

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

“ ” 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:**

«Удосконалення зернової сівалки з обґрунтуванням параметрів
конструкції сошників»

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,
групи ГМ-24М-1

ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

Літнарівч Владислав
Олександрович

« » 2026 р.

Керівник роботи

доцент, канд. техн. наук

Руслан КІСІЛЬОВ

« » 2026 р.

Рецензент

доцент, д-р. техн. наук

Володимир ЯЦУН

« » 2026 р.

м. Кропивницький

ЗМІСТ

стор.

1. Вступ.....	
2. Стан досліджуваного питання та вибір напрямку досліджень.....	
3. Наукова частина.....	
4. Практична реалізація результатів досліджень.....	
5. Охорона праці.....	
6. Загальні висновки.....	
Список використаної літератури.....	
Додатки.....	

ВСТУП

Удосконалення посівної техніки є безперервним процесом і тісно пов'язане насамперед із розвитком технологій вирощування сільськогосподарських культур, зниженням трудомісткості операцій сівби та підвищенням продуктивності посівних агрегатів. Подальший розвиток і вдосконалення технологій сівби зумовлюють формування якісно нових напрямів розвитку посівної техніки.

Для рядкової сівби визначальними показниками залишаються рівномірність загортання насіння за глибиною на підготовлених і стерньових полях, а також рівномірне його розміщення відповідно до площі живлення. У разі пунктирної сівби насіння просапних культур основними вимогами є забезпечення рівномірного розміщення насіння в рядку з заданими інтервалами та стабільної глибини загортання на різних типах полів.

Отже, проблема суттєвого підвищення якості сівби зернових культур відповідно до агротехнічних вимог шляхом удосконалення завершальної технологічної операції - загортання насіння в ґрунт є надзвичайно актуальною. Виконання зазначених вимог значною мірою визначається конструкцією сошника, у зв'язку з чим дана магістерська робота спрямована на його модернізацію з метою покращення якісних показників процесу висіву.

2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Аналіз подібних конструкцій робочих органів сівалок

Протягом останніх десятиліть з'явилася значна кількість нових технічних рішень, спрямованих на підвищення якості висіву зернових культур. Ці розробки орієнтовані на поліпшення техніко-економічних показників сільськогосподарської техніки та забезпечення зростання економічної ефективності її експлуатації для безпосередніх користувачів.

Сівалки з пневматичною системою висіву та груповим дозуванням, як правило, складаються з рами, насінневого бункера та дозувальних апаратів, які через систему трубопроводів з'єднані з повітророзподільними головками. Подібні системи часто агрегатуються з культиваторами, що можуть використовуватися як у складі посівного комплексу, так і автономно - без висівного обладнання.

Зазвичай під час роботи в агрегаті з трактором культиватор встановлюється спереду, а за ним розміщується візок із насіннєвим бункером. За такою конструктивною схемою виконані сівалки марок «Morris 6180», «Flexi-Coil» 1110 та 1610, а також низка інших моделей. Привід вентилятора в таких сівалках здійснюється від окремого дизельного двигуна потужністю 4-6,5 кВт.

Аналогічні за конструктивним виконанням сівалки розроблені американською компанією «Case International», зокрема моделі 8500 «Air Hoe Drill» та 8600 «Air Disk Drill».

Сівалки з централізованим дозуванням і одноступеневим розподілом, зокрема моделі «Accord DL» та «Vison», оснащуються причіпною або навісною рамою, на якій розміщено бункер з одним або двома дозувальними апаратами. Дозатори забезпечують подачу висівного матеріалу до однієї або двох розподільних головок. Модель «Accord DL» випускається також у

модифікації зі збільшеною шириною захвату та двома бункерами. Для транспортування така сівалка переміщується у поперечному положенні та фіксується за допомогою бічного причепа й опорних коліс.

Сівалки з централізованим дозуванням і двоступеневим розподілом характеризуються тим, що після дозування весь посівний матеріал за допомогою повітряного потоку проходить дві послідовні стадії розподілу: на першому етапі - у первинній розподільній головці, де кількість вторинних патрубків відповідає кількості вторинних головок; на другому етапі - від вторинних розподільних головок безпосередньо до сошників.

Пневматична висівна система моделі 777 фірми «John Deere» встановлюється на триколісному візку та агрегатується з культиваторами моделей 610 і 1060. На цих культиваторах розміщуються первинна та вторинні розподільні головки. Конструктивна схема такого компонування наведена на рисунку 2.1.

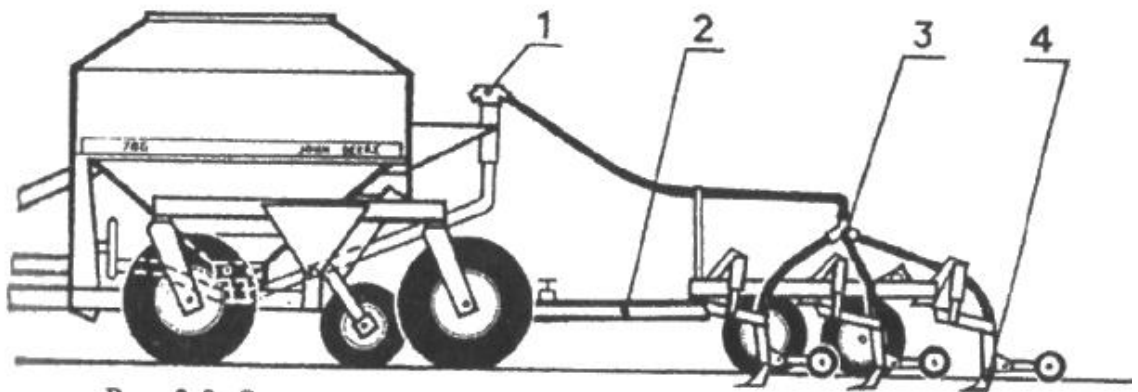


Рис. 2.1. Схема пневматичної висівної системи марки John Deere:

1 - елемент первинної розподільної голівки; 2- причіп для ґрунтообробного знаряддя; 3 - конструкція вторинних елементів у вигляді розподільних головок; 4- ґрунтообробні лапи.

У ґрунтообробній конструкції моделі 1060 застосовано чотириярусну, конструкційно складну раму. Культиваторні лапи закріплені на трьох передніх брусах, тоді як на задньому розміщені дводискові сошники з групою прикочувальних котків. Машина забезпечує можливість здійснення

посіву як по обробленому ґрунту, так і на полях із наявністю легких рослинних решток.

Німецька компанія «Horsch» випускає пневматичну сівалку аналогічної конструкції з шириною захвату 12 м, оснащену насіннєвим бункером, установленим на рамі причіпного двоколісного візка.

З поширенням ґрунтозахисних технологій обробітку ґрунту сівалки для прямого посіву набули широкого застосування. Ширина захвату начіпних сівалок прямої сівби, як правило, становить 2,1-2,4 м, тоді як причіпних - 3-4 м. Сівалки виробництва країн США, Канади та Чехії активно використовуються для обробітку великих площ і зазвичай виконані за шеренговою схемою компоновки.

Досить часто такі сівалки оснащуються пристроями додаткового навантаження, при цьому особлива увага приділяється перерозподілу навантажень на сошники та інші робочі органи. Окрім цього, сівалки для прямого посіву нерідко обладнуються системами внесення мінеральних добрив і висіву покривних культур, що формують захисний рослинний покрив.

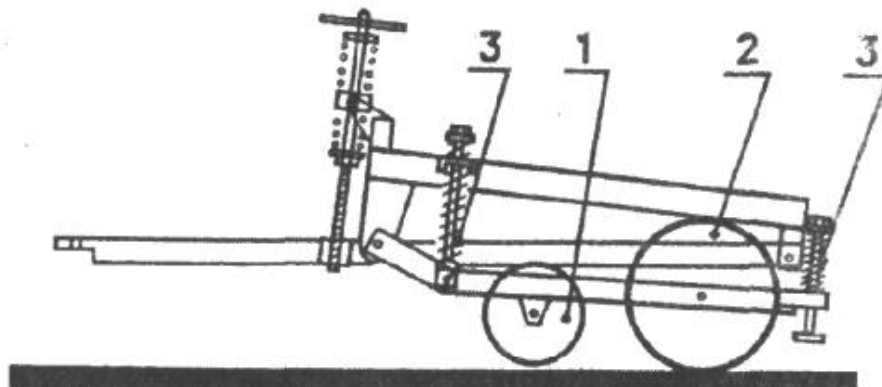


Рис. 2.2. Схема конструкції секції з пасивними робочими елементами марки «Prmiter Moore»: 1 - пасивні робочі органи (диски); 2 - опорні колеса; 3 - пружини для забезпечення активного копіювання ґрунту.

За характером впливу на ґрунт сівалки для прямого посіву поділяються на машини з пасивними та активними робочими органами.

Так, ірландською фірмою «Parmiter Mooge» розроблено причіпну сівалку з пасивними робочими органами шириною захвату 3 або 4 м, конструктивну схему якої наведено на рисунку 2.2.

У конструкції окремих сівалок для прямого посіву реалізовано так звану концепцію «тридискового» сошника, яка передбачає послідовне встановлення на одному поводку різального диска та дводискового сошника. Прикладом такої технічної схеми є причіпна сівалка типу «MF 130» фірми «Massey Ferguson», оснащена боковими опорно-приводними колесами. У даній машині сошникові секції розміщені в шаховому порядку.

Схема тридискового сошника застосовується також і в інших конструкціях сівалок прямої сівби. В окремих моделях різальний диск і дводисковий сошник встановлюються на незалежних підвісках, що істотно підвищує ефективність їх роботи на полях із значною кількістю стерньових залишків. Водночас така компоновка може ускладнювати точне суміщення траєкторій проходження різального диска та сошника. Зазначений принцип реалізовано, зокрема, в сівалці SD 300 французької компанії «Huard», яка придатна для роботи на полях, засмічених камінням різних розмірів і рослинними рештками.

За окремим замовленням комплект поставки таких сівалок може включати транспортний візок, лічильник засіяної площі, систему типу «тремлайн», маркер, змінні вставки бункерів для висіву дрібнонасієних культур, а також додатковий баласт, що встановлюється на рамі машини.

На ґрунтах із важким механічним складом і підвищеною вологістю широко застосовуються сівалки-лушпильники, робочі органи яких оснащені сферичними дисками. Такі диски менш схильні до налипання ґрунту та характеризуються зниженим тяговим опором порівняно з

іншими типами робочих органів.

Компанія «John Deere» здійснює серійне виробництво причіпних сівалок-луцильників моделі 1900, які поєднують виконання передпосівного обробітку ґрунту, сівби насіння та внесення мінеральних добрив. Завдяки застосуванню тросової зчіпки на базі сівалок моделі 1900 формуються дво- або трисекційні мобільні агрегати з робочою шириною захвату до 13,7 м.

Транспортування такого агрегату здійснюється з використанням тієї ж зчіпки у поперечному до напрямку роботи положенні, при цьому транспортна ширина агрегату не перевищує 4,5 м.

Сівалки з активними робочими органами застосовуються переважно на важких ґрунтах із значною кількістю рослинних залишків. Компанія «John Deere» також випускає сівалки серії Power Till, оснащені фрезерними робочими органами, які за способом агрегування можуть бути начіпними або причіпними.

Сучасні сівалки за конструктивним виконанням поділяються на рядкові, пресові, стерньові, комбіновані, для прямого посіву та інші. Значна частина таких машин придатна для роботи на полях зі стернею, за умов мінімального обробітку ґрунту або навіть на необроблених ділянках.

Усі сівалки оснащуються пристроями для одночасного висіву насіння та внесення мінеральних добрив. Висівні системи можуть бути механічними з індивідуальним дозуванням або пневматичними з централізованою подачею посівного матеріалу.

Конструкції сівалок відрізняються за схемами компонування, шириною захвату та типами робочих органів. Завдяки наявності спеціальних транспортних пристроїв такі машини можуть безпечно переміщуватися автомобільними дорогами з обмеженою габаритною шириною..

На наступному рисунку 2.3 зображена стерньова сівалка марки МН-310 від компанії «Morris».

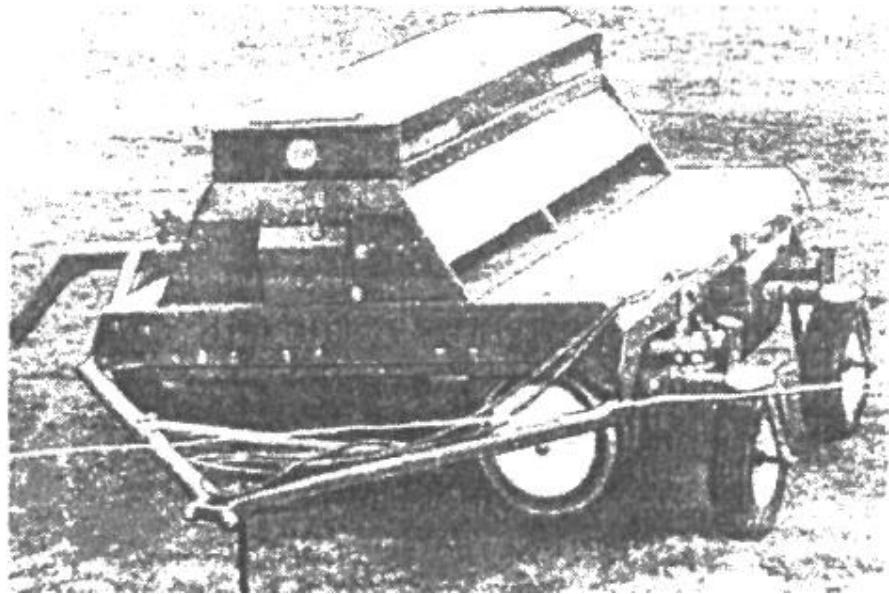


Рис. 2.3. Стерньова сівалка марки «МН-310».

Стерньові сівалки характеризуються модульною конструкцією та складаються з двох, трьох і більше секцій, кожна з яких має ширину захвату від 2 до 4 м, а також зчіпного бруса.

Транспортна система таких сівалок включає пневматичні колеса, гідроциліндри та бічний причіп. Сниця може переводитися у вертикальне положення за допомогою вбудованих лебідок, гідроциліндрів або вручну, залежно від її маси. Конструкції сниці та причіпних пристроїв, як правило, оснащуються легкими домкратами, що забезпечують регулювання положення серги відносно причіпного механізму трактора.

З метою зниження вартості та спрощення експлуатації деякі виробники замість складних систем контролю застосовують прості технічні рішення, зокрема оглядові вікна, лічильники засіяної площі та сигнальні кнопки. Конструктивне виконання стерньових сівалок передбачає можливість регулювання ширини міжрядь у межах 12,7-30,5 см.

Сівалки для прямої сівби відрізняються від стерньових наявністю підсилених дискових сошників або сошників у вигляді черенкових ножів із додатковими дисковими елементами, що забезпечують розрізання ущільненого верхнього шару ґрунту. Аналогічно до стерньових сівалок, вони

можуть оснащуватися як загальними, так і індивідуальними прикочувальними котками.

Ширина захвату сучасних сівалок становить від 2,3 до 3,2 м, при цьому розробляються та впроваджуються моделі з шириною захвату від 3,9 до 4,6 м. Ширина міжрядь у цих машинах варіюється в межах 150-190 мм.

Нова сівалка прямого посіву марки «Haybuster 8000» оснащена сошниковою групою, закріпленою на рамі, яка рухається відносно несучої системи. Сошники наральникового типу розташовані в два ряди, перед ними встановлені два ряди дискових ножів та батарея котків. Комбіновані дворядні сошники мають інтервал 75 мм між носками, а перед ними розташований ніж із патрубком для внесення добрив на глибину, більшою за глибину загортання насіння. Дискові ножі закріплені на передньому брусі рами та оснащені потужними пружинами для забезпечення стабільного входження в ґрунт.

Ця сівалка призначена для посіву спареними рядами за схемою 75×250 мм, яка, за даними американських дослідників, є перспективною для технології в посушливих регіонів. При сівбі за схемою 125×375 мм на глибину 4-5 см з внесенням добрив на глибину 9-10 см створюються оптимальні умови для підвищення врожайності до 20 % та зниження витрат на операції обприскування до 25 %.

Сівалка для прямого посіву марки V 114-5360 фірми «Туе», представлена на рисунку 2.4, складається з рами у вигляді двоколісного шасі з механізмом начіпки. До конструкції рами закріплені дискові ножі з рифленою поверхнею, що забезпечує ефективне входження робочих органів у ґрунт.

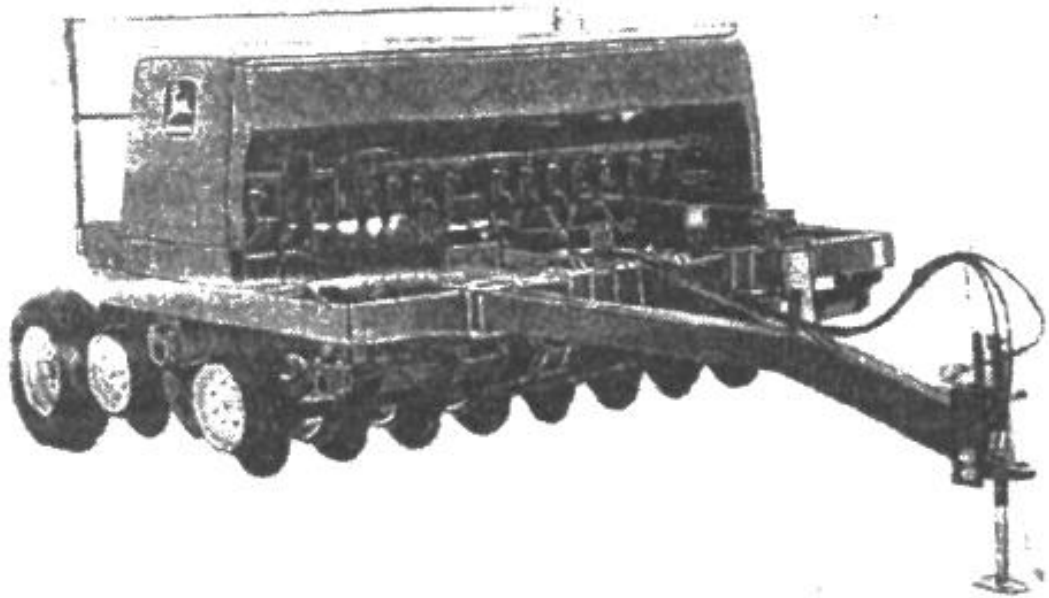


Рис. 2.4. Сівалка для прямої сівби фірми «Тье» марки V 114-5360.

Аналіз конструкцій сучасних сівалок свідчить про значну різноманітність виконання та типів робочих органів для загортання насіння, що обумовлено необхідністю забезпечення оптимального посіву за різних ґрунтово-кліматичних умов. На сьогодні багато виробників пропонують від 15 до 20 різних типів загортаючих робочих органів, з яких користувач може обрати найбільш відповідні для свого господарства, враховуючи фізико-механічні властивості ґрунтів.

Зокрема, на зернових сівалках можуть застосовуватися одно-, дво- та тридискові сошники, анкерні, кілеподібні, крильчасті, а також полозкові та лапові. Для підвищення надійності сошники часто оснащуються міцними наконечниками з карбідних або керамічних матеріалів.

Аналіз ефективності роботи різних типів сошників показує, що на полях з різним рівнем підготовки ґрунту найкращі результати демонструють сошники з гострим кутом входження. Однак їхній недолік полягає у формуванні борозни: долото виступає вниз від боків лійки на значну відстань, що запобігає забиванню лійки ґрунтом під час опускання сошника, але одночасно ускладнює створення рівномірного ложа для насіння.

2.2. Мета дипломної роботи та задачі дослідження

Виходячи з проведеного аналізу існуючих конструкторів сошників та з урахуванням їхніх недоліків, розроблено оригінальну конструкцію долотоподібного сошника. Особливістю запропонованої конструкції є наявність формуючої п'ятки, розташованої за долотом, яка формує профіль борозни та забезпечує доставку посівного матеріалу з лійки безпосередньо в борозну. Завершує процес загортання ущільнююча п'ятка, що виконує функцію ущільнення ґрунту у зоні залягання зерна. Дана конструкція прийнята для подальших теоретичних розрахунків у межах магістерської роботи.

Метою роботи є вдосконалення долотоподібного сошника з обґрунтуванням параметрів ущільнюючої п'ятки та визначення її конструктивного розташування в один ряд з міжряддям 150 мм.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення наступних завдань:

- аналіз ефективності існуючих конструкторів сошників, що застосовуються на зернових сівалках цього типу, та умов їх експлуатації;
- розробка та використання програми і методики проведення експериментальних досліджень;
- обґрунтування проведення експериментальної перевірки результатів теоретичних досліджень і встановлених залежностей.

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1. Теоретичний аналіз активної роботи долотоподібних сошників.

3.1.1. Опис даного об'єкту розробки.

Удосконалення посівної техніки має безперервний характер і безпосередньо залежить від еволюції технологій вирощування сільськогосподарських культур, а також від прагнення скоротити трудові витрати та підвищити ефективність роботи посівних агрегатів. Подальший розвиток і модернізація технологічних процесів сівби визначатимуть нові підходи до вдосконалення конструктивних рішень сівалок.

Для рядкового способу сівби вирішальними залишаються такі показники: стабільне загортання насіння на задану глибину як на ретельно підготовлених, так і на стерньових фонах, а також рівномірний його розподіл у межах зони живлення.

Дослідження конструкцій найбільш поширених сошників зернових сівалок свідчить про наявність істотних недоліків. Зокрема, кілеподібні сошники ефективно працюють на легких супіщаних ґрунтах, однак на важких суглинках забезпечити необхідну глибину загортання (6-8 см), особливо під час сівби озимих культур, досить складно. Крім того, за умов значної кількості рослинних решток такі робочі органи схильні до забивання, що суттєво знижує їхню працездатність або взагалі унеможливорює виконання технологічного процесу.

Дводискові сошники характеризуються значно кращою адаптивністю до складних умов - грубого обробітку ґрунту, підвищеної вологості, важкого механічного складу та наявності значної кількості післяжнивних решток. Водночас їм притаманні певні недоліки: насіння у борозні розміщується нерівномірно за глибиною, а його загортання здійснюється переважно пухким шаром ґрунту. Це спричиняє нерівномірні сходи, затримку росту рослин і, як наслідок, втрати врожаю через неоднорідність досягання.

Отже, вдосконалення технології сівби зернових культур, зокрема

завершальної операції - якісного загортання насіння, залишається актуальним науково-технічним завданням. На основі аналізу існуючих конструкцій сошників запропоновано нове технічне рішення - долотоподібний сошник (рисунок 3.1), який забезпечує стабільне загортання насіння на задану глибину та формує ущільнене ложе борозни з оптимальним контактом насіння з ґрунтом. Такий підхід сприяє підвищенню рівномірності проростання та покращенню схожості.

Метою кваліфікаційної роботи є розроблення конструкції долотоподібного сошника, визначення раціональних параметрів ущільнювальної п'ятки, а також обґрунтування оптимального розміщення сошників в один ряд із міжряддям 150 мм.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких завдань:

- проведення аналізу ефективності аналогічних конструкцій сошників, що застосовуються у зернових сівалках, та умов їх експлуатації;
- розроблення програми і методики експериментальних досліджень;
- експериментальна перевірка теоретично обґрунтованих результатів.

3.1.2. Формування принципів роботи сошників, що мають долотоподібну форму.

Робота долотоподібного сошника відбувається за наступною схемою: у процесі руху посівного агрегату долото (3) проникає в ґрунт і формує посівну борозну необхідної глибини. Безпосередньо за ним розміщена формувальна п'ятка (4), яка надає борозні заданої геометричної форми, забезпечуючи оптимальні умови для укладання насіння, що подається через лійку. На завершальному етапі ущільнювальна п'ятка (5) здійснює притискання ґрунту, створюючи щільне ложе та забезпечуючи надійне загортання насіння.

Таким чином, узгоджена дія долота, формувальної та ущільнювальної п'яток забезпечує стабільну якість посіву, сприяючи рівномірному розміщенню насіння та створенню сприятливих умов для його проростання незалежно від фізичного стану ґрунту.

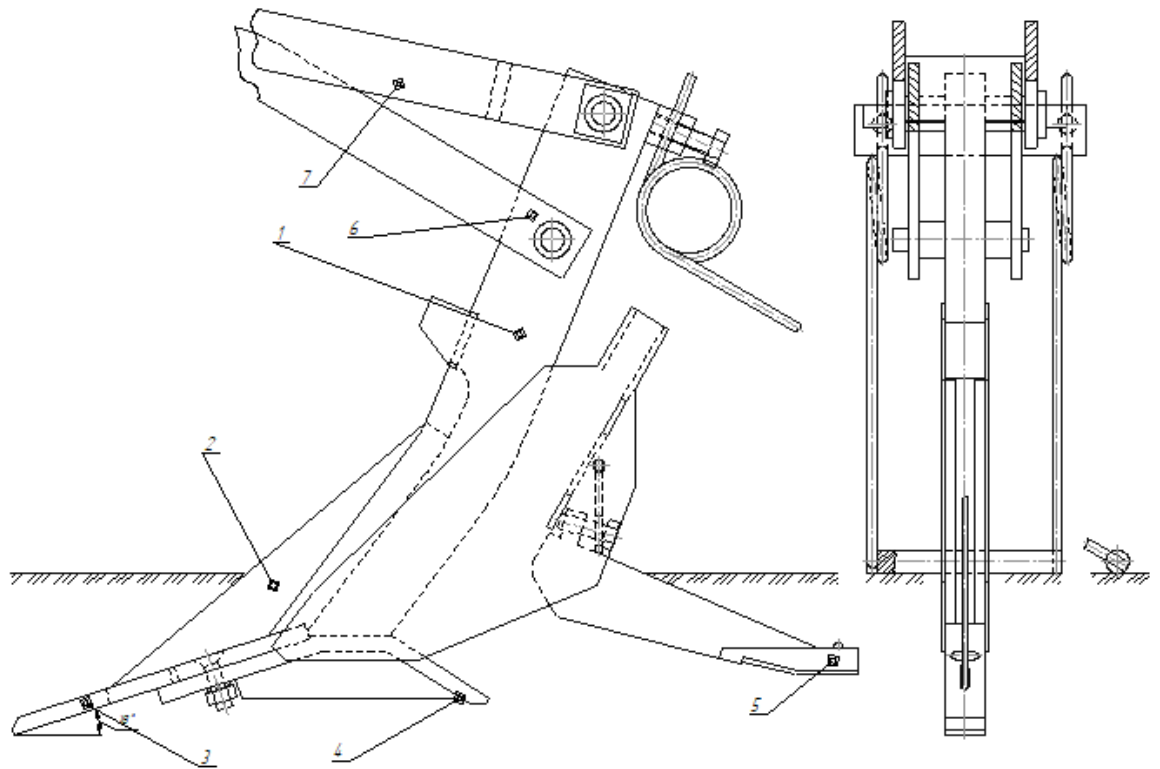


Рис. 3.1. Схема сошника, що має долотоподібну конструкцію.

1 - стояк разом з лійкою; 2- плоский ніж; 3 - долото; 4 - п'ятка для формування ложе; 5 - ущільнююча п'ятка насіння з ґрунтом; 6- нижній поводок паралелограмної підвіски; 7 - верхній поводок конструкції кріплення елементів до секції.

3.1.3. Теоретичні основи роботи даних сошників та їх взаємне розташування на розробленій сівалці.

Під час переміщення сошника в розпушеному ґрунті перед його робочим органом утворюється локальне підвищення поверхні, яке поширюється на певну відстань у бокових напрямках, як показано на рисунку 3.2. Це явище необхідно обов'язково враховувати при компонованні

сошників на рамі зернової сівалки.

Зокрема, інтервал між сусідніми сошниками в одному ряду (a_c) повинен перевищувати ширину зони цього підвищення перед робочим органом на величину (b_x). Таким чином забезпечується відсутність взаємного впливу сошників під час роботи, що описується умовою: $a_c > b_x$.

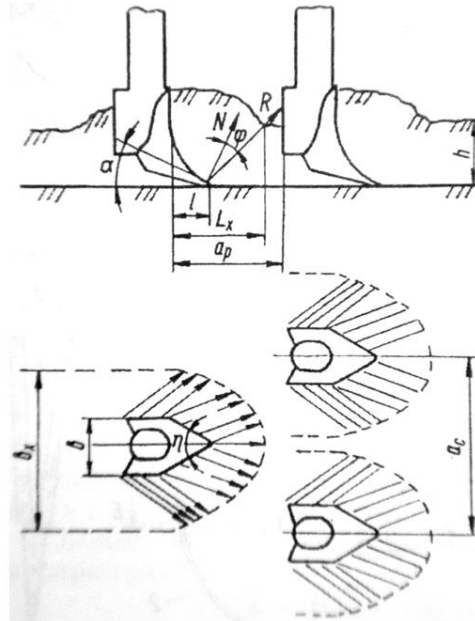


Рис. 3.2. Схема взаємного розташування сошників, що мають долотоподібну конструкцію.

Відповідний показник величини утвореної зони деформації ґрунту, яка має напрям у поперечній складовій для сошників, що виготовлені з гострим кутом їх входження, обчислюють за такою формулою [3]:

$$b_x = \left(\frac{2 \cdot l}{\operatorname{tg} \varphi} + b \right) \cdot \cos \left(\frac{\eta}{2} + \varphi \right) \quad (3.1)$$

де: b - ширина сошника, що має долотоподібну конструкцію, мм;

η - показник кута стосовно розхилу носка долотоподібного елемента, град.

l - це глибина закладання зерна на операції сівби, мм;

φ - це встановлений кут тертя ґрунту, град (саме φ суттєво залежить від відсоткової вологості та сформованого типу ґрунту та має певний

діапазон, $\varphi = 25-40^\circ$).

Отже, ми маємо таке:

$$b_x = \left(\frac{2 \cdot 80}{\operatorname{tg} 40^\circ} + 20 \right) \cdot \cos \left(\frac{180^\circ}{2} + 40^\circ \right) = 135 \text{ мм.}$$

Отже, розрахункове значення відстані між сошниками в одному ряду повинно перевищувати 135 мм. З урахуванням цього з'являється можливість конструктивно розмістити долотоподібні сошники з міжряддям 150 мм. У подальших розрахунках і проєктних рішеннях приймаємо: $a_c = 150 \text{ мм}$.

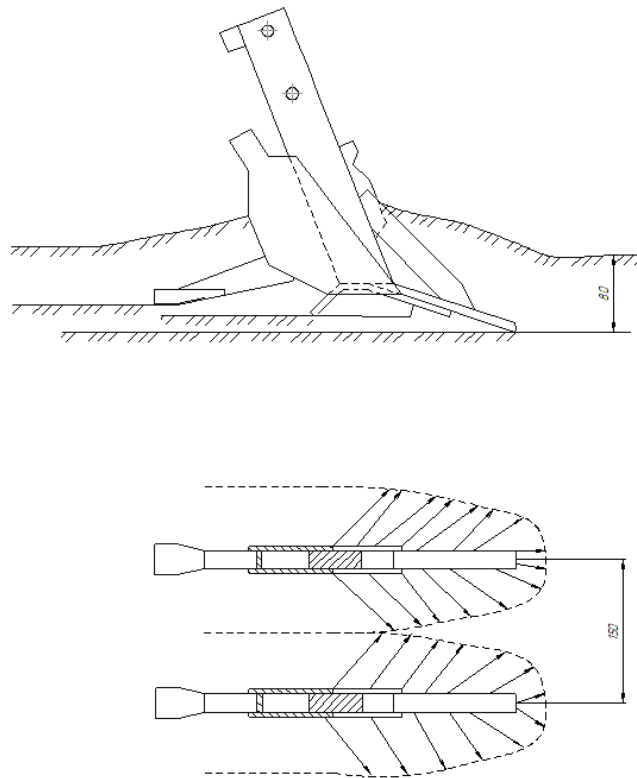


Рис. 3.3. Схема ймовірно можливого розташування сошників в один ряд.

3.2. Відповідна програма проведення експериментальних досліджень.

З метою реалізації поставлених у роботі завдань було сформовано програму та розроблено методику експериментального дослідження долотоподібних сошників.

Програма передбачає виконання таких основних етапів:

- дослідження особливостей функціонування долотоподібних

сошників, зокрема проведення випробувань робочих органів, розміщених в один ряд із міжряддям 150 мм, для аналізу характеру переміщення ґрунтових шарів;

- оцінювання роботи сошника за умови зміни його конструктивних параметрів, а саме геометрії загортаючої п'ятки та характеристик загортача.

3.2.1. Дослідження процесу роботи долотоподібних сошників

Метою експериментальних досліджень було обґрунтування можливості розміщення долотоподібних сошників в один ряд, а також визначення глибини їх вільного заглиблення в ґрунт. У ході досліджень варіювалися окремі конструктивні параметри, зокрема ширина ущільнювальної п'ятки та жорсткість загортача, а також умови проведення експериментів - вологість і щільність ґрунтового середовища.

Об'єктом дослідження слугував експериментальний зразок долотоподібного сошника, підготовлений для лабораторних випробувань. Дослідження проводилися у ґрунтовому каналі кафедри сільськогосподарського машинобудування ЦНТУ. Конструктивно ґрунтовий канал являє собою ємність прямокутного перерізу, заповнену ґрунтом, уздовж верхніх кромek якої встановлено напрямні рейки. По цих рейках переміщується візок із закріпленим дослідним обладнанням, що забезпечує відтворюваність і контрольованість умов експерименту.

Експериментальна установка включає візок, на якому закріплюється досліджуваний робочий орган — долотоподібний сошник. У процесі проведення випробувань візок переміщується вздовж напрямних рейок, забезпечуючи рівномірний поступальний рух сошника в ґрунтовому середовищі. Така конструкція дає змогу всебічно аналізувати особливості його функціонування за різних умов експлуатації, варіюючи як конструктивні параметри робочого органу, так і фізико-механічні властивості ґрунту.



Рис. 3.4. Загальний вигляд розробленої нами установки для проведення дослідів у ґрунтовому каналі:

1- візок з колісним шасі; 2- регулювальна начіпна система для елементів конструкції; 3 - штанга натисної дії; 4 - основний елемент для загортання;
 5 - п'ятка сошника ущільнюючої дії ; 6 - долото;
 7 - стояк кріплення побічних елементів.

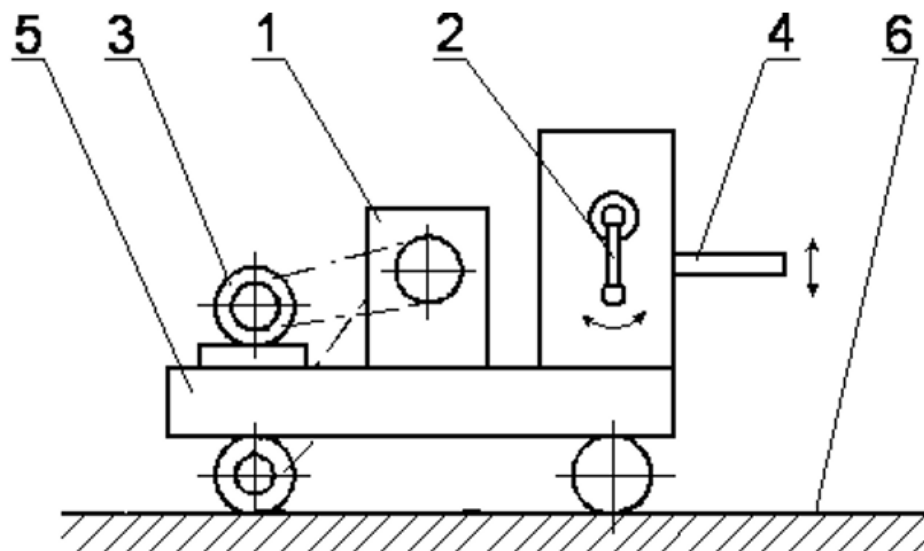


Рис. 3.5. Схема сформованого візка при проведенні експериментальної частини:

1 - коробка ефективності передач; 2 - обертальний важіль для зміни положення сошників відносно глибини; 3 - електродвигун; 4 – пристрій кріплення секції; 5 - рама з шасі; 6 - напрямні нерухомі рейки для транспортування агрегату.

Керування лабораторною установкою здійснюється за допомогою пульта, який забезпечує її запуск, розгін, переведення робочих органів у заданий режим функціонування, а також подачу живлення.

Привід установки реалізується від електродвигуна 3 як показано на рисунку 3.5, а також через пасову передачу передає обертальний момент на передні колеса транспортного візка. Регулювання робочої швидкості здійснюється шляхом зміни передавального числа в коробці зміни передач 1, розміщеній безпосередньо на візку ґрунтового каналу.

Налаштування глибини обробітку виконується обертанням ручки 2 підйомного механізму, що дає змогу змінювати положення дослідного робочого органу відносно поверхні ґрунту.

3.2.2. Умови проведення досліджень

Експериментальні дослідження проводилися на типовому чорноземі середнього вмісту гумусу та середньосуглинистого механічного складу. У ході випробувань змінювалися основні параметри ґрунтового середовища: вологість у межах 18-23% та твердість, яку регулювали шляхом використання прикочувального котка.

З огляду на здатність ґрунту змінювати свої фізико-механічні властивості з часом, досліді виконувалися у максимально стислий період для зменшення впливу цих коливань на результати. Швидкість руху лабораторної установки обмежувалася її технічними характеристиками і становила близько 3,2 км/год.

3.2.3. Проведення вимірювань та обробка експериментальних даних

Експериментальна методика передбачала послідовне виконання таких етапів:

- підготовка ґрунтового середовища в каналі та формування дослідних зразків;
- налаштування вимірювальної апаратури, включаючи перевірку та калібрування приладів;
- визначення схеми проведення дослідів і фіксація основних параметрів випробувань;
- безпосереднє виконання експериментів відповідно до розробленої методики;
- обробка отриманих результатів, їх аналіз, систематизація та узагальнення.

Як фактори дослідження було обрано конструктивні параметри ущільнювальної п'ятки та загортача, що впливають на глибину вільного занурення сошника, а також фізико-механічні характеристики ґрунту, які визначають опір його деформації.

Для визначення вологості ґрунту застосовували термостатно-ваговий метод із використанням алюмінієвих бюксів, електронних ваг і сушильної шафи. Методика передбачала виконання таких операцій:

- відбір трьох проб ґрунту з попереднім зважуванням порожніх бюксів;
- визначення маси бюксів із вологим ґрунтом і розрахунок навіски;
- висушування зразків у сушильній шафі протягом 10 годин;
- повторне зважування для встановлення маси абсолютно сухого ґрунту;
- проведення контрольного досушування (2-3 години) для перевірки стабільності маси.

Розрахунок показника вологості ґрунту здійснювали за відповідною

формулою [5]:

$$W_a = \frac{G_B - G_C}{G_C} \cdot 100 \% \quad (3.2)$$

де: G_B – чисельний показник вологісного ґрунту, г;

G_C – це маса сухого ґрунту, г.

Отримані значення чинників стосовно вимірювань заносимо до таблиці 3.1.

№ Бюкс	Маса, г					Втрати вологи, г	Вологість ґрунту, %
	Порожнього бюкса	Вологого ґрунту з бюксом	Навіски ґрунту	Сухого ґрунту з бюксом	Висушеног о ґрунту		

Показник твердості ґрунту відіграє важливу роль у формуванні його експлуатаційних характеристик, оскільки в процесі роботи долотоподібний сошник інтенсивно взаємодіє з ґрунтовим середовищем, спричиняючи його зминання та деформацію. Для визначення опору ґрунту цьому виду навантаження використовують спеціальний вимірювальний прилад - твердомір.

Твердомір, зображений на рисунку 3.6, складається з основних елементів: штанги 1, пружини 2, рукояток 3, наконечника плунжера 4 та реєструвального механізму.

У процесі роботи, під час натискання на рукоятки, зусилля передається через пружину та штангу до наконечника, який взаємодіє з ґрунтом. Із зростанням прикладеної сили відбувається поступове вдавлювання наконечника в ґрунт, при цьому зовнішнє навантаження врівноважується опором ґрунтового середовища. Величина цього опору визначається за ступенем деформації (стиснення) пружини.

Прилад оснащений реєструвальним механізмом, який дає змогу фіксувати результати вимірювань у графічній формі у вигляді залежності $y =$

$f(x)$ (рис. 3.6, б), де y - відповідає величині стиснення пружини, а x - лінійній деформації ґрунту.

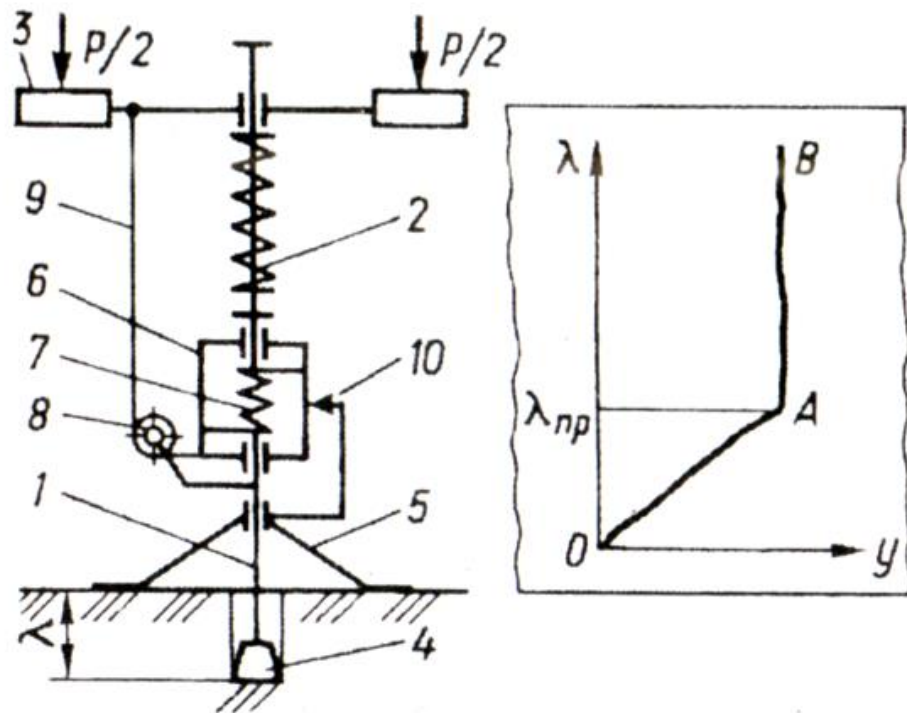


Рис. 3.6. Твердомір для фіксації значень стосовно твердості ґрунту:

а– конструктивна схема твердоміра; б– діаграма стосовно деформації ґрунту; 1 – натискна штанга; 2-пружина стискання; 3 – упорна рукоятка; 4-наконечник; 5-основа (рама); 6 – рухомий барабан; 7-пружина скручування; 8 - напрямний ролик; 9 - трос; 10 - ручка або олівець.

Тепер, коли ми знаємо жорсткість пружини K (Н/см), можемо виконуємо розрахунок сили опору ґрунту P при цьому використовуючи наступну формулу [6]:

$$P = K \cdot y \quad (3.3)$$

Далі, сама твердість ґрунту H встановлюють за таким виразом [7]:

$$H = \frac{K \cdot y_{cp}}{S} \quad (3.4)$$

де: y_{cp} – чисельне значення середньої висоти для фіксації положення стосовно ординати на певній глибині утвореної діаграми, см;

S - значення площі поперечного перерізу металевго наконечника, см^2 ;

K – чинник, що характеризує жорсткість пружини, Н/см

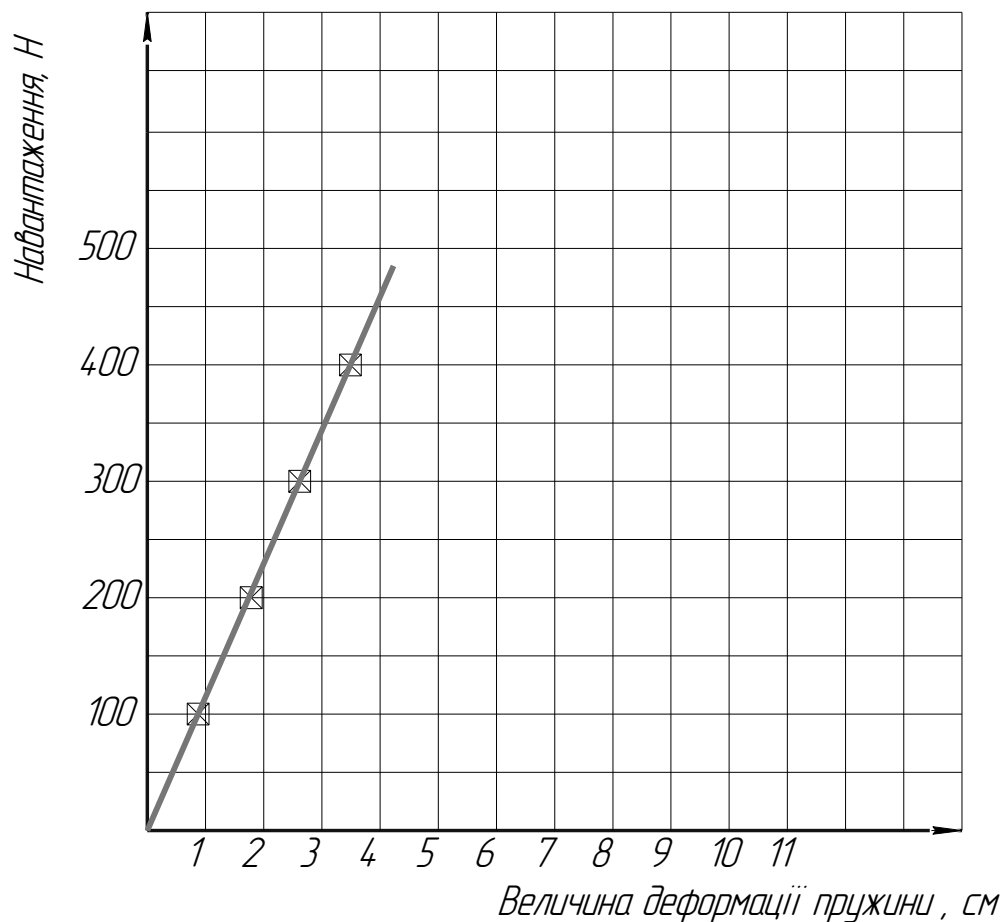


Рис. 3.7. Графік залежності показника деформації пружини від встановленого навантаження.

З метою підвищення точності визначення показника твердості ґрунту було проведено попереднє тарування силової пружини твердоміра. Отримані результати калібрування наведені на рисунку 3.7.

Для дослідження роботи окремого сошника та визначення зони розпушення ґрунту розроблений робочий орган протягували в ґрунтового каналі з п'ятикратним повторенням досліду. У ході експериментів встановлювали ширину утвореної борозни. Вимірювання виконували за

допомогою метричної лінійки з ціною поділки 1 мм, що забезпечувало необхідну точність отриманих результатів.

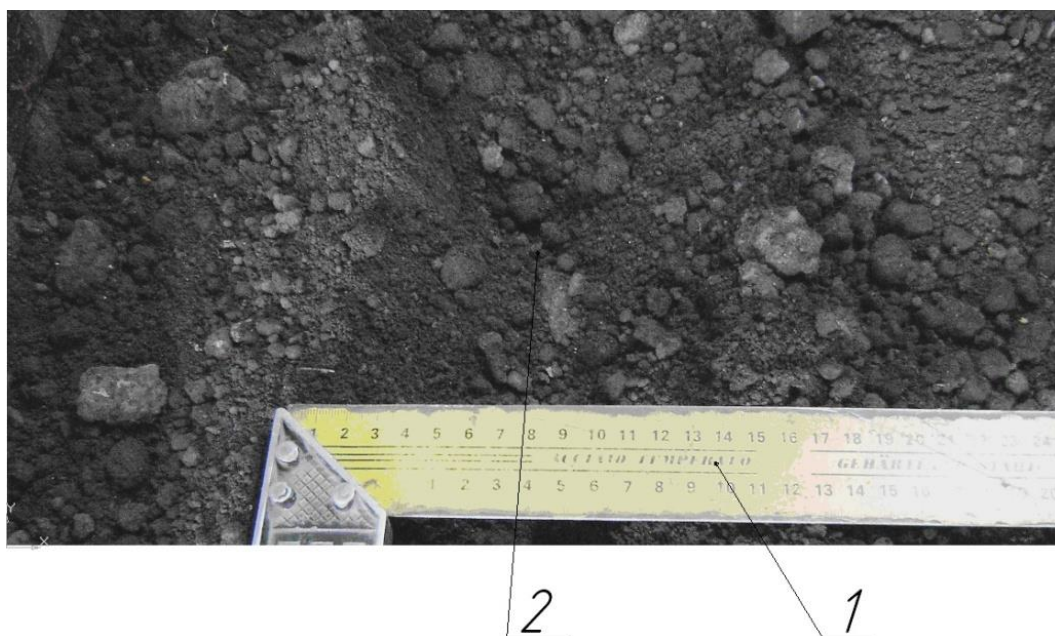


Рис. 3.8. Вимірювання за допомогою приладів зони рихлення ґрунту після проходу сошника з долотоподібною формою: 1 - метрична лінійка; 2 - сформований переріз ґрунту після робочого елемента.

Наступний етап досліджень передбачає проведення експериментальних випробувань із застосуванням двох сошників. У межах цього етапу реалізується методика дослідження вільного занурення сошника в ґрунт.

Дослідження глибини вільного занурення сошника здійснюється з метою обґрунтування його раціональних конструктивних параметрів. У процесі випробувань визначають закономірності впливу твердості ґрунту та ширини п'ятки сошника на величину його заглиблення, що дає можливість оцінити особливості взаємодії робочого органу з ґрунтовим середовищем і встановити параметри, які забезпечують ефективну роботу сошника.

Глибину занурення сошника визначали за допомогою шкали поділок, нанесених на його щоки, з кроком між позначками 10 мм. Після цього дослідження продовжували за методикою випробувань двох сошників.

Для проведення експерименту використовували виготовлені дослідні

зразки долотоподібних сошників, які монтували на експериментальній установці з фіксованою міжрядною відстанню 150 мм. Метою випробувань було оцінювання працездатності запропонованої конструкції, а також обґрунтування її основних конструктивно-технологічних параметрів.

На початковому етапі досліджень вивчали вплив фізико-механічних властивостей ґрунту на роботу жорстко закріплених сошників. При цьому враховували основні фактори, що характеризують стан ґрунтового середовища:

- вологість ґрунту, яка змінювалася в межах 19, 22 та 25 %;
- твердість ґрунту в діапазоні 50-130 Н/см².

У подальших дослідах розроблені сошники фіксували на глибині 80 мм, що відповідає агротехнічним вимогам до сівби зернових культур, для яких нормативна глибина загортання насіння становить 40-80 мм. Це дало змогу дослідити особливості роботи сошників у режимах, наближених до реальних умов експлуатації.



Рис. 3.9. Проведення замірів глибини при вільному заглибленні
робочого елемента:

- 1 - поводок кріплення елемента; 2 – сошник з долотоподібною формою;
- 3 - графічні поділки для фіксування показника глибини.

3.3. Отримані результати стосовно експериментальних досліджень

Завдяки проведенню експериментальних досліджень було виявлено зону дії активного рихлення ґрунту при фіксації проходження одного сошника.

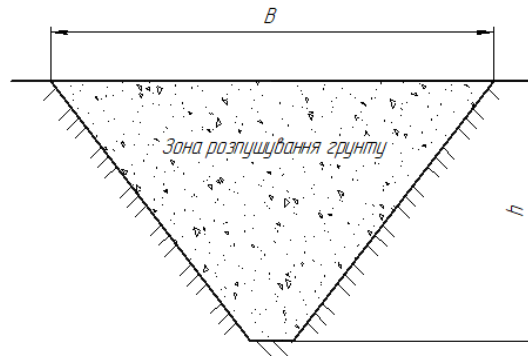


Рис. 3. 10.Схема активного руйнування структури ґрунту.

B - ширина саме активної зони; h - глибина проходження сошника з долотоподібною формою.

Таблиця 3.2.

Отримані значення замірів в сформованій зоні рихлення

Номер проходу	Зона рихлення, см	Глибина проходу
1	17,5	8,0
2	16	
3	18	
4	16,5	
5	17	

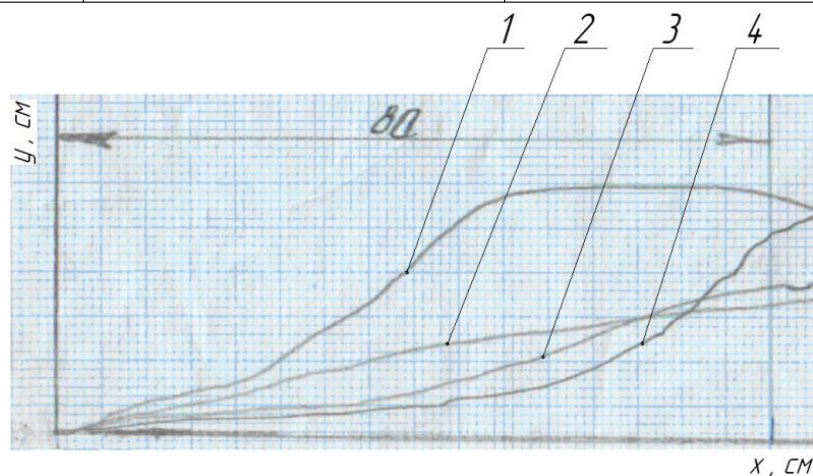


Рис. 3. 11. Побудована діаграма стосовно деформації ґрунту в результаті обробки отриманих даних.

Відповідно 1,2,3,4 – це є повторності замірювань

Далі, ми встановлюємо середнє значення самої ширини зони підставляючи вже відомі значення:

$$B = \frac{17,5 + 16 + 18 + 16,5 + 17}{5} = 17 \text{ см.}$$

Експериментальні дослідження щодо визначення конструктивних параметрів загортаючої п'ятки проводили з метою обґрунтування її раціональних геометричних характеристик та оцінювання ефективності роботи.

Визначення показників твердості ґрунту здійснювали за методикою, аналогічною описаній вище. У процесі випробувань виконували серію повторних вимірювань, фіксуючи експериментальні дані за п'ятиразової повторності (1, 2, 3, 4, 5), що забезпечувало достовірність отриманих результатів. Усі зафіксовані значення систематизували та заносили до відповідної таблиці для подальшого аналізу й обробки результатів досліджень.

Таблиця 3.3.

Зафіксовані результати обробленої діаграми

Постійні величини	Номер досліджу	y_i , см	y_{cp} , см	Твердість, П, Н/см ²
Жорсткість пружини К=120 Н/см	1	2,3	0,94	34,3
	2	1,2		
	3	0,8		
Площа наконечника S=3,29 см ²	4	0,3		
	5	0,1		

Спочатку занурення експериментального сошника з п'яткою на глибину в межах 42-12,8 см; потім занурення того ж сошника з п'яткою вже на 13-37 см; і нарешті, - межі склали 13,2 - 32 см.

Таблиця 3.4.

Отримані дані з обробленої діаграми

Постійні величини	Номер досліду	$\underline{v_i}$, см	$\underline{v_{cp}}$, см	Твердість, П, Н/см ²
Жорсткість пружини K=120 Н/см	1	1,5	2,1	76,6
	2	1,7		
	3	2,3		
Площа наконечника	4	2,8		

Знову фіксація глибина занурення долотоподібного сошника з п'яткою на 11 - 42 см;

Потім фіксація глибина ходу сошника з п'яткою в діапазоні 11,4 - 37 см;

І нарешті, глибина занурення сошника з тією ж п'яткою 11,3 - 32 см;

Відповідно 1,2,3,4,5,6 – це проведені повторності замірювань

Таблиця 2.5.

Отримані дані з обробленої діаграми

Постійні величини	Номер досліду	$\underline{v_i}$, см	$\underline{v_{cp}}$, см	Твердість, П, Н/см ²
Жорсткість пружини K=120 Н/см	1	2,2	2,8	102,1
	2	2,3		
	3	2,3		
Площа наконечника S=3,29 см ²	4	3,3		
	5	3,7		

За результатами експериментальних досліджень визначено глибину занурення сошника залежно від ширини загортаючої п'ятки. Зокрема, при ширині п'ятки 42 мм середня глибина занурення становила 9,2 см, для п'ятки шириною 37 мм - 10 см, а при ширині 32 мм - 9,6 см.

Для забезпечення достовірності отриманих результатів кожне вимірювання виконували з п'ятикратною повторністю. Значення 1, 2, 3, 4, 5 відповідають окремим повторностям замірювань, результати яких використовували для подальшої статистичної обробки та аналізу впливу конструктивних параметрів п'ятки на глибину занурення сошника.

Таблиця 2.6.

Отримані дані з обробленої діаграми

Постійні величини	Номер досліду	$\bar{y}_i$, см	$\bar{y}_{ср}$, см	Твердість, П, Н/см ²
Жорсткість пружини K=120 Н/см	1	2,3	3,56	129,8
	2	3,1		
	3	4,0		
Площа наконечника S=3,29 см ²	4	4,2		
	5	4,2		

У ході експериментальних досліджень активного занурення сошника встановлено, що при ширині п'ятки 42 мм глибина заглиблення становила 6,9 см, для п'ятки шириною 37 мм - 7,8 см, а при ширині 32 мм - 7,6 см.

Аналіз результатів, отриманих за побудованим графіком, показав, що зміна ширини п'ятки не чинить суттєвого впливу на глибину заглиблення розробленого сошника. У зв'язку з цим, з урахуванням конструктивних міркувань, доцільним визнано прийняти ширину п'ятки на рівні 32 мм.

Подальшим, другим етапом вирішення задачі забезпечення стабільного утримання сошника на заданій глибині стало конструктивне вдосконалення загортача шляхом встановлення додаткових елементів у вигляді пластин, що спрямовано на підвищення стійкості роботи сошника та покращення дотримання заданих параметрів ходу.

Отримані результати експерименту з закріпленими додатковими
пластинами

№ п/п	Глибина занурення	Глибина занурення
1	9,5	3
2	11	2
3	10	2,5
4	10,5	2

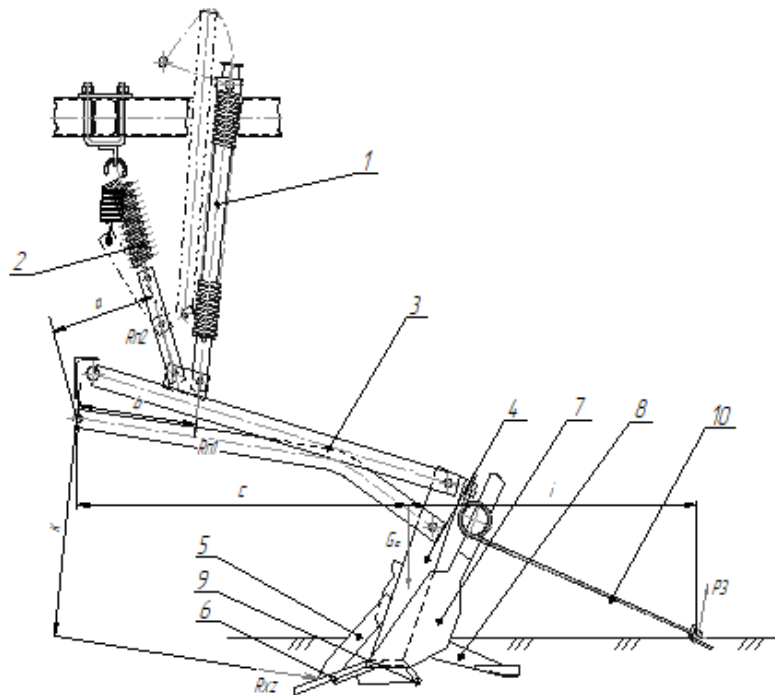


Рис. 3.12. Задіяне навантаження пружини в конструкції загортаючих елементів:

1 – поводок для фіксації підвіски; 2 - пружина розтягу; 3 – фіксуючі поводки робочих елементів; 4 - стояк; 5 – плоский ніж; 6 - долото; 7 – конструкція щік експериментального сошника; 8 - ущільнююча п'ятка; 9 – борознуюча та формуюча п'ятка ; 10– загортач.

Наступним, третім етапом вирішення поставленої задачі стало прийняття конструктивного рішення щодо встановлення додаткової пружини

розтягу, призначеної для врівноваження силових навантажень, які діють на загортаючу секцію сівалки. Застосування такого елемента спрямоване на підвищення стабільності роботи секції та забезпечення сталого утримання сошника на заданій глибині.

Користуючись відповідним аналітичним виразом, можна визначити сумарний момент сил, що діють на секцію, та оцінити умови її рівноваги з урахуванням дії додаткової пружини. Це дає можливість обґрунтувати параметри пружного елемента й забезпечити оптимальний режим роботи конструкції при цьому користуючись таким виразом [7]:

$$\sum M = \kappa \cdot R_{xz} - c \cdot G_c + P_3 \cdot (c + i) + R_{n2} \cdot a - R_{n1} \cdot b = 0$$

Заздалегідь з поставленою метою та визначенням моментів сил пов'язаних зі зміною навантажень нами було розроблено тарування пружини для натискної штанги.

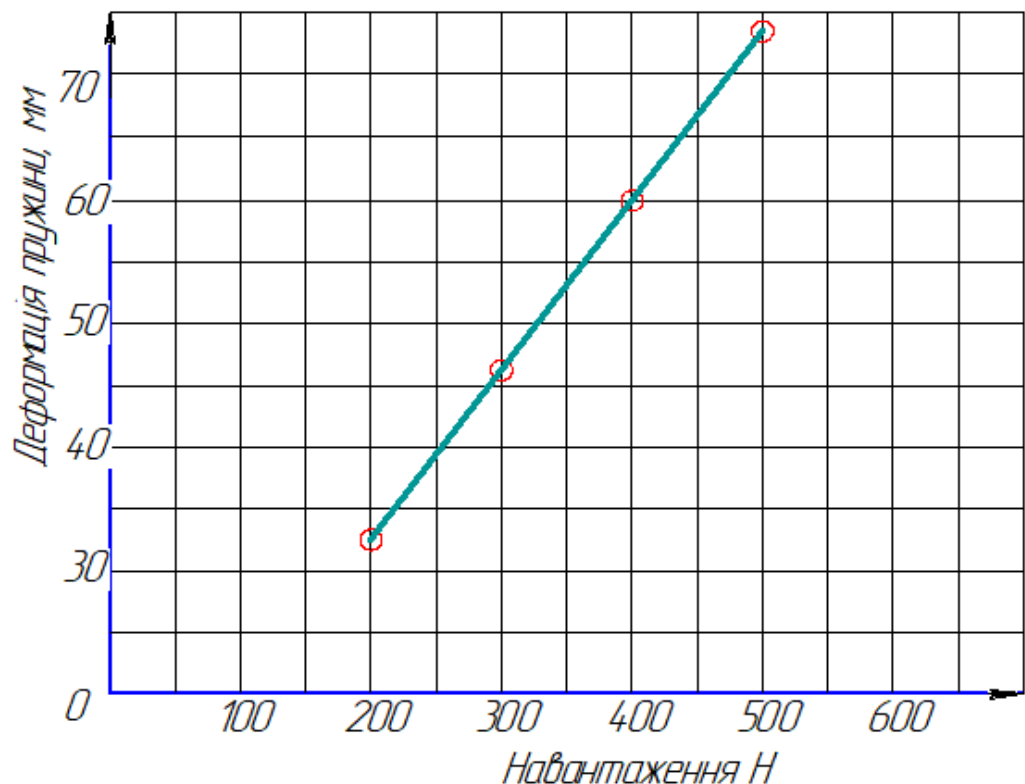


Рис. 3.13. Графік залежності деформації пружини натискної штанги від навантаження на посівну секцію.

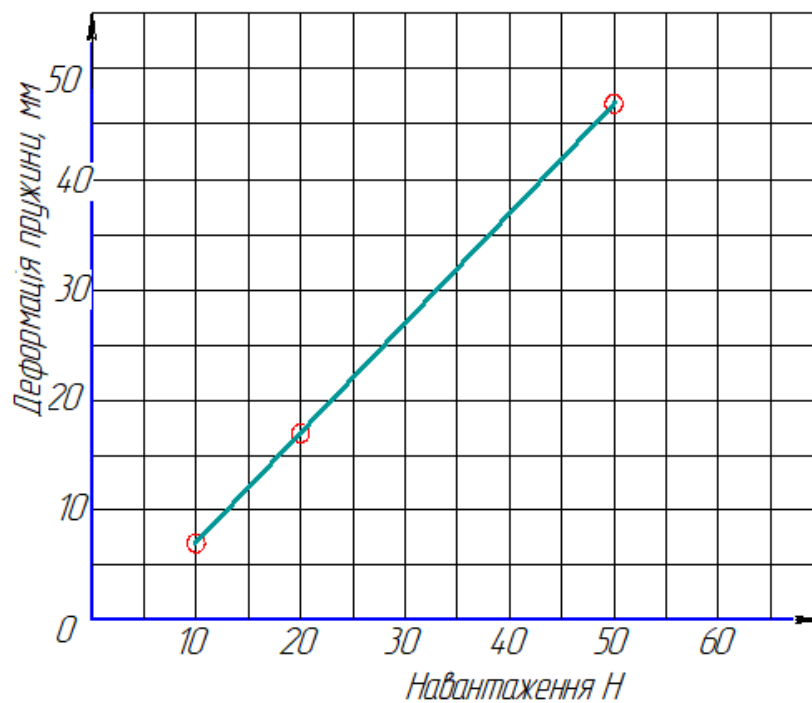


Рис. 3. 14. Побудований графік сформованого навантаження на пружину.

Таблиця 3.8.

Отримані показники вологості ґрунту

№ Бюкса	Маса, г					Втрати вологи, г	Вологість ґрунту, %	Середнє, %
	Порожнього бюкса	Вологого ґрунту з бюксом	Навіски ґрунту	Сухого ґрунту з бюксом	Висушеного ґрунту			
1	25,8	86,9	61,1	77,0	51,2	9,9	19,3	19,7
2	22,6	77,1	54,5	67,2	44,6	9,9	22,2	
3	36,8	96,0	59,2	87,2	50,4	8,8	17,5	

Таблиця 3.9.

Отримані показники вологості ґрунту

№ Бюкса	Маса, г					Втрати вологи, г	Вологість ґрунту, %	Середнє, %
	Порожнього бюкса	Вологого ґрунту з бюксом	Навіски ґрунту	Сухого ґрунту з бюксом	Висушеного ґрунту			
1	13,2	97,8	84,6	82,7	69,5	15,1	21,7	22,07
2	13,4	83,6	70,2	70,7	57,3	12,9	22,5	
3	15,5	95,4	79,9	81,2	65,7	14,5	22,01	

Таблиця 3.10.

Отримані показники вологості ґрунту

№ Бюкса	Маса, г					Втрати вологи, г	Вологість ґрунту, %	Середнє, %
	Порожнього бюкса	Вологого ґрунту з <u>бюксом</u>	Навіски ґрунту	Сухого ґрунту з <u>бюксом</u>	Висушеного ґрунту			
1	13,2	90,6	77,4	75,5	62,3	15,1	24,2	25,7
2	15,5	76,5	61,0	64,0	48,5	12,5	25,8	
3	13,4	67,2	53,8	55,7	42,3	11,5	27,2	

За результатами проведених досліджень, пов'язаних зі зміною вологості ґрунту, встановлено, що розроблені сошники зберігають працездатність і забезпечують достатню ефективність роботи за вологості ґрунту 25,7 %.

Подальше підвищення цього показника визнано недоцільним, оскільки за більшої вологості умови проведення експерименту суттєво ускладнювалися. Зокрема, експериментальний візок у ґрунтовому каналі не забезпечував належного виконання технологічного процесу сівби через інтенсивне налипання ґрунту на робочі органи, що негативно впливало на стабільність роботи системи та достовірність отриманих результатів.

4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Технологічні розрахунки параметрів сівалки.

4.1.1. Встановлення навантаження на загортаючу секцію.

З метою встановлення моментів сил, що активно діють на секцію, використаємо наступне рівняння:

$$\sum M = \kappa \cdot R_{xz} - c \cdot G_c + P_3 \cdot (c + i) + R_{n2} \cdot a - R_{n1} \cdot b = 0$$

де: R_{xz} - чинник для сили опору конструкції долотоподібних сошників;

G_c - показник для сили ваги одного розробленого нами сошника;

P_3 - чинник опору, який створює загортач посівного матеріалу;

R_{n2} - значення показнику, який характеризує силу натягу жорстко закріпленої пружини;

R_{n1} - показник сили стиску натягнутої пружини в конструкції секції.

Використовуючи наступний вираз ми можемо знайти силу натягу пружини. Її значення активно впливає на врівноваження діючих сил на конструкцію сошника. Потрібні показники, а саме параметри плечей, ми достаємо з креслень методом елементарних вимірювань:

$$R_{n2} = \frac{-k \cdot R_{xz} + c \cdot G_c - P_3 \cdot (c + i) + R_{n1} \cdot b}{a}$$

Отже, підставляємо до виразу потрібні значення та виконуємо обчислення:

$$R_{n2} = \frac{-0,316 \cdot 50 + 0,54 \cdot 70 - 20 \cdot 1,01 + 300 \cdot 0,19}{0,17} = 345 \text{ Н}$$

Отримане значення сила для натягу пружини має становити 345Н.

4.1.2. Розрахунок встановленої пружини в систему підвіски сошника.

На основі визначеного зусилля натягу пружини виконують розрахунок її основних параметрів. Розрахунок доцільно розпочати з визначення діаметра дроту пружини. З урахуванням конструктивних міркувань

приймаємо внутрішній діаметр дроту пружини $q_{вн.}=4$ мм. Далі, відповідно до формули (4.1), визначають зовнішній діаметр пружини:

$$Q_{зов.} = Q + q_{вн} = 32 + 4 = 36 \text{ мм} \quad (4.1)$$

Використовуючи вираз 4.2 знаходимо індекс пружини:

$$K = \frac{Q}{q_{вн}} = \frac{32}{4} = 8 \quad (4.2)$$

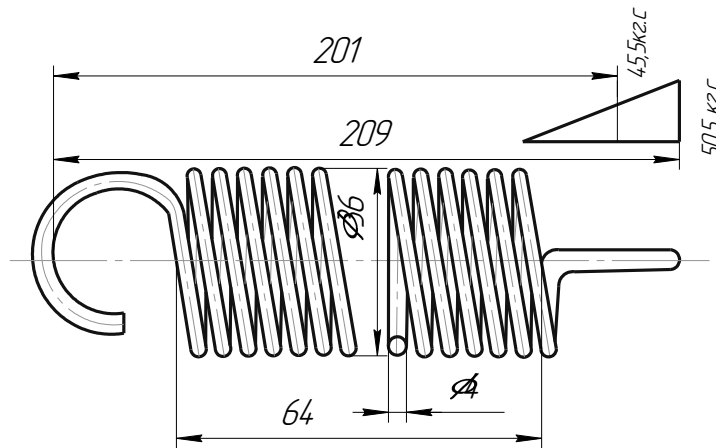


Рис. 4.1. Схема пружини з діаграмою навантаження.

Далі ми проводимо встановлення кута підйому витків пружини:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\chi}{\pi \cdot Q}, \quad (4.3)$$

де: χ - значення кроку витків в не навантаженій частині пружини, таким чином для пружини розтягу він є $\chi = q$:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4}{3,14 \cdot 32} = 0,046 ;$$

$$\alpha = 5^{\circ}$$

Потім використовуємо формулу 4.4 для обчислення кількості витків на встановленій пружині:

$$m = \frac{L_p}{\chi}, \quad (4.4)$$

де: L_p – чисельне значення довжини робочої частини не навантаженої

жорстко закріпленої пружини в конструкції підвіски сошника.

$$m = \frac{L_p}{\chi} = \frac{64}{4} = 16$$

Згідно виразу 4.5 встановлюємо відповідні напруження витків:

$$\psi = \frac{V_k}{W_p} = \frac{8 \cdot F \cdot Q \cdot \chi_s}{\pi \cdot q^3}, \quad (4.5)$$

де: χ_s – значення чинника, що вказує на кривину самих витків. По-перше, він залежить від індексу пружини (K) і, по-друге, впливає на наступне співвідношення:

$$\chi_s = 1 + \frac{1,4}{K} = 1 + \frac{1,4}{8} = 1,18 \quad (4.6)$$

де: S – встановлена площа поперечного перерізу витка;

$$S = \frac{\pi \cdot q^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 4^2}{4} = 12,56 \text{ мм}^2 \quad (4.7)$$

$$\psi = \frac{8 \cdot 12,56 \cdot 32 \cdot 1,18}{3,14 \cdot 4^3} = 18,69$$

Отже, діаметр дроту встановленої пружини обчислюємо з наступної формули:

$$q \geq \sqrt{\frac{8 \cdot S \cdot \chi_s \cdot K}{\pi \cdot [\psi]}} \quad (4.8)$$

Заздалегідь визначені показники заносимо до формули і проводимо обчислення діаметру дроту:

$$q \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 12,56 \cdot 1,18 \cdot 8}{3,14 \cdot 18,69}} = 4,7 \text{ мм}$$

З конструктивних міркувань приймаємо: $q = 4 \text{ мм}$.

Потім встановлюємо середній діаметр пружини використовуючи вираз 4.9:

$$Q = K \cdot q = 8 \cdot 4 = 32 \text{ мм} \quad (4.9)$$

Всю послідовую роботу пружини характеризує її осьова пружна деформація. Її значення знаходимо з виразу 4.10:

$$\lambda = 0,5 \cdot Q \cdot \theta = \frac{0,5 \cdot S \cdot K \cdot \pi \cdot Q \cdot m}{(G \cdot I_p)} = \frac{0,25 \cdot S \cdot \pi \cdot Q^3 \cdot m}{(G \cdot I_p)}, \quad (4.10)$$

де: m – значення кількості робочих витків закріпленої пружини;

G – значення модуля пружності, а саме, коли виникає процес зсуву матеріалу пружини (для сталі він становить $G=8,2 \cdot 10^4$ МПа);

I_p – значення показника, що характеризує полярний момент інерції витка пружини в певному перерізі та становить:

$$I_p = \frac{\pi \cdot q^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 4^4}{32} = 25,14 \quad (4.11)$$

Таким чином, ми встановлюємо осьову пружну деформацію:

$$\delta = \frac{0,25 \cdot 12,56 \cdot 3,14 \cdot 32^3 \cdot 16}{(8,2 \cdot 10^4 \cdot 25,14)} = 2,54$$

Після проведення певних перетворень, а саме I_p через q та знаючи, що $M= Q/q$, здійснюємо обчислення пружної деформації пружини:

$$\lambda = \frac{8 \cdot S \cdot Q^3 \cdot m}{(G \cdot q^4)} = \frac{8 \cdot S \cdot M^3 \cdot m}{(G \cdot q)} \quad (4.12)$$

$$\lambda = \frac{8 \cdot 12,56 \cdot 8^3 \cdot 16}{(8,2 \cdot 10^4 \cdot 4)} = 2,58$$

Використовуючи вираз 4.13 ми проводимо обчислення жорсткості закріпленої пружини:

$$\sigma = \frac{G \cdot q^4}{(8 \cdot Q^3 \cdot m)} = \frac{G \cdot q}{(8 \cdot M^3 \cdot m)} = \frac{8,2 \cdot 10^4 \cdot 4}{(8 \cdot 8^3 \cdot 16)} = 4,88 \quad (4.13)$$

На решті, проводимо обчислення кількості робочих витків встановленої пружини використовуючи формулу вираз 4.14:

$$R = \frac{G \cdot q^4 \cdot \lambda}{(8 \cdot S \cdot Q^3)} = \frac{G \cdot q \cdot \lambda}{(8 \cdot S \cdot K^3)} = \frac{8,2 \cdot 10^4 \cdot 4 \cdot 2,58}{(8 \cdot 12,56 \cdot 8^3)} \approx 15,89 \quad (4.14)$$

Таким чином, приймаємо те, що в системі підвіски пружина має 16 витків.

Для вибраної пружини, що чітко працює на розтяг, проводимо обчислення її довжини, а саме для не навантаженої частини за виразом 4.15:

$$L_p = R \cdot q = 16 \cdot 4 = 64 \text{ мм} \quad (4.15)$$

Далі, встановлюємо повну кількість витків, що обчислюється згідно наступної формули:

$$\tau_0 = \tau + (1 \dots 2) = 16 + 2 = 18 \quad (4.16)$$

Оброблюємо значення довжини для не навантаженої частини за виразом 4.17:

$$U_0 = \tau_0 \cdot q + 2h_g, \quad (4.17)$$

де: h_g - значення висоти вушка для закріпленої пружини;

$$h_g = (0,5 \dots 1) \cdot Q = 0,8 \cdot 32 = 25,6 \text{ мм} \quad (4.18)$$

$$U_0 = 18 \cdot 4 + 2 \cdot 22,6 = 132,7 \text{ мм}$$

Використовуючи вираз 4.19 ми можемо визначити довжину пружини в момент, коли вона знаходиться у максимально навантаженому положенні $F_{\max}$:

$$U = U_0 + \lambda_{\max} = \frac{U_0 + (F_{\max} - F_0)}{K} = \frac{U_0 + 8 \cdot K^3 \cdot m \cdot (F_{\max} - F_0)}{(G \cdot q)} \quad (4.19)$$

$$U = \frac{132,7 + 8 \cdot 8^3 \cdot 16 \cdot (12,56 - 2,32)}{(8,2 \cdot 10^4 \cdot 4)} = 133,7 \text{ мм}$$

І нарешті, для якісного виготовлення пружини нам потрібно знати загальну потребу в дроті. Отже, для цього використовуємо такий вираз:

$$L = \frac{\pi \cdot Q \cdot R}{\cos \alpha} \quad (4.20)$$

$$L = \frac{3,14 \cdot 32 \cdot 16}{\cos 5^\circ} = 1608 \text{ мм}$$

4.2. Кінематичні розрахунки.

4.2.1. Кінематичний розрахунок валу конструкції роторних очисників.

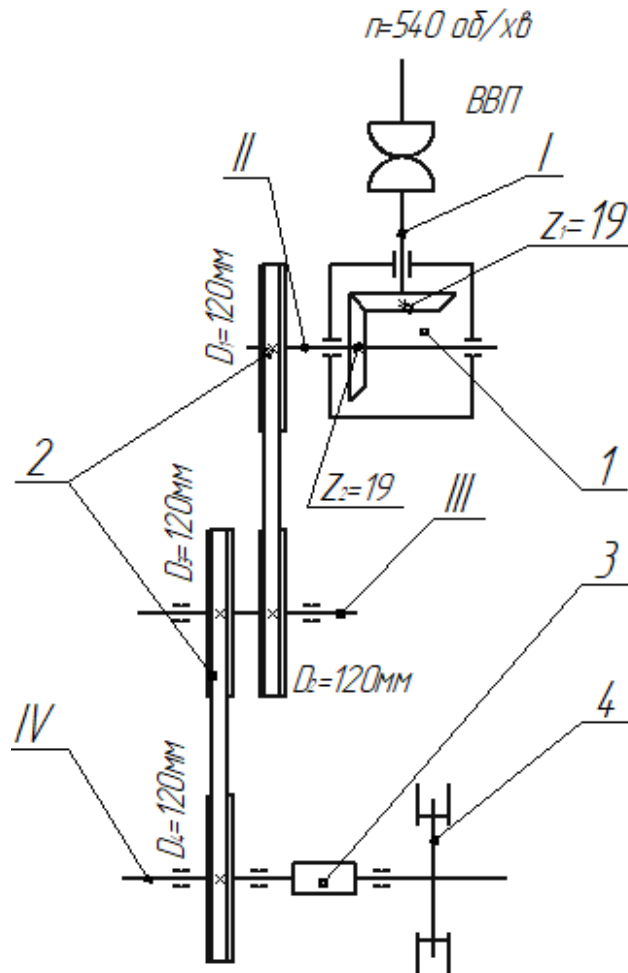


Рис. 4.2. Кінематична схема для привода ротора сівалки прямої сівби ЗСП-3,6:

I– вал карданної передачі; *II*–вихідний вал з конічного редуктора зернової сівалки; *III*– вал для передачі крутного моменту від діючої пасової передачі; *IV*–вал для робочих органів роторних очисників; 1 – запропонований конічний редуктор; 2 - клинопасова передача; 3 – конструкція запобіжної муфти; 4 - приводний ротор.

Підберемо показники ККД для привода зернової сівалки з метою виконання операції сівби, а саме:

$\eta_{\text{пш}}=0,856$ - це ККД для пасової передачі;

$\eta_{кп}=0,96$ – це ККД для конічної пари;

$\eta_{пш}=0,99$ – і на решті, це ККД для пари підшипників.

Обчислюємо показник загального ККД:

$$\eta_{заг.} = \eta_{пш} \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_{пш}^3 \quad (4.21)$$

$$\eta_{заг.} = 0,856 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,88$$

Далі, використовуючи вираз 4.22 обчислюємо передаточне відношення для конічної пари редуктора:

$$\sigma_1 = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.22)$$

$$\sigma_1 = \frac{19}{19} = 1$$

Користуючись виразом 4.23 встановлюємо передаточне відношення для пасової передачі наступним чином:

$$\sigma_2 = \frac{D_2}{D_1} \quad (4.23)$$

$$\sigma_2 = \frac{120}{120} = 1$$

Використовуючи вираз 4.23 обчислюємо передаточне відношення для валу конструкції роторних очисників:

$$\sigma_3 = \frac{D_3}{D_2}$$

$$\sigma_3 = \frac{120}{120} = 1$$

Далі ми встановлюємо частоту обертання для конструкції приводних валів, в цьому випадку привід від ВВП складає 540 об/хв.

$$\gamma_2 = \frac{\gamma_1}{\sigma_2} \quad (4.24)$$

$$\gamma_2 = \frac{540}{1} = 540 \text{ об/хв.}$$

$$\gamma_3 = \frac{\gamma_2}{\sigma_3}$$

$$\gamma_3 = \frac{540}{1} = 540 \text{ об/хв.}$$

$$\gamma_4 = \frac{\gamma_3}{\sigma_4}$$

$$\gamma_4 = \frac{540}{1} = 540 \text{ об/хв.}$$

Продовжуємо виконувати обчислення кутових швидкостей використовуючи вираз 4.25:

$$\omega_1 = \pi \cdot \frac{\gamma_1}{30} \quad (4.25)$$

$$\omega_1 = 3,14 \cdot \frac{540}{30} = 56 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = 3,14 \cdot \frac{540}{30} = 56 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_3 = 3,14 \cdot \frac{540}{30} = 56 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = 3,14 \cdot \frac{540}{30} = 56 \text{ с}^{-1}.$$

З метою виконання подальших обчислень ми маємо врахувати, а саме те, що потужність від двигуна через ВВП втрачає 30% від загальної потужності. Тому початкове значення потужності складає $E_1=17865 \text{ Вт}$.

$$E_2 = E_1 \cdot \eta_{kn} \cdot \eta_{nu} \quad (4.26)$$

$$E_2 = 17865 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 16978,8 \text{ Вт}$$

$$E_3 = E_2 \cdot \eta_{nn} \cdot \eta_{nu} \quad (4.27)$$

$$E_3 = 16978,8 \cdot 0,855 \cdot 0,99 = 14371,7 \text{ кВт}$$

$$E_4 = E_3 \cdot \eta_{nn} \cdot \eta_{nu} \quad (4.28)$$

$$E_4 = 14371,7 \cdot 0,855 \cdot 0,99 = 12164,9 \text{ кВт}$$

В завершальній стадії проводимо розрахунок крутних моментів використовуючи вираз 4.29:

$$M = \frac{E}{\omega} \quad (4.29)$$

$$M_1 = \frac{E_1}{\omega_1} = \frac{17865}{56} = 319 \text{ Н м}$$

$$M_2 = \frac{E_2}{\omega_2} = \frac{16978,8}{56} = 303,2 \text{ Н м}$$

$$M_3 = \frac{E_3}{\omega_3} = \frac{14371,7}{56} = 256,6 \text{ Н м}$$

$$M_4 = \frac{E_4}{\omega_4} = \frac{12164,9}{56} = 217,2 \text{ Н м}$$

4.3. Енергетичні розрахунки посівного агрегату

4.3.1. Визначення тягового опору зернової сівалки прямої сівби

Необхідно здійснити вибір колісного трактора з попереднім урахуванням його тягових характеристик. Використовуючи відомий вираз (4.30), визначаємо показник, який характеризує необхідний рівень завантаження трактора:

$$R = (1,1 \dots 1,2) \cdot P_c \quad (4.30)$$

де: R - чисельне значення сили тяги підібраного нами колісного трактора, кН;

P_c - значення тягового опору зернової сівалки, яка виконує операцію прямої сівби, кН;

$$P_c = i \cdot R_x + \eta \cdot (T_c - T - iT_n) \pm T_c \cdot \sin \varepsilon \quad (4.31)$$

де: i - кількість долотоподібних сошників на вибраній нами сівалці прямої сівби, $i = 24$;

R_x - чинник опору єдиного сошника даної секції, η - показник, що

якісно характеризує перекочування коліс по саме необроблювальній частині та становить $\eta = 0,7 - 0,75$. Отже, ми можемо прийняти показник $\eta = 0,73$; інший показник - кут нахилу поля, він становить $\alpha = 8^\circ$.

T_c - чисельне значення сили ваги вибраної нами сівалки, при чому з її повним завантаженням, а саме посівним матеріалом і мінеральними добривами:

$$T_c = 2062 = 20,62 \text{ кН}$$

T - чисельне значення сили ваги всіх встановлених долотоподібних сошників, кг;

$$T = Q \cdot i \quad (4.32)$$

Q - вага єдиного долотоподібного сошника $Q = 13,2 \text{ кг}$;

$$T = 132 \cdot 24 = 3168 = 3,16 \text{ кН}$$

T_c - показник реакції пружини для єдиного сошника конструкції секції та становить $T_c = 1,25 \text{ кН}$;

Отже, обчислюємо тяговий опір вибраної нами сівалки при піднятті долотоподібних сошників в транспортне положення:

$$P_c = 24 \cdot 0,1 + 0,73 \cdot (20,64 - 3,16 - 24 \cdot 1,2) \cdot \sin 8^\circ = 8,41 \text{ кН}$$

Таким чином, чинник завантаження становить:

$$H = 1,2 \cdot 8405 = 10086 \text{ Н}$$

Показник продуктивності спроектованого агрегату повинен досягати максимального значення за заданих умов експлуатації, а саме з урахуванням ширини захвату сівалки та робочої швидкості під час сівби. Опір зернової сівалки, визначений у ході розрахунків, становить 10086 Н, а швидкість руху агрегату при виконанні операції сівби - 12,5 км/год. Для роботи агрегату обрано трактор МТЗ-82, тягове зусилля якого на крюку дорівнює 10,34 кН. Заключним етапом є визначення коефіцієнта використання потужності даного трактора відповідно до формули 4.24:

$$C_{\epsilon} = \frac{H}{P_m} \quad (4.33)$$

де: $H=10086$ Н – тяговий опір запропонованої нами сівалки; $P_m=10,34$ Н – значення тягового зусилля на гаку рекомендованого нами трактора при показнику швидкості - 12,64 км/год.

$$C_{\epsilon} = \frac{10,08}{10,34} = 0,97$$

Виконання умови $K_B > [K_B]$ підтверджується співвідношенням $0,97 > 0,8$. Таким чином, задана умова дотримується, що свідчить про повне та раціональне завантаження обраного агрегату під час виконання операції сівби зернових культур

4.3.2. Вибір шин для коліс трактора

Для конструктивного формування ходової системи машини необхідно обґрунтовано обрати тип шин із урахуванням допустимих показників, що визначають тиск на ґрунт. Граничні значення екологічно допустимого тиску на ґрунт повинні перебувати в межах 0,1-0,15 МПа. Радіальні навантаження коліс обраного трактора на ґрунт, кН, які забезпечують необхідну вантажопідйомність, визначаються за виразом 4.25.

Отже, для передніх коліс буде наступне:

$$G_2 = \frac{10^{-3} \cdot \phi \cdot Q_M \cdot g}{p_2 \cdot L} \quad (4.34)$$

Далі, для задніх коліс буде:

$$G_1 = \frac{10^{-3} \cdot g \cdot Q_M - p_2 \cdot G_2}{p_1} \quad (4.35)$$

де: ϕ - координата для центру ваги колісного трактора МТЗ-82 стосовно вісі задніх коліс, м ($\phi = 1,0$); Q_M - встановлена експлуатаційна маса посівного агрегату, кг ($Q_M=1428$); g - значення прискорення вільного тяжіння, м/с²; p_2 - кількість встановлених передніх коліс в конструкції трактора ($p_2=2$);

L – чисельне значення для поздовжньої бази обраного нами трактора, м ($L=1,86$); p_1 - кількість встановлених задніх коліс в конструкції ходової системи трактора ($p_1=1$).

$$G_2 = \frac{10^{-3} \cdot 1 \cdot 1428 \cdot 9,81}{2 \cdot 1,86} = 3,85 \text{ кН}$$

$$G_1 = \frac{10^{-3} \cdot 9,81 \cdot 1428 - 2 \cdot 3,7}{1} = 6,57 \text{ кН}$$

Після отримання значень для навантаження коліс на ґрунт ми виконуємо підбір шин для посівного агрегату.

Отже, є можливість встановити шини з таким маркуванням 8,25-15 ($D_k=83,8\text{см}$; $b_{ш}=22,0\text{см}$). Такі шини мають наступні параметри: відповідне навантаження 9,18 кН з тиском у 0,14 МПа. Далі, для передніх шин маркування таке 6,5-16 ($D_k=77,6 \text{ см}$; $b_{ш}=18,8 \text{ см}$) з певним навантаженням до 4,5 кН. Їхній тиск складає 0,14 МПа.

Тепер ми маємо можливість проведення перевірки забезпечення вибраних шин стосовно заданого екологічно допустимого тиску на ґрунт, використовуючи формулу 4.27:

$$G_o = \frac{0,12 \cdot \pi \cdot P_{ш} \cdot P^2 \cdot b_{ш}^2 \cdot D_k^2}{\pi^2 \cdot I_{ш}^2 \cdot \sqrt{b_{ш} \cdot D_k^3} + 4 \cdot P^2 \cdot \sqrt{D_k \cdot b_{ш}^3}} \quad (4.36)$$

де: $I_{ш}$ - чисельний показник, який чітко вказує на наявний тиск повітря в шині, МПа ($P_{ш}=0,14$);

P - допустиме чисельне значення тиску закріплених на ходовій системі коліс, що діють на ґрунт, МПа ($P=0,15$);

b - розмір вказаної ширини шини, см ($b_3=22,0$; $b_n=18,8$);

D - діаметр зовнішнього кола вибраної шини, см ($D_3=83,2$; $D_n=77,8$).

$$G_{dz} = \frac{0,12 \cdot 3,14 \cdot 0,14 \cdot 0,15^2 \cdot 22,0^2 \cdot 83,8}{3,14^2 \cdot 0,14^2 \cdot \sqrt{22,0 \cdot 83,8^3} + 4 \cdot 0,15^2 \cdot \sqrt{83,8 \cdot 22,0^3}} = 6,61 \text{ кН}$$

$$G_{on} = \frac{0,12 \cdot 3,14 \cdot 0,14 \cdot 0,15^2 \cdot 18,8^2 \cdot 77,6^2}{3,14^2 \cdot 0,14^2 \cdot \sqrt{18,8 \cdot 77,6^3} + 4 \cdot 0,15^2 \cdot \sqrt{77,6 \cdot 18,8^3}} = 4,02 \text{ кН}$$

Після виконання перевірочних розрахунків здійснюємо контроль дотримання заданих умов, а саме: $G_{dz} > G_1$ та $G_{дп} > G_2$, що підтверджується співвідношеннями $6,61 > 6,56$ і $4,02 > 3,84$ відповідно. Отже, зазначені умови виконуються, що свідчить про правильність вибору шин для виконання операції сівби зернових культур даним агрегатом. Обрані шини забезпечують дотримання нормативних вимог щодо екологічно допустимого тиску на ґрунт.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Спеціальна частина

5.1.1 Розробка сидіння оператора в кабіні трактора з урахуванням антропометричного фактору.

Кабіна трактора є важливою складовою машини, що забезпечує належні умови праці оператора, поєднуючи вимоги комфорту, ергономіки та безпеки. Її габаритні параметри формуються з урахуванням антропометричних характеристик оператора, а також зон розміщення органів керування, контрольно-вимірювальних приладів, інформаційних індикаторів, систем підтримання мікроклімату, теплоізоляційних елементів, засобів пожежної безпеки, ємностей для питної води та іншого допоміжного оснащення.

Конструкція кабіни також передбачає наявність простору для зберігання одягу та особистих речей оператора, обсяг якого визначається сезонними умовами використання техніки та особливостями виробничої діяльності.

Антропометричні параметри оператора приймають відповідно до чинних нормативних документів і спеціалізованих антропометричних атласів. Згідно з вимогами стандартів ISO, під час проєктування враховують параметри операторів різних груп зросту як у сидячому, так і стоячому положеннях: малорослі оператори охоплюють близько 5 % користувачів, тоді як високорослі - до 95 %. Внутрішні габарити кабіни визначаються відносно контрольної точки сидіння (КТС) відповідно до встановлених ергономічних вимог.

Мінімальну ширину кабіни визначають за міжліктьовим розміром оператора середнього зросту. У нижній частині цієї зони з обох боків передбачається розміщення основних органів керування. Для універсально-просапних тракторів максимальна ширина кабіни на рівні підлоги обмежується відстанню між колесами за мінімальної колії, тоді як мінімальна

ширина визначається габаритами сидіння оператора на висоті 265...485 мм. Простір між цими межами використовується для розташування органів керування та забезпечення зручності роботи оператора.

Отже, конструктивні параметри сидіння та ширина колії трактора безпосередньо впливають на формування робочої зони оператора і компонування елементів керування.

Особлива увага приділяється геометричним параметрам посадкового місця оператора. Зокрема, ширина подушки сидіння повинна бути не меншою за 450 мм. Якщо конструкцією передбачені підлокітники шириною 50...100 мм, загальна ширина сидіння може становити 600...700 мм. Оптимальну глибину сидіння приймають на рівні 400 мм.

Повна довжина сидіння з урахуванням нахилу спинки назад до 20° (без урахування регулювання за висотою та поздовжнім переміщенням) становить близько 500 мм, що забезпечує ергономічно обґрунтовану посадку оператора та сприяє зниженню втомлюваності під час тривалої роботи.

Допустимі межі варіювання наведених параметрів зумовлені відсутністю повної уніфікації ергономічних нормативів, а також значною різноманітністю антропометричних характеристик людини. Саме тому конструкція робочого місця оператора повинна передбачати можливість адаптації до користувачів різної статури та зросту.

Для забезпечення ефективного керування машиною операторами з різними антропометричними показниками сидіння необхідно оснащувати системою регулювань. Поздовжнє переміщення сидіння відносно середнього положення доцільно передбачати в межах ± 75 мм, а вертикальне регулювання — у діапазоні ± 45 мм. Такі параметри дозволяють налаштовувати посадку оператора відповідно до вимог ергономіки та знижувати втому під час роботи.

Зручність користування органами керування значною мірою залежить від їх взаємного розташування відносно сидіння оператора. Зокрема, рульова

колонка у поздовжній площині повинна мати регулювання кута нахилу у плавному (безступінчастому) режимі або з можливістю фіксації щонайменше у чотирьох положеннях. Крім того, конструкцією має передбачатися регулювання рульової колонки за висотою вздовж її осі в межах 100 ± 20 мм, яке може виконуватися як плавно, так і з фіксацією не менш ніж у п'яти положеннях.

Усі елементи керування - важелі, рукоятки, кнопки, тумблери, вимикачі та інші пристрої - повинні розміщуватися в межах моторного поля досяжності оператора, визначеного на основі антропометричних даних людини в робочому положенні сидючи. Таке компонування сприяє зручності керування та підвищенню безпеки праці.

Відстань від рукояток важелів у будь-якому робочому положенні до елементів робочого місця, а також між сусідніми важелями, повинна становити:

- не менше 50 мм для важелів, які приводяться в дію рухами кисті та зап'ястя;
- не менше 25 мм для органів керування, що активуються пальцями.

Мінімальна довжина вільної частини важеля разом із рукояткою повинна відповідати ергономічним вимогам і становити:

- не менше 50 мм у разі захоплення пальцями;
- не менше 150 мм при захопленні всією кистю.

Опорні поверхні основних педалей повинні мати розміри не менше 60 мм за довжиною та шириною. Відстань між крайками суміжних неблокованих педалей рекомендується витримувати в межах 50...100 мм, а для блокованих педалей - 5...20 мм. Такі параметри забезпечують зручність керування та зменшують ймовірність помилкових дій оператора.

Для комфортного доступу до робочого місця конструкція кабіни повинна передбачати вільний простір між краєм дверного прорізу та подушкою сидіння, встановленого в середньому положенні регулювання,

шириною не менше 300 мм.

З метою підвищення безпеки кабіни тракторів мають оснащуватися щонайменше трьома аварійними виходами у вигляді дверей, вікон або люків, розміщених на різних, бажано протилежних сторонах кабіни. Розміри аварійних люків повинні забезпечувати можливість вписування еліпса з головними осями 640×440 мм, а відкривання всіх аварійних виходів має здійснюватися без застосування спеціальних інструментів.

Відповідно до вимог чинних стандартів кабіни тракторів також повинні комплектуватися засобами безпеки та побутового забезпечення, зокрема медичною аптечкою, вогнегасником, попільничкою та термосом для питної води місткістю не менше 3 л.

6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У процесі вдосконалення сівалки ЗСП-3,6 для прямої сівби було реалізовано комплекс конструктивних змін, спрямованих на підвищення ефективності її роботи. Запропоновані технічні рішення забезпечують покращення якості виконання технологічного процесу сівби, сприяють підвищенню продуктивності агрегату, зниженню матеріаломісткості конструкції та скороченню витрат часу на технічне обслуговування.

За результатами проведених експериментальних досліджень встановлено, що для стабільного утримання долотоподібного сошника на заданій глибині доцільно застосовувати пружину розтягу в системі його навантаження, яка забезпечує врівноваження діючих сил та покращує стійкість роботи посівної секції. Поряд із цим обґрунтовано раціональні конструктивні параметри ущільнювальної п'ятки, використання яких сприяє поліпшенню умов функціонування сошника.

Теоретичними дослідженнями доведено працездатність запропонованої конструкції сошника та можливість його розміщення на сівалці в один ряд при міжрядді 150 мм. Отримані теоретичні положення підтверджені результатами експериментальних випробувань, що засвідчило достовірність прийнятих технічних рішень і їх практичну доцільність. Результати досліджень наведено та обґрунтовано в пояснювальній записці.

У розділі, присвяченому охороні праці, проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників, розроблено заходи щодо попередження аварійних ситуацій і підвищення безпеки експлуатації техніки. Окрему увагу приділено ергономічному обґрунтуванню положення сидіння оператора, що спрямовано на покращення умов праці, зниження втомлюваності та підвищення рівня безпеки. Обґрунтовані параметри долотоподібних сошників та результати проведених досліджень підтвердили доцільність внесених змін у конструкцію посівної секції, що свідчить про ефективність запропонованого удосконалення сівалки ЗСП-3,6.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сільськогосподарські машини :підручник / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: «Агроосвіта», 2015. – 679 с.
2. Сільськогосподарські машини: навч. посіб. / Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Волянський М.С. , Мартишко В.М. , Гуменюк Ю.О. – Київ : «Агроосвіта», 2017. – 180 с.
3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
4. Сисолін П.В, Сало В.М., Кропивний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1. Машини для рільництва / За ред. М.І. Черновола.– К.: Урожай, 2001.– 384с.
5. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1; Ч.2: Машини для сівби та садіння. Харків: ОКО, 2002. 452 с.
6. Сисолін П.В. Теорія, проектування та розрахунки посівних машин: Навч. посібник, Кіровоград: ІСДО, 1994. - 265 с.
7. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / Сало В.М., Лещенко С.М., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Богатирьов Д.В. – Х.: Мачулін, 2016. – 244 с.
8. Кравчук В.І., Мельник Ю.Ф. Машини для обробітку ґрунту та сівби/ МінАПК України, Дослідницьке, – 2009. – 288 с.
9. Машини для сівби, садіння та догляду за посівами: навчальний посібник / В. Сало, С. Лещенко, П. Лузан, Л. Сало/ –Кропивницький: Видавець Лисенко В.Ф., 2022. – 220 с.
10. Свірень М.О. Процеси, машини та обладнання АПВ: Навчальний посібник. / М.О. Свірень, В.П. Смірнов, І.М. Осипов та ін. – Кропивницький: Видавець Лисенко В.Ф., 2018. – 296 с.

ДОДАТКИ