $\alpha$ , розраховуємо величину максимального розтягу пружини

$$\Delta x_{\max} = a \cdot \sin \left[ \arccos \left( \cos \alpha - \frac{\Delta_{agr}}{b} \right) - \alpha \right]. \quad (5)$$

Підставивши у (5) вираз для сили  $F = k \cdot \Delta x_{\max}$  з величиною сили опору ґрунту, можна розрахувати жорсткість пружини  $k$ , при якій величина відхилення буде знаходитись в межах агротехнічного допуску

$$k = \frac{\left\{ \sin \varphi [a \sin \beta + b \sin(\alpha + \beta)] + \cos \varphi [a \cos \beta + b \cos(\alpha + \beta)] \right\} R}{a^2 \cos \beta \cdot \sin \left[ \arccos \left( \cos \alpha - \frac{\Delta_{agr}}{b} \right) - \alpha \right]}. \quad (6)$$

Результати розрахунків в MathCAD за формулами (4–6) свідчать, що при геометричних параметрах сошника  $a = 120$  мм,  $b = 220$  мм,  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\beta = 10^\circ$  максимальний розтяг пружини повинен складати  $\Delta x = 14$  мм.

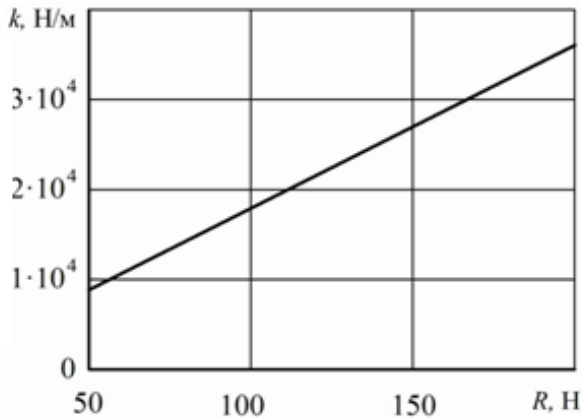


Рис. 5. Залежність жорсткості  $k$  пружини від реакції  $R$  опору ґрунту.

Графік залежності жорсткості пружини від сили опору ґрунту  $k(R)$ , побудований за результатами розрахунків в MathCAD, показаний на рис. 5.

Для подолання сили опору ґрунту на анкер сошника  $R = 50 \dots 200$  Н при куті тертя ґрунту по ножу  $\varphi = 45^\circ$  згідно розрахункам за формулами (5–7), жорсткість пружини повинна бути  $k = 9,04 \cdot 10^3 \dots 3,6 \cdot 10^4$  Н/м.

Розглянемо сошник культиваторного типу для смугового висіву насіння. Конструктивні і технологічні особливості сошника культиваторного типу розглядалися з побудови схем розсіву насіння і дії сил. Можливі траєкторії руху насінин при розкиданні ролик-розсіювачем показані на рис. 6. Як видно зі схеми рисунку, насінини розподіляються по всій ширині А зони розсіву. Ширина А визначається крайніми точками падіння насінин  $d_1$  та  $f_1$ , розташування яких залежить від дальності польоту  $l$  насінин в підлаповому просторі.

Для визначення дальності польоту  $l$  насінин (рис. 6) отримано вираз

$$l = \frac{v^2}{2g} \sin \alpha \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{2gh}{v^2 \sin^2 \alpha}} \right). \quad (7)$$

Максимальна висота сходу насінини з диска ролика-розсіювача, згідно з рис. 5, визначається за виразом

$$h_{\max} = d \sin \alpha_0 + s, \quad (8)$$

де  $d$  – діаметр диска;  $\alpha_0$  – кут нахилу ролика-розсіювача;  $s$  – товщина диска.

Для визначення швидкості сходу насінин з диска розглянемо схему руху насінини по поверхні ролика-розсіювача (рис. 6). Схему сил, діючих на насінину, наведено на рис. 7. Для опису руху частинок по конічній поверхні ролика-розсіювача скористаємося диференціальним рівнянням відносного руху. На частинку  $m$ , що знаходиться на робочій поверхні конусу ролика-розсіювача, діє сила ваги частинки, нормальна сила реакції  $N$ , нормальна сила інерції  $F_{ue}$ , Коріолісова сила інерції  $F_K$ , сила тертя ковзання  $F_{тр}$ , відцентрова сила інерції, обумовлена радіусом кривизни  $F_{up}$ .

Розглянемо характерні випадки руху насінин:

1. Насінини падає одразу на поверхню диска 2 ролика-розсіювача. В цьому випадку можливі траєкторії руху насінини (рис. 6):  $a-a'-a_1$ ,  $b-b'-b_1$ ,  $c-c'-c_1$ .

2. Насінини падає на конічну поверхню 1 ролика-розсіювача, ковзає по ній на диск 2, рухається по ньому до краю, та після сходу з диска 2 вільно падає на поверхню 5 насінневого ложа в підлаповому просторі. Можливі траєкторії

руху насінини в цьому випадку:  $d-d'-d''-d_1, e-e'-e''-e_1, f-f'-f''-f_1$ . Абсолютна швидкість руху насінини розглядалась як геометрична сума переносної швидкості та відносної швидкості і визначалась за допомогою двох незалежних координат  $r$  та  $\theta$  за відомим рівнянням П.М. Василенко. В результаті отримані вирази для початкової швидкості польоту насінин:

1) для випадку падіння насінини одразу на поверхню диска ролика-розсіювача

$$v_a \approx v_\tau - v_r = r\omega - \sqrt{r^2\omega^2 - \frac{2fg \cos a_0 \sqrt{1+a^2}}{a} (r - r_0)}, \quad (9)$$

2) для випадку падіння насінини на конічну поверхню ролика-розсіювача

$$v_a \approx v_\tau - v_r = r\omega - \sqrt{r^2\omega^2 + v_0^2 - \frac{2fg \cos a_0 \sqrt{1+a^2}}{a} (r - r_0)}. \quad (10)$$

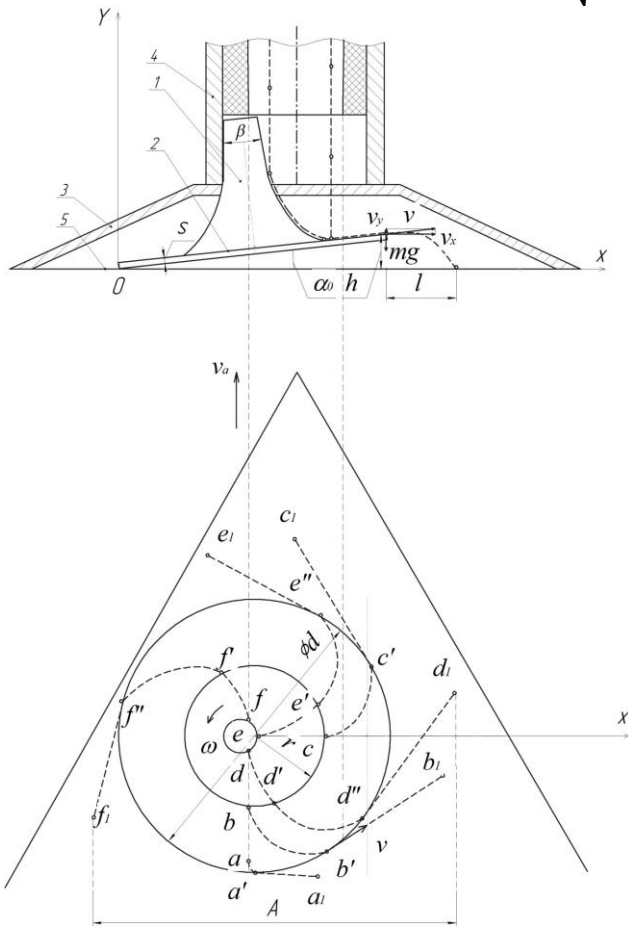


Рис.6. Схема розсіву насінин роликом-розсіювачем.

Якщо знехтувати ковзанням диска по поверхні ґрунту, можна вважати, що колова швидкість диска дорівнює швидкості руху  $v_{agr}$  посівного агрегату. Тоді кутову швидкість ролика-розсіювача можна розрахувати за виразом

$$\omega = \frac{2v_{agr}}{d}, \quad (11)$$

де  $d$  – діаметр диска ролика-розсіювача.

Відрив насінин від робочої поверхні може відбутися лише тоді, коли проекція діючих на насінину сил на нормаль  $n$  буде дорівнювати нулю. Диференці-

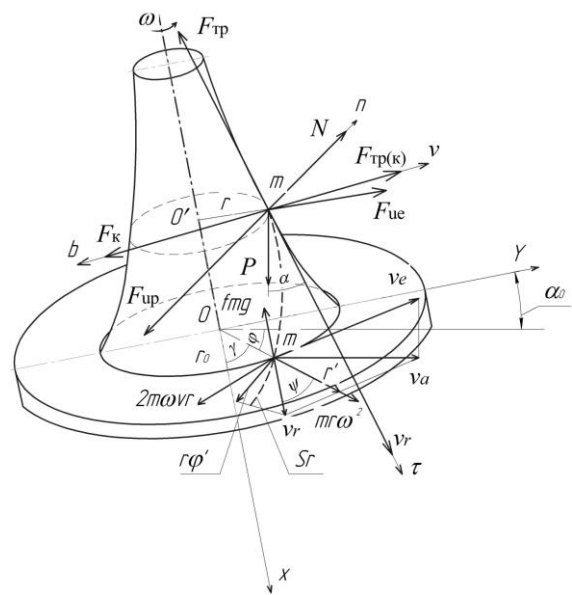


Рис. 7. Схема сил, що діють на насінину на поверхні ролика-розсіювача.

Склавши диференціальні рівняння руху насінин на основі рівнянь Лагранжа другого роду, після інтегрування та відповідних перетворень отримаємо вирази для визначення початкової швидкості польоту насінин.

альне рівняння руху насіння, що рухається по поверхні конусу, при одночасному обертальному русі, запишемо у вигляді

$$N + \frac{P}{g} \omega_e^2 y \frac{dx}{ds} - P \frac{dy}{ds} = 0, \quad (12)$$

де  $P$  – сила ваги насінини, Н;  $g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>;  $\omega_e$  – кутова швидкість обертання, с<sup>-1</sup>;  $x, y$  – поточні координати обертання, мм;  $\frac{dx}{ds} = \cos \alpha$ ;  $\frac{dy}{ds} = \sin \alpha$ .

Вважаючи координату  $x$  незалежною змінною і, беручи до уваги, що в момент відриву насіння від поверхні конусу ролика нормальна реакція  $N=0$ , із рівняння (12) встановимо залежність  $y=f(x)$

$$|y| = e^{\frac{\omega_e^2}{g} x}. \quad (13)$$

Аналізуючи отримане рівняння (13), можна зробити висновок, що з метою забезпечення безперервного відриву насіння, робоча поверхня конусу ролика розсіювача повинна бути створена логарифмічною кривою навкруги вертикальної осі. Конічна частина ролика-розсіювача дозволить виключити явище пружного удару насінин об робочу поверхню в момент поступу на ролик-розсіювач і забезпечити напрямок руху їх вниз по утворюючій.

Для складання рівняння руху частинки по конічній поверхні виберемо дві системи координат. Одна з них  $XOY$ , нерозривно зв'язана з конусом, є інерційною і розташована так, що вісь  $OX$  суміщена з віссю обертання робочого органу, а вісь  $OY$  проходить через початкове положення частинки на конусі. Неінерційна система координат представляє собою осі природного триєдру  $\tau, n, b$ .

Враховуючи те, що в початковий момент руху частинки по робочій поверхні відносна швидкість невелика, то можна припустити, що відцентрова сила інерції від кривизни робочої поверхні незначна і при розрахунках не враховується. В цьому випадку диференціальні рівняння руху по робочій поверхні конусу ролика-розсіювача будуть мати наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P}{g} \frac{dV_r}{dt} &= P \cos \alpha + F_{ue} \sin \alpha - F_{TP} \\ \frac{P}{g} \frac{V_r^2}{\rho} &= N + F_{ue} \cos \alpha - P \sin \alpha; F_K - F_{TP(K)} = 0 \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Підставивши в рівняння (14) значення діючих на частинку сил і враховуючи, що відцентрова сила інерції від кривизни робочої поверхні незначна, і її значенням можна знехтувати, а оскільки при відриві частинки від поверхні нормальна реакція  $N=0$ , то після інтегрування отримаємо вираз для визначення швидкості сходу насінини з конічної поверхні ролика-розсіювача

$$V_0 = \sqrt{2gx + \omega_e^2 y^2 + V_{r_0}^2 - \omega_e^2}. \quad (15)$$

Рівняння (15) представляє собою залежність відносної швидкості руху частинок по конічній поверхні ролика розсіювача від режимів роботи і параметрів  $X$  і  $Y$ . Знаючи початок і кінець сходу частинок з конічної поверхні ролика роз-

сіювача, а також швидкість сходу в визначених точках, можна визначити дальність розсіву насіння з будь-якої утворюючої точки конусу.

Графіки дальності розсіву насіння роликком-розсіювачем в залежності від радіусу початкового потрапляння їх на ролик при швидкості поступового руху сівалки 2 м/с, побудовані за допомогою програми MathCAD за отриманими теоретичними залежностями (9), (10), (13), (15), приведені на рис. 8, з якого видно, що дальність розсіву насіння, в залежності від радіусу початкового потрапляння їх на ролик, варіюється від 0,025 до 0,08 м, тобто насіння розсіюється по всій ширині зони  $A$  (рис. 6).

Розробка універсальних висівних робочих органів переважно для енергозберігаючих технологій передбачала насамперед обґрунтування їх енергетичних характеристик. Була побудована математична модель конструкції сошникового вузла з зубчастим ножем - диском, що розрізає, сошником з прикочувальним котком, пристроєм для вібраційних автоколивань і проведена перевірка її на адекватність.

Попередня оцінка основних силових характеристик при заглибленні дискового ножа в ґрунт, у відповідності до агротехнологічних вимог, виконана за приведеною схемою (рис. 9):

$$N = R_c \sin \varphi, \quad (16)$$

$$R_c = \sigma \delta \overline{AA_1}, \quad (17)$$

$$P_c = R_c \cos \varphi. \quad (18)$$

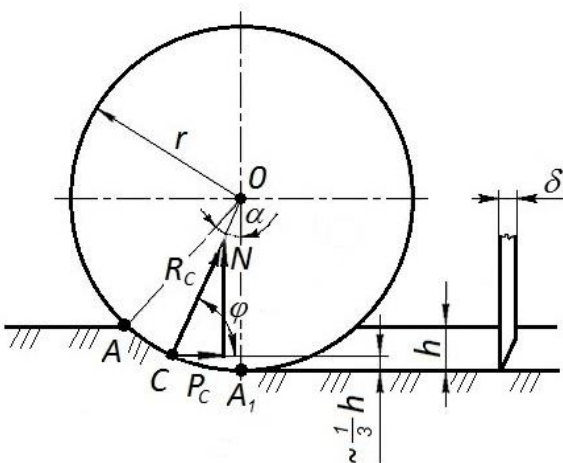


Рис. 9. Схема для визначення основних силових характеристик сошникового вузла.

Положення точки  $C$  визначено з допущенням того, що опір диску, по мірі його заглиблення в ґрунт, змінюється по лінійному закону від 0 до максимального значення. Прийmemo максимальну глибину входження диска діаметром 0,35 м і

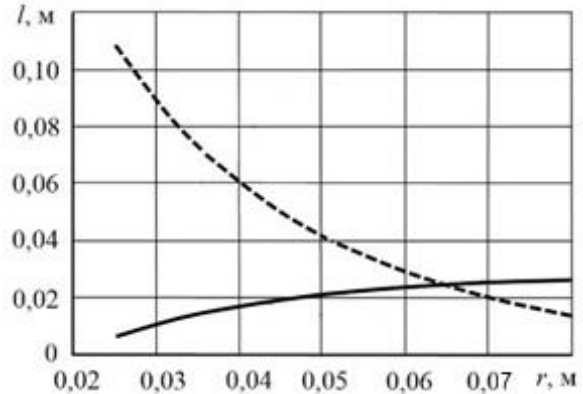


Рис. 8. Залежності дальності розсіву насіння роликком-розсіювачем при падінні насіння:  
— на диск; --- на конус.

де  $\overline{AA_1}$  – довжина дуги кола диска, навантаженої опором ґрунту;  
 $r$  – радіус диска;  
 $R_c$  – реакція ґрунту на входження диска;  
 $\varphi$  – кут відхилення реакції ґрунту;  
 $\sigma$  – питомий опір ґрунту;  
 $\delta$  – товщина диска;  
 $h$  – максимальна глибина ходу;  
 $N$  – зусилля вдавлювання;  
 $P_c$  – тяговий опір.



товщиною 0,003 м в ґрунт рівною 0,08 м. В цьому випадку значення основних силових характеристик, розрахованих за формулами (16-18), будуть знаходитись в межах: реакція ґрунту  $R_c = 796 \dots 956$  Н; зусилля вдавлювання  $N = 675 \dots 810$  Н; тяговий опір  $P_c = 422 \dots 506$  Н. Розрахунки підтверджують, що рядкова сівалка з сошниковими вузлами замість базових дводискових сошників не потребує спеціального енергетичного засобу для агрегування.

Застосування у більшості спеціальних сівалок в якості розрізаючих дисків – турбодисків, хвильових і рифлених для сівки за енергозберігаючими технологіями є більш енергоємними відносно застосування для цієї мети зубчастих дисків. При обробці ґрунту сферичними дисками з сегментними вирізами по периферії знижується їх енергоємність. Висота та форма зубців мають також важливе значення для роботи на ґрунтах з рослинними залишками. Крім того, при перекочуванні зубчастих дискових робочих органів виникають вібраційні автоколивання, які впливають на енергетичні показники і на очищення.

При взаємодії зубчастого диску з ґрунтом проходять процеси різання і кришення ґрунту, тому його поверхня повинна включати форми елементів, виконуючих ці функції (рис. 10,11).

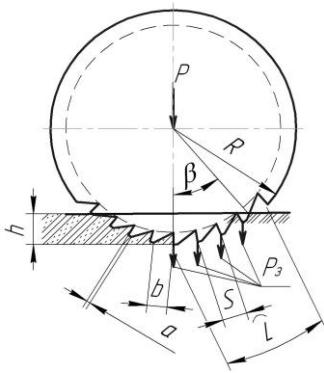


Рис. 10. Схема взаємодії зубчастого диска з ґрунтом.

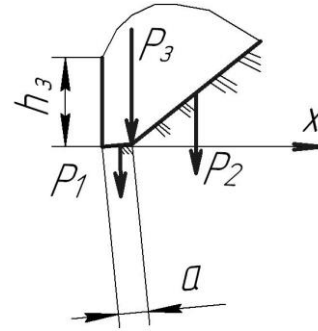


Рис. 11. Схема до обґрунтування висоти зубця диска.

На підставі відомого рівняння контактної задачі визначення форми зуба при врізанні в ґрунт зубчастого диска з кількістю зубців  $Z$  на дузі  $L$  зусилля, що створюється, дорівнює

$$P = P_B Z, \quad (19)$$

де  $P_B = \pi a P_{KP}$  – зусилля, що створюється одним зубом.

Якщо різання ґрунту проводиться зубчастим диском, довжина дуги врізання якого  $L$  з кількістю зубців  $Z$  шириною  $a$  і кроком  $S$  (рис. 10), то, виразивши довжину дуги врізання зубчастого ріжучого леза через основні геометричні параметри зубців і підставивши значення  $Z$  і  $P_B$  в рівняння (21), отримаємо вираз для загального зусилля, що створюється зубчастим диском у вигляді

$$P = \pi P_{KP} L K \left[ 1 + \frac{1-K}{Z-(1-K)} \right], \quad (20)$$

де  $P_{KP}$  – критичний тиск на ґрунт;  $L$  – довжина леза;  $K = a/S$  – коефіцієнт розстановки зубців на лезі диска.

Коефіцієнт розстановки зубців визначимо за виразом

$$K = \frac{\sqrt{Z^2 - Z} - Z + 1}{2}. \quad (21)$$

Залежності зусилля зубчастого диску  $P$  від кількості зубців  $Z$ , при вирішенні рівняння (21) при різних значеннях  $K$  показують, що зі збільшенням кількості зубців на дузі врізання зусилля  $P$  зменшується. Особливо значим є зниження при збільшенні кількості зубців від одного до чотирьох, після чого збільшення числа зубців на загальне зусилля значного впливу не має. Тому в зубчастому диску можна обмежитись кількістю зубців на довжині дуги врізання не меншою чотирьох. Встановлено, що зі збільшенням кількості зубців на ріжучому лезі від 4 до 10 значення коефіцієнта розстановки  $K$  змінюється в незначних межах від 0,23 до 0,24. Отже, оптимальною величиною коефіцієнта розстановки можна вважати  $K = 0,22 \dots 0,24$ .

Виходячи з обґрунтованого коефіцієнта  $K = 0,24$  розстановки зубців та з врахуванням ширини зубця і довжини дуги врізання зубчастого диска, виразивши довжину дуги через кількість зубців  $N_1$ , за умови, що  $N_1 \geq 4$ , отримаємо вираз для кроку розстановки зубців

$$S = \frac{R}{4} \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right). \quad (22)$$

Виходячи з рис. 10 з врахуванням формули (22), кількість зубців на диску визначаємо за виразом

$$N = \frac{2\pi R}{0,25R \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right)} = \frac{8\pi}{\arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right)}. \quad (23)$$

Розрахунок за формулою (23) показує, що при глибині ходу  $h = 0,08$  м диска радіусом  $R = 0,17$  м кількість зубців повинна бути не меншою  $N = 24$ .

Для обґрунтування висоти зубця  $h_3$  розглянемо його вдавлювання в ґрунт під дією сили  $P_3$  (рис. 11). Із рішення рівняння плоскої контактної задачі з врахуванням того, що сила  $P_3$  розподіляється на дві складові:  $P_1$  – силу різання частиною  $a$  зубця і  $P_2$  – силу різання нахиленою частиною зубця, де  $t$  – товщина зубця;  $h_3$  – висота зубця;  $\nu$  – деформаційний показник ґрунту, отримаємо вираз для визначення висоти зубця

$$h_3 = \frac{\pi \nu P_3}{t(a + 1)}. \quad (24)$$

Розрахунок за формулою (24) показує, що при  $\nu = 2 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/Н,  $a = 0,01$  м,  $t = 0,003$  м і  $P_3 = 150$  Н отримаємо  $h_3 = 0,021$  м.

З метою оптимізації енергетичної складової процесу висіву насіння попереду сошникового вузла встановлено на плоско-пружинній підвісці зубчастий дисковий ніж. Визначені умови, за яких будуть виникати коливання ножа на плоскій пружині, що сприятимуть зниженню опору ґрунту різанню. При обертанні ножа за рахунок одночасної дії сили опору ґрунту, пружних сил пластин і сил інерції відбуваються коливання вібросистеми з частотою  $\omega t$ . Коливання системи виникають під дією збурювальної сили, яка дорівнює

$$F_B = P - F_Y - F_U, \quad (25)$$

де  $F_Y = -kx$ ;  $F_U = -r\dot{x}$ ,  $x$  – відхилення пластин (амплітуда коливань).

Сила  $P$  розраховується за формулою (20). Коливання здійснюються тільки в тому випадку, коли  $P > (F_Y + F_U)$ . Зі збільшенням  $x$  пружні сили зростають. Сила  $P$  періодично змінюється у відповідності до почергового вривання зубців у ґрунт, що визначає величину збурювальної сили  $F_B$ . Тому система здійснює незатухаючі гармонічні коливання, амплітуда ( $A$ ) яких пропорційна цій силі і залежить від частоти  $\omega$ .

Рівняння руху вібросистеми під дією прикладених сил запишемо у вигляді

$$m\ddot{x} = -r\dot{x} - kx + F_B \sin \omega t. \quad (26)$$

Дослідженнями залежності амплітуди коливань від частоти збурювальної сили при частоті  $\omega_0 = 29,5 \text{ с}^{-1}$  власних коливань системи для різних значень коефіцієнта жорсткості  $\beta$  встановлені діапазони значень з резонансними характеристиками.

В таблиці 1 приведені значення величин, отриманих експериментальним шляхом для двох варіантів вібросистеми.

Таблиця 1

Значення параметрів вібросистеми, отримані експериментальним шляхом

Варіант вібросистеми	$\omega_r, \text{с}^{-1}$	$\omega_r^2, \text{с}^{-1}$	$A_{1r}, \text{см}$	$A_{2r}, \text{см}$	$\beta$	$\omega_0, \text{с}^{-1}$	$F_b, \text{Н}$	$F_y, \text{Н}$	$B, \text{см}$	$L, \text{см}$	$N, \text{шт.}$
1	41,9	55,5	0,25	0,20	5,9	42,1	620	500	7	6	4
2	28,3	50,2	0,25	0,25	11,7	29,5	540	830	7	6	6

де  $\omega_r$  – частота змушених коливань;  $A_r$  – амплітуда змушених коливань;  $\beta$  – коефіцієнт жорсткості;  $\omega_0$  – частота вільних коливань;  $F_b$  – збурювальна сила;

$F_y$  – сила пружності;  $B$  – ширина пружних пластин;  $L$  – довжина пружних пластин;  $N$  – кількість пластин.

Дослідження варіантів вібросистеми з різною жорсткістю показали, що максимальна амплітуда змушених коливань спостерігається при рівності їх частоти з частотою власних коливань системи, причому другий пік резонансу настає через період, рівний  $\pi/2$ , при вимушеній частоті, що дорівнює 1,75 частоти власних коливань. При зростанні жорсткості вібросистеми область, близька до другого резонансу, збільшується. Розглянута вібросистема може бути використана для забезпечення віброефекту розрізаючого зубчастого дискового ножа, що встановлений на плоско-пружинній підвісці.

Перед оцінкою енергетичних характеристик сошникового вузла, для складання диференціальних рівнянь, що описують поступальні коливання посівного агрегату при його русі по нерівностях поверхні ґрунту, необхідно спочатку проаналізувати схему сил, що діють на цей агрегат під час його рівномірного руху вздовж поля.

Розглянемо відповідну схему для розрахунку силових параметрів. Сили ваги основних конструкційних елементів сошникового вузла позначені на схемі (рис. 12):  $\bar{G}_n$  – вага повідка;  $\bar{G}_o$  – вага зубчастого диска;  $\bar{G}_l$  – вага лонжерона;

$\bar{G}_a$  – вага анкера-насіннепровода;  $\bar{G}_k$  – вага котка. Маса зазначених конструкційних елементів позначені:  $m_{II}$ ,  $m_{\partial}$ ,  $m_l$ ,  $m_a$ ,  $m_k$ . Сили натягу першої та другої пружин:  $\bar{F}_{II1}$  та  $\bar{F}_{II2}$ , відповідно.

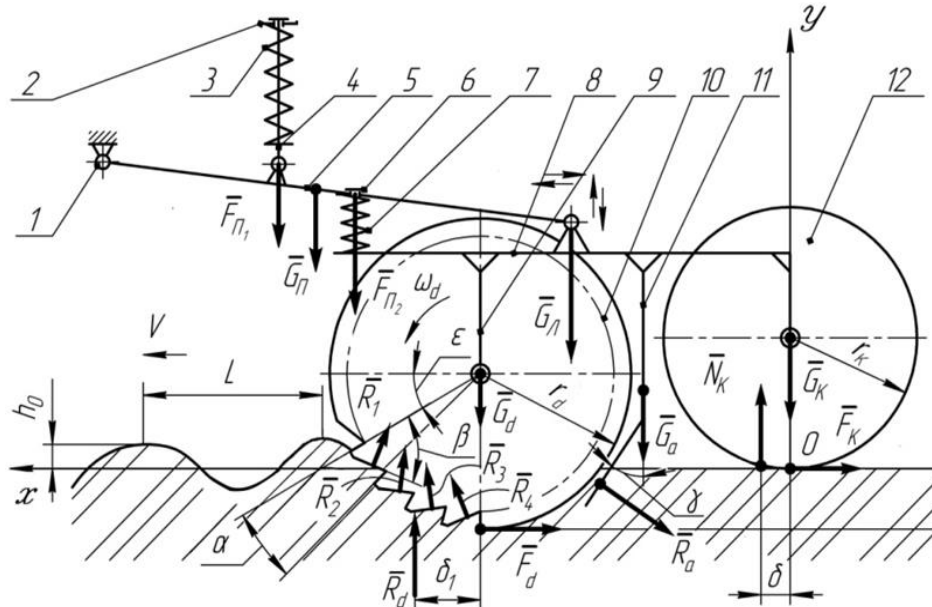


Рис. 12. Схема для розрахунку силових параметрів сошникового вузла:

1 – повідковий брус сівалки; 2 – п'ята натискного важеля; 3 – натискна пружина; 4 – штанга; 5 – поводок; 6 – шток вібратора; 7 – пружина вібратора; 8 – лонжерон; 9 – стійка; 10 – зубчастий диск; 11 – анкер-насіннепровід; 12 – коток.

Вважаємо, що профіль шляху (нерівності поверхні ґрунту) і відповідно опорні реакції, які діють з боку ґрунту на зуби зубчастого диска при русі сошникового вузла по нерівностях, змінюється за синусоїдальним законом

$$R_i(t) = R_0 + H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right), \quad i = 1, 2, 3, 4, \dots, \quad (27)$$

де  $R_0$  – реакція з боку ґрунту при русі сошникового вузла по ідеально рівному ґрунті,  $H$ ;  $H \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right)$  – збурювальна компонента реакції ґрунту, яка виникає за рахунок нерівностей поверхні поля;  $H$  – амплітуда цього збурення,  $H$ .

Також з боку ґрунту на анкерний насіннепровід діє реакція  $\bar{R}_a$ , а при коченні котка по розпушеному ґрунті виникає нормальна реакція  $\bar{N}_k$  з боку ґрунту на коток, а також сила тертя кочення  $\bar{F}_k$ .

Рівняння руху сошникового вузла у векторній формі

$$M \bar{a} = \bar{F}_{II1} + \bar{F}_{II2} + \bar{G}_{II} + \bar{G}_{\partial} + \bar{G}_l + \bar{G}_a + \bar{G}_k + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3 + \bar{R}_4 + \bar{R}_a + \bar{N}_k + \bar{F}_k + \bar{F}_{\partial}, \quad (28)$$

де  $M$  – маса сошникового вузла, кг;  $\bar{a}$  – прискорення руху сошникового вузла, м/с<sup>2</sup>.

Підставивши до рівняння (28) вирази для діючих сил та спроектувавши його на вісі декартових координат, отримаємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} M \ddot{x} &= -R_1 \left[ \sin(\beta - \varepsilon) + \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right) + \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right) - \right. \\ &\quad \left. - \sin\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right) \right] - R_a \cos\gamma - F_\delta - F_k, \\ M \ddot{y} &= -F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2} - G_{\Pi} - G_\delta - G_\lambda - G_a - G_k + R_1 \left[ \cos(\beta - \varepsilon) + \right. \\ &\quad \left. + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{2\pi}{z}\right) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{4\pi}{z}\right) + \cos\left(\beta - \varepsilon + \frac{6\pi}{z}\right) \right] - \\ &\quad - R_a \sin\gamma + N_k. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Після проведення необхідних перетворень та розв'язання системи диференціальних рівнянь (29) отримано вираз для амплітуди  $A_1$  вільних коливань сошникового вузла

$$A_1 = \sqrt{\frac{4\pi^2 V^2 L^2 B^2 H^2}{k^2 M^2 (L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)^2} + \frac{D^2}{k^4}}, \quad (30)$$

а амплітуда  $B_1$  вимушених коливань знаходиться з наступного виразу

$$B_1 = \frac{L^2 B H}{M (L^2 k^2 - 4\pi^2 V^2)}. \quad (31)$$

Частота вільних коливань визначається наступним чином

$$k = \sqrt{\frac{C_{\Pi 2}}{M}}, \quad (32)$$

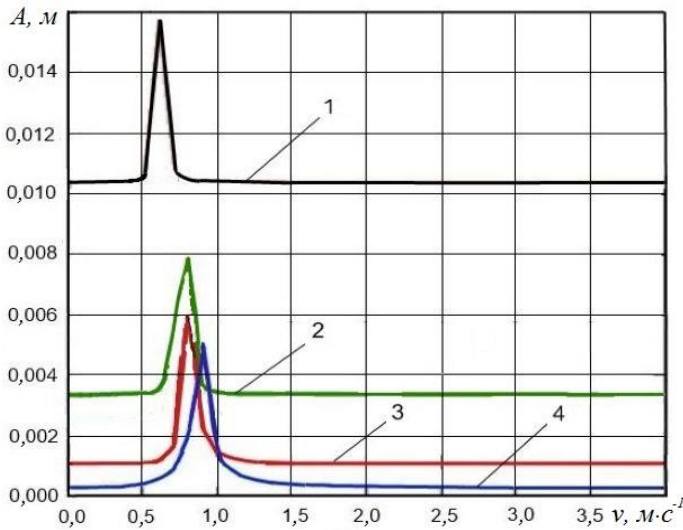
а частота вимушених коливань дорівнює частоті збурювальної сили

$$k_1 = \frac{2\pi V}{L}. \quad (33)$$

Таким чином, отримані вирази для визначення амплітуди (30), частоти вільних коливань (32) та амплітуди змушених коливань (31) лонжерона сошникового вузла в залежності від його основних конструкційних параметрів і режимів роботи при рівномірному переміщенні по нерівностях поверхні ґрунту. У зазначені вирази входять кількість зубців зубчастого розриваючого диска, жорсткість пружин та швидкість поступального руху.

За результатами числових розрахунків на ПК за допомогою програми MathCAD побудована графічна залежність амплітуди коливань сошникового вузла з зубчастим диском на двопружинній підвісці (із натискною пружиною –  $C_{n1}$  і пружиною вібратора –  $C_{n2}$ ) від швидкості руху (рис. 13).

Як видно із графіків (рис. 13), отримані резонансні величини амплітуди, коли частота збурень сошникового вузла співпадає з власною частотою при швидкостях від 0,5 м/с до 1,0 м/с, при подальшому збільшенні швидкості посівного агрегату від 1,2 м/с до 4 м/с спостерігаються стабільні показники його амплітуди.



1 –  $C_{n1} = 16815$ ,  $C_{n2} = 17150$  Н/м  
(25% номінальної жорсткості);

2 –  $C_{n1} = 33635$ ,  $C_{n2} = 34300$  Н/м  
(50% номінальної жорсткості);

3 –  $C_{n1} = 50450$ ,  $C_{n2} = 51450$  Н/м  
(75 % номінальної жорсткості);

4 –  $C_{n1} = 67270$ ,  $C_{n2} = 68600$  Н/м  
(100% номінальної жорсткості)

Рис. 13. Залежності амплітуди коливань сошникового вузла з зубчастим диском на двопружинній підвісці від швидкості руху.

САУВН передбачає замкнутий стан регулювання. Так, як вал висівних апаратів працює в умовах стрибкоподібної зміни опору обертанню, дослідження регулювання його обертання проводяться по пропорційно-інтегрально-диференціюючому (ПІД) закону. Підтримка розрахункового значення числа обертів двигуна по ПІД закону показало, що стан системи залежить від рівня навантажень на вал і швидкості обертання вала двигуна. Параметри регулювання підбираються так, щоб час встановлення перехідних процесів був однаковим при різних швидкостях обертання вала. Дослідженнями встановлена нестійка робота двигуна при частотах обертання вала менше  $20 \text{ с}^{-1}$ , що пов'язано з великою нелінійністю залежності механічної потужності, що віддається, від частоти обертання вала (рис. 14).

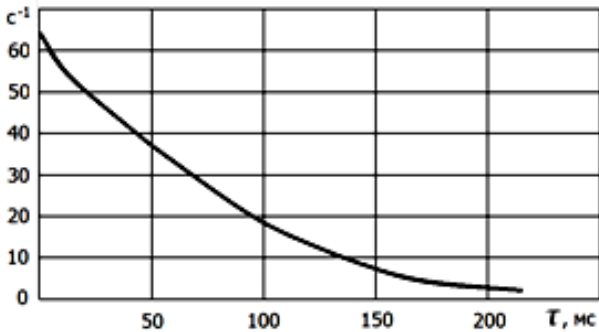


Рис. 14. Залежність швидкості обертання вала двигуна від тривалості паузи  $\tau$  у відліках (1-відлік =  $1,28 \cdot 10^{-4}$ с).

При моделюванні процесу в якості міток часу програма використовувала факт отримання тривалості періоду обертання вала двигуна. Перехідні процеси спостерігаються, як при зміні швидкості сівалки, так і при зміні напруги живлення двигуна. Найбільший практичний інтерес представляють частоти обертання вала двигуна в області  $55\text{-}15 \text{ с}^{-1}$ , що відповідає швидкості руху сівалки  $2,9\text{-}11,4$  км/год. при понижуючому редукторі з передаточним числом  $i = 31$ .

Для визначення поведінки системи висіву по точності передачі швидкості обертання колеса сівалки до швидкості обертання вала висівних апаратів (ВВА) побудовані залежності тривалості періодів спрацювання датчика двигуна від тривалості періодів спрацювання датчика колеса сівалки при різних передаточних числах (рис. 15).

Для дослідження впливу швидкості обертання імітатора колеса сівалки (ІКС) на ВВА через МБУ при різних передаточних числах спеціально розроб-

леною програмою Stend знімався сигнал з датчиків ІКС і ВВА. Програма Stend будувала залежність взаємовідношень цих сигналів на екрані монітору ПК.

Графіки скріншотів цих залежностей приведені на рис. 16 (а, б, в).

ПІД-регулювання паузи ( $\tau_{\text{паузи}}$ ) імпульсами на двигун здійснюється за формулами

$$\tau_{\text{паузи}} = \tau'_{\text{паузи}} [\tau_{\text{роз.}} - \tau_{\text{вим.}}] + K_n + K_d \left[ \frac{\tau_{\text{вим.}} - \tau'_{\text{вим.}}}{\Delta t} \right], \quad (34)$$

$$\tau_{\text{вим.}} = \frac{\tau'_{\text{вим.}} \times K_{\text{згл.}} + \tau_{\text{датч.}}}{K_{\text{згл.}} + 1}, \quad (35)$$

де  $K_n$ ,  $K_d$  - коефіцієнти потенційний і диференційний;  $K_{\text{згл.}}$  - коефіцієнт згладжування;  $\tau_{\text{вим.}}$ ,  $\tau'_{\text{вим.}}$ ,  $\tau_{\text{роз.}}$ ,  $\tau_{\text{датч.}}$  - періоди вимірювань, попередні, розрахункові і одержані з датчика.

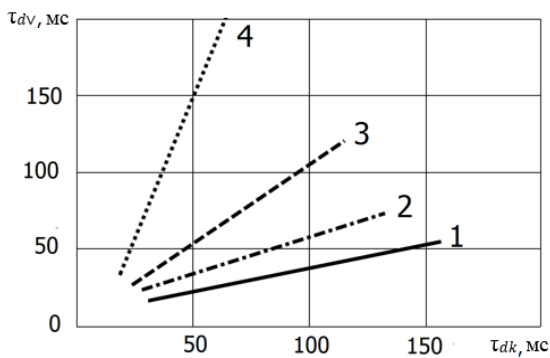


Рис. 15. Залежності тривалості періодів спрацювання датчика двигуна ВВА ( $\tau_{dv}$ ) від тривалості періодів спрацювання датчика колеса ( $\tau_{dk}$ ):  
1–32; 2–32; 3–64; 4–192.

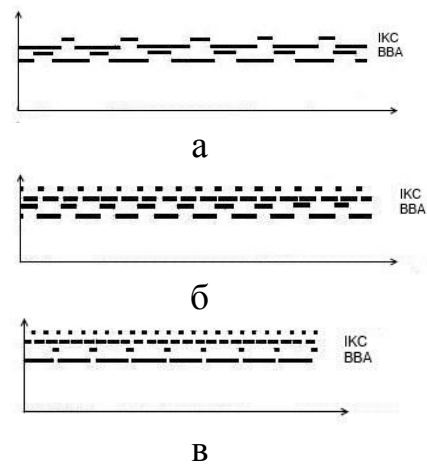


Рис. 16. Скріншоти залежностей роботи ІКС і ВВА при передаточних числах: а) 0,5; б) 1,0; в) 1,5.

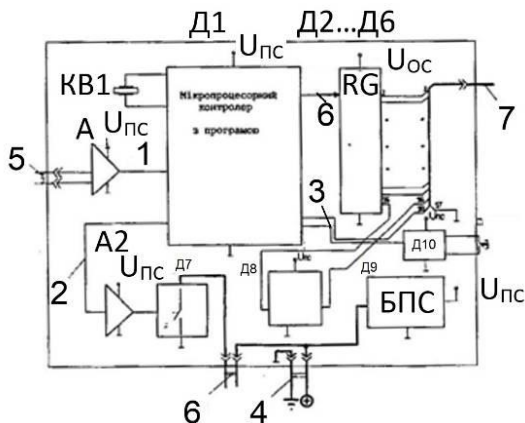


Рис. 17. Функціональна схема МБУ.

зного залежно від типу двигуна), звукового генератора Д8, блока живлення Д9, перетворюючого напругу живлення сітки електроживлення трактора у величини допустимі для мікроконтролера, схеми формування скидання мікроконтролера Д10 по дроту 3 для нештатних ситуацій і комплекту регістрів Д2...Д6 для установки рідко змінюючихся сигналів до індикатору, звуковому генератору і

Обґрунтовано принцип оптимізації технологічної схеми сівалки для рядової сівби в селекції і насінництві. Функціональна схема МБУ (рис. 17) складається із мікропроцесорного контролера Д1, що містить в середині мікрокомп'ютер (оперативно-запам'ятовуючий пристрій (ПЗП) з програмою роботи, вмонтованого таймера і портів вводу-виводу), кварцового резонатора КВ1 формуюча сигналу 1 від датчика пройденого шляху А1 і перетворювача рівня сигналу А2 по проводу 2 для струмового ключа Д7 (різного залежно від типу двигуна), звукового генератора Д8, блока живлення Д9, перетворюючого напругу живлення сітки електроживлення трактора у величини допустимі для мікроконтролера, схеми формування скидання мікроконтролера Д10 по дроту 3 для нештатних ситуацій і комплекту регістрів Д2...Д6 для установки рідко змінюючихся сигналів до індикатору, звуковому генератору і

клавіатурі. Живлення МБУ здійснюється через кабель 4, електроприводу через кабель 5 і електродвигуна через кабель 6.

Для якісної підготовки ґрунту до селекційних посівів при обробці засмічених ділянок, а також стерні зернових культур при несприятливих кліматичних умовах вологої осені на I – III етапах селекційних робіт запропонована модернізація навісної фрези ФНС-1,5. Необхідно оснастити фрезу ножами з кутом відгину, не перевищуючим  $45^\circ$  і культиваторними робочими органами. Потужність фрезерування з комбінованими робочими органами зменшується на 19,5%. Оптимальну кількість односторонніх ножів на диску барабану необхідно збільшити до трьох з точки зору збереження агротехнічного допуску при підвищеній робочій швидкості агрегату.

У третьому розділі «Програма і методика експериментальних досліджень», наведене програмне і методичне забезпечення досліджень висівних апаратів і робочих органів.

Дослідження САУВН проводились на спеціально виготовленому стенді (рис. 18), що імітував висівний апарат сівалки. Дослідження висівних робочих органів – в ґрунтовому каналі на установці з розробленим обладнанням, що дозволяє визначати: сталість ходу сошника; амплітудно-частотні характеристики і тяговий опір; ширину смуги висіву та рівномірність розподілу насіння експериментальним сошником в залежності від швидкості руху (рис. 19). При проведенні дослідів застосовувався метод математичного планування експерименту. Коефіцієнти в рівняннях регресії визначалися методом багатofакторного експерименту шляхом варіаційно-статистичної обробки його результатів.

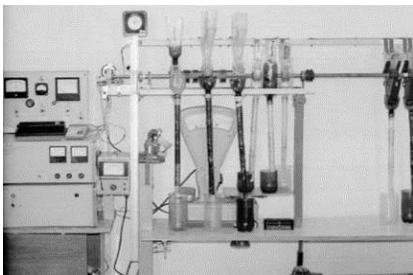


Рис. 18. Загальний вигляд фрагменту стенду для досліджень режимів роботи висівних апаратів.

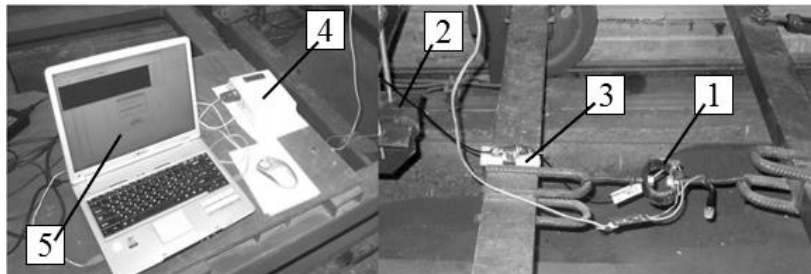


Рис. 19. Установка для досліджень робочих органів в ґрунтовому каналі:

1 – датчик тягового опору, 2 – датчик вібрації, 3 – підсилювач, 4 – АЦП, 5 – ПК.

На макеті, за допомогою спеціально розроблених мікропроцесорних частотомірів швидкості обертання здійснюється вимірювання частот обертання валів імітатора колеса сівалки (ІКС) і ВВА при різному встановленому коефіцієнті передачі на мікропроцесорному пульті управління (МПУ). При дослідженні САУВН проводився двофакторний експеримент типу  $N = 2^2$ . Досліджувалась залежність норми висіву насіння  $Y$  від таких факторів:  $X_1$  - швидкість руху сівалки, м/с;  $X_2$  - коефіцієнт передачі МПУ. В ґрунтовому каналі досліджувалась залежність тягового опору від конструктивних особливостей робочих органів, глибини висіву насіння і швидкості руху висівного агрегату.

При проведенні багатofакторного експерименту з оптимізації конструктивних параметрів і технологічних режимів роботи універсального сошниково-



го вузла досліджувався вплив таких факторів:  $X_1$  - глибина висіву насіння, см;  $X_2$  - швидкість руху, м/с;  $X_3$  - висота зубців дискового ножа, см. При дослідженні розроблених лапових сошників культиваторного типу для смугового висіву насіння, а також дводисково-анкерного сошника проводились двофакторні експерименти типу  $N = 2^2$ . Досліджувався вплив на тяговий опір  $P$  сошників таких факторів:  $X_1$  - глибина висіву насіння, см;  $X_2$  - швидкість руху, м/с.

Енергетичні показники роботи робочих органів, що досліджувались, оцінювались по загальному  $P$  (Н) тяговому опору, а також питомим енерговитратам в залежності від глибини висіву і швидкості руху. Для робочих органів на пружній підвісці враховувався вплив амплітуди і частота коливань.

Математична обробка результатів вимірювань і їх графічне виконання здійснювалося з використанням програмного забезпечення MS Excel, MathCAD.

В розділі наведено: програмне забезпечення до моделювання параметрів технологічної системи селекційно-насінницьких посівів; методики дослідження агротехнічних показників якості; умови та технологічні параметри основних складових елементів; показники якості функціонування робочих органів та технічних засобів.

**У четвертому розділі** «Результати експериментальних досліджень» наведені дані за: дослідженнями експериментальних зразків САУВН катушковим висівним апаратом, сошникового вузла з зубчастим ножем-диском на двопружинній підвісці, комбінованих дводисково-анкерних сошникових вузлів, лапових сошників культиваторного типу з розсіювачами пасивного типу та з роликом розсіювачем в лабораторних, лабораторно-польових і у виробничих умовах.

Коефіцієнти лінійної регресії  $a_i$ , середньоквадратичні відхилення  $S$  і коефіцієнти детермінації  $R^2$  залежності частоти  $N(t)$  обертання ВВА від швидкості  $v(t)$  руху сівалки при випробуванні системи електронного управління для коефіцієнтів передач  $\eta$ , заданих на МПУ, від 5 до 60, приведені в табл. 2.

Таблиця 2

Показники роботи САУВН

$\eta$	$a_0$	$a_1$	$S$	$R^2$
5	0,350	-0,112	0,03	0,998
10	0,701	-0,185	0,10	0,995
15	1,046	-0,284	0,17	0,997
20	1,300	0,142	0,16	0,998
30	1,964	0,044	0,23	0,998
40	2,361	1,547	0,38	0,993
50	2,764	1,611	0,41	0,998
60	3,059	2,762	0,30	0,981

Згідно отриманих залежностей, лінійна залежність частоти обертання ВВА від швидкості руху сівалки в межах 2...11 (12) км/год. знаходиться в діапазоні заданих коефіцієнтів передач від 0 до 40. При встановлених коефіцієнтах передач 50 і 60 діапазон лінійної залежності швидкості ВВА зберігається при швидкості сівалки від 2 до 8 (9) км/год. Проведений висів насіння пшениці при швидкостях сівалки 3,6, 6,6 і 9,6 км/год. при нормах висіву 72, 132, 193 і

227 кг/га. По проведених експериментах середній висів пшениці за один оберт складає 25,36 г, точність досліду 2,91%. Отримані відхилення показників від середнього значення для катушкових висівних апаратів з електроприводом не перевищують агротехнічних вимог до висівних апаратів селекційних сівалок. Експериментальними дослідженнями визначена потужність, що споживається електроприводом катушкових висівних апаратів при їх повному завантаженні.

Для селекційної сівалки СН-16П при роботі 13 котушкових висівних апаратів вона складає з врахуванням запасу потужності ( $K=1,2$ ),  $N=64$  Вт, що забезпечує можливість для використання в якості джерела енергії при виконанні посівних робіт акумулятора трактора, з яким агрегується сівалка.

При визначенні амплітудно-частотних та тягових характеристик сошникового вузла в результаті проведення трифакторного експерименту залежності тягового опору універсального сошникового вузла від глибини висіву насіння ( $X_1$ ), швидкості руху ( $X_2$ ) і висоти зубців дискового ножа ( $X_3$ ) отримане рівняння регресії

$$y = 189,070 + 75,572 \cdot x_1 + 20,954 \cdot x_2 - 58,205 \cdot x_3 - 38,100 \cdot x_1^2 - 38,593 \cdot x_2^2 - 15,573 \cdot x_3^2 + 10,123 \cdot x_1 \cdot x_2 - 55,661 \cdot x_1 \cdot x_3 + 7,484 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad (36)$$

При аналізі рівняння регресії (36) використано номограмний метод, який дає можливість свідомо змінювати межі відхилення кожного з досліджуваних факторів у багатофакторному експерименті з урахуванням можливостей досліджуваної системи для отримання заданої області значень параметра оптимізації. Графічна інтерпретація рівняння регресії (36) у вигляді номограми, побудованої з двовимірних перетинів поверхні відгуку, представлена на рис. 20. Графіки залежності тягового опору сошникового вузла з розрізаючим ножом - диском від висоти зубців і швидкості руху приведені відповідно на рис. 21 та 22.

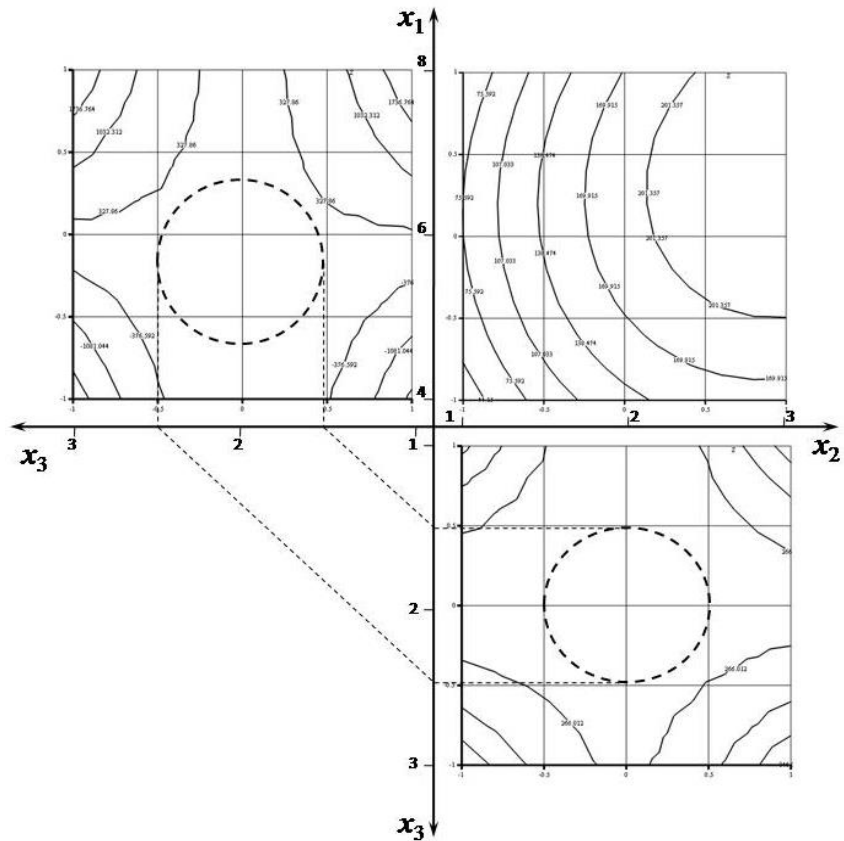


Рис. 20. Графічна інтерпретація рівняння регресії у вигляді номограми.

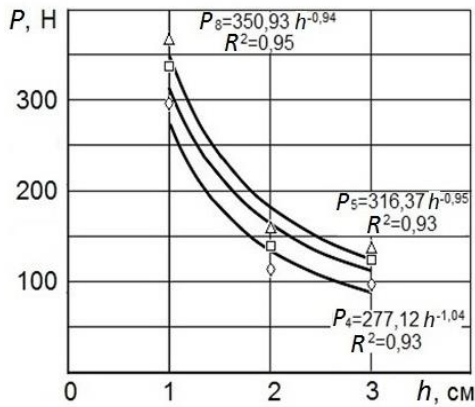


Рис. 21. Залежності тягового опору сошникового вузла від висоти зубців диска при швидкостях руху: —◇— 4 ; —□— 5; —△— 8 км · год<sup>-1</sup>.

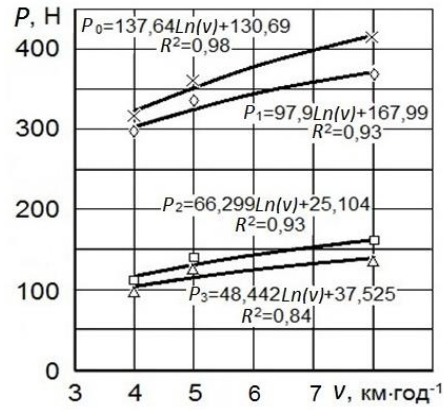


Рис. 22. Залежності тягового опору сошникового вузла від швидкості руху при висоті зубців: —×— 0 ; —◇— 1; —□— 2; —△— 3 см.

Як видно з рис. 21, із збільшенням висоти зубців диска тяговий опір комбінованого сошникового вузла зменшується за оберненою залежністю. Із збільшенням висоти зубців (від 1 до 3 см) диска темп зростання тягового опору комбінованого сошникового вузла в залежності від швидкості руху (від 4 до 8 км/год.) зменшується (рис. 22). Особливо це видно у порівнянні з диском без зубців. Комплексний аналіз графічних зображень на рис. 22-24 дозволив визначити, що оптимальної висотою зубців диску, що розрізає, є 2 см. Отриманий експериментальним шляхом результат підтверджує правильність теоретичного обґрунтування, проведеного в другому розділі.

На рис. 23 показані графіки автокореляційних функцій тягового опору  $R_p$  та коливань  $R_a$  комбінованого сошникового вузла. Розгляд представлених функцій вказує на те, що в процесі коливальної взаємодії сошникового вузла із ґрунтом присутні періодична та випадкова складові. Перша складова обумовлена періодичним вриванням в ґрунт зубців диску, що розрізає, а друга – нерівномірним розподілом властивостей ґрунту, що викликає випадкові коливальні зміни тягового опору.

З аналізу автокореляційних функцій тягового опору  $R_p$ , та коливань  $R_a$  комбінованого сошникового вузла випливає, що із збільшенням висоти зубців диску, що розрізає, зростає вплив періодизованої складової коливань. Цим пояснюється зменшення тягового опору (рис. 21 та 22) комбінованого сошникового вузла при збільшенні висоти зубців диску, що розрізає.

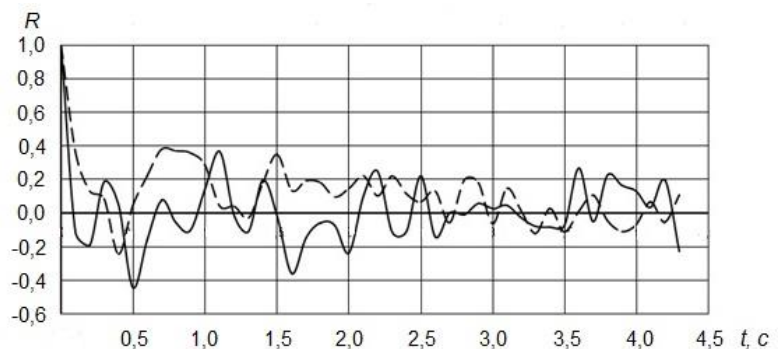


Рис. 23. Графіки автокореляційних функцій тягового опору  $R_p$  та коливань  $R_a$  комбінованого сошникового вузла: висота зубців 2 см, ---  $R_p$ ; —  $R_a$ .

Амплітудно-спектральні діаграми тягового опору і спектральна щільність коливань комбінованого сошникового вузла представлені на рис. 24.

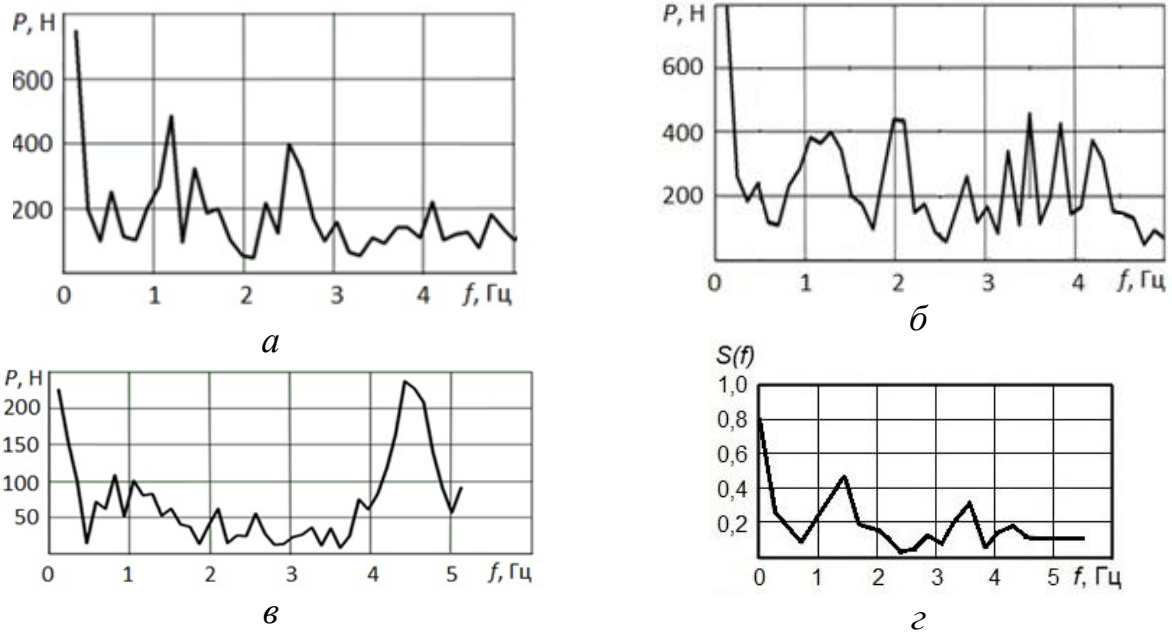


Рис. 24. Амплітудно-спектральні діаграми (а–г) тягового опору (висота зубців а–1, б–2, в–3 см) і спектральна щільність (г) коливань (висота зубців 2 см) комбінованого сошникового вузла.

Як видно із амплітудно-спектральних діаграм (рис. 24, а-в), в діапазоні частот 0,2-5,0 Гц найбільшу амплітуду мають складові коливань в діапазоні частот 0,2-1,5 Гц, із збільшенням висоти зубців диска, що розрізає, максимум амплітуд коливань тягового опору зміщується з низьких частот (0,5...2,5) на більш високі частоти (4...5,0 Гц). Спектральна щільність  $S(f)$  (рис. 24, г) є добрим апроксимуванням циклічної взаємодії зубчастого диска, що розрізає, із ґрунтом, і викликаной нею вібрації сошникового вузла на пружній підвісці. Коли періодичний вібраційний процес змішується з випадковими коливаннями, то результуючий спектр дорівнює сумі спектрів складових. Це вказує на те, що циклічний процес відбувається на випадковому фоні.

Дослідженнями доведено, що з збільшенням висоти зуба для всіх швидкостей руху тяговий опір зменшується зворотно-пропорційно з 360 до 240 Н. Встановлено, що зі збільшенням швидкості руху тяговий опір збільшується: для диска без зубців від 320 до 420 Н; для диска з зубцями висотою 1 см від 300 до 360 Н; для диска з висотою зубців – 2 см від 110 до 160 Н; для диска з висотою зубців 3 см – від 100 до 140 Н. Зі збільшенням висоти зубів на диску (1; 2; 3 см) амплітуда коливань збільшується (6,0; 6,3; 8,1 мм).

Сошниковий вузол з зубчастим розрізаючим диском і анкером стабільно працював на оброблених і необроблених ділянках з вмістом рослинних залишків в поверхневому шарі до 480 г/м<sup>2</sup>. Рослинні залишки на дні борозни, що створювалась, були відсутніми. Ширина смуги деформованого ґрунту не перевищувала 0,025 м. Твердість ґрунту в ґрунтовому каналі і польових умовах при поверхневому обробітку складала 0,85 МПа, по стерні – 1,7 МПа. Шарнірне кріплення рамки опорно-прикочувального пристрою сошникового вузла забезпечує висів насіння на глибину в межах агродопуску.

Технічні рішення, в першу чергу, дозволяють робити висів насіння за енергоощадними технологіями опору сівалки. Входження дискових ножів до 4-5 зубців в ґрунт на глибину 0,08 м зменшує тяговий опір і притискне зусилля за

рахунок використання пластинчастих пружин та технічних характеристик трактора для агрегування сівалки.

Дослідження висіву пшениці сорту Віра селекції Інституту зернового господарства проводили селекційно-насінницькою сівалкою СС-16 з експериментальними дводисково-анкерними сошниками на швидкостях 6,8 і 12 км/год при нормі висіву 5,5 млн. шт./га в умовах Генічеської дослідної станції. В процесі сівби ячменю по стерньовому попередникові посівний шар ґрунту ряснів пожнивними рештками. Візуальний огляд засіяної ділянки виявив дружну появу сходів в рядках, засіяних експериментальним сошником. В цьому випадку на вологому ґрунті працездатність сошника визначалася можливостями дискової його частини. Процес припинявся, якщо відбувалося злипання дисків. Засміченість ґрунту не впливала на працездатність кілеподібної частини, оскільки з ґрунтом взаємодіяла лише нижня частина наральника. Залежність величини відхилення глибини висіву насіння від швидкості руху сівалки представлено на рис. 25.

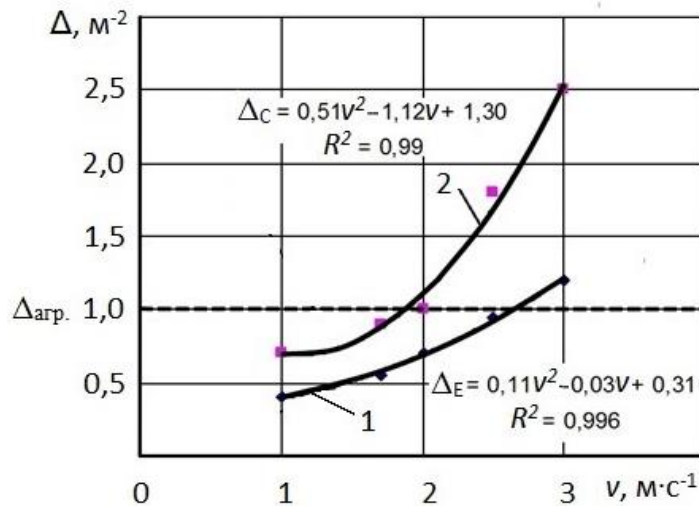


Рис. 25. Залежності величини відхилення глибини висіву насіння від швидкості руху сівалки для сошників: 1 – експериментального; 2 – серійного.

Дослідження експериментальних сошників проводились в ґрунтовому каналі з твердістю ґрунту 140-150 Н/см² і вологістю 16% при швидкостях руху від 1,0 м/с до 2,5 м/с. В результаті проведених експериментів отримані дані тягового опору сошників при різних швидкостях руху.

Коефіцієнти лінійної регресії  $a_i$  і детермінації  $R^2$  залежностей тягового опору сошників відповідно дводисково-анкерного  $P_1(t)$ , стрілоподібного  $P_2(t)$ , лапового  $P_3(t)$ , лапового з роликком-розсіювачем  $P_4(t)$  від швидкості руху сівалки приведені в табл. 3.

Таблиця 3

Показники тягового опору сошників

Показник	$a_0$	$a_1$	$R^2$
$P_1(t)$	232,00	19,48	0,981
$P_2(t)$	64,45	147,13	0,995
$P_3(t)$	99,90	208,94	0,993
$P_4(t)$	212,13	124,76	0,999

Аналіз тягового опору сошників показав, що середнє значення тягового опору при швидкості руху 2,5 м/с становить: лапового – 456 Н, лапового з роликком-розсіювачем – 525 Н, стрілоподібного – 435 Н. При перерахунку на тяговий опір сівалки СС-16, що містить 16 робочих органів, він складе при швидкості руху 2,5 м/с відповідно 7296, 8400 та 6960 Н. З урахуванням цих

швидкості руху 2,5 м/с відповідно 7296, 8400 та 6960 Н. З урахуванням цих

значень, для агрегування сівалки СС-16 з сошниками культиваторного типу потрібен трактор тягового класу 14 кН.

У п'ятому розділі «Розробка конструкцій та апробація результатів досліджень створених технічних засобів» наведені основні елементи і об'єкти впровадження. Розроблені ТЗ і конструкторська документація на сівалки навісну селекційну касетну СНСК-6 (рис. 26), призначену для проведення робіт на другому і третьому етапах селекційних робіт з апаратами автономного і центрального розподілу, які є уніфікованими з базовою рамою сівалки СЦН-10 та навісну селекційно-насіницьку СНС-16АП для сортовипробувань за технологіями mini-till і no-till (рис. 27), модернізовану фрезу навісну для суцільної обробки ґрунту з комбінованими робочими органами для підготовки під посів ґрунту заміщеного рослинними залишками, з високою агротехнічною якістю (рис. 28). Розроблені та апробовані з застосуванням спеціального пристрою сошники культиваторного типу на сівалці СЗ-3,6 (рис. 29). Розроблена конструкція дводисково-анкерних сошників, які уніфіковані з сівалками сімейства СКС (СКС-6-10; СКС-6А; ССК-6), з конструкціями сівалок з апаратами центрального розподілу для третього етапу СН-10Ц, СН-10Ц(К), а також з конструкціями навісних селекційно-насіницьких сівалок для четвертого етапу сімейства СН (СН-16П; СН-16ПМ; СС-16; СНС-16А), дводисково-анкерними сошниками, як базовими укомплектована сівалка СНЦ-10 (рис. 30). Розроблена та впроваджена САУВН на сівалках сімейства СН-16 (рис. 31).

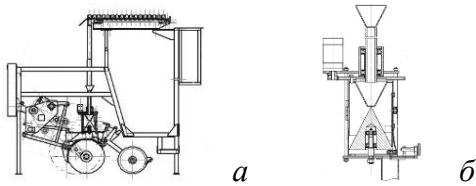


Рис. 26. Схеми: а – сівалки і б – висівного апарата СНСК-6.

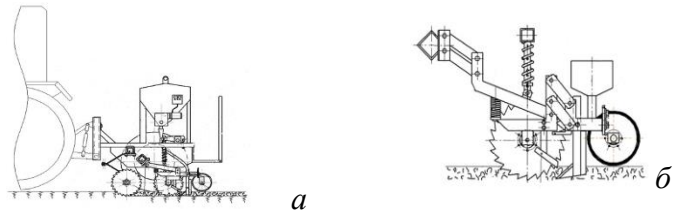


Рис. 27. Схеми: а – сівалки СНС-16АП і б – комбінованого сошникового вузла.

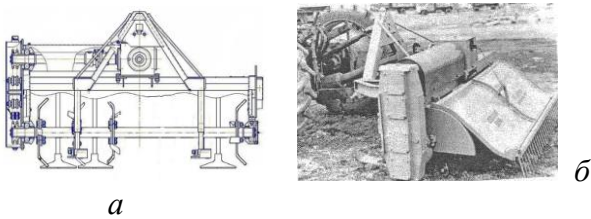


Рис. 28. Схема фрези ФНС-1,5А – а і загальний вигляд – б.



Рис. 29. Загальний вигляд: а – сівалки СЗ-3,6 з лаповими сошниками – б.

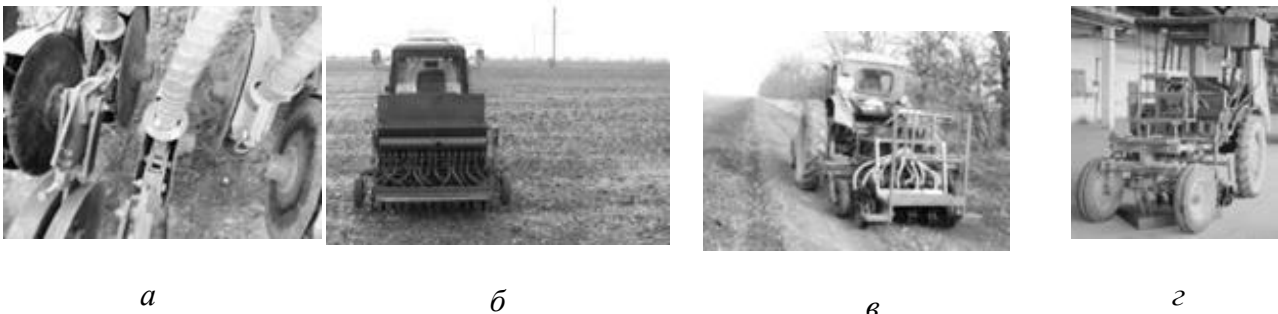


Рис. 30. Загальний вигляд дводисково-анкерного сошника – а, уніфікованого з сівалками: б – СС-16; в – СЦН-10; з – ССК-6.



а



б

Рис. 31. Загальний вигляд:  
а– МПУ, б– фрагменту і  
сівалки СНС-16А з САУВН:

Потужність двигуна, Вт – 120;  
Коефіцієнт редукції, 1/30;  
Мінімальні оберти редуктора, об/хв. – 0,4;  
Максимальні робочі оберти редуктора,  
об/хв – 120 ;  
Глибина регулювання обертів, 1-300;  
Кількість імпульсів від датчика колеса,  
імп/об – 10;  
Точність підтримки співвідношень при  
зміні обертів 1:30, % , –3- 5

Сівалка СНСК-6 розроблена замість сівалки СКС 6-10 (СКС-6А) для сівби за системами «mini-till», «strip-till» і «no-till». В сівалці СНСК-6 від приводної зірочки оберти передаються на контрпривід, що приводить через муфту в роботу привід при опусканні сошників в ґрунт і відключає його при підйомі сошників. З вала контрприводу оберти передаються на привідну зірочку коробки передач, а з неї на привід висівних апаратів і коробку з програмним пристроєм. Рама СНСК-6, уніфікована з рамою сівалки СЦН-10 і її сошниковою частиною, привід модернізованого висівного апарату здійснюється від опорно-приводного колеса.

Наведені в дисертаційній роботі результати поопераційного аналізу ефективності впровадження розробок підтверджують їх перспективність і значимість (табл. 3).

Таблиця 3

## Розробки, рівень впровадження та їх ефективність

Робочий орган сівалок	Новизна рішення	Етап, технологія <sup>1)</sup> :	Рівень та місце впровадження	Ефект від впровадження	
				тис. грн./га	прискорення виведення сорту
1	2	3	4	5	6
Дисково-анкерний вузол	Патенти UA 88696; 93837; 107439	II – IV;  Т, М	Виробнича перевірка ІЗЗ НААН та Південно-Українською філією УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого Впровадження – Селекційно-генетичний інститут - НЦ НіС	0,3-0,9	Підвищення продуктивності праці; можливість збільшення об'єму робіт;
Сошник культиваторного типу	Патент UA 73919	III-IV;  М	Виробнича перевірка – Інститут зрошувального землеробства НААН України	1,4-1,6	скорочення тривалості виконання операцій; підвищення: достовірності порівняння номерів;
Сошниковий вузол з дисковим ножом	Патенти 106315; 107775; 113016	II- IV;  Т,М,Н	Експериментальна перевірка в польових умовах, ТОВ «Плодородіє», Красногвардійського району, АР Крим	0,3-1,6 <sup>2)</sup>	поліпшення умов праці;
САУВН	Патенти UA 55609; 55778; 70654	IV;  Т;М;Н	Виробнича перевірка Генічеська дослідна станція ІЗК НААН; Впровадження – ННЦ «Інститут землеробства» НААН України	0,4-0,8	зменшення витрат на виконання окремих операцій

<sup>1</sup> Т- традиційна технологія; М - мінімальний обробіток ґрунту; Н - нульовий;

<sup>2</sup> – умовний.

Економічна доцільність зазначених робіт підтверджується і обґрунтуванням економічної складової застосування перспективних технічних рішень.

## ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню проблеми підвищення ефективності процесу рядкового висіву насіння сільськогосподарських культур на селекційно-насінницьких ділянках.

Запропонований новий напрямок, суть якого полягає в розробці і реалізації системи селекційно-насінницького висіву насіння з ефективним використанням його технологічних особливостей для створення високопродуктивних енергоощадних сівалок.

За результатами виконаного дослідження зроблено наступні основні висновки.

1. Запропонований системний підхід до сівби на дослідних ділянках обґрунтовує застосування в сівалках: системи автоматичного управління котушковим висівним апаратом робочих органів для рядкової сівби насіння в підготовлений ґрунт, що вкладають насіння на тверде ґрунтове ложе; смугової сівби насіння для технологій з мінімальним обробітком ґрунту; сошникових вузлів з дисковим ножом на вібропідвісці, що комплектуються в залежності від вимог технологій, конструктивних та конструктивно-технологічних особливостей сівалок.

2. Запропонована методика оцінки технологічних властивостей робочих органів селекційно-насінницьких сівалок, особливістю якої є те, що модель функціонування сівалки розглядається як елемент процесу селекційно-насінницьких посівів і як підсистема, що має вхідну вектор-функцію режимів роботи і вихідну вектор-функцію показників роботи. Отримана регресійна модель створює передумови для оптимізації конструктивних параметрів селекційних сівалок і технологічних параметрів процесу висіву селекційного насіння. Коефіцієнти регресійних рівнянь визначаються експериментальним шляхом з математичною обробкою на ПК.

3. Розроблено математичні моделі і розрахункові алгоритми функціонування робочих органів сівалок: дводисково-анкерного сошникового вузла з висівним органом анкерного типу на пружинній підвісці для сівби за традиційними технологіями підготовки ґрунту, лапового сошника культиваторного типу з роликком-розсіювачем насіння в підлаповому просторі – для технологій з мінімальним обробітком ґрунту, комбінованих сошників з зубчастим дисковим ножом на двопружинній підвісці для енергоощадних технологій.

4. Згідно моделі функціонування сівалки лінійна залежність швидкості  $N(t)$  обертання валу висівного апарату від швидкості  $v(t)$  сівалки в межах 2...11 (12) км·год<sup>-1</sup> знаходиться в діапазоні заданих коефіцієнтів передач. Отримані відхилення показників від середнього значення для котушкових висівних апаратів з електроприводом не перевищують агротехнічних вимог до висівних апаратів сівалок. Тяговий опір запропонованих сошників відповідно дводисково-анкерного  $P_1(t)$ , стріловидного  $P_2(t)$ , лапового  $P_3(t)$ , лапового з роликком-розсіювачем  $P_4(t)$  складе при швидкості руху 2,5 м/с відповідно 7296, 8400 та 6960 Н. З урахуванням отриманих значень визначається трактор для агрегату-



вання селекційних сівалок. Наприклад, для сівалки СС-16 з сошниками культиваторного типу потрібен трактор тягового класу 14 кН.

5. Для забезпечення якісного висіву насіння зернових і зернобобових культур за традиційними технологіями підготовки ґрунту на підвищених швидкостях роботи сівалок (до 3,5 м/с і більше) істотне підвищення рівномірності глибини його закладання можливе за рахунок комплектування сівалки дводисковим сошником з кілеподібною частиною, шарнірно прикріпленою між дисками до корпусу сошника на пружині, жорсткість якої повинна бути в межах  $k = 9,04 \cdot 10^3 \dots 3,6 \cdot 10^4$  Н/м для унеможливлення підйому нижньої частини нарального на висоту, що не перевищує величину агротехнічного допуску при висіві. Підвищення сталості глибини висіву насіння збільшує врожайність зернових культур до 10%.

6. Для посівів за технологіями з мінімальним обробітком ґрунту обґрунтовані залежності визначення параметрів і режимів запропонованого лапового сошника: кутової швидкості ролика-розсіювача, швидкості сходу насіння з його конічної поверхні, яка повинна бути створена обертанням логарифмічною кривою навколо вертикальної осі. Експериментальним шляхом встановлено, що при твердості ґрунту 140-150 Н/см<sup>2</sup> і вологості 16% середнє значення тягового опору сошника становить 397 Н при швидкості руху 1,5 м/с, а при швидкості руху 2,5 м/с – 525 Н.

7. Для ефективного використання вібраційних ефектів, що виникають завдяки застосуванню запропонованих конструкцій робочих органів та вузлів відповідно з параметрами та режимами роботи, обґрунтовані залежності для оптимізації енергетичної складової процесу попередньої підготовки насінневої борозни зубчастим дисковим ножом, встановленим на плоско-пружинній підвісці. Для визначення силових параметрів комбінованого сошникового вузла з зубчастим дисковим ножом на двопружинній підвісці отримані вирази для визначення амплітуди і частоти коливань лонжерона сошникового вузла в залежності від його основних конструктивних параметрів і режимів роботи. Для досягнення оптимального з енергетичних міркувань ефекту з урахуванням глибини ходу дискового ножа  $h=0,08$  м, кількість зубців на ньому повинна бути не менша  $N=24$ ; висота зубця  $h_z = 0,021$  м при деформаційному показнику ґрунту  $\nu = 2 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/Н, товщині зубця  $t=0,003$  м і силі різання  $P=150$  Н, жорсткості натискної пружини  $C_{п1} = 33635$  Н/м та пружини автоколивань  $C_{п2} = 34300$  Н/м. В діапазоні робочої швидкості від 6 до 12 км/год зубчастого диску діаметром 350 мм, частота коливань буде дорівнювати  $n = 36,4 \dots 72,8$  Гц, а їх амплітуді  $A = 0,02 \dots 0,03$  м.

8. Для забезпечення підвищення продуктивності селекційно-насінницьких сівалок з ВВА катушкового типу і їх ефективності слід застосовувати цифрову електронну схему регулювання висівом насіння з мотор-редуктором і мікропроцесорним блоком управління з напругою живлення, В – 12; максимальним споживаним струмом, А – 16; потужністю двигуна, Вт – 120; коефіцієнтом редукції 1/30, мінімальними обертами редуктора, хв<sup>-1</sup> – 0,4, максимальними робочими обертами редуктора, хв<sup>-1</sup> – 120; глибиною регулювання обертів, 1-300; точністю підтримки співвідношень при зміні обертів 1:30 – 3-5%; раціональні значення робочої швидкості сівалки складають 1,5-3,5 м/с. Застосування запропонованої САУВН зменшує металоємність

селекційно-насінницької сівалки на 10%, розширює діапазон регулювань норм висіву в 3,75 рази.

9. Для інтенсифікації сівби на ділянках II етапу селекційних робіт запропоновано конструкцію і обґрунтовано раціональні параметри робочих органів та конструктивні параметри начіпної селекційної касетної шестирядної сівалки з приводом робочих органів висівного апарату від приводного колеса, яка має замінити найбільш поширену для даного етапу касетну сівалку типу ССК-6, що начіплюється на самохідне шасі Т-16М, випуск якого вітчизняним виробництвом припинено, а наявний парк аналогів цих машин має знос більший 80%.

10. Прискорення проведення селекційно-насінницьких посівів за енергоощадними технологіями можливе за рахунок використання базових селекційно-насінницьких сівалок шляхом модернізації і підсилення їх конструкцій і удосконалення сошникових вузлів. При застосуванні спеціальних сошників запропонована методика розрахунку оптимальної міцності рами сівалки. Необхідне з агротехнічних вимог притисне зусилля на сошник та потужність відповідного енергозасобу для сівалки можуть бути зменшені шляхом використання в якості розрізаючого ножа зубчастого диску з теоретично обґрунтованими параметрами, що встановлено на двопружинній підвісі, який сприяє зменшенню тягового опору при сівбі по необробленому ґрунту до 20%.

11. Для підвищення агротехнічної якості, надійності роботи при фрезеруванні вологого і засміченого рослинними рештками ґрунту фрезою для суцільного обробітку ґрунту на I – III етапах селекційних робіт необхідно оснастити фрезу ножами з кутом відгину, що не перевищує 45° і культиваторними робочими органами. Для збереження агротехнічного допуску при формуванні ґрунтового ложа, при підвищеній робочій швидкості агрегату, необхідно збільшити кількість односторонніх ножів на диску барабану до 3-х. Потужність фрезерування з комбінованими робочими органами зменшується на 19,5%.

12. Обґрунтовано конструктивно-технологічну схему селекційної навісної сівалки, що комплектується в залежності від вимог висівними апаратами автономного висіву насіння (для проведення селекційно-насінницьких робіт на ділянках другого етапу) та центрального розподілу насіння, що висівається (на ділянках третього етапу). Базова конструкція рами сівалки СЦН-10 може бути використана для посіву зернових, зернобобових і круп'яних культур з дотриманням агротехнічних вимог, що пред'являються до II та III етапів селекційно-насінницьких робіт.

13. Розроблено і впроваджено у виробництво технічні засоби, які забезпечили якісний висів селекційно-насінницького матеріалу з такими показниками: підвищення точності норми висіву при використанні САУВН замість механічної КП для управління котушковим висівним апаратом склало 6-8%, що забезпечує при роботі в селекції і насінництві зернобобових і круп'яних культур економічний ефект 400 – 800 грн./га (2014 р.); прибавка врожаю озимої пшениці на 5-7% при середній врожайності насінневого зерна 4,5 т/га, при використанні для сівби комбінованих дводисково-анкерних сошникових вузлів за рахунок підвищення схожості порівняно з висівом стандартними дводисковими сошниками, що в грошовому виразі складає 650-900 грн./га (2013 р.); висів ячменю сівалкою, з висівними органами – сошниками культиваторного типу зі стрілчастими лапами і

роликом-розсіювачем в підлаповому просторі забезпечив збільшення врожайності на 5-7 ц/га, при виключенні передпосівної культивуації, що в грошовому виразі складає 900-1200 грн./га (2013 р.).

14. За отриманими науково-практичними результатами в НВО «Селта» створено п'ять дослідних зразків селекційних сівалок, що мають показники на рівні кращих світових аналогів, які пройшли виробничу перевірку і відомчі приймальні випробування та рекомендовані до серійного виробництва. Підвищення ефективності сівби, як базової визначальної операції селекційно-насіницьких процесів з зерновими і зернобобовими культурами на 1 тис. грн./га тільки за рахунок удосконалення висівних робочих органів принесе економію понад 100 млн грн./рік.

## СПИСОК

### опублікованих наукових праць за темою дисертації

#### *Статті у наукових фахових виданнях*

1. Горобей В.П. Исследование системы управления высевом семян для сеялки навесной СН-16ПМ, оборудованной электроприводом/В.П.Горобей, В.Л.Солецкий, А.Л.Красниченко, О.Е.Таримов//Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2004. – № 21. – С. 67-74.

2. Горобей В.П. Исследование и испытание системы управления катушечными высевающими аппаратами сеялки, оборудованной электроприводом/ В.П.Горобей, О.Е.Таримов, А.М.Макалиш и др.// Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. темат. наук. зб. – Глеваха, 2007. – Вип. 91. – С. 225-233.

3. Горобей В.П. Технічне забезпечення селекційно-насіницької роботи/В.П.Горобей, О.Л.Красніченко//Вісник аграрної науки. – Київ, 2009. – №8.– С.54-57.

4. Горобей В.П. Исследование устойчивости работы катушечного высевающего аппарата от электропривода/В.П.Горобей, О.Е.Таримов// Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. (Сер. «Технічні науки»). – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2009. –Вып. 20.– С. 80-84.

5. Горобей В.П. Створення вітчизняної системи машин для селекційно-насіницької роботи в Україні/В.П.Горобей//Наукові праці ПФ НУБіП України «КАТУ» (Сер. «Технічні науки»). – Сімферополь, 2010. – № 131. – С. 119-123.

6. Горобей В.П. Дослідження дводискового комбінованого сошника для смугового висіву насіння /В.П.Горобей, В.А.Лузін//Вісник аграрної науки. – Київ, 2010. – Спец. випуск, травень. – С.74-76.

7. Горобей В.П. Селекційна техніка для зернових і зернобобових культур/В.П.Горобей, М.К.Лінник//Вісник аграрної науки. – Київ. «Вісник аграрної науки», 2012. – №11.– С. 49-53.

8. Горобей В.П. Методика лабораторных исследований сошников для энергосберегающих технологий посева семян зерновых культур / В.П.Горобей, В.Ю.Москалевич // Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. ун-ту. (Сер. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин») – Кіровоград, 2012. – Ч.1. – Вип. 42. – С. 216-220.

9. Горобей В.П. Лабораторные исследования тягового сопротивления рабочих органов для обработки почвы и посева/В.П.Горобей, О.Е.Таримов, Л.Ф.Бабицкий, В.Ю.Москалевич // Наукові праці ПФ НУБіП України «КАТУ» (Сер. «Технічні науки»). – Сімферополь, 2012. – № 150. – С. 48-54.

10. Горобей В.П. Обгрунтування комбінованих робочих органів фрези для суцільної обробки ґрунту ФНС-1,5/ В.П.Горобей, В.А.Лузін, М.К.Лінник // Вісник інженерної академії України. – 2012. – №3-4. – С.69-71.

11. Горобей В.П. Дослідження робочих органів зернової сівалки для технології з мінімальною обробкою ґрунту/В.П.Горобей, В.А.Лузін, Р.А.Вожегова//Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ. 2013. – Т.4. – Вип.13. – С. 67-74.

12. Горобей В.П. Ґрунтообробні і посівні комбіновані робочі органи для енергозберігаючих технологій / В.П.Горобей, М.К.Лінник, В.А.Лузін, М.П.Малярчук // Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. темат. наук. зб. – Глеваха, 2013. – Т.1 – Вип. 98. – С. 350-361.

13. Горобей В.П. Дослідження тягового опору сошника культиваторного типу для розкидної сівби насіння/В.П. Горобей, В.А.Лузін, В.Ю. Москалевич// Механізація та електрифікація сільського господарства. – Вип.97. – 2013. – С.203-210.

14. Горобей В.П. Дослідження експериментальної селекційної сівалки СЦН-10 в польових умовах/В.П.Горобей, М.А.Литвиненко // Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. ун-ту (Сер. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин). – Кіровоград, 2013. – Ч.2. – Вип. 43. – С. 73-78.

15. Горобей В.П. Дослідження сошника культиваторного типу для розкидного висіву насіння / В.П.Горобей, В.А.Лузін, В.Ю.Москалевич // Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. темат. наук. зб. – Глеваха, 2013. –Т.1 – Вип. 97. – С. 203-211.

16. Горобей В.П. Дослідження сошникового вузла для сівби зернових і зернобобових культур/В.П.Горобей//Наукові праці ПФ НУБіП України «КАТУ». (Сер. «Технічні науки»). – Сімферополь, 2014. – № 162. – С. 104-112.

17. Горобей В.П. Модернізація сівалки для сівби зернових і зернобобових культур / В.П.Горобей, М.А.Литвиненко// Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. ун-ту. (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). – Кіровоград, 2015. – Вип. 28. – С.168-173.

18. Красниченко А.Л. Перспективы компьютерной автоматизации селекционных сеялок/ А.Л.Красниченко, В.П.Горобей, В.Л.Солецкий, О.Е.Таримов // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Зб. наук. праць. – Кіровоград: КДТУ, 2002. – Вип.11. –С. 15-18.

19. Красниченко А.Л. Исследования колебаний вибросистемы с жесткой связью/ А.Л.Красниченко, В.П.Горобей, В.Л.Солецкий, О.Є.Таримов//Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2003. – Вип.14. –С. 9-16.

20. Красниченко А.Л. Новый высевающий аппарат для селекционных сеялок/А.Л.Красниченко, В.П.Горобей, В.Л.Солецкий, О.Є.Таримов// Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодерж.міжвід.науково-техн. зб.наук. праць. – Кіровоград: КДТУ, 2003.– Вип.33.– С. 162-168.

21. Красниченко О.Л. Удосконалення селекційно-насінницької техніки в рослинництві України / О.Л.Красниченко, В.П.Горобей, В.І. Токаренко// Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. темат. наук. зб. – Глеваха, 2005. – Вип. 89. – С. 96-103.

22. Горобей В.П. Системний підхід до селекційно-насінницької сівби з умовними етапами/ В.П.Горобей//Вісник аграрної науки. – Київ, 2016. – № 6. – С. 48-53.

23. Булгаков В.М. Побудова математичної моделі коливального руху у ґрунті зубчастого сошника селекційної сівалки /В.М. Булгаков, І.В.Головач, В.П.Горобей, О.М.Свірень // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – Вип.45. – Ч.1. – С.50-62.

24. Адамчук В.В. Теоретичні основи коливання зубчастого сошника селекційної сівалки/ В.В.Адамчук, В.М.Булгаков, І.В.Головач, В.П.Горобей// Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. темат. наук. зб. – Глеваха, 2015. – Вип.1(100). – С. 10-21.

25. Адамчук В.В.Теоретичні передумови визначення енергетичних характеристик сошника із зубчастим диском на вібропідвісці /В.В.Адамчук, В.М.Булгаков, В.П.Горобей//Вісник аграрної науки. – Київ. «Вісник аграрної науки», 2015. – №2. – С.45-49.

26. Булгаков В.М. Вдосконалення конструкції комбінованого дводисково-анкерного сошника/В.М. Булгаков, В.П.Горобей//Вісник аграрної науки. – Київ, 2016. – №4. – С.57-64.

27. Адамчук В.В. Актуальні аспекти розвитку механізації дослідних робіт в рослинництві / В.В.Адамчук, В.М.Булгаков, В.П.Горобей//Вісник аграрної науки. – Київ, 2016. – № 10. – С.35-42.

#### *Статті у наукових виданнях інших держав*

28. Горобей В.П. Разработка и исследование техники для аграрной науки в растениеводстве Украины/В.П.Горобей, А.Л.Красниченко//От полевого эксперимента – к созданию устойчивых агроэкосистем в изменяющемся мире: методология, инструментарий, реализация. Материалы Международной конференции Северных стран. – Санкт-Петербург, 2010. –Ч.1 – С. 44 - 46.

29. Машины и лабораторное оборудование для селекционных работ в растениеводстве/ В.П.Сытник, Я.С.Гуков, В.П.Горобей [и др.]//под ред. В.М. Дринчи. - Воронеж: НПО «МОДЭК», 2010. – 432 с.

30. Горобей В.П. Оптимизация конструкции сошников узла с зубчатым разрезающим диском к селекционной сеялке/В.П.Горобей // Тракторы и сельхозмашины.– 2014. – №10. – С. 36-38.

31. Горобей В.П. Сошниковый узел с зубчатым разрезающим диском / В.П.Горобей // Техника в сельском хозяйстве. – 2014. – №4. – С.6-8.

32. Горобей В.П. Определение жесткости пружины комбинированного двухдискового анкерного сошника / В.П.Горобей// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2015. – № 4. – С. 7-9.

33. Горобей В.П. Модернизация сеялки СЗ-3,6А для работы по энергосберегающим технологиям / В.П.Горобей, В.А.Лузин // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №9. – С.20-22.

34. Bulgakov V. Theory of the oscillations of a toothed disk opener during its movement across irregularities of the soil surface / V. Bulgakov, V. Adamchuk, V. Gorobey // *Agronomy Research* – V.14(2016). – N. 3. – P. 711-724.

35. Adamchuk V. Theory of two-disc anchor opener of grain drill / V. Bulgakov, V. Adamchuk, V. Gorobey // *Научни известия. Scientific and technical union of mechanical engineering. International scientific conference «Conserving soils and water»*. – Burgas, Bulgaria, 2016. – Year XXIV. – issue 21 (207). – P. 71-74.

*Публікації в інших наукових виданнях*

36. Горобей В.П. Комплексные исследования вибрационных и тяговых параметров комбинированных рабочих органов сеялок / В.П. Горобей, О.Е. Таримов, В.Ю. Москалевич // *Материалы IX-й Международной научно-практической конференции. Проблемы конструирования, производства та експлуатації сільськогосподарської техніки*. – Кировоград: КНТУ, 2013. – Вып. 1. – С. 12-14.

37. Горобей В.П. Впровадження енергозберігаючих технологій для вирощування зернових у фермерських господарствах / В.П. Горобей, В.А. Лузін // *Материалы XXII Международной научно-технической конференции «Технический прогресс у сільськогосподарському виробництві» та IX Всеукраїнської конференції-семінару аспірантів, докторантів та здобувачів у галузі аграрної інженерії*. – Глеваха, 2014. – С. 66-68.

38. Горобей В.П. Исследование виброэффекта автоколебаний сошникового узла с зубчатым разрезающим диском / В.П. Горобей, Л.Ф. Бабицкий, В.Ю. Москалевич // *Материалы международной научно-технической конференции (тезисы докладов) «Проблемы механизации производства и технологии переработки сельскохозяйственной продукции»* – Симферополь: ЮФ НУБиП Украины «КАТУ», 2014. – С. 30-31.

39. Горобей В.П. Методика определения тягово-вибрационных характеристик сошников / В.П. Горобей, О.Е. Таримов // *Материалы V всеукраїнської науково-практичної конференції «Інноваційні технології в АПК»*. – Луцьк: ЛНТУ, 2015. – С. 29-33.

40. Горобей В.П. Снижение ресурсоэнергоемкости процесса высева семян при закладке полевых опытов / В.П. Горобей // *Материалы всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених, спеціалістів, аспірантів «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика»*. – Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2015. – С. 42.

41. Горобей В.П. Повышение эффективности сошниковых узлов селекционных сеялок / В.П. Горобей // *Материалы X Международной научно-практической конференции «Проблемы конструирования, производства та експлуатації сільськогосподарської техніки»*. – Кировоград: КНТУ, 2015. – С. 40-42.

42. Горобей В.П. Дослідження універсального сошникового вузла для енергозберігаючих технологій в селекційній роботі / В.П. Горобей // *Материалы II Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених, спеціалістів, аспірантів «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика»*. – Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2016. – С. 12-15.

*Патенти*

43. Пат. 55609 Україна, МПК А 01 С 7/00 Сівалка навісна селекційна «СНС-16А» /В.П.Горобей, О.Л.Красніченко, В.Л.Солецкий, О.Є.Тарімов; заявник і патентовласник Науково-виробниче об'єднання «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Української академії аграрних наук. – № 2001128540; заявл.12.12.01; опубл.16.08.04, Бюл. №8.

44. Пат. 55778 Україна, МПК А 01 С 7/00 Стенд для досліджень режимів роботи висівних апаратів /В.П.Горобей, О.Л.Красніченко, В.Л.Солецкий, О.Є.Тарімов, Г.М.Мироненко; заявник і патентовласник Науково-виробниче об'єднання «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Української академії аграрних наук. – № 2002064944; заявл.17.06.02; опубл.15.05.06, Бюл. №5.

45. Пат. 88696 Україна, МПК А 01 С 7/00. Сошник для смугового висіву зернових культур / В.П.Горобей, В.А.Лузін, О.Л.Красніченко; заявник і патентовласник Науково-виробниче об'єднання «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Української академії аграрних наук. – № а200714097; заявл.14.12.07; опубл.11.03.08, Бюл. №5.

46. Пат. 93837 Україна, МПК А 01 С 7/00. Дводисковий комбінований сошник /В.П.Горобей, В.А.Лузін, О.Л.Красніченко; заявник і патентовласник Науково-виробниче об'єднання «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Української академії аграрних наук. – № а201006315; заявл.25.05.10; опубл.10.03.11, Бюл. №5.

47. Пат. 106315 Україна, МПК А 01 С 7/00. Комбінований сошниковий вузол до сівалок модельного ряду СЗ-3,6 / В.П.Горобей, В.А.Лузін, М.К.Лінник; заявник і патентовласник Науково-виробниче об'єднання «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Української академії аграрних наук України. – №а201306890; Заявл.01.06.13; Опубл.11.08.14, Бюл. №15.

48. Пат. 107439 Україна, МПК А 01 С 7/00. Сівалка навісна селекційна касетна СНСК-6 / В.П.Горобей, М.А.Литвиненко, В.М.Булгаков, А.М.Макаліш, С.С.Старчиков; заявник і патентовласник В.П.Горобей. – № а201405420; заявл. 21.05.14; опубл. 25.12.14, Бюл. № 24.

49. Пат. 107775 Україна, МПК А 01 С 7/00. Сівалка навісна селекційно-насіницька СНС-16АП/ В.П.Горобей; заявник і патентовласник В.П.Горобей. – № а201405418; заявл.21.05.14; опубл. 10.02.15, Бюл. №3.

50. Пат. 113016 Україна, МПК А 01 С 7/00. Сошниковий вузол для селекційних сівалок/В.П.Горобей, В.М.Булгаков, В.В.Адамчук; заявник і патентовласник В.П.Горобей. – № а201501905; заявл. 03.03.15; опубл. 25.11.2016, Бюл. № 22.

**АНОТАЦІЯ**

Горобей В.П. Механіко-технологічні і конструктивні основи підвищення ефективності робочих органів для сівби в селекції і насінництві. – Рукопис.

Дисертація на здобуття ученого ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробниц-

тва. – Таврійський державний агротехнологічний університет, Мелітополь, 2017.

У дисертації вирішено науково-технічну проблему, що пов'язана з низькою техніко-економічною ефективністю виконання технологічних операцій селекційних посівів. Селекційно-насінницькі посіви з умовними етапами робіт розглядалися на основі системного підходу з урахуванням структурних і функціональних аспектів. Система посівів на селекційно-насінницьких ділянках представлена як дослідницька модель у вигляді підсистем: сівалка і дослідне поле. Основними показниками, що характеризують ефективність системи процесів селекційно-насінницьких посівів сільськогосподарських культур, є агротехнічні показники якості, продуктивність, енергозбереження, скорочення витрат. Розроблені наукові основи узгодження взаємодії запропонованих висівних робочих органів із ґрунтом та функціонування системи автоматичного управління висівом насіння. При моделюванні технологічних процесів розроблені методики досліджень та процедура обґрунтування їх конструктивних та функціональних параметрів, які використані для вирішення задач сівби за енергоощадними технологіями та підвищення ефективності сівалок. Застосування системи автоматичного управління висівом насіння зменшує металоємність селекційно-насінницької сівалки на 10%, розширює діапазон регулювань норм висіву в 3,75 рази. Підвищення сталості глибини висіву насіння в межах агротехнологічного допуску збільшує врожайність зернових культур до 10%, а використання вібрації сошників зменшує тяговий опір до 20%.

Ключові слова: сівалка, селекція, система, модель, ділянка, технологія, робочі органи, параметри, конструкція.

## АННОТАЦІЯ

Горобей В.П. Механико-технологические и конструктивные основы повышения эффективности рабочих органов для посева в селекции и семеноводстве. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Таврический государственный агротехнологический университет, Мелитополь, 2017.

В диссертации решена научно-техническая проблема, которая связана с низкой технико-экономической эффективностью выполнения технологических операций селекционных посевов.

Селекционно-семеноводческие посевы с условными этапами работ рассматривались на основе системного подхода с учетом структурных и функциональных аспектов. Структурная схема взаимосвязей основных составных элементов в системе процесса селекционно-семеноводческих посевов построена на основных идеях методологии системного анализа. Система посевов на селекционно-семеноводческих участках представлена как исследовательская модель в виде подсистем: сеялка и опытное поле. Рассмотрены связи элементов односторонние и двухсторонние, т.е. прямые и обратные. Процесс рядового высева семян в селекции сельскохозяйственных культур характеризуется большим количеством сменных параметров и проходит нестабильно через смену равномерности глубины высева семян, физико-механических свойств почвы, ограничений высевающего аппарата и других факторов. Поэтому применение системы автоматического



управления высевом семян, обеспечение стабильности глубины посева с использованием энергосберегающих факторов повышают его эффективность. Приведено: программное обеспечение для моделирования параметров технологической системы селекционно-семеноводческих посевов; методики исследования агротехнических показателей качества; условия и технологические параметры основных составных элементов; показатели качества функционирования рабочих органов и технических средств. Основными показателями эффективности системы селекционно-семеноводческих посевов сельскохозяйственных культур, являются: агротехнологические показатели качества, производительность, энергосбережение, сокращение затрат.

Разработанные теоретические методы позволили создать конструкции высевующих рабочих органов для повышения устойчивости посева семян по глубине за традиционными технологиями подготовки почвы, а также при использовании энергосберегающих технологий. Двухдисково-анкерный сошник для заделывания семян на трещинное почвенное ложе в подготовленную по традиционной технологии почву на глубину в пределах агротехнологического допуска, в том числе на повышенных скоростях посева, лаповый сошник культиваторного типа с роликом-рассеивателем для посева семян по технологиям с минимальной подготовкой почвы для полосного посева, комбинированный сошниковый узел с разрезающим зубчатым диском на двухпружинной подвеске с использованием виброэффекта при комплектации в зависимости от требований исследуемой технологии.

Разработаны научные основы взаимодействия предложенных конструкций высевующих рабочих органов с почвой при рядовом посеве семян и функционирования системы автоматического управления посевом семян высевующим аппаратом катушечного типа селекционно-семеноводческой сеялки.

Построены математические модели рабочих органов сошниковых узлов технических средств для посева семян на селекционных участках по традиционным и энергосберегающим технологиям, методики исследований и процедура обоснования конструктивных и функциональных параметров сошниковых узлов и системы автоматического управления посевом семян, которые использованы для решения задач расширения технологических возможностей сеялок и повышения их эффективности. Для описания параметров комбинированного двухдисково-анкерного сошникового узла выполнено математическое описание его движения в почве: конструкция рассмотрена как равновесная система. Конструктивные и технологические особенности сошника культиваторного типа рассматривались для схем посева семян роликом-рассеивателем при попадании их на коническую часть или непосредственно на диск. Обоснованы параметры разрезающего зубчатого дискового ножа и составлены дифференциальные уравнения для описания колебаний комбинированного сошникового узла с дисковым ножом на двухпружинной подвеске во время его равномерного движения по полю. Получены выражения для определения частоты и амплитуды колебаний лонжерона сошникового узла в зависимости от его конструктивных параметров и режимов работы с учетом количества зубьев дискового ножа, жесткости пружин и скорости поступательного движения.

Лабораторные исследования экспериментальных образцов выполнены на стенде авторской разработки для исследования режимов работы высевующих аппа-

ратов и в почвенном канале. Полевые исследования разработанных конструктивно-технологических решений проведены на действующих и специально доработанных сеялках в промышленных условиях селекционно-семеноводческих центров.

Математическая обработка результатов измерений и их графическое представление осуществлялось с использованием программного обеспечения MS Excel и MathCAD. Выполнен анализ результатов исследований по показателям эффективности взаимодействия с почвой рабочих органов с новыми техническими решениями при различных технологиях методами вариационного, корреляционного и регрессионного анализов. Установлено, что отклонения показателей от среднего значения для катушечных высевяющих аппаратов с электроприводом не превышают агротехнических требований.

Лабораторными и полевыми исследованиями подтверждена эффективность предложенных инженерно-технических решений. Применение системы автоматического управления высевом семян снижает металлоемкость селекционно-семеноводческих сеялок на 10%, расширяет диапазон регулирования норм высева в 3,75 раза. Повышение стабильности высева семян сошниковыми узлами в пределах агротехнологического допуска увеличивает урожайность зерновых культур до 10%, а использование вибрации сошников снижает тяговое сопротивление до 20%.

**Ключевые слова:** сеялка, селекция, система, модель, участок, технология, рабочие органы, параметры, конструкция.

## ANNOTATION

V. Gorobey. Mechanic-technological and constructional principles of effectiveness increasing of work organs for sowing in selection and seed-growing. – Manuscript.

Dissertation for scientific degree of the Doctor of Technical Sciences. specialty 05.05.11 – Machines and Devices for Mechanization of Agricultural Production. – Tavria State Agrotechnological University, Melitopol, 2017.

In dissertation it is decided scientific-technical problem, which connected with low technical-economic effectiveness of fulfillment of technological operations of selection sowing. Selection-seed-growing sowing with demanded stages of work were considered on the base of system approach with taking into registration of structural and functional aspects. It is represented a sowing system on selection-seed-growing plot as research model in view of undersystem: seeder and research field. Base indexes which characterized effectiveness of process system of selection-seed-growing sowing of agriculture plants are indexes of quality, productivity, energosaving, short expenditure. It is developed the method of research and process of grounding their construction and function parameters which carried out for problem decision of sowing with energosaving technologies and raising effectiveness seeders with modeling of technical processes. Using of seed-sowing automatic control system decreases metal-capacity of seed-growing seeder on 10% and widen regulation range of sowing norm in 3,75 times. Increasing of seed depth sowing constant in agrotechnical assumption limits higher crop capacity of grain cultures up to 10%, using vibration of work organs decreases the drag resistance up to 20%.

**Key words:** seeder, selection, system, model, plot, technology, work organs, parameters, construction.



Підписано до друку 25.01.2017 р. Зам. № 227  
Формат паперу 60×84×1/16. Умовн. друк. арк. 1.9. Наклад 100 прим.  
Віддруковано у Таврійському державному  
агротехнологічному університеті  
Адреса: 72310, Запорізька область, м. Мелітополь,  
пр-т Б. Хмельницького, 18