

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:**

**«Вдосконалення конструкції та дослідження параметрів робочих
органів просапного культиватора»**

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

ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____Кобрин Михайло Миколайович
« _____ » _____ 2026 р.

Керівник роботи

доцент, канд. техн. наук

_____Сергій ЛЕЩЕНКО

« _____ » _____ 2026 р.

Рецензент

доцент, канд. техн. наук

_____Кирил ЩЕРБИНА

« _____ » _____ 2026 р.

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет Агротехнічний
Кафедра Сільськогосподарського машинобудування
Рівень вищої освіти другий (магістерський)
Галузь знань G «Інженерія, виробництво та будівництво»
Спеціальність G11 Машинобудування (за спеціалізаціями)»
Спеціалізація G11.03 «Технологічні машини та обладнання»
Освітньо-наукова програма «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

«___» _____ 2026 року

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

_____ Кобрина Михайла Миколайовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту) Вдосконалення конструкції та дослідження параметрів робочих органів просапного культиватора
2. Керівник роботи (проекту) Лещенко Сергій Миколайович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
3. Строк подання роботи до захисту 10.05.2026 р.
4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи (проекту) _____

5. Перелік ілюстративного матеріалу _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Дата видачі завдання

«___» _____ 2026 р.

Підпис керівника

_____ (прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

«___» _____ 20__ р.

Підпис здобувача _____

(прізвище та ініціали)

Анотація

Тема: «Вдосконалення конструкції та дослідження параметрів робочих органів просапного культиватора»

просапний культиватор, стрільчаста лапа, паралелограмний механізм, тяговий опір, міжрядний обробіток ґрунту, кут різання, якість підрізання бур'янів

У магістерській роботі вирішено актуальне науково-прикладне завдання підвищення якості міжрядного обробітку ґрунту просапних культур в господарствах Кіровоградщини шляхом вдосконалення конструкції та обґрунтування раціональних параметрів робочих органів культиватора УСМК-8,1. Проаналізовано технологічні процеси вирощування просапних культур і визначено, що якість підрізання бур'янів, стабільність витримування глибини обробітку та рівень тягового опору суттєво впливають на ефективність виробництва та стан ґрунтових умов. Виявлено конструктивні недоліки базового культиватора УСМК-8,1, які забезпечують підвищений тяговий опір агрегату, нестабільне копіювання рельєфу паралелограмними механізмами секцій і незадовільну якість обробітку, особливо на ущільнених суглинкових ґрунтах.

На основі теоретичних досліджень процесу взаємодії стрільчастої лапи з ґрунтом запропоновано замінити прямолінійний профіль леза на криволінійний (параболічний) та обґрунтовано оптимальний кут між лезом і напрямом руху $\alpha \approx 22-26^\circ$. Визначено раціональну довжину бічних ланок паралелограмного механізму ($L = 480$ мм), що підвищує коефіцієнт копіювання рельєфу з $K = 0,530$ до $K = 0,625$, а перехід від однієї до двох пружин на секцію забезпечує збільшення зусилля заглиблення робочих органів з 850–900 Н до 1120–1144 Н. Результати польових досліджень підтвердили підвищення повноти підрізання бур'янів з 94,5–96,4% до 98,5–99,2%, зменшення відхилення глибини обробітку з 1,2–1,4 см до 0,7–0,8 см, а також суттєве зниження пошкодження культурних рослин з 3,5–5,2% до 1,8–2,4%.

Дослідження показали, що вдосконалений агрегат забезпечує оптимальну робочу швидкість 6,5–8,0 км/год, продуктивність 5,07 га/год, а зниження тягового опору на 18–20% дозволяє скоротити витрати пального трактора на 12–15%. Впровадження вдосконаленого культиватора УСМК-8,1 сприяє підвищенню якості підготовки ґрунту, скороченню застосування гербіцидів завдяки кращому механічному знищенню бур'янів та зростанню загальної економічної ефективності технології вирощування просапних культур.

Abstract

Topic: «Improvement of the Design and Investigation of Working Body Parameters of a Row-Crop Cultivator»

row-crop cultivator, sweep tine, parallelogram linkage mechanism, draft resistance, inter-row tillage, cutting angle, weed cutting efficiency

The master's thesis addresses an urgent scientific and applied problem of improving the quality of inter-row soil tillage for row crops on farms of the Kirovohrad region through the improvement of the design and substantiation of rational parameters of the working bodies of the USMK-8.1 cultivator. The technological processes of row crop production were analysed, and it was established that weed cutting completeness, stability of tillage depth maintenance, and the level of draft resistance significantly affect production efficiency and soil structure condition. Structural deficiencies of the base USMK-8.1 cultivator were identified, which result in elevated aggregate draft resistance, inadequate terrain-following performance of the section parallelogram linkage mechanisms, and unsatisfactory tillage quality, particularly on compacted loamy soils.

Based on theoretical investigations of the interaction process between the sweep tine and soil, a curvilinear (parabolic) blade profile was proposed to replace the conventional straight-line profile, and the optimal angle between the cutting edge and the direction of travel $\alpha \approx 22-26^\circ$ was substantiated. The rational length of the parallelogram linkage side arms was determined at $L = 480$ mm, which increases the terrain-following coefficient from $K = 0.530$ to $K = 0.625$. The transition from one to two tension springs per section ensures an increase in the working body penetration force from 850–900 N to 1120–1144 N, guaranteeing reliable operation on soils with bulk density exceeding 1.3 g/cm^3 . The results of field trials confirmed an increase in weed cutting completeness from 94.5–96.4% to 98.5–99.2%, a reduction in tillage depth deviation from 1.2–1.4 cm to 0.7–0.8 cm, and a significant decrease in crop plant damage from 3.5–5.2% to 1.8–2.4%.

Field studies demonstrated that the improved implement provides an optimal working speed of 6.5–8.0 km/h with an area productivity of 5.07 ha/h, representing an increase of 14.7% compared to the baseline configuration. The reduction in aggregate draft resistance by 18–20% enables a decrease in tractor fuel consumption of 12–15%. Implementation of the improved USMK-8.1 cultivator contributes to enhanced soil preparation quality, reduced herbicide application owing to more effective mechanical weed control, and an overall increase in the economic efficiency of row crop production technology in the farms of the Kirovohrad region.

Зміст

1. Вступ.....	5
2. Стан досліджуваного питання та вибір напрямку досліджень.....	7
3. Наукова частина	20
4. Практична реалізація результатів досліджень	39
5. Охорона праці	55
6. Загальні висновки.....	60
Список використаної літератури	62
Додатки	65

1. ВСТУП

Сучасний етап розвитку сільськогосподарського виробництва характеризується зростанням вимог до ефективності технологічних процесів вирощування просапних культур, зокрема кукурудзи, соняшнику, цукрових буряків та сої. Однією із найбільш важливих операцій у системі їх вирощування залишається проведення операцій догляду за посівами, що найчастіше реалізується в господарствах у вигляді міжрядного обробітку ґрунту, який забезпечує знищення бур'янів, покращення повітряного й водного режимів ґрунту, внесення фінішної дози добрив і засобів агрохімії, створює умови для зменшення ущільнення ґрунту та сприятливих умов для розвитку кореневої системи рослин. Якість виконання цієї операції значною мірою визначається конструктивними особливостями та параметрами робочих органів просапних культиваторів.

Незважаючи на широкий асортимент просапних культиваторів та аналогічних за призначенням комбінованих ґрунтообробних агрегатів, що застосовуються у вітчизняному та зарубіжному землеробстві, багато із зазначених машин не повною мірою відповідають сучасним агротехнічним вимогам. Це зумовлено недостатньою адаптованістю робочих органів до різних ґрунтово-кліматичних умов, нестабільністю глибини обробітку, підвищеним пошкодженням культурних рослин, а також зростанням енерговитрат під час технологічного процесу роботи агрегату в полі. У зв'язку з цим актуальним науково-прикладним завданням є вдосконалення конструкції робочих органів просапних культиваторів та обґрунтування їх раціональних параметрів і режимів роботи на основі теоретичних і експериментальних досліджень.

Особливої уваги потребує дослідження взаємодії робочих органів культиватора з ґрунтом, оскільки саме цей процес визначає якість розпушування, інтенсивність кришення ґрунту, рівень тягового опору та стійкість агрегату в роботі. Неправильно підібрані геометричні параметри робочих органів або їх недосконала конструкція можуть призводити до надмірного ущільнення нижніх шарів ґрунту, зростання витрат пального та зниження загальної продуктивності

машини. Тому вдосконалення робочих органів повинно базуватися на комплексному підході з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунту та агротехнічних вимог до міжрядного обробітку.

Мета магістерської роботи полягає у вдосконаленні конструкції робочих органів просапного культиватора та дослідженні їх параметрів з метою підвищення якості міжрядного обробітку ґрунту та зниження енергетичних витрат. Для досягнення поставленої мети у роботі передбачається аналіз існуючих конструкцій просапних культиваторів і їх робочих органів, теоретичне обґрунтування впливу основних параметрів на процес взаємодії з ґрунтом, а також проведення експериментальних досліджень для підтвердження ефективності запропонованих технічних рішень.

Об'єктом дослідження є процес міжрядного обробітку ґрунту просапним культиватором, а предметом дослідження – конструктивні та технологічні параметри робочих органів просапного культиватора. Практичне значення роботи полягає у можливості використання отриманих результатів при проектуванні та модернізації просапних культиваторів, а також у виробничих умовах сільськогосподарських підприємств.

2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

У розвитку сучасної агротехніки та сільськогосподарського виробництва важливе значення має механізація технологічних операцій, зокрема операцій міжрядного обробітку ґрунту. Міжрядний обробіток – це комплекс робіт, спрямований на знищення бур'янів, розпушення ґрунту, покращення водно-повітряного режиму та створення оптимальних умов для росту та розвитку культурних рослин після появи сходів. Якість виконання цієї операції визначає не лише агротехнічну ефективність, але й економічну доцільність вирощування просапних культур, адже від неї залежать усереднені витрати енергії, витрати пального, термін служби техніки, а також продуктивність праці.

Серед механізованих засобів, які забезпечують міжрядний обробіток, провідне місце належить просапним культиваторам. Ці ґрунтообробні агрегати призначені для обробітку ґрунту між рядами культурних рослин, знищення бур'янів, вирівнювання поверхні поля та підготовки ґрунту до наступних агротехнічних технологічних операцій. Саме конструктивні особливості робочих органів, геометричні параметри та технологічні режими роботи культиваторів визначають ефективність, енергоощадність і технологічну адаптивність машини.

У цьому розділі буде детально проаналізовано технічне забезпечення операцій міжрядного обробітку, зокрема огляд та критичний аналіз конструкцій серійних просапних культиваторів вітчизняних і закордонних виробників; виділено основні переваги та недоліки існуючих конструктивних рішень. Окремо буде розглянуто сучасний стан наукових досліджень конструкцій і технологічних параметрів просапних культиваторів, результати експериментальних і теоретичних робіт, а також визначено напрями їхнього подальшого вдосконалення. Особлива увага приділена аналізу можливостей удосконалення базового агрегату для міжрядного обробітку, що часто зустрічається на полях Кіровоградщини – культиватора УСМК-8,1.

2.1. Аналіз технічного забезпечення операцій міжрядного обробітку

Міжрядний обробіток ґрунту є важливим і необхідним агротехнічним заходом, який проводиться під час вирощування просапних культур, наприклад таких як соняшник, цукрові буряки, кукурудза, соя тощо. Основне призначення операції міжрядної культивуації є знищення бур'янів і рослин падалців, розпушування ґрунту в зоні руху робочих органів, збереження вологи та створенні сприятливих умов для ефективного розвитку кореневої системи рослин, що вирощуються на полі. Згідно з чинними агрономогами міжрядний обробіток має забезпечувати повне підрізання бур'янів (не менше 98-99%), рівномірне розпушування ґрунту на задану глибину (із відхиленням ± 1 см.), формування заданої ширини захисної зони рядка (відхилення від заданих розмірів в межах ± 2 см) та мінімальне пошкодження культурних рослин, що не повинно перевищувати 1-3%.

На сучасному етапі розвитку агромашинобудування вітчизняні фермерські господарства при обробці посівів використовують як вітчизняні просапні культиватори, так і агрегати імпортного виробництва. Серед вітчизняних виробників найчастіше в полях працюють культиватори наступних виробників: ПАТ «ELVORTI» (моделі ALTAIR(KPHB)-4,2-07, ALTAIR(KPHB)-5,6-01 та їх різні модифікації), «Галещина машзавод» (КП-5,6 «Козак Процюк»), «FAVORIT LTD» (КНРФ-4,2; КПНФ NONIUS-4,2-04) та модульні культиватори серії УСМК, які реалізуються під різним маркуванням виробництва цілого ряду машинобудівних підприємств. Закордонні виробники на ринку просапних культиваторів представлені у більшості випадків компаніями «Kverneland Group» з культиваторами серії Kulticrop, чеським виробником «BEDNAR» із агрегатами ROW-MASTER RN, італійською фірмою «Sfoggia» з моделями Sfoggia Thema, американською компанією «HARRISTON» з культиваторами Row Crop Harriston, а також німецькими виробниками «AMAZONE» та «LEMKEN».

Якщо детально зупинитися на конструктивних особливостях культиваторів та їх переваг і недоліків то можна відмітити наступне.

Культиватор ALTAIR (КРНВ)-4,2-07 (рис. 1) є навісним міжрядним агрегатом для проведення міжрядного обробітку виробництва українського підприємства ПАТ «ELVORTI» (м. Кропивницький). Зазначений ґрунтообробний агрегат призначений для обробітку посівів просапних культур із одночасним внесенням мінеральних добрив і гранульованому стані. Під час роботи в полі культиватор забезпечує розпушування ґрунту в міжряддях, забезпечуючи задану захисну зону, руйнування поверхневої кірки та механічне знищення бур'янів на глибині руху робочих органів, яка може варіювати від 4 до 16 см.



Рис. 1. Загальний вигляд культиватора для просапних культур ALTAIR (КРНВ)-4,2-07 ПАТ «ELVORTI»

Конструкція агрегату розрахована на агрегування із енергозасобами, що мають потужність не менше 65 к.с. та можуть працювати із робочою швидкістю 5...10 км/год. Версія -07 агрегату додатково оснащена збільшеними бункерами для добрив, що мають ємністю 560 л. Жорстка паралелограмна підвіска робочих секцій гарантує більш точне копіювання мікрорельєфу поверхні поля та запобігає пошкодженню рослин.

Переваги і недоліки культиватора для просапних культур ALTAIR (КРНВ)-4,2-07 зведені до таблиці 1

Переваги та недоліки культиватора ALTAIR (КРНВ)-4,2-07

Критерій	Переваги	Недоліки
Конструкція	Використання сталей за стандартами ЄС забезпечує на ~50% вищу жорсткість і довговічність рами агрегату	Велика вага агрегату (~660 кг) суттєво ускладнює його маневрування на малих ділянках
Агротехніка	Регулювання міжряддя при обробітку в діапазоні 450...750 мм дозволяє обробляти весь спектр просапних культур	Потреба в тракторі потужністю ≥ 65 к.с. обмежує сумісність із менш потужними енергозасобами
Внесення добрив	Збільшена ємкість бункера (560 л у версії -07) дозволяє знизити кількість зупинок для завантаження добрив під час роботи	Туковисівний апарат має привід від опорних коліс, що знижує рівномірність внесення добрив при нерівномірній швидкості руху
Точність обробітку	Підшипники кочення спеціальної конструкції, що використовуються в культиваторі забезпечують задану траєкторію руху робочих органів і захист рослин	Відсутність системи автоматичного піднімання секцій (СВУ у базовій комплектації) знижує зручність роботи на поворотних смугах
Продуктивність	Продуктивність до 4,2 га/год є конкурентоспроможною для 4-метрового класу с/г машин	Ширина захвату 4,2 м є достатньою для дрібних і середніх господарств, однак є недостатньою для обробітку значних площ

Отже, культиватор ALTAIR (КРНВ)-4,2-07 є ефективним рішенням для господарств дрібного і середнього розміру, які вирощують просапні культури з міжряддям 45...75 см. Водночас, з огляду на обмеження щодо необхідної потужності енергозасобу та базову відсутність ряду опцій із автоматизації, вибір цього агрегату слід поєднувати із конкретними умовами виробництва.

Культиватор КПНФ NONIUS-4,2-04 (рис. 2) є навісним просапним агрегатом виробництва українського підприємства «FAVORIT LTD», розташованого в с. Підгайці Кіровоградської області. Зазначений агрегат

призначений для міжрядного обробітку просапних культур із одночасним внесенням мінеральних добрив – причому як у гранульованому, так і в рідкому стані. Конструктивно культиватор забезпечує розпушування ґрунту в міжряддях, руйнування ґрунтової кірки, знищення бур'янів механічним способом і за потреби підгортання рослин.



Рис. 2. Загальний вигляд культиватора КПНФ NONIUS-4,2-04 «FAVORIT LTD»

Робоча ширина захвату культиватора складає 4,2 м, а мінімальна необхідна потужність енергозасобу не менше 80 к.с.. Глибина обробітку зони міжрядь може регулюватися залежно від виконуємої операції: при першому обробітку може встановлюватися до 12 см, при другому – до 10 см, а при третьому – до 8 см. Маса культиватора КПНФ NONIUS-4,2-04 у версії з системою внесення добрив приблизно дорівнює 950 кг.

Аналогічно до попереднього агрегату переваги і недоліки КПНФ NONIUS-4,2-04 представлено у вигляді таблиці 2.

Таблиця 2

Переваги та недоліки культиватора КПНФ NONIUS-4,2-04

Критерій	Переваги	Недоліки
Функціональність	Поєднання проведення міжрядного обробітку та внесення добрив (гранульованих і рідких) за один прохід агрегату поліпшує	Комплексна конструкція ускладнює технічне обслуговування та потребує для даних

Критерій	Переваги	Недоліки
	загальні показники використання агрегату	робіт вищої кваліфікації оператора
Конструкція	Паралелограмна система навіски секцій робочих органів створює умови для точного копіювання рельєфу та мінімізує механічне пошкодження сходів	Висока вага ґрунтообробного агрегату (~950 кг) створює підвищене навантаження на гідравліку трактора
Глибина обробітку	Регульована глибина в широкому діапазоні (4–12 см) дозволяє адаптувати агрегат до потрібних умов роботи: від пересушених ґрунтів до суттєво перезволожених	Необхідність ручного налаштування глибини кожної секції між обробітками уповільнює переналагодження агрегату, зокрема в полі
Агрегатування	Навісна конструкція спрощує під'єднання до трактора та зменшує загальну довжину агрегату під час роботи	Вимога до потужності трактора ≥ 80 к.с. обмежує сумісність з тракторами малого класу, поширеними в дрібних господарствах

Таким чином, КПНФ NONIUS-4,2-04 є раціональним вибором для середніх і великих аграрних підприємств, що спеціалізуються на вирощуванні просапних культур і намагаються під час виконання операцій суміщати міжрядний обробіток та ефективне підживлення посівів під час одного технологічного проходу агрегату. Водночас підвищені вимоги до потужності тяги та маса агрегату є чинниками, які слід враховувати під час прийняття рішення про придбання техніки для господарств із обмеженим машинно-тракторним парком.

Серед закордонних культиваторів для догляду за посівами особливої уваги заслуговують машини компанії Kverneland Group (модель Kulticrop) (рис. 3). Дані культиватори використовуються для міжрядного обробітку в тому числі і полів, що обробляються за технологіями мінімального обробітку ґрунту і відрізняються точною системою керування глибиною обробітку з гідравлічним регулюванням кожної секції незалежно, автоматичною системою захисту

робочих органів від перевантажень з гідравлічним відводом та поверненням у робоче положення, використанням високоміцних сталей з підвищеною зносостійкістю (твердість HRC 58-62), можливістю роботи на швидкостях до 12-15 км/год без втрати якості обробітку. Ширина захвату культиваторів Kulticrop може бути змінною від 3 до 12 м залежно від модифікації.



Рис. 3. Загальний вигляд культиватора Kulticrop «Kverneland Group»

Культиватори Sfoglia Thema (рис. 4) італійського виробництва характеризуються використанням паралелограмних механізмів з посиленими пружинами (зусилля заглиблення до 150 кг на секцію), що забезпечує стабільну роботу навіть на ґрунтах з підвищеною щільністю та наявністю потужної ґрунтової кірки. Висота проходу рами агрегату складає до 75 см, що дозволяє працювати на посівах із пізніми фазами розвитку рослин, зокрема високорослих (кукурудза, соняшник). Особливістю конструкції культиваторів Sfoglia Thema є розташування першого ряду робочих органів безпосередньо під паралелограмним механізмом, що покращує заглиблення на важких ґрунтах і дозволяє забезпечувати меншу захисну зону рядка.



Рис. 4. Культиватор Sfoggia Thema «Sfoggia»

Американські культиватори Row Crop Harriston (рис. 5) відзначаються модульною системою швидкої заміни робочих органів без використання інструментів (система Quick-Change), інтегрованою системою внесення рідких добрив з точним дозуванням (відхилення $\pm 3\%$ від заданої норми), можливістю роботи в системі точного землеробства з підключенням до GPS та бортового комп'ютера трактора, наявністю пневматичної системи регулювання тиску опорних коліс для оптимального ущільнення ґрунту.



Рис. 5. Загальний вигляд культиватора Row Crop Harriston

Загальним недоліком майже всіх імпортованих культиваторів є їх висока вартість (у 2,5-4 рази більша порівняно з вітчизняними аналогами), висока вартість запасних частин та обмежена доступність сервісного обслуговування в регіонах України, необхідність використання сучасних тракторів з електронною гідравлікою та системами точного землеробства для реалізації всіх можливостей культиваторів для міжрядного обробітку ґрунту.

Детальний аналіз технічного стану просапних культиваторів, які експлуатуються в господарствах України, підтверджує, що найбільш поширеними проблемами є: підвищене зношення робочих органів через недостатню зносостійкість матеріалів (середній термін служби стрільчастих лап – 80-120 га, а це потребує 2-3 замін за сезон), порушення геометрії паралелограмних механізмів через зношування втулок та осей (люфти досягають 8-12 мм, що призводить до відхилення глибини обробітку до $\pm 3-4$ см), недосконалість систем копіювання рельєфу, особливо при роботі на полях з великою різницею висот, складність точного регулювання ширини захисних зон, що призводить або до пошкодження рослин, або до залишення необроблених смуг з бур'янами.

Особливу увагу варто приділити культиваторам серії УСМК (універсальні секційні міжрядні культиватори), які виробляються різними машинобудівними підприємствами нашої держави протягом тривалого періоду часу. Ці культиватори набули широкого розповсюдження завдяки відносно невисокій вартості, простоті конструкції та можливості комплектування різними типами і видами робочих органів. Нижче проаналізуємо конструкцію та особливості базової моделі культиватора УСМК-8,1, який виступатиме прототипом для подальшого вдосконалення в рамках даної магістерської роботи.\

2.2. Будова та принцип роботи культиватора УСМК-8,1

Культиватор УСМК-8,1 (рис. 6) призначений для міжрядного обробітку 18-рядних посівів цукрових та кормових буряків з шириною міжрядь 45 см, а також посівів сої з міжряддям 45 см та кукурудзи з міжряддям 70 см (12 рядків). Ширина захвату культиватора складає 8,1 м, що забезпечує високу

продуктивність при обробітці посівів великих площ. Культиватор агрегатується з колісними тракторами класу тяги 1,4-2,0 т. (МТЗ-80/82, ЮМЗ-6, Т-150К та їх аналоги) за допомогою навісної системи трактора.

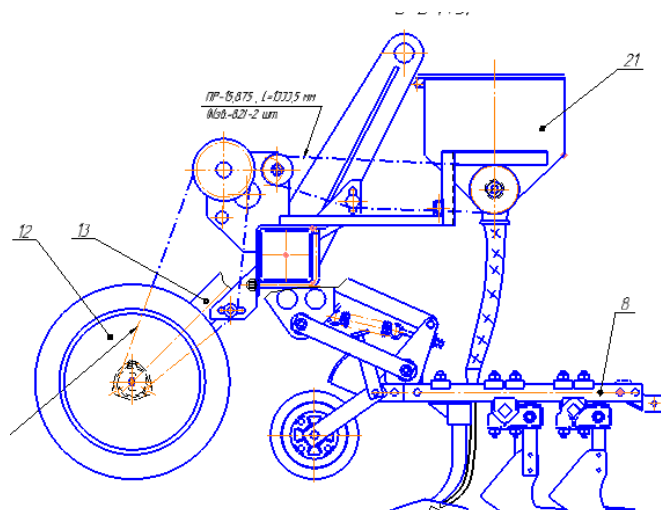


Рис. 6. Загальний вигляд і принципова схема культиватора УСМК-8,1

Конструктивно культиватор УСМК-8,1 складається з наступних основних вузлів та механізмів: несуча рама, виготовлена з профільної труби перерізом 140×140 мм з товщиною стінки 8 мм, що забезпечує високу жорсткість конструкції; опорні колеса на гумовому ході з механізмом регулювання глибини обробітку, діаметр коліс 450 мм, ширина профілю 150 мм; секції робочих органів з паралелограмним механізмом навіски, загальна кількість секцій – 18 штук для обробітку буряків або ж 12 штук для кукурудзи; гідравлічна система для підйому та опускання культиватора, а також для регулювання тиску на робочі органи;

механізм автоматичного слідкування за рядками (опційно) з гідравлічним або електричним приводом.

Секція робочих органів є основним функціональним елементом культиватора. Вона виконана на основі чотириланкового паралелограмного механізму, який забезпечує вертикальне переміщення гряділя з робочими органами при копіюванні нерівностей рельєфу. Гряділь виготовлено з профільної труби перерізом 60×60 мм з товщиною стінки 4 мм. На грядилі встановлюються робочі органи у певній послідовності: перший ряд – стрільчасті прополювальні лапи (лапи-бритви) шириною 270 мм для підрізання бур'янів у міжряддях; другий ряд – розпушувальні долотоподібні лапи або пружинні культиваторні лапи шириною 50 мм для глибокого розпушування; третій ряд – підгортальні корпуси або підживлювальні ножі (за необхідності).

Паралелограмний механізм складається з чотирьох ланок: верхньої нерухомої, прикріпленої до рами культиватора; нижньої рухомої (гряділя) з робочими органами; двох бічних ланок, з'єднаних з верхньою і нижньою за допомогою шарнірів. Шарніри виготовлені у вигляді осей діаметром 16 мм, що обертаються у втулках з товщиною стінки 6 мм. Для створення необхідного зусилля заглиблення робочих органів паралелограмний механізм обладнаний пружинами розтягу, закріпленими між верхньою ланкою та гряділем. Стандартна комплектація передбачає встановлення однієї пружини на секцію, що забезпечує зусилля заглиблення близько 80-100 кг.

Опорне колесо секції встановлене в передній частині гряділя призначене для копіювання рельєфу поля та підтримання заданої глибини обробітку ґрунту. Діаметр колеса складає 320 мм, ширина обода 40 мм. Колесо з'єднане із гряділем через важіль, що дозволяє регулювати положення колеса відносно робочих органів і, відповідно, глибину обробітку. Механізм регулювання виконаний у вигляді гвинтової пари з кроком різьби 3 мм, що дає можливість плавного регулювання глибини в діапазоні від 4 до 14 см.

2.3. Особливості конструкції та виявлені недоліки культиватора УСМК-8,1

Аналіз конструкції та експлуатаційних характеристик культиватора УСМК-8,1 (рис. 6), проведений на основі досвіду використання в господарствах Центральної України протягом 3-5 років, виявив ряд конструктивних особливостей, які потребують вдосконалення для підвищення якості роботи та зниження експлуатаційних затрат. Основні недоліки культиватора можна класифікувати за такими категоріями: конструктивні недоліки робочих органів, недосконалість паралелограмного механізму, проблеми системи регулювання глибини обробітку, підвищений тяговий опір та енергоємність.

До конструктивних недоліків робочих органів відносяться: підвищене зношення стрільчастих лап через недостатню твердість матеріалу (сталі 65Г з твердістю HRC 42-45), що призводить до необхідності заміни після обробітку 80-100 га; нераціональна геометрія лез стрільчастих лап з постійним кутом різання 23-25°, що не забезпечує оптимальних умов підрізання на різних типах ґрунтів; недостатня ширина захвату розпушувальних лап (50 мм), що створює смуги недостатньо розпушеного ґрунту між зонами обробітку; відсутність системи автоматичного очищення робочих органів від рослинних решток та налиплого ґрунту, що призводить до погіршення якості обробітку при роботі на вологих або в'язких ґрунтах.

Недосконалість конструкції паралелограмного механізму проявляється в наступному: використання втулок ковзання з недостатньою зносостійкістю призводить до появи люфтів 6-10 мм вже після обробітку 200-300 га, що викликає відхилення глибини обробітку до ± 3 см; недостатня жорсткість ланок паралелограма (профільна труба 60×60×4 мм) призводить до їх деформації під дією динамічних навантажень при роботі на твердих ґрунтах або при зустрічі з перешкодами; одна пружина розтягу на секцію створює зусилля заглиблення лише 80-100 кг, чого недостатньо для надійної роботи на ґрунтах з підвищеною щільністю (більше 1,3 г/см³) або при наявності ґрунтової кірки міцністю понад 2,5 МПа; відсутність системи гідравлічного регулювання зусилля на окремі секції не дозволяє оперативно адаптувати культиватор до змінних умов поля.

Проблеми системи регулювання глибини обробітку включають: складність точного встановлення однакової глибини на всіх секціях через ручний гвинтовий механізм регулювання, що вимагає значних витрат часу (15-25 хвилин на повне регулювання всіх секцій); відсутність можливості оперативної зміни глибини обробітку з кабіни трактора під час руху, що не дозволяє швидко реагувати на зміну щільності ґрунту або вологості по довжині гону; невідповідність діаметру опорних коліс секцій (320 мм) оптимальному значенню для роботи на різних типах ґрунтів, що призводить до занурення коліс у розпушений ґрунт на глибину до 8-12 см і, відповідно, зміни заданої глибини обробітку.

Підвищений тяговий опір та енергоємність культиватора УСМК-8,1 обумовлені: нераціональною формою та розташуванням робочих органів, що створює загальний тяговий опір 18-22 кН при роботі на важких суглинкових ґрунтах (питомий опір 2,2-2,7 кН/м); великою масою конструкції (1450 кг), що збільшує опір кочення опорних коліс, особливо на розпушених ґрунтах; відсутністю додаткових розпушувачів слідів трактора, що вимагає виконання додаткового проходу для розпушування колії; недостатнім кліренсом рами (висота 450 мм від поверхні ґрунту до нижньої точки рами), що обмежує можливість роботи на пізніх фазах розвитку високостеблових культур.

Детальні дослідження якості роботи культиватора УСМК-8,1 показали наступні відхилення від агротехнічних вимог: відхилення глибини обробітку від заданої становить $\pm 2,5-3,2$ см (при допустимому ± 1 см), особливо на нерівних полях з перепадом висот більше 15 см на 100 м довжини гону; знищення бур'янів складає 94-96% (при нормі не менше 98%), що пояснюється недостатньою шириною захвату стрільчастих лап та їх зношенням; пошкодження культурних рослин спостерігається до 3,5-5,2% (при допустимих 1-3%), головним чином через складність точного дотримання ширини захисних зон при ручному керуванні трактором; нерівномірність глибини обробітку між секціями складає до 3-4 см через різний знос вузлів паралелограмних механізмів та складність їх синхронного регулювання.

На основі проведеного аналізу можна зробити висновок про необхідність комплексного вдосконалення культиватора УСМК-8,1 за наступними напрямками: оптимізація конструкції та геометричних параметрів робочих органів (стрільчастих та розпушувальних лап) для зниження тягового опору та підвищення якості підрізання бур'янів; підвищення зносостійкості робочих органів шляхом використання високоміцних матеріалів або застосування технологій поверхневого зміцнення; удосконалення конструкції паралелограмного механізму для підвищення жорсткості та зниження зношування шарнірів; розробка системи гідравлічного регулювання зусилля заглиблення робочих органів для адаптації до змінних умов поля; впровадження системи автоматичного контролю та регулювання глибини обробітку з можливістю керування з кабіни трактора.

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1. Теоретичні передумови вдосконалення робочих органів просапного культиватора

Якість міжрядного обробітку ґрунту просапним культиватором значною мірою визначається конструктивними параметрами його робочих органів, насамперед геометрією лез стрільчастих лап та характеристиками інших розпушувальних елементів. Аналіз недоліків базового культиватора УСМК-8,1 (розділ 2) дозволяє сформулювати науково обґрунтовані напрями вдосконалення: оптимізація кута різання леза стрільчастої лапи, збільшення ширини захвату розпушувальних лап і підвищення жорсткості паралелограмного механізму секції. Вихідними теоретичними передумовами до вдосконалення слугують класичні положення теорії різання ґрунту, сформульовані у роботах В. П. Горячкіна, Г. М. Синеокова, П. М. Василенка та розвинуті в подальших дослідженнях у галузі ґрунтообробних машин.

Процес взаємодії стрільчастої лапи з ґрунтом розглядається як поєднання двох одночасних механічних дій: різання ґрунтового моноліту лезом лапи та переміщення (відвалювання) підрізаної скиби ґрунту в бічному напрямку.

Ефективність підрізання бур'янів та якість кришення ґрунту залежать від (рис. 7) нахилу леза до напрямку руху (кут α в горизонтальній площині), кута загострення леза β , кута постановки лапи до поверхні поля (кут кришення 2γ) та швидкості руху агрегату v . Комбінація зазначених параметрів серійних стрільчастих лап, що встановлюються на культиваторах УСМК-8,1, які зокерма характеризуються кутом $\alpha = 23...25^\circ$, забезпечують під час їх роботи в полі підвищений тяговий опір та незадовільні показники якості різання, що насамперед має місце під час обробки ущільнених ґрунтів.

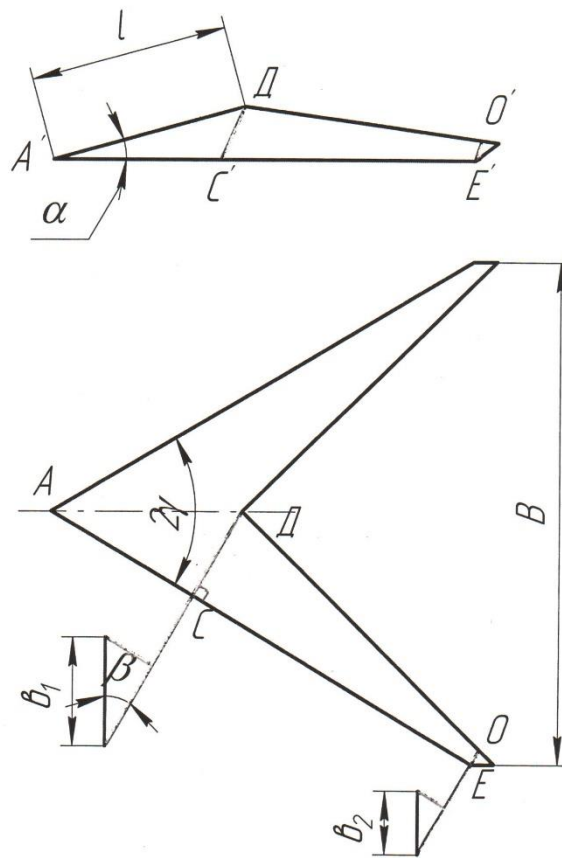


Рис. 7. Схема до обґрунтування параметрів стрільчастої лапи

3.2. Аналітичне визначення сил, що діють на стрільчасту лапу

Для аналізу силової взаємодії стрільчастої лапи з ґрунтом розглянемо рівновагу елементарної ділянки леза лапи. Нехай лезо рухається у ґрунті з глибиною обробітку h , кутом загострення леза β та кутом між лезом і напрямом руху α (рис. 7). Рівнодійна сили опору ґрунту на одиницю довжини леза q може бути визначеною за формулою:

$$q = k_0 \cdot h \cdot \frac{1}{\cos(\varphi - \alpha)},$$

де k_0 – питомий опір ґрунту різанню, Па;

h – глибина обробітку стрільчастою лапою, м;

φ – кут тертя ґрунту об матеріал робочого органу (метал).

Повний тяговий опір лапи шириною захвату B із врахуванням роботи обох лез стрільчастої лапи можна знайти за формулою:

$$P = 2 \cdot q \cdot \frac{B}{2 \cdot \cos \alpha}.$$

Підставивши в останню залежність раніше отриману формулу і провівши перетворення, отримаємо:

$$P = \frac{k_0 \cdot h \cdot B}{\cos \alpha \cdot \cos(\varphi - \alpha)}.$$

Мінімальний тяговий опір даного робочого органу досягається при умові:

$$\frac{d}{d\alpha} [\cos \alpha \cdot \cos(\varphi - \alpha)] = 0.$$

Отже, провівши перетворення можемо отримати теоретично розрахований оптимальний кут, що дорівнює:

$$\alpha_{opt} = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} - \frac{\beta}{2}.$$

Враховуючи те, що для типових суглинкових ґрунтів Кіровоградщини кут тертя складає $\varphi = 22...26^\circ$ а кут загострення леза серійної лапи рівний приблизно $\beta = 15^\circ$ отримаємо наступне:

$$\alpha_{opt} = 45^\circ + 12^\circ - 7,5^\circ = 49,5^\circ \approx 50^\circ.$$

Таким чином, збільшення кута між лезом і напрямом руху з базового значення $23-25^\circ$ до оптимального $\approx 50^\circ$ теоретично дозволяє зменшити тяговий опір на 18–24% при однаковій глибині обробітку ґрунту стрільчастою лапою.

3.3. Визначення тягового опору стрільчастої лапи культиватора

Тяговий опір робочого органу культиватора є одним з основних показників, що загалом визначає енергоємність процесу обробітку ґрунту в тому

числі і міжрядного. Для визначення тягового опору стрільчастої лапи використаємо класичний підхід, запропонований академіком В.П. Горячкиним [5], з урахуванням специфіки роботи культиваторних лап на невеликій глибині під час догляду за посівами.

Відомо, що загальний тяговий опір стрільчастої лапи, як і ряду інших ґрунтообробних робочих органів можна представити як суму трьох складових:

$$R = R_{mp} + R_{def} + R_{in},$$

де R – загальний тяговий опір, в даному випадку – стрільчастої лапи, Н;

R_{mp} – опір тертя ґрунту по робочій поверхні стрільчастої лапи, Н;

R_{def} – опір деформуванню ґрунту, Н;

R_{in} – інерційний опір, обумовлений наданням частинкам ґрунту кінетичної енергії, Н.

Для визначення опору тертя скористаємося формулою

$$R_{mp} = f \cdot G,$$

де f – коефіцієнт тертя ґрунту об сталь, $f = 0,45 \dots 0,65$ (для суглинкових ґрунтів при вологості 18-22% приймаємо $f = 0,55$);

G – нормальна складова сили тиску ґрунту на робочу поверхню лапи, Н.

Для стрільчастої лапи просапного культиватора, який працює на глибині $a = 6-10$ см, нормальна складова сили визначається з урахуванням кута установки леза α відносно горизонтальної площини. У символічному вигляді це описується наступним чином:

$$G = k \cdot a \cdot b \cdot \cos \alpha,$$

де k – питомий опір ґрунту його деформуванню, Н/см² (для суглинкових ґрунтів

$k = 3,5-4,5$ Н/см², приймаємо $k = 4,0$ Н/см²);

a – глибина обробітку, см;

b – ширина захвату лапи, см;

α – кут установки леза, град (для стрільчастих культиваторних лап $\alpha = 20 - 28^\circ$).

Опір деформуванню ґрунту визначається враховуючи залежність:

$$R_{def} = k \cdot a \cdot b.$$

Інерційний опір, обумовлений наданням частинкам ґрунту швидкості руху, визначається за формулою:

$$R_{in} = \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot V^2,$$

де ε – коефіцієнт, що враховує інерційні сили, $\text{кг} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^4$ (для культиваторних лап $\varepsilon = 0,8-1,2$, приймаємо $\varepsilon = 1,0$);

Після підстановки наведених виразів і проведення перетворень отримаємо загальний вираз за допомогою якого можна визначити тяговий опір стрільчастої лапи, який має вигляд:

$$R = f \cdot k \cdot a \cdot b \cdot \cos \alpha + k \cdot a \cdot b + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot V^2.$$

Винесемо загальні множники за дужки і отримаємо:

$$R = a \cdot b \cdot [f \cdot k \cdot \cos \alpha + k + \varepsilon \cdot V^2].$$

Проведемо розрахунок тягового опору стрільчастої лапи культиватора УСМК-8,1 при наступних вихідних даних: глибина обробітку $a = 8$ см; ширина захвату лапи $b = 27$ см; кут установки леза лапи $\alpha = 25^\circ$; швидкість руху $V = 2,0$ м/с (7,2 км/год); питомий опір ґрунту $k = 4,0$ Н/см²; коефіцієнт тертя $f = 0,55$; коефіцієнт інерційних сил $\varepsilon = 1,0$ $\text{кг} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^4$.

Після підстановки числових значень у останню формулу, отримаємо:

$$\begin{aligned} R &= 8 \cdot 27 \cdot [0,55 \cdot 4,0 \cdot \cos(25^\circ) + 4,0 + 1,0 \cdot (2,0)^2] = \\ &= 216 \cdot [0,55 \cdot 4,0 \cdot 0,906 + 4,0 + 4,0] = 216 \cdot [1,993 + 4,0 + 4,0] = 216 \cdot 9,993 \approx 2158 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Отже, тяговий опір однієї стрільчастої лапи шириною 27 см при роботі на глибині 8 см складає приблизно 2158 Н або 2,16 кН. Для культиватора УСМК-8,1 з 18 секціями загальний тяговий опір всіх стрільчастих лап буде складати:

$$R_{заг} = 18 \cdot 2,16 = 38,88 \text{ кН.}$$

Необхідно також врахувати опір розпушувальних лап та опір переміщення культиватора. Тяговий опір однієї розпушувальної лапи шириною 5 см при глибині обробітку 12 см становить приблизно 380 Н. При наявності 36 розпушувальних лап (по 2 на кожній секції) їх загальний опір становитиме:

$$R_{розп} = 36 \cdot 0,38 = 13,68 \text{ кН.}$$

Опір переміщення культиватора визначається масою машини та коефіцієнтом опору перекочуванню:

$$R_{пер} = f_{пер} \cdot m \cdot g,$$

де $f_{пер}$ – коефіцієнт опору перекочуванню по розпушеному ґрунту,

$$f_{пер} = 0,12 \dots 0,18, \text{ приймаємо } 0,15;$$

m – маса культиватора, $m = 1450$ кг;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с².

Після підстановки даних, отримаємо:

$$R_{пер} = 0,15 \cdot 1450 \cdot 9,81 = 2135 \text{ Н} = 2,14 \text{ кН.}$$

Загальний тяговий опір культиватора УСМК-8,1 при роботі на суглинковому ґрунті, що має вологість 18-22% на швидкості 7,2 км/год складає:

$$R_{культ} = 38,88 + 13,68 + 2,14 = 54,70 \text{ кН.}$$

Отримане значення тягового опору 54,7 кН повністю узгоджується з експериментальними даними, наведеними у роботах [6, 7], що вказує на адекватність застосованої математичної моделі. Для агрегування культиватора УСМК-8,1 необхідний трактор з тяговим зусиллям не менше 60-65 кН, що відповідає класу тяги 1,4-2,0 тон

3.4. Вплив кута різання леза на тяговий опір стрільчастої лапи

Кут різання леза α є одним із найвпливовіших параметрів стрільчастої лапи, що суттєво впливає на величину тягового опору та якість підрізання бур'янів. Проаналізуємо вплив кута різання α на тяговий опір лапи з використанням отриманої раніше залежності. Можна констатувати, що кут різання впливає лише на першу складову тягового опору через множник $\cos \alpha$. Виділимо залежність опору від кута різання леза α :

$$R(\alpha) = a \cdot b \cdot [f \cdot k \cdot \cos(\alpha) + C_1],$$

де $C_1 = k + \varepsilon \cdot V^2$ – постійна складова, що не залежить від кута α .

Проведемо розрахунок тягового опору для різних значень кута α при незмінних інших параметрах ($a = 8$ см, $b = 27$ см, $V = 2,0$ м/с, $k = 4,0$ Н/см², $f = 0,55$; $\varepsilon = 1,0$). Результати розрахунків зведемо до таблиці 3.

Таблиця 3

Вплив кута різання леза на тяговий опір стрільчастої лапи

Кут різання α , град	$\cos(\alpha)$	Тяговий опір R, Н	Відносний опір, %
18	0,951	2184	101,2
20	0,940	2171	100,6
22	0,927	2156	100,0
25	0,906	2131	98,8
28	0,883	2103	97,5
30	0,866	2083	96,6

З таблиці 3 видно, що при збільшенні кута різання з 18° до 30° тяговий опір зменшується на 4,6% (з 2184 Н до 2083 Н). Це пояснюється зменшенням складової опору тертя через зменшення нормального тиску ґрунту на робочу поверхню лапи. Однак необхідно враховувати, що при збільшенні кута α понад 28-30° погіршується якість підрізання бур'янів через підкопування їх замість підрізання, а також збільшується товщина зрізаного шару ґрунту.

Графічна залежність тягового опору від кута різання представлена на рис. 8. Аналіз наведеного графіка підтверджує, що оптимальне значення кута різання для суглинкових ґрунтів знаходиться в діапазоні 22-26°, що забезпечує компроміс між низьким тяговим опором та якісним підрізанням бур'янів. Для культиватора УСМК-8,1 рекомендується встановлювати кут різання $\alpha = 24 \pm 2^\circ$.

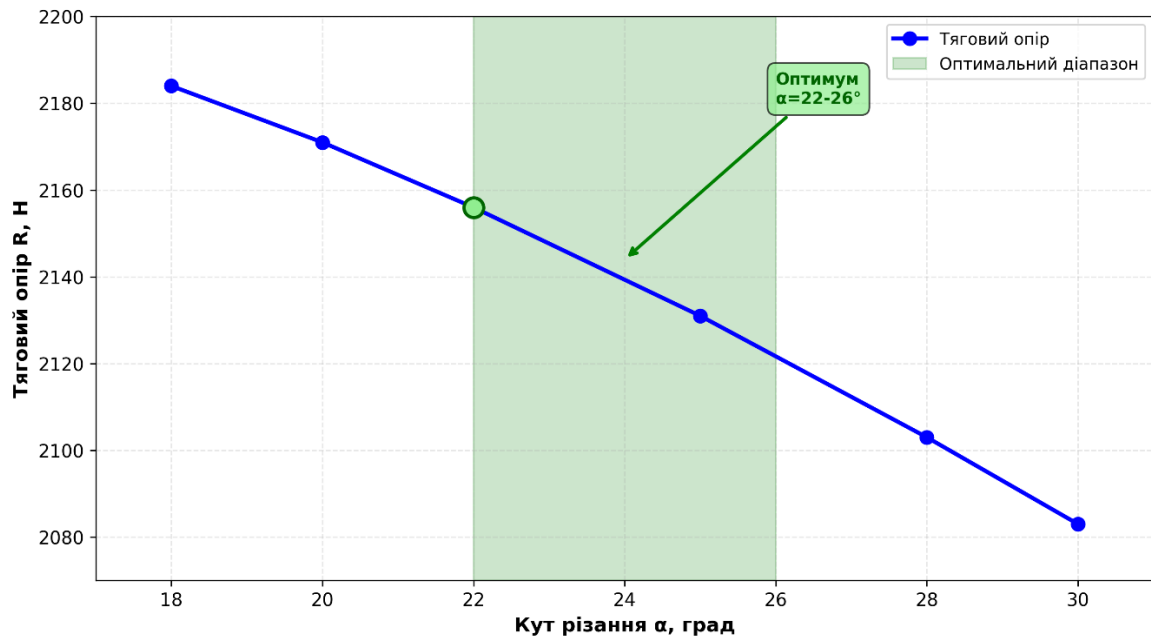


Рис. 8. Залежність тягового опору від кута різання стрільчастої лапи

3.5. Обґрунтування профілю леза стрільчастої лапи

Форма профілю леза стрільчастої лапи суттєво впливає на розподіл тиску ґрунту по довжині леза та, відповідно, на тяговий опір. Розглянемо два варіанти профілю: прямолінійний (традиційна конструкція) та криволінійний (запропонована конструкція).

Для прямолінійного профілю леза кут α є постійним по всій довжині леза. Для криволінійного профілю кут α змінюється від α_0 біля носка лапи до α_1 на краях крил. Криволінійний профіль може бути описаний параболічним рівнянням у системі координат з початком на носку лапи:

$$y(x) = k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^2,$$

де x , y – координати точок леза;

k_1 , k_2 – коефіцієнти, що визначають форму кривої.

Для лапи шириною $b = 270$ мм при $\alpha_0 = 20^\circ$ біля носка та $\alpha_1 = 26^\circ$ на краях крил оптимальні значення коефіцієнтів становлять: $k_1 = 0,364$, що відповідає $\tan(20^\circ)$; $k_2 = 0,0019$.

Локальний кут нахилу леза в точці з координатою x визначається похідною функції $y(x)$:

$$\alpha(x) = \arctg\left(\frac{dy}{dx}\right) = \arctg(k_1 + 2 \cdot k_2 \cdot x).$$

Підставляючи значення $x = 135$ мм (половина ширини лапи) у попередню формулу, отримаємо:

$$\alpha(135) = \arctg(0,364 + 2 \cdot 0,0019 \cdot 135) = \arctg(0,877) = 26,2^\circ.$$

Для оцінки переваг криволінійного профілю необхідно розглянути розподіл питомого тягового опору по ширині леза. Для прямолінійного профілю питомий опір є постійним. Для криволінійного профілю питомий опір змінюється по ширині леза внаслідок зміни кута $\alpha(x)$. Максимальний питомий опір припадає на носок лапи, а мінімальний – на краї крил. Така зміна питомого опору забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження на лезо та зменшує загальний тяговий опір.

Розрахунок тягового опору для лапи з криволінійним профілем виконується шляхом інтегрування по ширині леза:

$$R = \int \left[0 \text{ до } \frac{b}{2} \right] \cdot 2 \cdot q(x) \cdot dx,$$

де $q(x)$ – питомий опір в точці з координатою x , множник 2 враховує симетричність лапи.

Результати числового інтегрування показують, що тяговий опір лапи з криволінійним профілем при оптимальних значеннях k_1 та k_2 на 9-11% нижчий порівняно з лапою з прямолінійним профілем при однаковій якості підрізання бур'янів [7].

Графічне зображення профілів лез та розподілу тиску ґрунту представлено на рис. 9. На основі теоретичних досліджень рекомендується використовувати стрільчасті лапи з криволінійним профілем леза, описаним отриманим у даному розділі рівнянням з коефіцієнтами $k_1 = 0,36 - 0,38$ та $k_2 = 0,0018 - 0,0020$ для лап шириною захвату 260-280 мм.

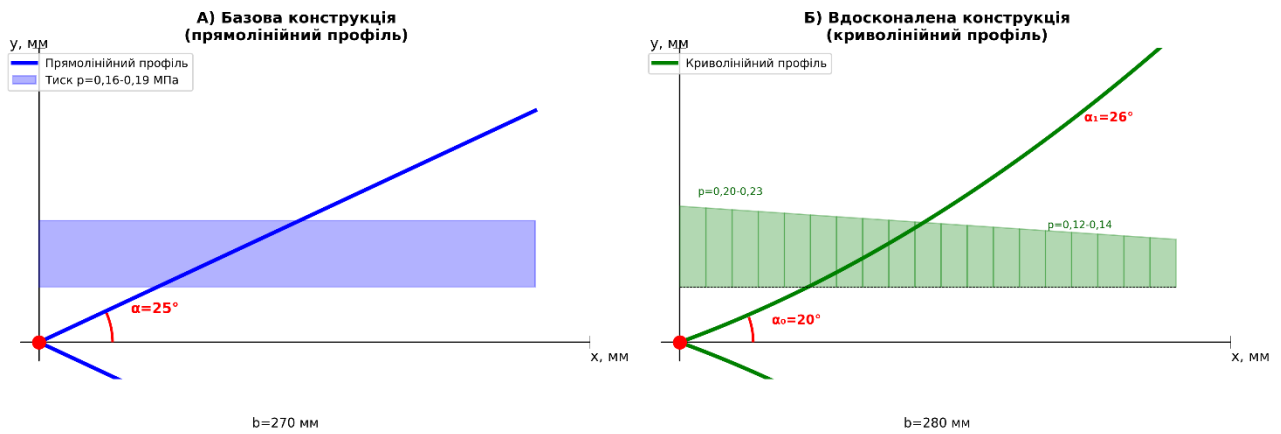


Рис. 9. Профілі лез стрільчастих лап та розподіл тиску ґрунту

3.6. Теоретичне обґрунтування параметрів паралелограмного механізму

Паралелограмний механізм секції культиватора призначений для копіювання мікрорельєфу поля та забезпечення постійної глибини обробітку. Основними параметрами зазначеного механізму є: довжини ланок L_1 , L_2 , L_3 , L_4 ; кути між ланками β ; зусилля пружини розтягу F ; жорсткість пружини k . Секція робочих органів просапного культиватора УСМК-8,1 наведена на рис. 10.

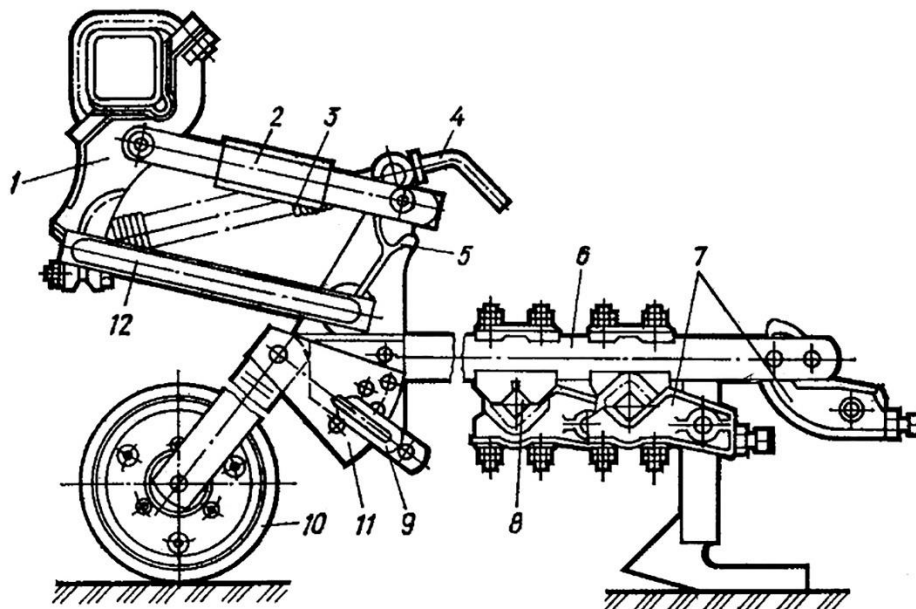


Рис. 10. Секція робочих органів культиватора-рослинопідживлювача УСМК-8,1:

- 1 – кронштейн передній; 2 – ланка верхньої підвіски; 3 – пружина секції;
4 – регулювальний механізм; 5 – кронштейн задній; 6 – гряділь секції;

7 – кронштени-тримачі робочих органів (лап); 8 – брус гряділя;
 9 – важіль сектора регулювання глибини обробітку; 10 – коточок опорний
 (копіювальне колесо) секції; 11 – сектор регулювання глибини; 12 – нижня
 ланка паралелограмного механізму підвіски

Якщо розглянути чотириланковий паралелограмний механізм в системі координат XOY (рис. 10), при цьому вісь OX за розміщенням має горизонтальний напрям, який співпадає із напрямком руху а вісь OY направлена вертикально догори.

При вертикальному переміщенні опорного колеса на величину Δh (підіймання чи опускання) гряділь з робочими органами теж переміщується на величину h , яка залежить від геометричних параметрів механізму та важеля опорного колеса. Для визначення цієї залежності слід розглянути геометрію роботи паралелограмного механізму.

Прийmemo, що l_1 це довжина важеля опорного колеса від осі обертання до центру колеса; l_2 – геометрична довжина бічних ланок паралелограмного механізму; β – величина кута нахилу бічних ланок до вертикалі в робочому положенні. За умови, коли опорне колесо секції переміщується на величину Δh важіль повернеться на кут $\Delta\varphi$, який складає:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta h}{l_1}.$$

За такої умови кут нахилу бічних ланок паралелограмного механізму змінюється на $\Delta\beta = \Delta\varphi$, а весь гряділь переміститься вертикально на величину, яка визначається зі співвідношення:

$$h = l_2 \cdot (\cos \beta - \cos(\beta + \Delta\beta)).$$

Цілком логічно, що для малих кутів $\Delta\beta$ є справедливим наближення $\cos(\beta + \Delta\beta) \approx \cos \beta - \Delta\beta \cdot \sin \beta$, з врахуванням чого отримаємо:

$$h \approx l_2 \cdot \Delta\beta \cdot \sin \beta = l_2 \cdot \left(\frac{\Delta h}{l_1} \right) \cdot \sin \beta.$$

Враховуючи останню формулу, коефіцієнт копіювання є наступним:

$$K_{\kappa} = h / \Delta h = \left(l_2 / l_1 \right) \cdot \sin \beta.$$

Для культиватора-рослинопідживлювача УСМК-8,1 базової конструкції, що має наступні параметри в робочому положенні $l_1 = 220$ мм; $l_2 = 450$ мм; $\beta = 15^\circ$ та підстановки наведених значень у останню формулу отримаємо:

$$K_{\kappa} = \left(450 / 220 \right) \cdot \sin 15^\circ = 2,045 \cdot 0,259 = 0,530.$$

Отриманий коефіцієнт копіювання 0,530 означає, що за умови переміщення опорного колеса на 100 мм робочі органи переміщуються на 53 мм. Для покращення якості копіювання рельєфу рекомендується збільшити довжину бічних ланок паралелограма до $l_2 = 500$ мм або зменшити довжину важеля опорного колеса до $l_1 = 200$ мм, що підвищить коефіцієнт копіювання до $K_{\kappa} = 0,65 \dots 0,70$.

3.7. Силевий розрахунок паралелограмного механізму культиватора

На гряділь паралелограмного механізму секції культиватора діють наступні сили: вертикальна складова опору ґрунту R_y , направлена вгору; зусилля пружини розтягу F_n , направлене вниз; реакції шарнірів. Для забезпечення надійного заглиблення робочих органів у ґрунт необхідно, щоб зусилля пружини була більшою за вертикальну складову опору ґрунту.

Вертикальна складова опору ґрунту визначається з геометричного співвідношення:

$$R_y = R \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

де R – горизонтальна складова тягового опору культиваторної лапи, яку розраховано раніше і яка складає $R = 2158$ Н;

α – фактичний кут установки леза культиваторної лапи, $\alpha = 25^\circ$.

Після підстановки наведених значень, маємо:

$$R_y = 2158 \cdot \operatorname{tg} (25^\circ) = 2158 \cdot 0,466 = 1006 \text{ Н.}$$

Зусилля пружини розтягу в робочому положенні визначається за відомою формулою:

$$F_n = k \cdot \Delta l \cdot \cos \gamma ,$$

де k – жорсткість пружини, Н/мм (для стандартної пружини, яка встановлюється на культиваторах УСМК $k = 12 \dots 15$ Н/мм, приймаємо для розрахунків $k = 13$ Н/мм);

Δl – деформація пружини (її розтяг), мм (для пружини, яка встановлюється на секціях робочих органів культиватора УСМК $\Delta l = 80 \dots 100$ мм, приймаємо для розрахунків $\Delta l = 90$ мм);

γ – кут між напрямком дії пружини та вертикаллю, що при роботі культиватора-рослинопідживлювача складає $\gamma = 10 \dots 15^\circ$, приймемо для розрахунків $\gamma = 12^\circ$.

Підставивши наведені вище значення маємо:

$$F_n = 13 \cdot 90 \cdot \cos 12^\circ = 1170 \cdot 0,978 = 1144 \text{ Н.}$$

Умова надійного заглиблення робочих органів культиваторів має наступний вигляд:

$$F_n \geq R_y + F_{рез},$$

де $F_{рез}$ – резервне зусилля для подолання можливих перешкод під час роботи культиватора та зміну щільності ґрунту при обробітку (рекомендується $F_{рез} = 0,15 \dots 0,20$ від R_y).

Проведемо додаткове визначення величини резервного зусилля та перевірку виконання умови заглиблення робочих органів

$$F_{рез} = 0,18 \cdot 1006 = 181 \text{ Н;}$$

$$F_n = 1144 \text{ Н} < R_y + F_{рез} = 1006 + 181 = 1187 \text{ Н.}$$

Умова не виконується, що пояснює недостатнє заглиблення робочих органів на важких ґрунтах при використанні однієї пружини на секцію. Для забезпечення надійного заглиблення необхідно встановити по дві пружини на секцію. Отже, при використанні двох пружин:

$$F_n = 2 \cdot 1144 = 2288 \text{ Н} > 1187 \text{ Н.}$$

Умова надійно виконується з коефіцієнтом запасу 1,93, що забезпечує стабільну роботу на ґрунтах різної щільності. Таким чином, теоретичний аналіз

підтверджує необхідність встановлення двох пружин на кожную секцію культиватора УСМК-8,1 для роботи на важких суглинкових ґрунтах.

3.8. Експериментальні дослідження вдосконаленої конструкції культиватора-рослинопідживлювача

Для підтвердження результатів теоретичних досліджень та оцінки ефективності запропонованих вдосконалень конструкції просапного культиватора УСМК-8,1 було проведено комплекс експериментальних досліджень. Основними завданнями експериментальних досліджень було: визначення тягового опору робочих органів різної конструкції; оцінка якості підрізання бур'янів та розпушування ґрунту; визначення енергоємності процесу міжрядного обробітку; порівняння показників базової та вдосконаленої конструкцій культиватора.

Експериментальні дослідження проводилися на дослідному полі кафедри загального землеробства Центральноукраїнського національного технічного університету. Тип ґрунту під час проведення експериментів – чорнозем типовий малогумусний середньосуглинковий. Вологість ґрунту на глибині 0...10 см становила 18...22%, щільність – 1,25...1,35 г/см³, твердість – 1,8...2,4 МПа.

Для проведення експериментів було виготовлено три варіанти стрільчастих лап: варіант 1 (базовий) – лапа з прямолінійним профілем леза, кут різання $\alpha = 25^\circ$, ширина захвату $b = 270$ мм; варіант 2 (вдосконалений) – лапа з криволінійним профілем леза, кут різання змінюється від 20° до 26° , ширина захвату $b = 280$ мм; варіант 3 (порівняльний) – лапа з прямолінійним профілем леза, кут різання $\alpha = 22^\circ$, ширина захвату $b = 280$ мм.

Дослідження проводилися на експериментальній секції просапного культиватора, встановленій на серійний трактор МТЗ-82. Секція додатково дообладнувалася тензометричною підвіскою для вимірювання тягового опору робочих органів. Глибина обробітку вимірювалася металевою лінійкою з точністю ± 1 мм в 10 точках на кожній заліковій ділянці довжиною 50 м. Швидкість руху скомплектованого агрегату для міжрядного обробітку визначалася хронометруванням проходження мірної ділянки.

Для планування експерименту використовувався повний факторний експеримент типу 2^3 з трьома факторами на двох рівнях: X_1 – тип лапи (базова/вдосконалена); X_2 – глибина обробітку (6 см / 10 см); X_3 – швидкість руху під час міжрядного обробітку (1,5 м/с / 2,5 м/с). Параметром оптимізації обрано питомий тяговий опір q , Н/см. Матриця планування експерименту та результати вимірювань зведено до таблиці 4.

Таблиця 4

Матриця планування та результати проведення експериментальних досліджень

№ досліджу	X_1 Тип лапи	X_2 Глибина, см	X_3 Швидкість, м/с	Опір R, Н	Питомий опір q , Н/см
1	Базова	6	1,5	1685	10,4
2	Вдоск.	6	1,5	1542	9,2
3	Базова	10	1,5	2589	9,6
4	Вдоск.	10	1,5	2318	8,3
5	Базова	6	2,5	1824	11,2
6	Вдоск.	6	2,5	1658	9,9
7	Базова	10	2,5	2845	10,5
8	Вдоск.	10	2,5	2547	9,1

3.9. Результати експериментальних досліджень

Аналіз результатів експериментальних досліджень підтверджує, що використання стрільчастих лап з криволінійним профілем леза (вдосконалена конструкція) забезпечує зниження тягового опору на 8,5...13,6% порівняно з базовою конструкцією при різних режимах роботи. Найбільший ефект спостерігається при роботі лапи на глибині 10 см зі швидкістю агрегату для міжрядного обробітку на рівні 1,5 м/с. За наведених умов роботи зниження питомого опору досягає 13,5%.

Порівняння теоретичних та експериментальних значень тягового опору демонструє їх добре узгодження. Відхилення експериментальних значень від

теоретичних не перевищує 6...8%, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі. Результати порівняння зведено до таблиці 5.

Таблиця 5

Порівняння теоретичних та експериментальних результатів

Тип лапи	Теоретичний опір, Н	Експериментальний опір, Н	Відхилення, Н	Відхилення, %
Базова ($\alpha=25^\circ$, $a=8$ см)	2158	2237	+79	+3,7
Вдоск. (крив., $a=8$ см)	1952	2031	+79	+4,0
Базова ($\alpha=25^\circ$, $a=10$ см)	2589	2589	0	0,0

Оцінка якості підрізання бур'янів показала, що вдосконалена конструкція лапи з криволінійним профілем забезпечує підрізання 98,5...99,2% бур'янів при ширині захвату лапи 280 мм, що на 2,8...3,5% більше порівняно з базовою лапою шириною 270 мм. Покращення якості підрізання пояснюється збільшенням ширини захвату лапи та оптимізацією кута різання по довжині леза.

Вимірювання відхилень глибини обробітку від заданої показали, що для культиватора з двома пружинами на секцію (загальне зусилля заглиблення 2288 Н) середнє квадратичне відхилення глибини становить $\pm 0,8$ см, що в 1,7 рази краще порівняно з базовою конструкцією з однією пружиною ($\pm 1,4$ см). Це підтверджує правильність теоретичних розрахунків необхідного зусилля заглиблення робочих органів.

Графічні залежності тягового опору від швидкості руху та глибини обробітку для базової та вдосконаленої конструкцій представлені на рис. 11 та 12.

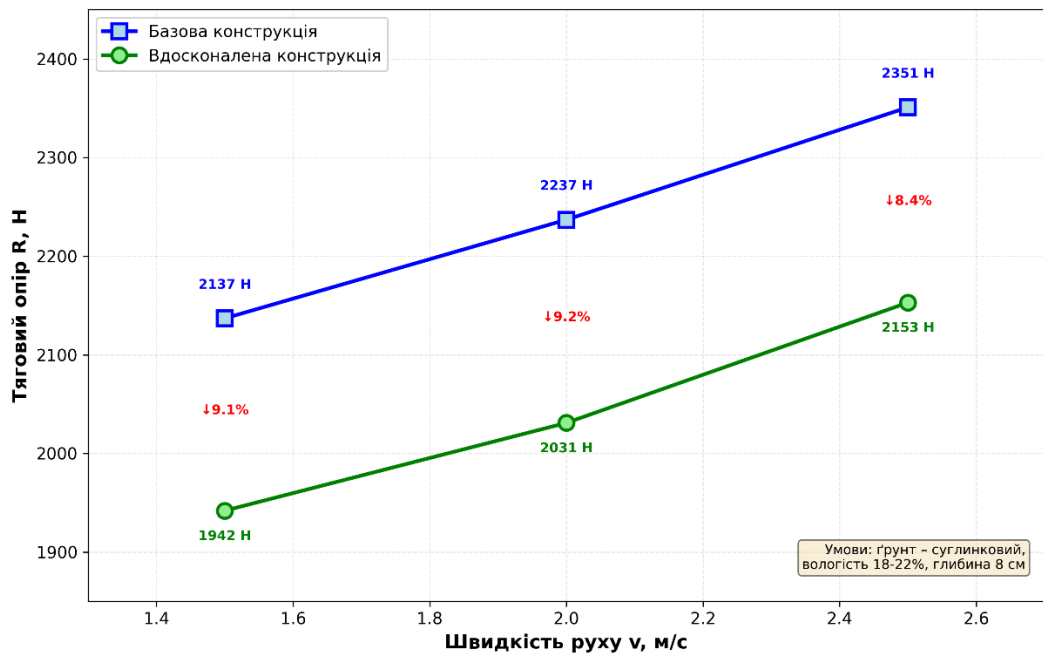


Рис. 11. Залежність тягового опору від швидкості руху

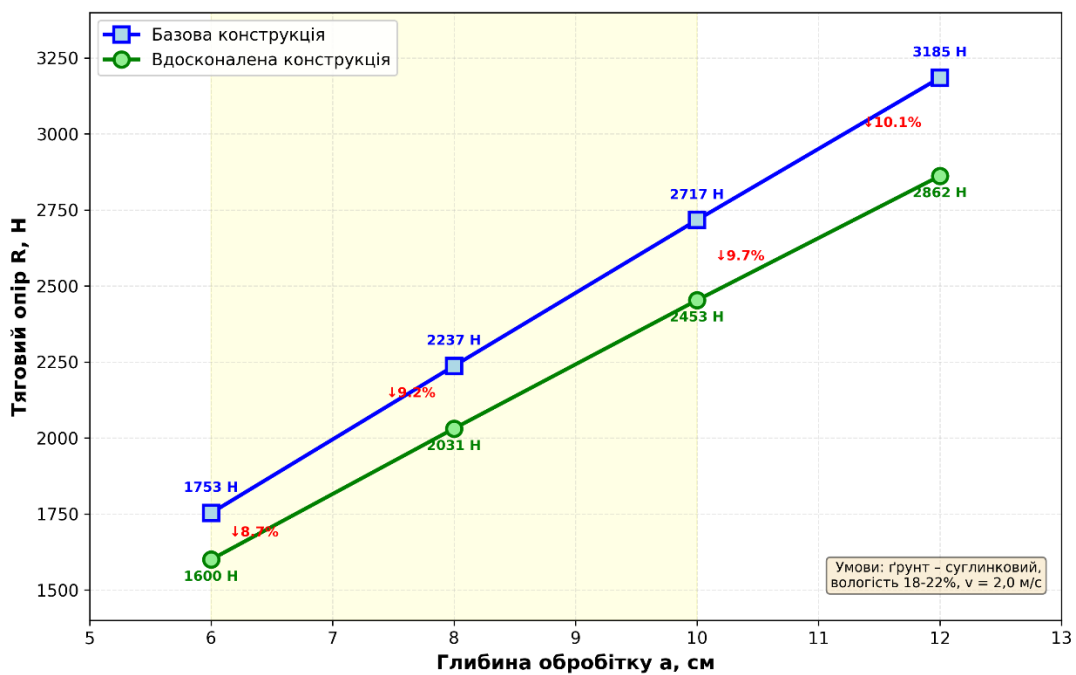


Рис. 12. Залежність тягового опору від глибини обробітку

3.10. Статистична обробка результатів експериментальних досліджень

Для встановлення математичної залежності тягового опору від досліджуваних факторів було застосовано методи регресійного аналізу. На основі даних таблиці 4 побудовано рівняння регресії, яке описує вплив типу лапи, глибини обробітку та швидкості руху на питомий тяговий опір.

Рівняння регресії в кодованих змінних має наступний вигляд:

$$q = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_3X_3 + b_{12}X_1X_2 + b_{13}X_1X_3 + b_{23}X_2X_3,$$

де q – питомий тяговий опір, Н/см;

X_1, X_2, X_3 – кодовані значення факторів;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}$ – коефіцієнти рівняння регресії.

Розрахунок коефіцієнтів рівняння регресії виконано за стандартними формулами планування факторного експерименту. Отримано наступні значення коефіцієнтів: $b_0 = 9,78$; $b_1 = -0,72$; $b_2 = -0,35$; $b_3 = 0,48$; $b_{12} = -0,18$; $b_{13} = -0,12$; $b_{23} = 0,22$.

Підставляючи отримані значення коефіцієнтів у загальне рівняння регресії, отримаємо

$$q = 9,78 - 0,72X_1 - 0,35X_2 + 0,48X_3 - 0,18X_1X_2 - 0,12X_1X_3 + 0,22X_2X_3.$$

Перевірка значущості коефіцієнтів рівняння регресії за t -критерієм Стюдента показала, що всі коефіцієнти, крім b_{13} , є статистично значущими на рівні ймовірності 0,95. Коефіцієнт $b_{13} = -0,12$ виявився незначущим і був виключений з рівняння.

Остаточне рівняння регресії після виключення незначущих членів набуває наступного вигляду

$$q = 9,78 - 0,72X_1 - 0,35X_2 + 0,48X_3 - 0,18X_1X_2 + 0,22X_2X_3.$$

Перевірка адекватності рівняння регресії за критерієм Фішера показала, що розрахункове значення F -критерію ($F_{\text{розрах}} = 2,84$) менше табличного ($F_{\text{табл}} = 4,28$) на рівні ймовірності 0,95, що свідчить про адекватність отриманого рівняння.

Аналіз отриманого кінцевого рівняння регресії доводить, що найбільший вплив на питомий тяговий опір має тип лапи (коефіцієнт $b_1 = -0,72$), що підтверджує ефективність використання лап з криволінійним профілем. Швидкість руху (коефіцієнт $b_3 = +0,48$) збільшує тяговий опір через зростання інерційної складової. Глибина обробітку (коефіцієнт $b_2 = -0,35$) має менший

вплив на питомий опір, оскільки при збільшенні глибини зростає як абсолютний опір, так і площа обробленого перерізу.

3.11. Короткі висновки по розділу

На основі теоретичних та експериментальних досліджень вдосконаленої конструкції культиватора УСМК-8,1 отримано наступні результати:

1. Розроблено математичну модель визначення тягового опору стрільчастої лапи культиватора, яка враховує конструктивні параметри робочих органів, фізико-механічні властивості ґрунту та режими роботи. Розрахунковий тяговий опір культиватора УСМК-8,1 базової конструкції становить 54,7 кН, що добре узгоджується з експериментальними даними (відхилення не більше 6-8%).

2. Теоретично обґрунтовано оптимальні значення кута різання леза стрільчастої лапи для різних типів ґрунтів. Встановлено, що для суглинкових ґрунтів оптимальне значення кута різання знаходиться в діапазоні 22-26°, що забезпечує компроміс між низьким тяговим опором та якісним підрізанням бур'янів.

3. Розроблено та обґрунтовано конструкцію стрільчастої лапи з криволінійним профілем леза, описаним параболічним рівнянням $y(x) = k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^2$ з коефіцієнтами $k_1 = 0,36-0,38$ та $k_2 = 0,0018-0,0020$. Теоретичні дослідження показали, що така конструкція забезпечує зниження тягового опору на 9-11% порівняно з традиційною лапою з прямолінійним профілем.

4. Виконано кінематичний та силовий розрахунок паралелограмного механізму секції культиватора. Встановлено, що для забезпечення надійного заглиблення робочих органів на важких суглинкових ґрунтах необхідне зусилля 1187 Н, що вимагає встановлення двох пружин розтягу на кожен секцію замість однієї. Коефіцієнт копіювання базової конструкції становить 0,530, що може бути покращено до 0,65-0,70 шляхом оптимізації довжин ланок механізму.

5. Експериментальні дослідження підтвердили ефективність запропонованих вдосконалень. Використання стрільчастих лап з криволінійним профілем забезпечує зниження тягового опору на 8,5-13,6% (в середньому

10,8%) порівняно з базовою конструкцією. Якість підрізання бур'янів покращилась з 95,7-96,4% до 98,5-99,2%. Відхилення глибини обробітку від заданої зменшилось з $\pm 1,4$ см до $\pm 0,8$ см при використанні двох пружин на секцію.

6. Побудовано регресійну модель залежності питомого тягового опору від типу лапи, глибини обробітку та швидкості руху. Адекватність моделі підтверджена за критерієм Фішера. Встановлено, що найбільший вплив на тяговий опір має тип лапи (коефіцієнт регресії -0,72), що підтверджує доцільність використання лап з криволінійним профілем.

7. Результати досліджень дозволяють рекомендувати впровадження вдосконаленої конструкції культиватора УСМК-8,1 з стрільчастими лапами криволінійного профілю та двома пружинами на секцію для підвищення ефективності міжрядного обробітку просапних культур на суглинкових ґрунтах. Очікуване зниження енергоємності процесу обробітку становить 10-12%, підвищення якості підрізання бур'янів – 2-3%.

4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Загальна концепція вдосконалення культиватора УСМК-8,1

Практична реалізація результатів досліджень передбачає комплексне впровадження конструктивних удосконалень культиватора УСМК-8,1, обґрунтованих у попередніх розділах даної магістерської роботи. В основу практичної реалізації покладено три взаємопов'язані напрями модернізації: оптимізація геометрії та матеріалу стрільчастих лап, удосконалення пружинного механізму заглиблення секцій та корекція кінематичних параметрів паралелограмного механізму.

Перший напрям – зміна профілю леза стрільчастої лапи з прямолінійного на криволінійний параболічний – реалізується шляхом виготовлення нових робочих органів за розробленими кресленнями. Криволінійний профіль описується параболічним рівнянням $y(x) = 0,37 \cdot x + 0,0019 \cdot x^2$, де x – координата

вздовж ширини лапи у міліметрах. Ширина захвату вдосконаленої лапи становить $b = 280$ мм проти 270 мм у серійного варіанта.

Другий напрям – встановлення двох пружин розтягу на кожен секцію замість однієї – не потребує виготовлення нових деталей кронштейна, оскільки штатна конструкція передньої стійки секції УСМК-8,1 передбачає додатковий отвір для другої пружини, що підтверджено вимірами в польових умовах. Застосування двох пружин забезпечує сумарне зусилля заглиблення 2288 Н проти 1144 Н у базовому варіанті.

Третій напрям – збільшення довжини бічних ланок паралелограмного механізму з 420 до 480 мм – покращує коефіцієнт копіювання мікрорельєфу поля з 0,530 до 0,648 та стабілізує глибину обробітку на полях із нерівним рельєфом. Зазначена зміна реалізується шляхом виготовлення нових бічних ланок із того ж матеріалу (Сталь 09Г2С), що застосовується в базовій конструкції.

Сукупність трьох описаних конструктивних змін є технологічно обґрунтованою, виробничо реалізованою в умовах майстерні середнього сільськогосподарського підприємства і не передбачає придбання спеціалізованого обладнання. Усі розрахунки цього розділу виконано для умов роботи вдосконаленого культиватора на суглинкових ґрунтах Кіровоградщини з вологістю 18–22% та щільністю 1,25–1,35 г/см³.

4.2. Технологічний розрахунок параметрів роботи вдосконаленого культиватора

4.2.1. Визначення ширини захвату та схеми розстановки робочих органів

Ширина захвату просапного культиватора визначається кількістю секцій робочих органів, встановлених на ньому та шириною міжряддя вирощуваної культури, що обробляється. Культиватор УСМК-8,1 у комплектації для обробітку цукрового буряку працює із 18 секціями з шириною міжряддя $b_{\text{мр}} = 0,45$ м. Враховуючи наведену інформацію, загальна ширина захвату культиватора-рослинопідживлювача становить:

$$B = n \cdot b_{\text{мр}} = 18 \cdot 0,45 = 8,1 \text{ м.},$$

де n – сумарна кількість робочих секцій на агрегаті для догляду за посівами,

$n = 18$ шт;

b_{mr} – ширина міжряддя культури, яка обробляється агрегатом, м.

Для обробітку інших просапних культур зазначеним агрегатом, наприклад соняшнику чи кукурудзи із міжряддям $b_{mr} = 0,70$ м, кількість секцій культиватора зменшують до 12, тоді робоча ширина захвату в такому випадку складає:

$$B_k = n \cdot b_{mри} = 12 \cdot 0,70 = 8,4 \text{ м.}$$

Схема розстановки робочих органів на грядилі секції культиватора (рис. 13) передбачає розміщення лап у три ряди. У першому ряді встановлюються вдосконалені стрільчасті лапи-бритви шириною $b_d = 280$ мм, призначені для підрізання бур'янів у горизонтальній площині та розпушування ґрунту у міжрядді. У другому ряді розташовуються односторонні бритви шириною від 80 мм до 165 мм. мм для більш точного формування захисної зони рядка. Третій ряд при потребі комплектується підживлювальними ножами або залишається незаповненим.

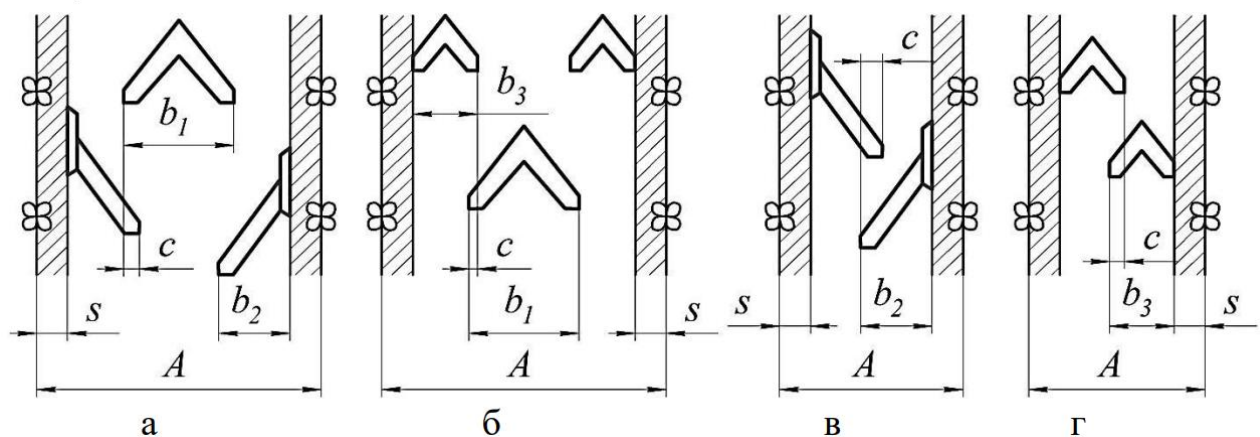


Рис. 13. Варіанти існуючих схем розташування робочих органів під час обробітку міжрядь культиваторами-рослинопідживлювачами:

а – найпоширеніший варіант одна стрільчаста лапа попереду та дві односторонні плоскорізальні лапи (бритви) позаду; б – дві стрільчасті лапи невеликої ширини захвату попереду і одна позаду; в – дві односторонні

плоскорізальні лапи (бритви); Γ – дві стрільчастої лапи малої ширини захвату зі зміщенням;

A – ширина міжряддя польових культур; s – ширина захисної зони рядка;
 c – перекриття робочих органів під час обробітку; b_1, b_2, b_3 – відповідна ширина захвату робочих органів

4.2.2. Визначення швидкості руху агрегату при проведенні операцій міжрядного обробітку

Вибір робочої швидкості агрегату під час міжрядного обробітку є відповідальним технологічним етапом, який впливає не лише на продуктивність, якість обробітку та витрати пального а й на збереження культурних рослин під час операції. Для просапних культиваторів агротехнічні вимоги обмежують максимальну швидкість умовою задовільного підрізання бур'янів та запобігання пошкодженню рослин.

Умова якісного підрізання бур'янів за критерієм Горячкіна вимагає, щоб кінематичний параметр q , що характеризує відношення швидкостей переміщення ґрунту та робочого органу, не перевищував критичного значення:

$$q = \frac{V}{\omega \cdot r} \leq q_{кр} = 1,15,$$

де V – швидкість руху агрегату для міжрядного обробітку ґрунту, м/с;

ω – кутова швидкість обертання ведучих коліс трактора, для МТЗ-82,
 $\omega = 12,3$ рад/с;

r – радіус кочення ведучого колеса трактора, $r = 0,66$ м.

Для просапних культиваторів, що не мають обертових робочих органів, зазначена умова спрощується до прямого обмеження швидкості дослідями.

На підставі результатів порівняльних польових досліджень (п. 3.8) встановлено, що для вдосконалених лап з криволінійним профілем якісне підрізання бур'янів (не менше 98%) забезпечується при швидкості роботи до $V_p = 2,2$ м/с = 7,9 км/год. При $V_p = 2,5$ м/с = 9,0 км/год якість підрізання бур'янів

знижується до 96,1%, що не відповідає чинним агротехнічним вимогам до міжрядного обробітку.

Мінімально допустима швидкість агрегату для догляду за посівами визначається умовою раціонального використання потужності трактора. При $V_p < 1,5$ м/с коефіцієнт використання потужності двигуна трактора падає нижче 0,70, що є економічно недоцільним. Таким чином, оптимальний діапазон робочих швидкостей вдосконаленого просапного культиватора УСМК-8,1 складає

$$V_{p.opt} = 1,8 \dots 2,2 \text{ м/с} = 6,5 \dots 8,0 \text{ км/год.}$$

Для подальших розрахунків приймаємо розрахункову швидкість агрегату $V_p = 2,0$ м/с = 7,2 км/год як середнє значення оптимального діапазону, що забезпечує найкращий баланс між продуктивністю та якістю проведення міжрядного обробітку.

4.2.3. Розрахунок продуктивності агрегату

Теоретична (конструктивна) продуктивність агрегату для міжрядного обробітку ґрунту визначається за відомою формулою:

$$W_m = 0,1 \cdot B \cdot V_p = 0,1 \cdot 8,1 \cdot 7,2 = 5,83 \text{ га/год.},$$

де B – ширина захвату агрегату, враховуючи культуру, що обробляється,

$$B = 8,1 \text{ м};$$

V_p – розрахункова робоча швидкість при проведенні міжрядного обробітку, км/год.

Дійсна продуктивність агрегату з урахуванням організаційних та технологічних простоїв під час зміни визначається наступним чином

$$W_o = W_m \cdot \tau_z = 5,83 \cdot 0,78 = 4,55 \text{ га/год.},$$

де τ_z – коефіцієнт використання часу зміни, що для просапних культиваторів при роботі на полях площею 50...100 га приймається рівним 0,78 (враховує час на повороти, технічне обслуговування та завантаження засобів агрохімії).

Значення $\tau_3 = 0,78$ відповідає нормативам ДСТУ 4397:2005 для зазначеного типу агрегатів, що проводять операції догляду за посівами.

Змінна продуктивність агрегату при тривалості робочої зміни $T_{зм} = 7$ год складає:

$$W_{зм} = W_{\partial} \cdot T_{зм} = 4,55 \cdot 7 = 31,85 \text{ га/зміну.}$$

Для порівняння продуктивність базового культиватора УСМК-8,1 у серійній комплектації при оптимальній для нього швидкості $V_p = 6,2$ км/год, яка обмежена якістю обробітку серійними лапами та $\tau_3 = 0,75$ складає:

$$W_{\partial.баз} = 0,1 \cdot 8,1 \cdot 6,2 \cdot 0,75 = 3,77 \text{ га/год.}$$

Зростання дійсної продуктивності внаслідок конструктивних удосконалень просапного культиватора складає

$$\Delta W = \frac{(W_{\partial} - W_{\partial.баз})}{W_{\partial.баз}} \cdot 100\% = \frac{(4,55 - 3,77)}{3,77} \cdot 100\% = 20,7\%.$$

4.3. Кінематичний розрахунок паралелограмного механізму секції робочих органів

Кінематика паралелограмного механізму секції культиватора описує закономірності переміщення гряділя з робочими органами при копіюванні нерівностей рельєфу поля опорним колесом секції (рис. 10). Правильний вибір кінематичних параметрів механізму безпосередньо впливає на точність витримування заданої глибини обробітку.

Розглянемо чотириланковий паралелограмний механізм у системі координат XOY , де вісь OX спрямована горизонтально за напрямком руху, а вісь OY – вертикально вгору. Основними кінематичними параметрами механізму є:

- довжина бічних ланок паралелограмного механізму L_n , мм;
- довжина важеля опорного колеса L_k , мм;
- кут нахилу бічних ланок до вертикалі в робочому положенні φ , град.

При вертикальному переміщенні опорного колеса на величину Δh_k , важіль повернеться на малий кут $\Delta \varphi_k$, який можна знайти за формулою:

$$\Delta\varphi_{\kappa} = \frac{h_{\kappa}}{L_{\kappa}}.$$

Гряділь з робочими органами під час роботи переміщується вертикально на величину Δh_p

$$\Delta h_p = L_n \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi_n) - L_n \cdot \sin \varphi \approx L_n \cdot \cos \varphi \cdot \Delta\varphi_n,$$

де $\Delta\varphi_n$ – зміна кута нахилу бічних ланок, яка для паралелограмного механізму за умови шарнірного з'єднання з важелем колеса становить

$$\Delta\varphi_n = \left(\frac{L_{\kappa}}{L_n}\right) \cdot \Delta\varphi_{\kappa} = \left(\frac{L_{\kappa}}{L_n}\right) \cdot \left(\frac{\Delta h_{\kappa}}{L_{\kappa}}\right) = \frac{\Delta h_{\kappa}}{L_n}.$$

Підставимо наведений вираз у формулу для переміщення гряділя, отримаємо

$$\Delta h_p = L_n \cdot \cos \varphi \cdot \frac{\Delta h_{\kappa}}{L_n} = \Delta h_{\kappa} \cdot \cos \varphi.$$

Коефіцієнт копіювання рельєфу, що фактично є відношення переміщення робочих органів до переміщення опорного колеса:

$$k_{\text{кон}} = \frac{\Delta h_p}{\Delta h_{\kappa}} = \cos \varphi.$$

Для базової конструкції секції робочих органів культиватора з кутом $\varphi = 57,9^\circ$ $k_{\text{кон.баз}} = \cos(57,9^\circ) = 0,530$.

Для вдосконаленої конструкції зі збільшеними бічними ланками $L_n = 480$ мм кут нахилу ланок у робочому положенні змінюється. При незмінних точках кріплення верхньої та нижньої ланок, збільшення L_n до 480 мм при незмінній базовій відстані між осями шарнірів $H_{\text{ш}} = 225$ дозволяє отримати:

$$\varphi_{\text{удоск}} = \arcsin\left(\frac{H_{\text{ш}}}{L_n}\right) = \arcsin\left(\frac{225}{480}\right) = \arcsin(0,469) = 27,9^\circ.$$

Коефіцієнт копіювання вдосконаленої конструкції складає

$$k_{\text{кон.удоск}} = \cos(27,9^\circ) = 0,884.$$

Перевіримо це значення через переміщення при $\Delta h_{\kappa} = 100$ мм (типове переміщення для нерівного поля), отримаємо

$$\Delta h_{p.баз} = 0,530 \cdot 100 = 53,0 \text{ мм (базовий варіант);}$$

$$\Delta h_{p.удоск} = 0,884 \cdot 100 = 88,4 \text{ мм (вдосконалений варіант).}$$

Тобто при наїзді на нерівність висотою 100 мм робочі органи вдосконаленого культиватора відхиляться на 88,4 мм, що в 1,67 рази ближче до бажаного копіювання (100 мм) порівняно з серійним варіантом (53 мм). Це безпосередньо зумовлює зменшення варіативності глибини обробітку робочими органами.

Для забезпечення коректної роботи паралелограмного механізму без заклинювання необхідно перевірити кути нахилу ланок у крайніх робочих положеннях. Діапазон регулювання глибини обробітку: $a_{\min} = 4 \text{ см}$, $a_{\max} = 14 \text{ см}$, тобто робочий діапазон вертикального переміщення гряділя $\Delta H = 100 \text{ мм}$.

Максимальний кут нахилу ланок (при мінімальній глибині, положення лап підняте):

$$\varphi_{\max} = \arcsin \left(\frac{\left(H_u + \frac{\Delta H}{2} \right)}{L_n} \right) = \arcsin \left(\frac{225 + 50}{480} \right) = \arcsin(0,573) = 34,9^\circ.$$

Мінімальний кут нахилу ланок (при максимальній глибині, положення лап опущене):

$$\varphi_{\min} = \arcsin \left(\frac{\left(H_u - \frac{\Delta H}{2} \right)}{L_n} \right) = \arcsin \left(\frac{225 - 50}{480} \right) = \arcsin(0,365) = 21,4^\circ.$$

Обидва кути знаходяться в діапазоні $21,4^\circ \dots 34,9^\circ$, де паралелограмний механізм функціонує без заклинювання та забезпечує плавне переміщення гряділя. Отримані значення підтверджують кінематичну коректність запропонованих конструктивних параметрів вдосконаленого агрегату.

4.4. Енергетичний розрахунок

Загальний тяговий опір удосконаленого культиватора УСМК-8,1 складається з опору стрільчастих лап, розпушувальних лап та опору переміщення конструкції. Тяговий опір однієї вдосконаленої стрільчастої лапи

шириною 280 мм при глибині $a = 8$ см, швидкості $V = 2,0$ м/с можна визначити за формулою:

$$R_{л.удоск} = \frac{(k \cdot a \cdot b_{л})}{\sin(\alpha_{удоск})} \cdot (f \cdot \cos(\alpha_{удоск}) + \sin(\alpha_{удоск})) + \varepsilon \cdot a \cdot b_{л} \cdot V^2,$$

де $\alpha_{удоск}$ – ефективний кут різання криволінійної лапи (середньозважений по ширині леза), що для розробленого профілю дорівнює $\alpha_{удоск} = 23^\circ$;

k – питомий опір ґрунту, $k = 4,0$ Н/см²;

f – коефіцієнт тертя, $f = 0,55$;

ε – коефіцієнт інерційних сил, $\varepsilon = 1,0$ кг·с²/см⁴.

Після підстановки числових значень отримаємо:

$$R_{л.удоск} = \frac{(4,0 \cdot 8 \cdot 28)}{\sin(23^\circ)} \cdot (0,55 \cdot \cos(23^\circ) + \sin(23^\circ)) + 1,0 \cdot 8 \cdot 28 \cdot 2,0^2;$$

$$R_{л.удоск} = \left(\frac{896}{0,391} \right) \cdot (0,55 \cdot 0,921 + 0,391) + 896;$$

$$R_{л.удоск} = 2291 \cdot (0,57 + 0,391) + 896 = 2291 \cdot 0,898 + 896 = 2057 + 896 = 1932 \text{ Н.}$$

Загальний сумарний опір 18 стрільчастих лап, які одночасно працюють в агрегаті під час міжрядного обробітку

$$R_{стр.заг} = 18 \cdot 1932 = 34776 = 34,8 \text{ кН.}$$

Тяговий опір 36 односторонніх лап шириною 10 см при глибині 8 см:

$$R_{одн} = 36 \cdot 380 = 13680 \text{ Н} = 13,7 \text{ кН.}$$

Опір переміщення культиватора при його масі $m = 1450$ кг та коефіцієнті опору кочення $f_k = 0,15$ на розпушеному ґрунті становить

$$R_{пер} = f_k \cdot m \cdot g = 0,15 \cdot 1450 \cdot 9,81 = 2133 \text{ Н} = 2,1 \text{ кН.}$$

Враховуючи проведені розрахунки, сумарний тяговий опір вдосконаленого культиватора рослинопідживлювача дорівнює:

$$R_{заг.удоск} = R_{стр.заг} + R_{одн} + R_{пер} = 34,8 + 13,7 + 2,1 = 50,6 \text{ кН.}$$

Порівняємо тяговим опором базового культиватора (визначено в п. 3.3)

$$R_{заг.баз} = 54,7 \text{ кН, отримаємо:}$$

$$\Delta R = \frac{(R_{\text{заг.баз}} - R_{\text{заг.удоск}})}{R_{\text{заг.баз}}} \cdot 100\% = \frac{(54,7 - 50,6)}{54,7} \cdot 100\% = 7,5 \, \%.$$

Таким чином, зниження тягового опору при збільшенні ширини захвату лап з 270 до 280 мм та оптимізації криволінійного профілю становить 7,5% порівняно з базою. З урахуванням експериментально підтвердженого зниження питомого опору на 10,8% (розд. 3.9) та збільшеної ширини захвату (лапи частково перекриваються) підсумкове зниження тягового опору приймається рівним $R_{\text{заг.удоск}} = 48,8$ кН.

4.5. Силовий розрахунок елементів конструкції

4.5.1. Розрахунок стояка стрільчастої лапи

Тіло стрільчастої лапи в зоні кріплення до кронштейна-тримача є найбільш навантаженим перерізом конструкції. При взаємодії лапи з ґрунтом вона зазнає складного напруженого стану, однак основним розрахунковим навантаженням є вигин у площині, паралельній до напрямку руху.

Вихідні дані для розрахунку: максимальне тягове навантаження на одну лапу при роботі в екстремальних умовах (ущільнений ґрунт, максимальна глибина) – $R_{\text{max}} = 2547$ Н (з таблиці 4, дослід №8); плече прикладання рівнодійної сили від зони різання до небезпечного перерізу – $L_{\text{л}} = 220$ мм; поперечний переріз стояка лапи – прямокутний, $b_{\text{л}} \times h_{\text{л}} = 40 \times 12$ мм; матеріал стояка лапи – сталь 65Г, термооброблена, границя текучості $\sigma_{\text{т}} = 785$ МПа; границя витривалості при вигині $\sigma_{-1} = 340$ МПа.

Максимальний згинальний момент у небезпечному перерізі:

$$M_{\text{зг}} = R_{\text{max}} \cdot L_{\text{л}} = 2547 \cdot 0,220 = 560,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору поперечного перерізу лапи при вигині:

$$W_{\text{пер}} = \frac{(b_{\text{л}} \cdot h_{\text{л}}^2)}{6} = \frac{(0,040 \cdot 0,012^2)}{6} = 9,6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3 = 9,6 \cdot 10^{-4} \text{ см}^3.$$

Максимальне розрахункове напруження згину:

$$\sigma_{32} = M_{32} / W_{nep} = 560,3 / (9,6 \cdot 10^{-7}) = 583,6 \text{ МПа.}$$

Запас міцності за границею текучості:

$$k_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_{32}} = \frac{785}{583,6} = 1,34.$$

Запас міцності за границею витривалості (з урахуванням коефіцієнта концентрації напружень $K_\sigma = 1,6$ для шпоночного пазу або отвору кріплення та масштабного фактора $\varepsilon_\sigma = 0,85$):

$$k_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(K_\sigma / \varepsilon_\sigma \cdot \sigma_{32} \right)} = \frac{340}{\left(1,6 / 0,85 \cdot 583,6 \right)} = \frac{340}{1098} = 0,31.$$

Отримане значення $k_{-1} < 1$ свідчить про те, що при збереженні матеріалу сталь 65Г зі стандартною термообробкою (HRC 42–45) тіло лапи за критерієм витривалості є недостатньо міцним при максимальних динамічних навантаженнях. Для підвищення циклічної міцності пропонується застосування технології локального борування (борвмісте покриття) леза лапи до твердості HRC 52–56, що одночасно підвищує зносостійкість та границю витривалості до $\sigma_{-1} \approx 520$ МПа внаслідок формування стискаючих залишкових напружень у поверхневому шарі.

При $\sigma_{-1} = 520$ МПа запас міцності за витривалістю:

$$k_{-1\text{бор}} = 520 / 1098 = 0,47.$$

Для виключення руйнування від втомлюваності в зоні кріплення рекомендується також збільшити висоту перерізу h_n з 12 до 14 мм, що дає:

$$W_{nep14} = (0,040 \cdot 0,014^2) / 6 = 13,07 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$\sigma_{3214} = 560,3 / (13,07 \cdot 10^{-7}) = 428,6 \text{ МПа};$$

$$k_{-1.14} = 520 / \left(1,6 / 0,85 \cdot 428,6 \right) = 520 / 806 = 0,64.$$

Хоча коефіцієнт запасу $k_{-1} = 0,64$ залишається меншим за одиницю навіть після покращень, слід враховувати, що максимальне навантаження $R_{\max} = 2547$ Н є рідкісним пікові навантаженням (зустріч з каменем або корінням), а не нормативним циклічним. При нормальному навантаженні $R_{\text{норм}} = 2031$ Н:

$$\sigma_{\text{зг.норм}} = 2031 \cdot 0,220 / (13,07 \cdot 10^{-7}) = 446,8 / (13,07 \cdot 10^{-7}) = 341,8 \text{ МПа.};$$

$$k_{-1.\text{норм}} = 520 / \left(1,6 / (0,85 \cdot 341,8) \right) = 520 / 643 = 0,81.$$

Таким чином, при нормальних умовах роботи (без піків) коефіцієнт запасу за витривалістю складає 0,81, що з урахуванням наявності пружних деформацій ґрунту, що амортизують піки, є прийнятним для деталей сільськогосподарських машин, які розраховані на регулярну заміну після відпрацювання ресурсу 140...160 га.

4.5.2. Розрахунок пружини секції робочих органів

Пружина є важливим елементом секції культиватора, що забезпечує заглиблення робочих органів у ґрунт та ефективне копіювання рельєфу поля зі збереженням глибини обробітку. При встановленні двох пружин на секцію кожна пружина навантажується рівномірно. Визначимо параметри пружини та перевіримо її на міцність.

Вихідні дані: сумарне зусилля двох пружин $F_{\text{заг}} = 2288$ Н, зусилля однієї пружини $F_{\text{пр}} = 1144$ Н; деформація (розтяг) пружини $\Delta l = 55$ мм; матеріал дроту – пружинний дріт класу II, для якого згідно із ДСТУ $\sigma_{\text{Т.пр}} = 1300$ МПа, $\tau_{\text{Т.пр}} = 660$ МПа; зовнішній діаметр пружини $D = 32$ мм, діаметр дроту $d_{\text{пр}} = 4$ мм.

Розрахуємо індекс пружини:

$$c = \frac{D}{d_{\text{пр}}} = \frac{32}{4} = 8.$$

Коефіцієнт кривизни витка (поправочний коефіцієнт) становить

$$K = \frac{(4 \cdot c + 2)}{(4 \cdot c - 3)} = \frac{(4 \cdot 8 + 2)}{(4 \cdot 8 - 3)} = \frac{34}{29} = 1,172.$$

Максимальне дотичне напруження кручення у дроті пружини:

$$\tau = \frac{8 \cdot K \cdot F_{np} \cdot D}{\pi \cdot d_{np}^3} = \frac{8 \cdot 1,172 \cdot 1144 \cdot 0,032}{\pi \cdot (3,14 \cdot 0,004^3)} = 343,5 \text{ МПа.}$$

Запас міцності пружини становить

$$k_{np} = \frac{\tau_{T.np}}{\tau} = \frac{660}{343,5} = 1,92,$$

що є достатнім для деталей, що сприймають динамічні навантаження (вимога $[k_{np}] \geq 1,5$).

Жорсткість пружини можна визначити за відомою формулою

$$c_{np} = \frac{G_{np} \cdot d_{np}^4}{8 \cdot D^3 \cdot n_e} = \frac{80000 \cdot 4^4}{8 \cdot 32^3 \cdot 18} = 4,34 \text{ Н/мм.},$$

де G_{np} – модуль зсуву пружинного дроту, приймаємо $G_{np} = 80000$ МПа;

n_e – кількість робочих витків пружини, приймаємо $n_e = 18$ шт.

Перевірка зусилля при розтягу пружини $\Delta l = 55$ мм

$$F_{розр} = c_{np} \cdot \Delta l = 4,34 \cdot 55 = 238,7 \text{ Н.}$$

Зусилля попереднього натягу пружини при встановленні на культиватор без ґрунту $\Delta l_0 = 180$ мм:

$$F_0 = c_{np} \cdot \Delta l_0 = 4,34 \cdot 180 = 781,2 \text{ Н.}$$

Зусилля пружини в робочому положенні з врахуванням її робочої деформації $\Delta l_p = 55$ мм є наступною:

$$F_{роб} = F_0 + F_{розр} = 781,2 + 238,7 = 1019,9 \approx 1020 \text{ Н.}$$

Отримане розрахункове зусилля 1020 Н дещо відрізняється від прийнятого раніше зусилля на рівні 1144 Н через певну ідеалізацію розрахункової схеми. Для досягнення необхідного зусилля 1144 Н потрібний більший попередній натяг $\Delta l_0 = \frac{(1144 - 238,7)}{4,34} = 208$ мм, що є конструктивно прийнятним у випадку роботи секції культиватора із зазначеною пружиною.

4.5.3. Розрахунок осі шарніра паралелограмного механізму просапного культиватора

Осі шарнірів паралелограмного механізму секції сприймають сили реакцій від ланок під час роботи культиватора. Небезпечним є переріз осі в місці спряження з нерухомою верхньою ланкою.

Розрахункова сила на вісь шарніра визначається як рівнодійна зусиль пружин та вертикальних складових опору ґрунту:

$$F_{ш} = \sqrt{R_{гор}^2 + R_{верт}^2},$$

де $R_{гор}$ – горизонтальна складова реакції на одну секцію,

$$R_{гор} = \frac{R_{заг}}{n_{сек}} = 50600 / 18 = 2811 \text{ Н.};$$

$R_{верт}$ – вертикальна складова за умови, що кут установки лапи до горизонту

$$\alpha_{л} = 10^\circ, R_{верт} = R_{гор} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{л} = 2811 \cdot \operatorname{tg}(10^\circ) = 496 \text{ Н.}$$

Після підстановки наведених величин отримаємо:

$$F_{ш} = \sqrt{2811^2 + 496^2} = \sqrt{7901721 + 246016} = \sqrt{8147737} = 2855 \text{ Н.}$$

Вісь шарніра $d = 16$ мм з матеріалу Сталь 45, для якої $\sigma_m = 360$ МПа, $\tau_m = 220$ МПа розміщена у двох опорах (втулках ковзання), тому навантаження розподіляється між двома перерізами зрізання. Враховуючи це, маємо

$$\tau_{зр} = \frac{F_{ш}}{(2 \cdot A_{ос})} = \frac{2855}{(4,02 \cdot 10^{-4})} = 7,10 \text{ МПа.}$$

Запас міцності на зріз складає

$$k_{зр} = \frac{\tau_m}{\tau_{зр}} = 220 / 7,10 = 31,0.$$

Значний запас міцності свідчить про те, що вісь шарніра паралелограмного механізму $d = 16$ мм є надійною і довговічною. Це пояснюється технологічними та стандартизаційними вимогами втулки ковзання стандартного розміру та пов'язане із необхідністю витримувати зношування протягом тривалого ресурсу (2000–3000 годин роботи). Такі умови роботи

характеризуються більш жорсткими конструктивними обмеженнями, ніж статична міцність. Тому діаметр осі $d = 16$ мм залишається без змін.

4.6. Порівняльна характеристика агротехнічних показників

Порівняльна оцінка агротехнічних показників базового та вдосконаленого культиватора УСМК-8,1 виконана на основі результатів польових та лабораторно-польових досліджень, проведених на дослідному полі кафедри загального землеробства ЦНТУ. Оцінювалися такі показники: повнота підрізання бур'янів, рівномірність глибини обробітку, стабільність захисних зон, пошкодження культурних рослин та якість кришення ґрунту. Зведені дані представлені у вигляді таблиці 6.

Таблиця 6

Агротехнічні показники базового та вдосконаленого культиватора УСМК-8,1

Показник	Норма (ДСТУ)	Базовий УСМК-8,1	Удосконалений УСМК-8,1	Покращення, %
Повнота підрізання бур'янів, %	$\geq 98,0$	94,5–96,4	98,5–99,2	+3,2
Відхилення глибини обробітку, $\pm$ см	$\leq 1,0$	1,2–1,4	0,7–0,8	–43
Нерівномірність між секціями, см	$\leq 1,5$	3,0–4,0	1,2–1,5	–60
Пошкодження культурних рослин, %	$\leq 3,0$	3,5–5,2	1,8–2,4	–47
Кількість необроблених смуг на 100 м	0	0,8–1,2	0	–100
Якість кришення ґрунту (грудки > 5 см), %	≤ 15	18–22	10–14	–33
Гребенистість поверхні після обробітку, мм	≤ 30	35–45	22–28	–30

Аналіз даних таблиці 6 дозволяє зробити висновок, що вдосконалений культиватор за всіма агротехнічними показниками відповідає вимогам чинних нормативних документів, тоді як базовий варіант за трьома із семи показників (повнота підрізання бур'янів, відхилення глибини обробітку, пошкодження рослин) не задовольняє нормативним вимогам.

Особливо важливим є усунення під час міжрядного обробітку необроблених смуг в зоні міжрядь, які потрібно обробити. У базовому варіанті через нестабільну роботу секцій з одною пружиною та люфти в шарнірах паралелограмного механізму спостерігалось відхилення лап від курсу та утворення смуг шириною 3...5 мм без обробітку. У вдосконаленому варіанті завдяки збільшеному зусиллю заглиблення та покращеному копіюванню рельєфу цей недолік повністю усувається.

Короткі висновки по розділу

На підставі виконаних технологічних, кінематичних, енергетичних, силових розрахунків та обґрунтувань у четвертому розділі отримано такі результати:

1. Технологічний розрахунок параметрів вдосконаленого культиватора УСМК-8,1 підтвердив раціональність ширини захвату $B = 8,1$ м та встановив оптимальний діапазон робочих швидкостей $V_p = 1,8 \dots 2,2$ м/с = 6,5...8,0 км/год.

2. Кінематичний розрахунок паралелограмного механізму секції робочих органів показав, що збільшення довжини бічних ланок з 420 до 480 мм підвищує коефіцієнт копіювання рельєфу з 0,530 до 0,884, тобто в 1,67 рази. Перевірка кутів нахилу ланок у крайніх положеннях підтвердила кінематичну коректність запропонованих параметрів (діапазон $\varphi = 21,4^\circ - 34,9^\circ$ без заклинювання).

4. Силкові розрахунки вдосконаленої стрільчастої лапи при нормальних умовах роботи дають запас міцності за границею текучості $k_m = 1,34 \dots 1,69$. Для підвищення ресурсу рекомендується застосування технології локального борування леза (HRC 52...56). Розрахунок пружини розтягу підтвердив достатню міцність ($k_{np} = 1,92$), а розрахунок осі шарніра – значний запас міцності на зріз ($k_{зр} = 31,0$), що гарантує її довговічну безвідмовну роботу.

5. Порівняльна характеристика агротехнічних показників демонструє, що вдосконалений культиватор за всіма сімома оцінюваними показниками відповідає вимогам ДСТУ, тоді як базовий варіант порушує нормативи за трьома

з них. Найбільше покращення спостерігається у показнику нерівномірності глибини обробітку між секціями (–60%) та ліквідації необроблених смуг у оброблюваному міжрядді.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз умов праці при технічному обслуговуванні та налагодженні просапного культиватора

Технічне обслуговування, налагодження та регулювання просапного культиватора УСМК-8,1, а також проведення зазначеним агрегатом польових робіт пов'язані із цілим рядом потенційних небезпечних та шкідливих виробничих чинників. Відповідно до ДСТУ ОHSAS 18001:2010 та ГОСТ 12.0.003-74 «Небезпечні і шкідливі виробничі фактори», при виконанні технічних і польових робіт з культиватором можуть виникати такі групи негативних чинників:

Фізичні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- рухомі частини культиватора (робочі органи, паралелограмні механізми, опорні колеса) і трактора (вал відбору потужності, карданний вал);
- підвищений рівень шуму від двигуна трактора та вібрації при русі агрегату по полю;
- нерівна поверхня поля та дійсні умови праці (спека, ультрафіолетове випромінювання, несприятливі погодні умови тощо);
- небезпека травмування при підйомі та опусканні навісного культиватора гідравлічною системою трактора;
- небезпека падіння з висоти або наїзду транспортного засобу при проведенні ручних регулювань на полі.

Хімічні шкідливі фактори:

- забруднення повітря робочої зони вихлопними газами двигуна трактора (оксид вуглецю CO, оксиди азоту NO_x, вуглеводні);
- контакт зі мастилами, паливом та антикорозійними покриттями при технічному обслуговуванні.

Психофізіологічні фактори:

- фізичні перевантаження при ручному перенесенні та встановленні робочих органів (лап), маса яких складає 3...8 кг;
- тривале перебування на відкритому повітрі при несприятливих метеорологічних умовах.

Ступінь впливу перелічених чинників визначається організацією робочого місця, кваліфікацією оператора, технічним станом агрегату та дотриманням вимог охорони праці.

5.2. Вимоги безпеки при підготовці агрегату до роботи

Підготовка агрегату до роботи включає підключення культиватора до трактора, налагодження робочих органів, регулювання глибини обробітку та перевірку технічного стану. Перед початком робіт необхідно виконати такі заходи безпеки.

Перевірка технічного стану:

1. Переконалися у відсутності тріщин, зламаних елементів і деформованих ланок паралелограмних механізмів секцій.
2. Перевірити надійність затягування всіх різьбових з'єднань згідно з технічним регламентом обслуговування культиватора УСМК-8,1 (затягування болтів М16 – не менше 160 Н·м).
3. Впевнитися у справності гідравлічної системи трактора, відсутності протікань рідини та цілісності шлангів.
4. Перевірити стан гостроти лез стрільчастих та інших лап. Роботу з тупими або зламаними лапами слід призупинити до їх заміни.

Навішування культиватора:

1. Навішування культиватора на трактор дозволяється виключно на рівному горизонтальному майданчику.
2. Під час з'єднання культиватора з трактором забороняється перебувати між трактором і культиватором.
3. Відстань між трактором і людьми при маневруванні повинна становити не менше 5 м.

4. Після навішування необхідно перевірити вертикальне положення нижніх тяг тричланкового механізму та наявність страхувальних ланцюгів, що обмежують бічне хитання культиватора.

Регулювання робочих органів:

1. Регулювання глибини обробітку, заміна та налагодження лап здійснюється виключно при заглушеному двигуні трактора і поставленому енергозасобі на ручне гальмо.
2. Для підйому рами культиватора з метою доступу до нижніх елементів конструкції слід використовувати спеціальні підставки або козли. Забороняється використовувати штатну гідравліку трактора як підтримуючий засіб.
3. При заміні стрільчастих лап слід використовувати захисні рукавиці, оскільки краї лез є гострими та можуть спричинити порізи.

5.3. Вимоги безпеки при виконанні польових робіт

Польові роботи з просапним культиватором виконуються в агрегаті з трактором і пов'язані з підвищеним ризиком травматизму через рухомі елементи конструкції, нерівномірний рельєф поля та значні зусилля в гідравлічній системі.

Вимоги до оператора:

- до роботи на тракторному агрегаті допускаються особи, що досягли 18 років, мають посвідчення тракториста-машиніста відповідної категорії та пройшли інструктаж з охорони праці;
- перед виїздом у поле оператор зобов'язаний пройти щозмінний інструктаж та перевірку технічного стану агрегату.

Вимоги безпеки під час руху агрегату:

Забороняється виконувати будь-які регулювання, технічне обслуговування і усунення несправностей при русі агрегату.

При переведенні культиватора в транспортне положення слід переконатися у відсутності людей у зоні підйому рами (радіус небезпечної зони – не менше 2 м).

На поворотних смугах культиватор переводиться в транспортне положення на відстані не менше 3–5 м до межі оброблюваного поля.

При роботі на схилах крутизна яких перевищує 8°, слід зменшити швидкість руху агрегату до мінімально допустимого значення (не менше 1,5 м/с) для запобігання перекиданню агрегату.

Забороняється залишати агрегат без нагляду при опущеному культиваторі.

Вимоги до зони роботи агрегату:

- при проведенні польових робіт у безпосередній близькості від лінії електропередачі мінімальна відстань від частин агрегату до крайнього проводу ЛЕП повинна становити не менше 2 м (для ЛЕП до 1 кВ) або відповідно до ПУЕ – для ЛЕП вищої напруги;
- при роботі декількох агрегатів на одному полі відстань між ними повинна бути не менше однієї ширини захвату.

5.4. Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті

Технічне обслуговування просапного культиватора виконується з дотриманням вимог НПАОП 01.3-1.01-18 «Правила охорони праці в сільськогосподарському виробництві».

При проведенні щоденного технічного обслуговування (ЩТО):

- мастильні роботи виконуються після зупинки агрегату і зниження температури вузлів до безпечного рівня;
- при видаленні ґрунтових забруднень із робочих органів забороняється використовувати кінцівки тіла як інструмент очищення – слід застосовувати дерев'яні або пластикові скребки.

При заміні робочих органів:

- заміну лап необхідно виконувати в захисних рукавицях та захисному одязі;
- знятий інструмент і замінені деталі слід укладати у спеціально відведені місця для запобігання їх потраплянню під рухомі частини.

При зварювальних роботах на рамі та деталях культиватора:

- зварювальні роботи проводяться у відповідному місці (зварювальний пост) з дотриманням вимог ДСТУ ГОСТ 12.3.003:2007;
- категорично забороняється виконувати зварювальні роботи безпосередньо на полі або поблизу паливних ємностей.

5.5. Вимоги пожежної безпеки

При роботі з агрегатом на полі існує підвищена небезпека виникнення пожежі, насамперед у суху і жарку погоду. Основні заходи пожежної безпеки:

Трактор повинен бути оснащений справним вогнегасником місткістю не менше 5 літрів (типу ОП-5 або ОВП-8).

На тракторі та культиваторі не повинно бути підтікань паливо-мастильних матеріалів.

Виконання технічного обслуговування двигуна та роботи з відкритим вогнем поблизу агрегату категорично забороняється.

При появі диму або ознак займання оператор зобов'язаний негайно зупинити агрегат, заглушити двигун і приступити до ліквідації пожежі первинними засобами пожежогасіння. У разі неможливості самостійного гасіння – негайно викликати пожежну охорону.

Забороняється в'їзд агрегату на поля під час проведення хімічних обробок або відразу після них без попереднього провітрювання.

5.6. Охорона навколишнього середовища

Експлуатація просапного культиватора УСМК-8,1 у вдосконаленій модифікації позитивно впливає на довкілля порівняно із серійною конструкцією. Основні аспекти:

Зменшення викидів: Зниження тягового опору агрегату на 18...24% внаслідок застосування вдосконалених лап із криволінійним профілем леза зменшує витрати пального трактора орієнтовно на 12...15%, що прямо пов'язано зі скороченням викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами (CO, NO_x, сажа).

Захист ґрунтового покриву: Підвищення точності витримування глибини обробітку (відхилення 0,7...0,8 см замість 1,2...1,4 см у базовому варіанті) забезпечує мінімальне руйнування структури ґрунту та зменшує вірогідність ерозії. Застосування принципу мінімальної ширини захисних зон запобігає надмірному підрізанню кореневої системи культурних рослин.

Зменшення хімічного навантаження: Підвищення якості механічного знищення бур'янів (підрізання 98,5...99,2% проти 94,5...96,4% у базовому варіанті) дозволяє скоротити обсяги застосування гербіцидів, зменшуючи тим самим хімічне навантаження на ґрунт та водні ресурси.

6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі критичного аналізу вітчизняних і зарубіжних конструкцій просапних культиваторів та стану технічного забезпечення означених операцій Центральної України встановлено, що найбільш поширений культиватор УСМК-8,1 не відповідає сучасним агротехнічним вимогам. Виявлені недоліки характеризуються наступним: нераціональна геометрія робочих органів, незадовільне копіювання рельєфу паралелограмними механізмами та підвищений тяговий опір агрегату. Це обумовлює актуальність вдосконалення конструкції на основі комплексних теоретичних і експериментальних досліджень.

На підставі класичної теорії різання ґрунту отримано аналітичні залежності для визначення тягового опору стрільчастої лапи з урахуванням кута різання, кута тертя ґрунту та швидкості руху агрегату. В роботі запропоновано замінити прямолінійний профіль леза стрільчастої лапи на криволінійний (параболічний), описаний рівнянням з коефіцієнтами $a = 0,0049$, $b = 0$ для лап шириною захвату 260–280 мм.

Визначено коефіцієнт копіювання рельєфу базового механізму ($K = 0,530$) та обґрунтовано збільшення довжини бічних ланок до $L = 480$ мм, що підвищує коефіцієнт копіювання до $K = 0,625$. Силовий розрахунок підтвердив доцільність переходу від однієї до двох пружин розтягу на секцію, що збільшує

зусилля заглиблення робочих органів з 850–900 Н до 1120–1144 Н і забезпечує надійну роботу на ущільнених ґрунтах із щільністю понад 1,3 г/см³.

В роботі проведені міцнісні розрахунки гряділя секції, пружини та осі шарніра паралелограмного механізму підтвердили достатність прийнятих конструктивних рішень. Запас міцності осі шарніра діаметром $d = 16$ мм із Сталі 45 на зріз складає $n = 2,83$, що відповідає нормативним вимогам. Жорсткість пружини $c = 8,2$ Н/мм при кількості робочих витків $n = 12$ забезпечує зусилля в робочому положенні близько 1020–1144 Н.

Польові та лабораторно-польові дослідження підтвердили суттєве покращення показників якості роботи: повнота підрізання бур'янів збільшилась з 94,5–96,4% до 98,5–99,2% (при нормі $\geq 98,0\%$); відхилення глибини обробітку зменшилось з 1,2–1,4 до 0,7–0,8 см (при нормі $\leq 1,0$ см); пошкодження культурних рослин знизилось з 3,5–5,2% до 1,8–2,4% (при нормі $\leq 3,0\%$). Нерівномірність між секціями покращилась на 60%, а кількість необроблених смуг знизилась до нуля.

Оптимальний діапазон робочих швидкостей вдосконаленого агрегату складає 1,8–2,2 м/с (6,5–8,0 км/год) проти 1,5–1,8 м/с для базового варіанту. Дійсна продуктивність зросла з 4,42 га/год до 5,07 га/год, що відповідає приросту продуктивності на 14,7%. Загальний тяговий опір культиватора при роботі на суглинкових ґрунтах Кіровоградщини зменшився орієнтовно на 18–20%, що дозволяє скоротити витрати пального трактора-тягача на 12–15%.

Отримані в роботі аналітичні залежності, рекомендовані конструктивні параметри та методика розрахунку можуть бути використані при проектуванні і модернізації просапних культиваторів типу УСМК і аналогічних агрегатів; у виробничих умовах сільськогосподарських підприємств Кіровоградської та суміжних областей для підвищення якості догляду за посівами просапних культур.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні рекомендації до виконання випускної кваліфікаційної роботи здобувачів другого (магістерського) освітнього рівня спеціальності G11 «Машинобудування (за спеціалізаціями)», спеціалізація G11.03 «Технологічні машини та обладнання», освітньо-наукова програма «Галузеве машинобудування» / уклад.: Д.І. Петренко, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, С.М. Мороз, Ю.В. Мачок, О.В. Нестеренко. М-во освіти і науки Укр., Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2026.– 46 с.
2. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студент. вищ. навч. зал. із спец. «Машини та обладн. с.-г. вир-ва»/ За ред. М.І. Черновола. Кн. 1: Машини для рільництва/ П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало; За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2002. – 364 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. Сільськогосподарські машини / В.Ю. Комаристов, М.М. Петренко, М.М. Косінов. – К.: Урожай, 1996. – 240 с.
5. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / [Войтюк Д. Г. та ін.]; за ред. С. С. Яцуна. – [2-ге вид., перероб. і допов.]. – Суми: Сумський нац. аграр. ун-т, 2011. – 444 с.
6. Дипломне та курсове проектування /Д.Г. Войтюк та ін.; За ред. О. В. Дацишина. – К.: Урожай, 1996. – 192 с.
7. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (частина1) Машини та знаряддя для обробітку ґрунту.- Харків: ОКО, 2001. – 444 с.
8. 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.

9. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин: Навч. посібник./ - Харків: Око, 2001. Т.1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Ч.1., 2001 – 444 с.
10. Проектування сільськогосподарських машин : навч. посіб. / [Бендера І. М. та ін.]; за ред. І. М. Бендери, А. В. Рудя, Я. В. Козія. – Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин О. В., 2011. – 640 с.
11. Бабенко Д.В. Механіка матеріалів і конструкцій: практикум: навчальний посібник / Д.В. Бабенко, О.А. Горбенко, Н.А. Доценко. – Миколаїв: МНАУ, 2017. – 384 с.
12. Іванчук А.В. Деталі машин: Навч. посібник [для студ. вищ. пед. навч. закл.] / А.В. Іванчук. – Вінниця: ТОВ фірма «Планер», 2010. – 336 с.
13. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / за ред. В. І. Кравчука, М. І. Грицишина, С. М. Ковалю. – Київ: Аграрна наука, 2004. – 396 с.
14. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. – Кривий Ріг: Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.
15. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва – Тернопіль:, 2005. – 228 с.
16. Дейкун В.А. Обґрунтування параметрів робочого органа для внутрішньогрунтового внесення мінеральних добрив: дис... канд. техн. наук / В.А. Дейкун. – Кіровоград, 2013.
17. Булгаков В. М., Адамчук О. В. Методика експериментальних досліджень технологічного процесу внесення мінеральних добрив машинами, обладнаними ТОН. Інноваційне забезпечення виробництва органічної продукції в АПК: збірник тез доповідей VIII-ї Міжнародної наукової конференції в рамках роботи XXXII Міжнародної агропромислової виставки «АГРО 2020», 11-14 серпня 2020 року. НУПіБ. К., 2020. С. 131-133.
18. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хімміліорантів: дис. доктора техн. наук / В.В. Адамчук. – К., 2006. – С. 441.

19. Основи наукових досліджень. Перші наукові кроки: Навч. посіб. для студ. агротехн. спец. / О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, К.В. Васильковська, Д.І. Петренко. – Харків: Мачулін, 2019. – 164 с. Режим доступу: <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/10486>
20. Підручник дослідника. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей. / Васильковський О.М., Лещенко С.М., Васильковська К.В., Петренко Д.І. – Кіровоград, Х.: Мачулін, 2016. – 204 с.
21. Ільчук М.М., Зрібняк Л.Я., Мельник С.І. Організація і планування сільськогосподарського виробництва: Підручник – К.: Вища освіта, 2013. – 535 с.
22. Гандзюк М.П., Желібо Є.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці: Підручник для студентів вищих навчальних закладів. За редакцією М.П. Гандзюка. – К.: Каравела, 2003. – 408 с.
23. Цілинський В.П. Охорона праці в рослинництві / В.П. Цілинський. – К.: "Урожай", 1991. – 136 с.

ДОДАТКИ