

КРИМСЬКИЙ ОРДЕНА «ЗНАК ПОШАНИ»
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИЙ ІНСТИТУТ ІМ. М. І. КАЛІШІНА

На правах рукопису

БАБИЦЬКИЙ
Леонід Федорович

**МЕХАНІКО-БІОНІЧНІ ОСНОВИ
БАГАТОКОНТАКТНО-УДАРНОЇ ДІЇ
ПРОТИЕРОЗІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ГРУНТ**

Спеціальність 05. 20. 01 — механізація
сільськогосподарського виробництва

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Сімферополь — 1994

31. 171



00373790 (Т)

Дисертація в рукописі

Робота виконана в Кримському ордені «Знак Пошани» сільськогосподарському інституті ім. М. І. Калініна.

Науковий консультант — член-кореспондент Української академії аграрних наук, доктор технічних наук, професор **Кушнар'єв Артур Сергійович**.

Офіційні опоненти: член-кореспондент Української академії аграрних наук, доктор технічних наук, професор **Новиков Юрій Федорович**; доктор технічних наук, професор **Демидко Михайло Омель'янович**; доктор технічних наук, професор **Грачова Луїза Іванівна**.

Провідна організація — Науково-виробниче об'єднання «Селта» Української академії аграрних наук (м. Сімферополь).

Захист відбудеться «29» вересня 1994 р.

о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20. 01. 02 по присвоєнню вченого ступеня доктора технічних наук в Кримському ордені «Знак Пошани» сільськогосподарському інституті ім. М. І. Калініна за адресою: 333030, м. Сімферополь, с. Аграрне.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Кримського ордену «Знак Пошани» сільськогосподарського інституту ім. М. І. Калініна (333030, м. Сімферополь, с. Аграрне).

Автореферат розісланий «25» серпня 1994 р.



Вчений секретар спеціалізованої вченої ради, доктор сільськогосподарських наук, професор *Ю. Є. КІЗЯКОВ*

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Існуючі технології обробітку ґрунту і машини для їх виконання потребують дальшого удосконалення в зв'язку з загостренням проблеми забезпечення енергоносіями, а також вимогами, що різко зросли в області екології. Їстотними недоліками серійних ґрунтообробних машин є їх сильний ущільнюючий вплив, руйнування структури і погіршення фізико-механічних властивостей ґрунту. У сукупності з недосконалістю форм конструктивних елементів і принципів дії робочих органів на ґрунт такий процес приводить до збільшення енергоємності ґрунтообробних машин на 20...25% і стримує можливість більш раціонального використання енергоресурсів. Все актуальніше стає проблема створення принципово нових протиерозійних робочих органів із зворотними зв'язками, які розробляються на основі системного підходу по прототипу найбільш раціонального функціонування природних робочих органів живих організмів. Виникає необхідність використання принципів і методів біоніки як частини загальної теорії систем з екологічним підходом. У зв'язку з цим дуже вагомим значення має рішення задачі по розробці, на умовах біонічних зрівнянь, принципів дії робочих органів на ґрунт з удосконаленням їх форм, параметрів, конструктивних схем і методів проектування.

Науковою проблемою виконаного дослідження є розробка і обґрунтування біонічних прийомів, методів і засобів зниження енергоємності і підвищення якості роботи протиерозійних робочих органів ґрунтообробних машин.

Дослідження, що склали основу дисертаційної роботи, виконані в Мелітопольському ІМСГ і Південному відділенні УНДІМЕСГ в період 1971...1980 р.р., а також у Кримському СГІ - в період 1981...1992 р.р. по тематичних планах науково-дослідних робіт і у відповідності з Державними програмами: 16.01.02 (1971...1975 р.р.); зведеним координаційним планом НДР по механізації і електрифікації сільського господарства по Україні на 1976...1980 р.р. (проблема 28, теми 01 і 02); 9.03 (1981...1985 р.р.); завдання 9.4.4 (1986...1990 р.р.); завдання 5.1.7.2 (1991...1995 р.р.).

Метою дослідження є розробка наукових основ і практична реалізація нового принципу дії на ґрунт з використанням методів біонічного підходу загальної теорії систем і задовольняючих йому параметрів і форм робочих органів ґрунтообробних машин, які забезпечують зниження енергоємності і підвищення якості обробітку ґрунту.

Об'єктами дослідження вибрані принципи дії, технологічний процес роботи, форма і параметри пасивних і вібраційних робочих органів ґрунтообробних протиерозійних машин, а також живі організми в якості біологічних прототипів.

Теоретичне значення і наукова новизна роботи. Сформульовано і розвинуто новий напрямок в землеробській механіці, що полягає в біосистемному підході до створення ґрунтообробних робочих органів за допомогою розробки методів, прийомів і забезпечення засобів стійкого багатоваріантного функціонування біонічної системи: робочий орган по подібності біологічному прототипу – ґрунт-рослина-атмосфера. На базі біонічних досліджень у просторі і часі запропонований новий принцип багатоконтактно-ударної дії на ґрунт у динамічному зв'язку з ним. Для його реалізації введена нова узагальнена характеристика фізико-механічних властивостей ґрунту – деформаційна постійна і дано її теоретичне обґрунтування. Розроблені методика і польовий прилад для визначення цієї характеристики, встановлений взаємозв'язок її з твердістю ґрунту і критичним тиском, а також величина і характер зміни в залежності від стану ґрунту. У відповідності з принципом багатоконтактно-ударної дії на ґрунт розроблені основи теорії і створений новий віброударний механізм. Він реалізує за допомогою зворотного зв'язку чергуючі між собою фази деформації і руйнування ґрунту і дає можливість знизити опір робочих органів та покращити якісні показники їх роботи. Запропоновані загальні методики розрахунку і проектування багатоконтактно-ударних механізмів протиерозійних ґрунтообробних машин і класифікація їх віброударних ланок. Теоретичні розробки базувались на найновіших досягненнях загальної теорії систем, вивченні особливостей будови і функціонування робочих кінцівок біологічних аналогів. У результаті досліджень створені і застосовані у виробництві конструкції багатоконтактно-ударних робочих органів для протиерозійного обробітку ґрунту, які захищені 15 авторськими свідоцтвами на винаходи.

На захист виносяться наступні положення:

- узагальнена в просторі і часі система процесу механічної дії на ґрунт: "робочий орган по подібності біологічному прототипу-ґрунт - рослина - атмосфера";
- біонічні передумови багатоконтактно-ударної дії на ґрунт і вибору форм і параметрів нових багатоконтактно-ударних робочих органів ґрунтообробних машин;

- теоретичні основи багатоконтактної дії протиерозійних робочих органів на ґрунт;

- основи теорії віброударної дії на ґрунт робочих ланок ґрунтообробних органів;

- узагальнена фізико-механічна характеристика ґрунту - деформаційна постійна, як новий показник деформаційних властивостей ґрунту при обґрунтуванні параметрів багатоконтактно-ударних робочих органів, методика її визначення і взаємозв'язок з критичним тиском та твердістю ґрунту;

- схеми, структура, кінематика і динаміка нових багатоконтактно-ударних механізмів протиерозійних органів ґрунтообробних машин, в алгоритми конструювання яких введені вимоги екології та енергозбереження;

- результати експериментальних досліджень нових протиерозійних ґрунтообробних робочих органів і їх реалізація.

У роботі вирішена наукова проблема теорії і практики створення і використання малоенергоємних робочих органів по біонічній схожості, які підвищують якість обробітку ґрунту і мають з ним динамічний зв'язок.

Практична цінність роботи. Виконані теоретичні розробки і методологія створення принципово нових протиерозійних ґрунтообробних робочих органів дозволяють покращити енергетичні і якісні показники їх роботи. Установлені закономірності дії структурних ланок багатоконтактно-ударних робочих органів на ґрунт у відповідності з її чергуючими фазами ущільнення-руйнування, а також розроблені на їх основі біонічні прийоми і методи дозволяють створювати і вдосконалювати ґрунтообробну техніку на якісно новому рівні. Рішення цієї проблеми забезпечує зниження енергозатрат, підвищення якості роботи ґрунтообробних машин, збереження родючості ґрунту і збільшення урожайності сільськогосподарських культур, а також загальне покращення екологічного оточення і підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва.

Реалізація результатів досліджень. На основі досліджень виготовлені багатоконтактно-ударні робочі органи протиерозійних культиваторів і щілинорізів ґрунту, які пройшли перевірку в Південному відділенні УНДІ МСГ, а також у господарствах Запорізької області і Республіки Крим. Проведені відомчі випробування експериментальних робочих органів на Південно-Українській МВС (м.Херсон) підтвердили доцільність застосування таких робочих органів

у південному степу України (протокол випробувань № 33-9-76В). Розроблені методи розрахунку і проектування зубчастих робочих органів культиваторів для протиерозійного обробітку ґрунту передані в Курський філіал ДСБ ВО "Одесагрунтомаш" і ВО "Середазсільмаш". Агрпроом Республіки Крим схвалив і рекомендував для широкого упродовження в сільськогосподарське виробництво глибокорозпущувачі-плоскорізи і щілинорізи ґрунту з багатоконтактно-ударними робочими органами. Результати досліджень використовуються в навчальному процесі Мелітопольського інституту механізації сільського господарства і Кримського сільськогосподарського інституту. Експериментальні зразки багатоконтактно-ударних протиерозійних робочих органів культиваторів-плоскорізів демонструвались на Центральній виставці НТТМ (м. Москва), на ВДП України (м. Київ) і удостоєні дипломів.

Апробація роботи. Основні положення дисертації доповідались і обговорювались на XVII, XIX, XX Всесоюзних наукових конференціях по проблемах землеробської механіки (пам'яті академіка В.П.Горячіна) в 1974, 1976 і 1978 р.р. (м. Москва), на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу та аспірантів Челябінського ІМЕСУ у 1974, 1975, 1976, 1979, 1980 і 1991 р.р., Мелітопольського ІМСУ у 1972...1980 р.р., на Республіканській науково-технічній конференції "Удосконалення зональних систем машин і шляхи підвищення продуктивності праці в сільському господарстві" (м. Київ, 1984 р.), на засіданні секції "Землеробська механіка і програмування врожаїв" відділу механізації та електрифікації сільського господарства ВАСГНІЛ (м. Сімферополь, 1987 р.), на Республіканських науково-виробничих конференціях по розвитку сільськогосподарського виробництва та екології Криму (с. Клепініно, Республіка Крим, 1991 р., м. Сімферополь, 1992 р., 1993 р.).

Публікація. Основні положення дисертації відображено у 40 друкованих роботах. По результатах досліджень одержано 15 авторських свідоцтв на винаходи.

Структура і об'єм роботи. Дисертація складається із вступу, загальної характеристики роботи, семи розділів, загальних висновків, рекомендацій виробництву і додатку. Вона викладена на 299 сторінках машинописного тексту, зміщує 136 ілюстрацій та 26 таблиць, список використаної літератури, що включає 312 найменувань, в тому числі 45 робіт на іноземних мовах і 36 сторінок додатку. Повний об'єм роботи - 457 сторінок.

І. Сучасний стан проблеми механічної дії на ґрунт і основні напрямки дослідження.

Технічною основою відомих способів обробітку ґрунту в даний час є процес механічної дії на ґрунт. У розробці шляхів здійснення цього процесу сформувались два основних напрямки: дія пасивними робочими органами та використання активних елементів. Удосконаленню параметрів ґрунтообробних робочих органів присвячені роботи В.П.Горячкіна (1919), В.О.Желіговського (1960), П.М.Василенко (1968), В.В.Блідних (1970), В.І.Виноградова (1967), Л.В.Гячева (1961), А.П.Грибановського (1969), М.О.Демидко (1988), А.С.Кушнарєва (1981), В.І.Корабельського (1989), А.Й.Льбимова (1972), М.Н.Нагорного (1980), Ю.Ф.Новикова (1976), І.М.Панова (1990), М.Д.Підсирєбко (1972), Р.С.Рахімова (1990), і багатьох інших. Фізичний процес дії на ґрунт широко розкритий у роботах О.І.Бараєва (1976), В.В.Медведева (1988), Ф.Т.Моргуна (1977), О.Г.Тараріко (1990), М.К.Шікули (1987) і інших. Аналіз цих робіт показав, що в землеробській механіці при обґрунтуванні форми і параметрів робочих органів широко використовуються методи теоретичної механіки, а в останній час – принципи механіки суцільних середовищ. При проектуванні активних елементів ґрунтообробних машин для зниження їх тягового опору велике значення набуває використання принципів вібраційної та імпульсної дії на ґрунт. Застосування вібрації у ґрунтообробітку базується на фундаментальних дослідженнях І.І.Артоболєвського (1970), О.В.Верняєва (1978), О.М.Гудкова (1966), Г.О.Рябцева (1973), Г.М.Синьоокова (1977), М.В.Краснощокова (1977) і інших. Розглянуті в роботі результати досліджень вітчизняних і зарубіжних вчених свідчать про те, що вібрація робочих органів у ґрунті досягається за рахунок використання пружних підвісок, а також примусовим накладенням вібраційного фону. Аналіз цих досліджень показав, що в режимі нестійких коливань переваги нелінійних пружних підвісок, в порівнянні з лінійними, не проявляються.

У розробку теорії і практики імпульсної дії робочих органів на ґрунт від додаткового енергоджерела значний вклад вніс О.О.Дубровський (1968). Разом з тим зовнішній імпульс сили вимагає додаткових витрат енергії на його збудження, не враховує мінливі властивості ґрунту і не має зворотного від нього зв'язку. Забезпечення вимушених коливань робочих органів значно ускладнює їх конструкцію і знижує надійність, а загальні енергозатрати на переміщен-

ня робочого органу і створення вібрації перевершують витрати енергії, яка необхідна для його функціонування без вібрації. Використання існуючих пасивних робочих органів, а також нелінійних (кусково-лінійних) пружних підвісок, або вібраційних робочих органів із примусовим приводом не вирішує питання пошуку їх стійкого динамічного зв'язку та автоматичного узгодження із чергуючими фазами деформації і руйнування ґрунту. Тому сільськогосподарське виробництво у питаннях розробки і впровадження вібраційної техніки, особливо в ґрунтообробітку, відстає від багатьох галузей промисловості.

В існуючих роботах досліджується, в основному, взаємодія робочого органу і ґрунту, що є недостатнім для комплексного розгляду біологічної системи в цілому, яка включає рослинний і тваринний світ з оточуючою атмосферою. Обґрунтування форми і параметрів ґрунтообробних робочих органів без урахування всієї специфіки агроценозу не дозволяє використовувати постулати загальної теорії систем і основні положення біоніки як складової її частини, найбільш близької до інженерних рішень. У цьому зв'язку залишилося не вирішеним питання створення ґрунтообробних органів по принципу біологічних аналогів і надання їм деяких властивостей та характеристик живого організму. В результаті чітко проявляються існуючі недоліки ґрунтообробних робочих органів (велика енергоємність, низький ступінь кришення щільних ґрунтів). Виникле протиріччя між високим рівнем функціонування природних компонентів біологічної системи з автоматичним узгодженням процесів, що відбуваються в них, і низьков міром розробки механічного впровадження ґрунтообробного робочого органу в біологічну систему без динамічного зв'язку з нею вимагає невідкладного рішення. Необхідний принципово новий біонічний підхід до створення ґрунтообробних робочих органів із глибоким теоретичним обґрунтуванням і практичною реалізацією. Зображаючи біологічну систему для ґрунтозахисного землеробства з урахуванням проявлення ерозійних процесів, слід розглянути її функціонування в складі трьох основних компонентів: ґрунт-рослина-атмосфера. Завдяки тому, що ця система має найбільш високий рівень самозбереження і стійкого функціонування, виникає гіпотеза про вибір принципу механічної дії робочого органу на ґрунт по прототипу з природною взаємодією в складових частинах агроценозу, як найбільш раціонального і економічного. Механізм дії повітряного потоку на ґрунт оснований на багатоконтакт-

ному співударі і переміщенні ґрунтових часток. При цьому найважливішим фактором просторової дії при руйнуванні ґрунтових агрегатів є багатоконтактна дія. Реалізація часу в цьому процесі здійснюється ударною дією часток ґрунту. "Підказаний" природою принцип ударного руйнування ґрунту по багатьох ділянках контакту є найбільш раціональним і реалізованим основні закономірності простору і часу. Сама природа визначила процес багатоконтактно-ударної дії на ґрунт.

Розглядаючи механічну дію на ґрунт по аналогії з природним його руйнуванням, в біологічну систему необхідно ввести робочий орган. У результаті такого об'єднання одержимо біонічну систему з ґрунтообробним робочим органом (мал. 1). Реалізація по фазах принципу багатоконтактно-ударної дії на ґрунт досягається як співударами ґрунтових агрегатів з робочим органом, так і взаємними співударами ланок робочого органу (мал. 2).

Проведений аналіз досліджень дозволяє висунути робочі гіпотези про те, що знизити енергетичні затрати і покращити якість протиерозійного обробітку ґрунту можливо:

- обґрунтуванням біонічної системи "робочий орган по подібності біологічному прототипу - ґрунт-рослина-атмосфера" з вибором параметрів і принципів динамічного зв'язку та автоматичного узгодження процесу взаємодії біологічних об'єктів цієї системи з робочим органом (мал. 1);

- створенням наукових основ аналітичного пошуку і практичної реалізації принципу багатоконтактно-ударної дії на ґрунт у просторі, доповненої ударною дією у часі з використанням біонічного підходу загальної теорії систем, і задовольняючих цьому параметрів і форм багатоконтактно-ударних робочих органів (мал. 2).

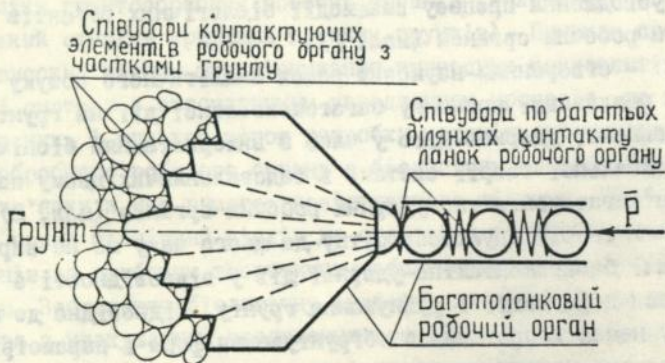
У теорії ґрунтообробітку до цього часу ще не вирішувались задачі багатоконтактно-ударної дії у відповідності з чергуючими фазами деформації і руйнування ґрунту. Відповідно до цього процесу немає теоретичного обґрунтування форм і параметрів багатоконтактно-ударних робочих органів на базі біонічних досліджень загальної теорії систем.

У відповідності з виниклою проблемою в завдання досліджень входило розробити:

- біонічні основи нового принципу багатоконтактно-ударної дії на ґрунт у системі "робочий орган подібно природному аналогу - ґрунт-рослина-атмосфера";



Мал. 1. Біосистемний підхід до створення нових ґрунтообробних робочих органів



Мал. 2. Запропонована схема системи багатоконтактно-ударної дії на ґрунт

- теоретичні положення по обґрунтуванню оптимальної форми і геометричних параметрів протиерозійних робочих органів багато-контактної дії на ґрунт;

- теоретичні передумови визначення і методики дослідження нових узагальнених показників фізико-механічних властивостей ґрунту при багато-контактно-ударній дії на нього;

- основи теорії багато-контактно-ударних ґрунтообробних протиерозійних робочих органів;

- методики визначення основних параметрів багато-контактно-ударних протиерозійних робочих органів;

- конструкції різних типів нових протиерозійних робочих органів ґрунтообробних машин на базі запропонованого принципу дії на ґрунт, які володіють високими функціональними і енергозберігаючими властивостями;

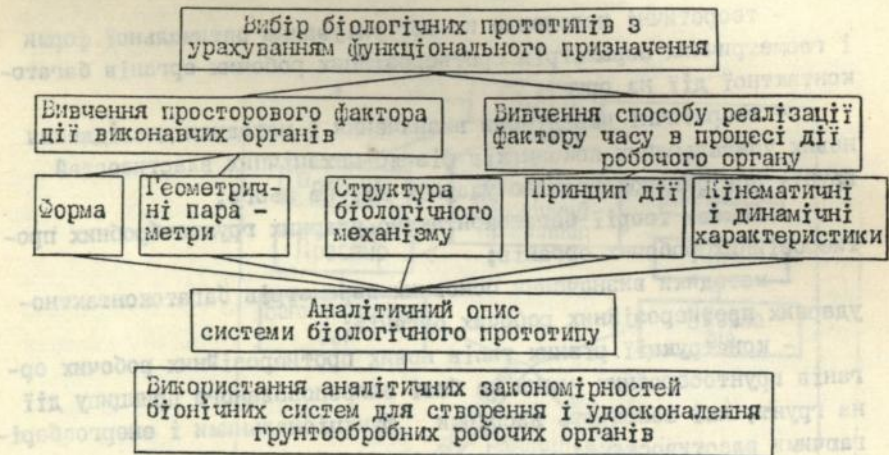
- програму і методику експериментів.

Одночасно планувалось провести лабораторно-польові дослідження нових протиерозійних робочих органів і перевірити надійність розробленого принципу.

2. Біонічні передумови вибору параметрів і принципів дії протиерозійних робочих органів на ґрунт.

Запропонований нами системний підхід до обґрунтування принципів дії на ґрунт і параметрів робочих органів (мал.1) передбачає використання сучасних методів біоніки. У відповідності з цим підходом розроблена програма і проведені поетапні біонічні дослідження по "вживленню" штучного робочого органу в біологічну систему (мал. 3).

З урахунок функціонального призначення зроблено вибір біологічних аналогів комах і тварин-землеріїв, риччі кінцівки більшості яких мають зубчасту форму. Використання постулатів загальної теорії систем і можливість зображення моделі ґрунту у вигляді суцільного деформованого середовища Ю.В.Луканін (1967), А.С.Кушнар'ов (1971), В.Д.Смирнов (1982) і ін. дозволяють здійснювати вибір біологічних прототипів робочих органів також серед мешканців водяних і повітряних просторів. В якості живих прототипів земного проживання нами вибрані комахи, так як вони пройшли більш довший еволюційний шлях свого розвитку в порівнянні з тваринами. Найбільш близькими по роду діяльності біологічними прототипами комах-землеріїв є капустянки (*Gryllotalpa* —цир-



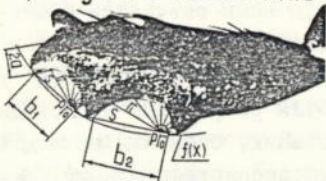
Мал. 3. Етапи біонічного обґрунтування параметрів і принципів дії робочих органів на ґрунт

кун – кріт) і жуки-носороги (*Oryctes nasicornis*). Функції риття у них виконують передні ноги. Жук-носоріг (мал. 4а) має товсті копальні передні ноги з трьома великими зуб'ями, у копальних кінцівках капустянки (мал. 4б) – чотири зуба (мал. 5). Дослідження показали, що, не дивлячись на біологічну різницю, по продуктивності риття, віднесеної до одиниці маси ($250 \dots 280 \frac{\text{г/год.}}{\text{г маси}}$), капустянки не поступаються кротам. Процес риття капустянки, як свідчить проведена нами швидкісна кінозйомка кінокамерою СКС-2, складається із трьох фаз: упровадження зуб'їв в ґрунт, руйнування і переміщення ґрунту. Аналогічні фази спостерігаються в роботі ґрунтообробних машин.

Найбільш характерними представниками біологічних прототипів у суцільних середовищах проживання (водяному і повітряному) є меч-риба (*Xiphias gladius*) і ворон (*Corvus corax L.*), які відзначаються найбільшим пристосуванням їх механізмів до зовнішніх умов існування. Меч-риба є одним із самих швидкісних гідробіонтів ($V_{\text{max}} = 130 \text{ км/г}$). Мінімальний опір її руху забезпечує висока міра удосконалення форм тіла і плавників (мал. 6).

Комплексний розгляд форм і параметрів робочих органів природних об'єктів неможливий без вивчення біологічних механізмів, які приводять їх в рух. У цьому аспекті проведений біомеханіч-

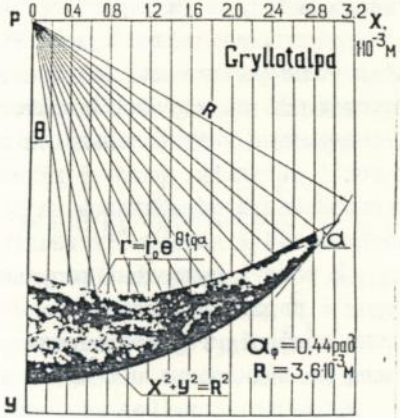
a) *Oryctes nasicornis*



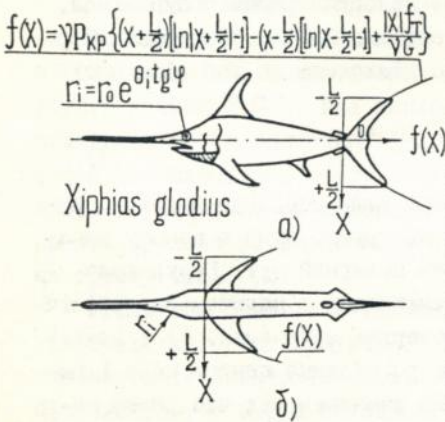
б) *Gryllotalpa*



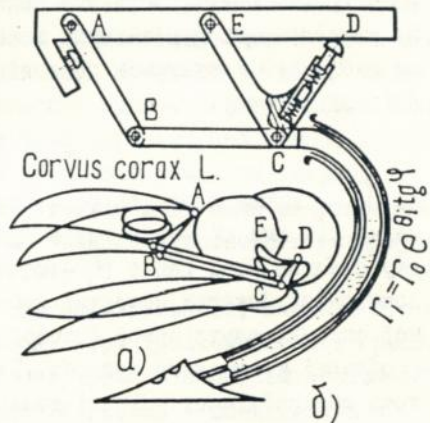
Мал. 4. Розміщення зуб'ів і западин на рибчих кінцівках жука-носорога і капустянки



Мал. 5. Бічна форма зуба ноги капустянки



Мал. 6. Логарифмічні криві плавників і тіла меч-риби



Мал. 7. Чотириланковий механізм черепа ворона у новому віброударному підвісі розпушувача ґрунту з трубчатим стовбом по прототипу кісток тварин

ний аналіз целюного апарата ворона (мал. 7а), клюв якого у фазі упрощення в оброблюване середовище здійснює ударну дію.

Крім структури природних механізмів нами вивчалась біомеханіка найбільш важливого органу життєдіяльності всього організму - серця, внутрішня будова і властивості кісток, суглобів і з'єднувальних тканин. Для досліджень були розроблені відповідні методики із застосуванням тензовимірвальних, оптичних приладів і спеціально виготовлених для цих цілей експериментальних установок і датчиків, фото- і кінозйомки. Одержані дані біонічних експериментів оброблялись на ЕОМ з одержанням апроксимаційних залежностей і дальшим їх аналізом і узагальненням.

У роботі приведені результати багатопланових досліджень форми і параметрів робочих ланок біологічних прототипів. Визначення коефіцієнта розміщення зуб'їв риючих кінцівок комах показало, що відношення півширини контакту Π зуб'їв до кроку S для жука-носорога (мал. 4а) дорівнює 0,22, для капустянки (мал. 4б) - 0,23. Середня фактична довжина зуба ноги капустянки складала 0,34 мм, що дуже близько до розрахункової довжини зуб'їв, яка дорівнює 0,35 мм. Близькими виявилися також розрахункові і фактичні значення кута загострення зуб'їв ніг капустянки (0,42 рад. і 0,44 рад.). Зовнішня бокова поверхня риючого зуба (мал. 5) апроксимується рівнянням кола радіуса 3,6 мм. Внутрішня форма зуба ноги капустянки достовірно підходить до логарифмічної спіралі вигляду:

$$r_i = r_0 e^{\theta_i \operatorname{tg} \alpha}, \quad (1)$$

де r_0 - початковий радіус - вектор, який дорівнює в даному випадку 2,4 мм; α - кут тертя зуба об ґрунт, який в даному випадку складає 0,44 рад.; θ_i - поточний полярний кут. Центр кола зовнішньої бокової поверхні зуба співпадає з полюсом логарифмічної спіралі внутрішньої бокової поверхні зуба (мал. 5) і лежить в області кісткового суглоба. Таке розміщення центра кола і полюса логарифмічної спіралі дозволяє зменшити під час риття капустянки навантаження на фаланги зуб'їв, краще регулювати кут нахилу зуба до траєкторії руху, товщину розпушеного шару ґрунту і інші параметри, які впливають на реакцію ґрунту на зуб. Форма западин між зуб'ями жука-носорога (мал. 4а) також вдало описується логарифмічною спіраллю, яка визначається рівнянням (1). Початковий радіус-вектор такої спіралі склав: між переднім

і середнім зуб'ями 0,17 мм, середнім і заднім - 0,24 мм. Максимальна відносна похибка не перевищує 4,6%. Поліс логарифмічної спіралі лежить на лінії, яка зв'язує вершини зуб'їв, що облямовують ці впадани. Таке положення поліса розгорнутої логарифмічної спіралі сприяє самоочищенню від ґрунту міжзубового простору копальної кінцівки жука-носорога. Будучи реалізацією багатоконтактної дії, зубчаста форма кінцівок сприяє концентрації тиску на ґрунт і знижує енергоємність процесу його руйнування. Розташування вершин зуб'їв на риточих кінцівках біологічних прототипів (мал. 4) описується логарифмічною кривою у вигляді:

$$f(x) = \sqrt{P_{кр}} \cdot \left\{ \left(x + \frac{L}{2} \right) \left[\ln \left| x + \frac{L}{2} \right| - 1 \right] - \left(x - \frac{L}{2} \right) \left[\ln \left| x - \frac{L}{2} \right| - 1 \right] + \frac{|x| f_T}{\sqrt{G}} \right\}, \quad (2)$$

де L - довжина зубчастої частини риточної кінцівки; $\sqrt{P_{кр}}$ - деформційна постійна ґрунту; $P_{кр}$ - критичний тиск на ґрунт; f_T - коефіцієнт тертя зуба об ґрунт; G - модуль зсуву ґрунту.

Таке розміщення зуб'їв риточих кінцівок комах, як свідчить теорія контактних деформацій, сприяє рівномірному розподілу тиску на них при ритті ґрунту. Логарифмічні криві такого ж вигляду (2) описують форму плавників меч-риби (мал. 6). Логарифмічною спіраллю вигляду (1) описується сполучення роstrума меч-риби з конічним оголовком конфузорної частини тіла.

Щелепний апарат ворона утворює в сагітальній площині ускладнений чотириланковий механізм А В С Д, який має один ступінь вільності (мал. 7а). Нижня щелепа кріпиться суглобом до кінця квадратної кістки Д С Е, яка знаходиться в одному з кутів цього чотириланковика. По прототипу будови щелепного апарату птахів, кісток і фізико-механічних властивостей кісткової речовини тварин, суглобів, сухожильно-зв'язкового апарата і м'язів нами запропонована конструкція віброударного пружно-в'язко-пластичного розпушувача ґрунту (мал. 7б).

Виявлено наявність великих ступенів вільності окремих біомеханізмів, які підтверджують їх високу міру удосконалення і пристосованості до зовнішніх умов. В основу роботи найбільш досконалого біомеханізму - серця покладені удари: перший - сповіщаючий про життя, а останній - констатувачий смерть. Багатоконтактні нервові скінчення живого організму свідчать про швидку реакцію його на всі зміни. Явище удару лежить в основі діяльності серцевих м'язів, які ритмічно скорочуються і розслабляються, володіючи здібністю до автоматичної роботи. Такий регулюючий орган підтримує

стійкі автоколивання, які у механізмі діяльності серця відбуваються завдяки імпульсам. Виникнення їх визначається ударом, що дозволяє розвивати сили, значно перевищуючи зусилля, які діють у ланках важільних механізмів біологічних і механічних систем. З урахуванням цього виникає доцільність сполучення в одному органі із багатьма ступенями вільності двох форм дії на ґрунт: багатоконтактною і ударною. Встановлені параметри і характеристики біонічних об'єктів покладені в основу розробки багатоконтактно-ударних ґрунтообробних робочих органів.

3. Теоретичні основи багатоконтактних робочих органів ґрунтообробних протиерозійних знарядь.

Для теоретичної постановки задач багатоконтактною взаємодії робочих органів з ґрунтом використані результати біонічних досліджень ріючих кінцівок комах і тварин. Ідентичність одержаних форм і параметрів для ріючих комах земного мешкання і біологічних прототипів, які проживають у суцільних середовищах (водяному, повітряному) підтверджує можливість використання до моделі будови ґрунту принципів і методів механіки суцільного деформованого середовища. Стосовно механічного обробітку ґрунту ці та інші розглянуті в роботі зрівнювальні ознаки дозволяють використовувати метод пружних рішень в контактних задачах. Базуючись на принципі багатоконтактною дії, що приводить до переривчастою (зубчастою) форми леза (мал. 4), рівняння плоскою контактною задачею має вигляд

$$\sum_{m=1}^n \int_{a_m}^{b_m} P(t) \ln \frac{1}{|t-x|} dt = f(x), \quad (3)$$

$$a_m < x < b_m \quad m=1, 2, \dots, n,$$

де $P(t)$ - невідома функція посеред інтервалу $a_m b_m$, яка задовольняє рівняння (1); $f(x)$ - функція, завдана всередині інтервалу $a_m b_m$ і залежна від форми робочого органу $f_1(x)$, форми контактуючої поверхні ґрунту $f_2(x)$, деформаційною постійною V і визначена по виразу:

$$f(x) = \frac{c - f_1(x) - f_2(x)}{V}. \quad (4)$$

Розглядаючи взаємодію робочого органу з ґрунтом, що контактується по одній ділянці довжиною L , і враховуючи тертя між ними, рівняння (3) буде мати вигляд:

$$\int_0^X P(t) dt + \beta \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} P(t) \ln \frac{1}{|t-X|} dt = \beta f(X), \quad (5)$$

$$\beta = \frac{VG}{f_T}. \quad (6)$$

Згідно з основним принципом біоніки про цілеспрямованість системи мінімальні витрати зусилля при роботі риючих кінцівок комах і тварин забезпечуються рівномірним розподілом зусиль на всі зуб'я робочого органу. У такій постановці рівняння (5) приймає вигляд

$$P(t)X + \beta P(t) \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \ln \frac{1}{|t-X|} dt = \beta f(X). \quad (7)$$

Рішення рівняння (7) має вигляд виразу (2) для логарифмічної кривої розташування зуб'їв на риючих кінцівках біологічних прототипів. Рівняння (3) і (5) у прямій постановці задачі дозволяють визначити розподіл тиску на контактуючих з ґрунтом поверхнях різних форм робочих органів з урахуванням тертя і без нього. У зворотній постановці з допомогою цих рівнянь по заданому закону розподілу тиснення на ділянці контакту можна визначати форму взаємодіючого з ґрунтом багатоконтактного робочого органу. Для рішення обох задач з багатоконтактними ґрунтообробними робочими органами складних по математичному опису форм треба застосувати ряди із поліномів Чебишева. У цьому випадку рішення рівняння (3) для однієї ділянки контакту довжиною L має вигляд:

$$P(X) = \frac{2P}{\pi L \sqrt{1-X^2}} + \frac{2}{\pi V L \sqrt{1-X^2}} \sum_{n=1}^{\infty} B_n T_n(X), \quad (8)$$

де P - сумарне зусилля; $\sum_{n=1}^{\infty} B_n T_n(X)$ - ряд із поліномів Чебишева. При наявності тертя рішення рівняння (5) з використанням інтегральних перетворень Гільберта багаточленів Якобі приймає вигляд:

$$P(X) = \frac{2P \cos \pi \gamma}{\pi L (1-X)^{\frac{1}{2}-\gamma} (1+X)^{\frac{1}{2}+\gamma}} - \frac{4 \cos \pi \gamma}{\pi L V (1-X)^{\frac{1}{2}-\gamma} (1+X)^{\frac{1}{2}+\gamma}} X^{[(\gamma-\frac{1}{2}), (\frac{1}{2}-\gamma)]} \times \sum_{n=0}^{\infty} B_n Q_{n+1}(X), \quad (9)$$

де $\sum_{n=0}^{\infty} B_n Q_{n+1}^{[(\gamma-\frac{1}{2}), (\frac{1}{2}-\gamma)]}(X)$ - ряд по поліномах Якобі;

γ - коефіцієнт, який залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту і визначається по виразу:

$$\gamma = \frac{1}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{f_T}{1-\mu}, \quad (10)$$

μ - коефіцієнт бокового розширення ґрунту.

Функціонування розпушувального робочого органу включає різання і кришіння ґрунту. Отже, його робоча поверхня повинна включати форми елементів, що виконують обидві ці функції. З урахуванням контурів внутрішньої поверхні зуба ноги капустиянки бокова форма різально-кришильного елемента робочого органу визначається по формулі вигляду:

$$f_{\delta}(X) = \frac{\sqrt{Gb} \cos^2 \frac{\pi X}{b}}{f_T}, \quad (11)$$

де $\frac{b}{2}$ - проекція бокової форми на вісь X .

Твірна лінія лобової поверхні робочого органу в перпендикулярному напрямку його руху виконується по косинусоїді вигляду:

$$f_{\Pi}(X) = \frac{\sqrt{GS} \cos^2 \frac{\pi X}{S}}{2f_T}, \quad (12)$$

де S - крок розміщення різально-кришильних елементів на робочому органі.

У загальному випадку, по аналогії з ріжачими кінцівками комах, багатоконтактний розпушувальний робочий орган має зубчасту форму різального леза, опір якого визначається по формулі:

$$P = \pi P_{\text{кр}} \cdot LK \left[1 + \frac{1-2K}{Z-(1-2K)} \right], \quad (13)$$

де Z - число зуб'їв на робочому органі дорівнює:

$$Z = \frac{L+S-2a}{S}, \quad (14)$$

$K = \frac{a}{S}$ - коефіцієнт розміщення зуб'їв (відношення півширини зуба до кроку), що визначається по виразу:

$$K = \frac{\sqrt{Z^2 - Z} - Z + 1}{2}; \quad (15)$$

$$a = 0,18H, \quad (16)$$

H - глибина обробітку ґрунту.

На основі графічної інтерпретації та аналізу виразу (15), з урахуванням результатів біонічних досліджень ріжчих ніг капустиянки

і жука-носорога, оптимальною величиною коефіцієнта розміщення для зубчастих робочих органів можна вважати 0,22...0,24.

Довжина зуб'їв визначається по виразу:

$$h = \frac{\pi^2 d P_{кр} V}{2} \quad (17)$$

Допустимість цієї формули стверджують біонічні дослідження фактичної довжини зуб'їв ноги капустянки. Кут загострення зуб'їв при цьому дорівнює:

$$\beta = \arccos \operatorname{Ctg} \left(\frac{\sqrt{\pi^2 P_{кр}}}{2 \cos \pi \gamma} \right) \quad (18)$$

Біонічні дослідження форми внутрішньої поверхні зуба ноги капустянки і западин між зуб'ями риючої кінцівки жука-носорога "підказують" нам про доцільність виконання вирізів між зуб'ями по логарифмічній спіралі вигляду (I) з полюсом на рівні вершин зуб'їв. Тоді початковий радіус-вектор вирізів між зуб'ями визначається по формулі:

$$r_0 = \frac{S - 2d}{(1 + e^{\pi \operatorname{tg} \alpha}) \cos \beta} \quad (19)$$

Основні геометричні параметри зубчастого ножа стовби (ширина, довжина зуб'їв, крок їх розміщення, вирізи між зуб'ями) знаходяться по формулах (15), (16), (17). Початковий радіус-вектор між зуб'ями ножа стовби дорівнює:

$$r_{oc} = \frac{S - 2d}{1 + e^{\pi \operatorname{tg} \alpha}} \quad (20)$$

Виліт середнього зуба робочого органу відносно стовби визначається по формулі:

$$W = \frac{P_c f_T}{2G} \quad (21)$$

де P_c - опір руху стовби.

Бокова форма ножа стовби знаходиться аналогічно бічній формі різально-кришільних елементів по виразу:

$$f_{\delta c}(X) = \frac{\sqrt{G} h_{3c}}{f_T} \cos^2 \frac{\pi X}{2 h_{3c}} \quad (22)$$

де h_{3c} - довжина зуб'їв ножа стовби.

Формула для визначення віддалі між багатоконтактними робочими органами по напрямку руху при умові вилучення їх взаємного впливу одержана у вигляді:

$$\delta = \frac{\sqrt{\pi} P_{кр} L \left(\frac{L}{2} - d \right)}{L - d} \int_0^1 \frac{dx}{\sqrt{(1-x^2) \left[1 - \left(\frac{d}{L-d} \right)^2 x^2 \right]}}, \quad (23)$$

де $2d$ - перекриття робочих органів.

Розподіл тиску $F(y)$ на ділянках контакту еліпсоїдних секцій круглого котка можна знайти на основі рівняння (3) по виразу:

$$F(y) = \frac{2\sqrt{\frac{\pi D V g}{B} - y^2}}{\pi D V}, \quad (24)$$

де, відповідно, Π - маса, B - ширина і D - діаметр котка; y - поточна координата.

Півширина контакту котка із ґрунтом у площині руху визначається з урахуванням обмеженості руху по ділянці контакту:

$$a = \sqrt{\frac{\pi D V g}{B}}. \quad (25)$$

Центральний кут нахилу осі симетрії ділянки контакту у площині руху котка знаходиться по виразу:

$$\beta = \arcsin \frac{2a}{D}. \quad (26)$$

У загальному випадку, на основі рівняння (25), одержана формула для розрахунку діаметра секційного котка у вигляді:

$$D = \frac{4m V g}{B \sin^2 \beta}. \quad (27)$$

Глибина занурення котка в ґрунт визначається по виразу:

$$h = \frac{4a^2}{D}. \quad (28)$$

По одержаних формулах розроблені методики розрахунку і проектування основних типів багатоконтактних робочих органів ґрунтообробних машин. Особливістю цих методик є безпосередній перехід від фізико-механічних властивостей ґрунту і заданих технологічних законів розподілу тиску на його поверхні до форми багатоконтактних робочих органів.

4. Обґрунтування нових узагальнених характеристик деформаційних властивостей ґрунту при багато-контактно-ударній дії.

Використання принципу багатоконтактно-ударної взаємодії компонентів системи "робочий орган по біонічній схожості - ґрунторослина - атмосфера" потребує більш детальної характеристики деформаційних властивостей ґрунту, що визначає багатоконтактний взаємозв'язок всередині робочого органу і в дії його на ґрунт. Як узагальнююча характеристика деформаційних властивостей ґрунту, згідно з рівнянням (4), в роботі запропонований новий показник -

деформаційна постійна ґрунту. У загальному випадку деформаційну постійну можна визначити по модулю деформації ґрунту E і коефіцієнту його бічного розширення μ по виразу у вигляді:

$$\nu = \frac{2(1-\mu^2)}{\pi E} \quad (29)$$

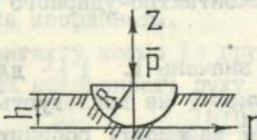
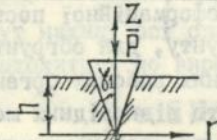
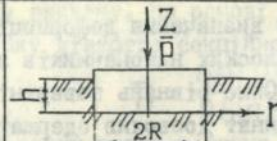
Вона виражає площу деформатора, яка припадає на одиницю критичного тиску і дозволяє безпосередньо перейти від деформаційних властивостей ґрунту до форми багатоконтактно-ударного робочого органу.

Всі існуючі методи визначення значень E і μ для ґрунту практично непридатні для польових умов і не враховують особливостей процесу багатоконтактно-ударної взаємодії робочих органів з ґрунтом. Можливість використання деформаційної постійної, що ідентифікує механічні властивості ґрунту, для обґрунтування форми і параметрів багатоконтактно-ударних робочих органів ґрунтообробних машин обмежується відсутністю відповідних методик і приладів. На базі основного рівняння плоскої контактної задачі (3) нами запропоновані формули для визначення деформаційної постійної ґрунту шляхом вдавлення плоских наконечників з обрисами у вигляді кривих другого порядку. Опис рівнянь поверхні деформаторів у системі циліндричних координат дозволив одержати вирази для визначення деформаційної постійної ґрунту при використанні наконечників сферичної, конусної і циліндричної форм (таблиця I). Запропонована нами методика визначення деформаційної постійної ґрунту прийнятлива у лабораторних і польових умовах. У відповідності з нею розроблені установка і прилад для указаних цілей. При розгляді багатоконтактно-ударної взаємодії робочого органу з ґрунтом (формула 3) використовується ще одна характеристика напружено-деформованого стану ґрунту – критичний тиск $P_{кр}$. Він характеризує найбільше навантаження на ґрунт у першій фазі до пластичної течії. Розглядаючи його визначення з використанням рівняння контактної задачі (3) при дії на ґрунт наконечника у вигляді півкулі, після ряду перетворень, одержимо вираз у вигляді:

$$P_{кр} = \frac{2}{\pi^2 \nu} \quad (30)$$

Використовувачи деформаційну постійну і обмежувачись критичним тиском, як граничною характеристикою напружено-деформованого стану ґрунту у першій фазі, форму і параметри багатоконтакт-

Аналітичні залежності для визначення деформаційної постійної ґрунту.

Геометричні характеристики наконечника			Деформаційна постійна ґрунту
Форма	Геометричні параметри	Аналітичне рівняння форми	
Сфера		$Z(r) = R - \sqrt{R^2 - r^2}$	$V = \frac{4\sqrt{[h(2R-h)]^3}}{3\pi PR}$
Конус		$Z(r) = r \operatorname{Ctg} \gamma_1$	$V = \frac{h^2 \operatorname{tg} \gamma_1}{2P}$
Циліндр		$Z(r) = \operatorname{Const}$	$V = \frac{2Rh}{\pi P}$

но-ударних робочих органів для протиерозійного обробітку ґрунту можна визначити на основі принципів і методів механіки суцільних середовищ і постулатів загальної теорії систем.

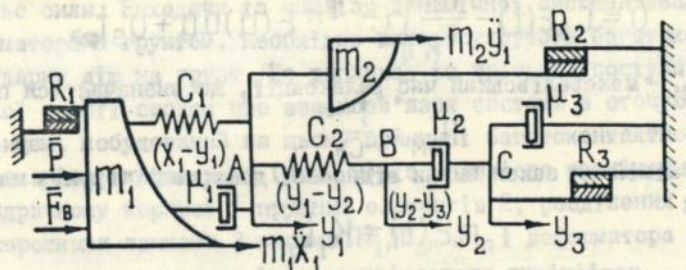
Дослідження процесу взаємодії деформатора і ґрунту з позицій теорії подібності показують, що в якості узагальненого показника механічних властивостей ґрунту можна використовувати твердість ґрунту, методика визначення якої основана на запису діаграм в процесі втискання жорсткого плунжера в ґрунт. При цьому одержана формула для визначення деформаційної постійної ґрунту при відомій її твердості у вигляді:

$$V = \frac{1}{\pi P} \quad (31)$$

Реалізація запропонованих характеристик деформаційних властивостей ґрунту при створенні нових ґрунтообробних машин може бути досягнута шляхом надання функціонуючим елементам переривчастої форми, а також створенням багатоконтактно-ударних механізмів приводу робочих ланок.

5. Основи теорії віброударних механізмів протигрозієйних ґрунтообробних машин.

Запропоновані біонічні передумови використовувались для аналітичного обґрунтування нового принципу багатоконтактно-ударної дії на ґрунт. Комплексний підхід до розгляду основ функціонування системи "робочий орган по біонічній подібності – ґрунтростина – атмосфера" приводить до загальної теорії систем. Внаслідок того, що загальна теорія систем базується на трьох постулатах, взаємодія з ґрунтом робочого органу по біонічній подібності розглянута нами на основі кожного із цих постулатів. Слідуючи першому постулату її можна уявити як динамічну систему, що складається із двох основних елементів: робочого органу по подібності біологічному аналогові, виконуючого роль деформатора, і деякого об'єму ґрунту, що підлягає деформуванню. Деформатор моделюється у вигляді поступально-переміщуючої маси M_1 (мал. 8).



Мал. 8. Динамічна модель руху деформатора у ґрунті

Сколюваний об'єм ґрунту зображений при цьому рухомою приєднаною масою M_2 . Маса у своєму спільному русі з'єднані пружно-в'язко-пластичним зв'язком. Диференціальне рівняння руху жорсткого деформатора у ґрунті можна привести у вигляді:

$$m_1 \ddot{X}_1 = P + F_B - R_1, \quad (32)$$

де P – тягове зусилля; F_B – сила збурвальної дії; R_1 – опір деформатора.

Зв'язуючи реологічні властивості ґрунту, діючі сили і виникаючі при цьому деформації в часі, згідно схеми на мал. 8, одержано заключний вираз для швидкості деформування ґрунту робочим органом у вигляді:

$$\dot{Y}_1 = \frac{Q_2}{\mu} + \frac{1}{C_2} \cdot \frac{dQ_2}{dt} - \frac{R_3}{\mu_3}, \quad (33)$$

де C_2 - коефіцієнт пружності ґрунту; μ_3 - коефіцієнт в'язкості ґрунту при зсувних деформаціях; Q_2 - сила дії деформатора на ґрунт; R_3 - опір пластичній течії ґрунту; μ_0 - приведений коефіцієнт в'язкості ґрунту, визначається по виразу:

$$\mu_0 = \frac{\mu_2 \mu_3}{\mu_2 + \mu_3}, \quad (34)$$

де μ_2 - коефіцієнт в'язкості ґрунту при об'ємних деформаціях. Рівняння (33) в інших позначеннях аналогічне рівнянню Максвелла для в'язко-пружних аморфних речовин з додатком пластичності і його можна привести у вигляді:

$$\frac{d\sigma}{dt} + \frac{C_2}{\mu_0} \sigma - \frac{C_2}{\mu_3} \sigma_s = C_2 \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (35)$$

де σ - напруження в ґрунті; σ_s - границя текучості ґрунту; ε - відносна деформація.

Рішення рівняння (35) при умові, що до моменту часу t , рівного нулю, ґрунт не був деформований, має вигляд:

$$\sigma = C_2 \varepsilon(t) - \frac{C_2}{T_M} \int_0^t e^{-\frac{t-u}{T_M}} \varepsilon(u) du + \sigma_s t, \quad (36)$$

де T_M - максвелівський час релаксації, що визначається по виразу:

$$T_M = \frac{\mu}{C_2}.$$

Лінійний закон зміни відносної деформації ґрунту має вигляд:

$$\varepsilon(t) = K_1 t, \quad (37)$$

де K_1 - коефіцієнт пропорційності.

Підставляючи цей вираз у рівняння (36) одержимо залежність у вигляді:

$$\sigma = C_2 K_1 t - \frac{C_2}{T_M} \int_0^t e^{-\frac{t-u}{T_M}} K_1 u du + \sigma_s t. \quad (38)$$

Шляхом перетворень і інтегрувань, одержимо рішення рівняння (36) для лінійного закону зміни відносної деформації ґрунту у вигляді:

$$\sigma = \varepsilon \frac{\sigma_s}{K_1} + K_1 \mu_0 \left(1 - e^{-\frac{\varepsilon}{K_1 T_M}}\right). \quad (39)$$

Періодичний закон деформації ґрунту по фазах можна привести формулою:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sin \omega t. \quad (40)$$

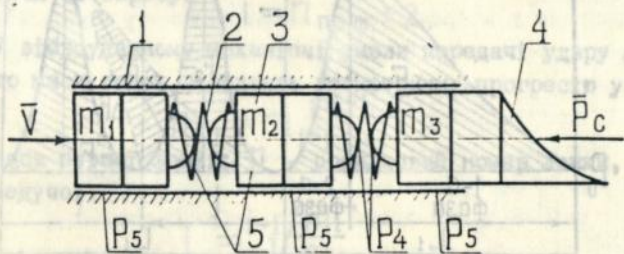
Тоді рішення рівняння (36) буде мати вигляд:

$$\bar{\sigma} = \frac{\mu_0 \omega \varepsilon_0}{\sqrt{1 + \tau_M^2 \omega^2}} \sin(\omega t + \delta_1) + \bar{\sigma}_s t, \quad (41)$$

де δ_1 - зсув фази, що визначається з урахуванням частоти ω по виразу:

$$\delta_1 = \arcc \operatorname{ctg} \omega \tau_M. \quad (42)$$

Слідуючи другому постулату загальної теорії систем про їхню організацію, у відповідності з одержаним виразом (36), для періодичного стискання і сколювання блока ґрунту робочий орган повинен здійснювати вібраційне імпульсне переміщення в ґрунті. Дослідження роботи біомеханізмів показали, що досягнути граничних напружень для сколювання ґрунту перед робочим органом за короткий відрізок часу дозволяє використання явища удару, як одинокого механічного імпульсу. Удар дозволяє трансформувати силу, яка визначається законом, об'єднуючим кількість руху та імпульс сили. Виходячи із аналізу динамічної системи взаємодії деформатора з ґрунтом, необхідно використовувати багатоконтактно-ударну дію на ґрунт. Це впливає із третього постулату загальної теорії систем про взаємозв'язок системи з оточуючим середовищем. Побудований на цьому принципі багатоконтактно-ударний механізм складається (мал. 9) із співвісно розміщених у циліндричному корпусі 1 пружних елементів 2, розділених між собою жорсткими ланками 3 масами M_1, M_2, \dots, M_n і деформатора ґрунту 4.



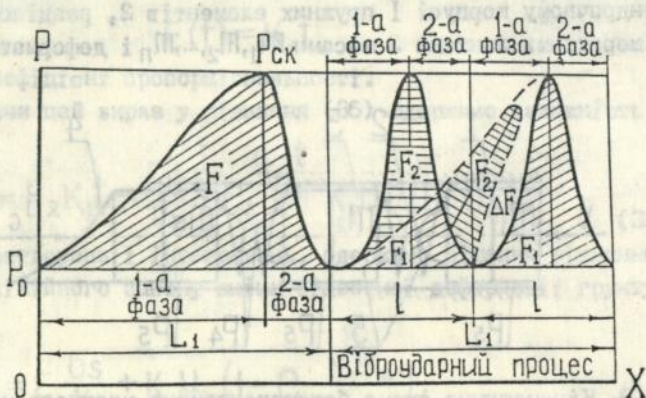
Мал. 9. Кінематична схема багатоконтактно-ударного механізму.

За допомогою жорсткого з'єднання ланок 3 з пружними елементами 2 утворюються віброударні ланки 5 механізму. В загальному випадку ступінь вільності віброударного механізму, на основі формули П.Л.Чебишева, визначається по виразу у вигляді:

$$W_{\text{вум}} = \Pi - P_4, \quad (43)$$

де Π - кількість рухомих ланок; P_4 - кількість кінематичних пар четвертого класу, що утворилися у процесі співудару проміжних ланок.

Завдяки великій рухомості віброударний механізм враховує співвідношення всіх фаз деформації і руйнування ґрунту в часі, у відповідності із складовими частинами рівняння (36), і створює умови для виникнення автоколивань. Утворення пар вищого четвертого класу P_4 і груп Ассур при співударах проміжних ланок у запропонованому механізмі не підкоряється суворій періодичності, а залежить від мінливості фізико-механічних властивостей ґрунту в процесі його обробітку. Реагуючи на цю мінливість віброударний механізм варіює ступенем вільності зменшуючи його у фазі стискування ґрунту від Π , що дорівнює кількості віброударних ланок, до одиниці в кінці цієї фази. У фазі руйнування ґрунту його ступінь вільності, навпаки, послідовно збільшується від одиничного значення до Π . У такому віброударному процесі дії на ґрунт відбувається розкладення механічного імпульсу сили. Виконану пасивним і віброударним деформатором роботу на мал. 10 характеризують величини площин відповідних ділянок, обмежених кривими силових характеристик.



Мал. 10. Схема розкладення механічного імпульсу сили у віброударному процесі дії на ґрунт

При використанні віброударного механізму замість пасивного деформатора зниження середнього опору робочого органу визначиться по виразу:

$$\Delta P = \delta_2 \left(\frac{F}{L_1} - \frac{P_1 F_1}{L} \right), \quad (44)$$

де δ_2 - коефіцієнт зусилля; P_1 - число циклів віброударного сколювання за період одного сколювання ґрунту пасивним деформатором.

У відповідності з розробленими теоретичними положеннями пропонується визначати основні параметри ґрунтообробних віброударних механізмів у такій послідовності:

1. Для заданого типу і стану ґрунту, що характеризується граничними значеннями деформаційної постійної V_{\min} і V_{\max} , визначаються граничні та середні зусилля сколювання ґрунту по формулах:

$$P_{\text{ск. min}} = \frac{2 S_1}{\pi^2 V_{\max}}; \quad (45)$$

$$P_{\text{ск. max}} = \frac{2 S_1}{\pi^2 V_{\min}}; \quad (46)$$

$$P_{\text{ск. сер.}} = \frac{P_{\text{ск. min}} + P_{\text{ск. max}}}{2}. \quad (47)$$

де S_1 - площа робочої поверхні віброударного розпушувача.

2. Кількість проміжних ланок у механізмі знаходиться по виразу:

$$n_{\text{пр.}} = \frac{P_{\text{ск. max}}}{P_{\text{ск. min}}}. \quad (48)$$

Одержане значення $n_{\text{пр.}}$ округлюється до цілого числа $n_{\text{пр. ф.}}$ в більшу сторону.

3. Загальна кількість рухомих віброударних ланок механізму визначається по виразу:

$$i = n_{\text{пр. ф.}} + 2. \quad (49)$$

4. У віброударному механізмі умови передачі удару є найкращими, якщо маси ланок складають геометричну прогресію у вигляді:

$$m_n = m_1 l_1^{n-1}, \quad (50)$$

де m_1 - маса першої ланки; n - порядковий номер ланки, починаючи від ведучої.

$$l_1 = i^{-1} \sqrt{\frac{m_i}{m_1}}. \quad (51)$$

5. Загальна маса віброударних ланок дорівнює:

$$M = m_1 + m_2 + \dots + m_i. \quad (52)$$

6. Деформації пружних елементів визначаються по наступних виразах:

$$X_1 = \frac{m_1 V_0^2}{2P_{\text{ск.мін}}}; \quad X_n = \frac{m_n V_0^2}{2P_{\text{ск.сер.}}}; \quad X_i = \frac{m_i V_0^2}{2P_{\text{ск.мак}}}, \quad (53)$$

де V_0 - швидкість переміщення ланок.

7. Жорсткість проміжних пружних елементів розраховується по виразах у вигляді:

$$C_1 = \frac{P_{\text{ск.мін}}}{(i-1)X_1}; \quad C_n = \frac{P_{\text{ск.сер.}}}{(i-1)X_n}; \quad C_i = \frac{P_{\text{ск.мак}}}{(i-1)X_i}. \quad (54)$$

8. Число робочих витків пружин, які виконують роботу проміжних пружних елементів, визначається по формулах:

$$i_{B_1} = \frac{Gd^4}{8D^3C_1}; \quad i_{B_n} = \frac{Gd^4}{8D^3C_n}; \quad i_{B_i} = \frac{Gd^4}{8D^3C_i}, \quad (55)$$

де G - модуль зсуву матеріалу пружини; d - діаметр прутка; D - середній діаметр пружини.

Одержані теоретичні залежності дозволяють розробляти і проектувати різні типи ґрунтообробних віброударних механізмів з урахуванням ґрунтово-кліматичних умов їх роботи.

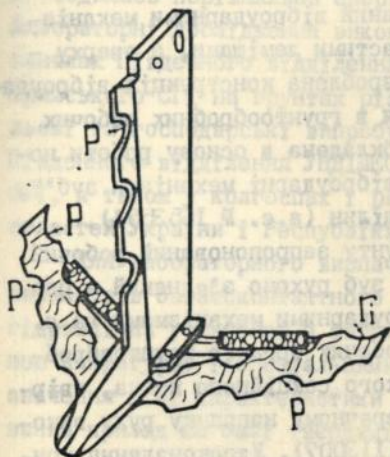
6. Нові конструкції протиерозійних робочих органів, розроблені на механіко-біонічній основі багатоконтактно-ударної дії на ґрунт.

Одержані теоретичні закономірності багатоконтактно-ударної дії на ґрунт покладені в основу створення протиерозійних робочих органів для глибокого безполицевого обробітку, а також поверхневого розпушування і ущільнення ґрунту. Розроблені ґрунтообробні протиерозійні органи двох типів: багатоконтактні зубчасті з жорсткими елементами і віброударні з вібрірүмчими у процесі співударів робочими ланками. Новина технічних рішень по цих напрямках захищена 15 винаходами.

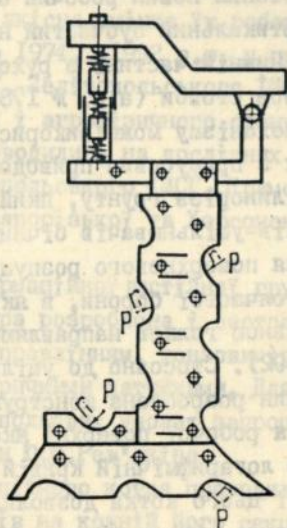
У зубчастому робочому органі (мал. II) різальні кромки зуб'їв на лемішах розміщені вздовж леза по логарифмічній кривій, описаній формулою (2). По прототипу з риючими кінцівками жука-носорога і капустапки твірні лінії западин між зуб'ями виконані по формі логарифмічної спіралі, що описана формулою (I) з кривизною, яка збільшується від середньої частини леза до його країв (а.с. № 646943). Твірні лінії кришільної поверхні лапи виконана по косинусоїді, а лобової - у вигляді двох плавко сполучених знакозмінних логарифмічних кривих (а.с. № 674702). З метою збільшення строку служби лемішів і покращення кришіння ґрунту запропонований робочий орган плоскрізальної лапи з двосторонньо-зубчастими лемі-

шами (а.с. № 1722267). У таких лемішах (мал. II), крім передньої зубчастої підрізальної частини, є задня кришінна частина із твірною лінією западин між зуб'ями по формі логарифмічної спіралі, що описана формулою (I). З метов зниження зносу робочої поверхні зуб'їв і покращення якості кришіння ґрунту розроблений також плоско-різальний робочий орган, в якому зуб'я прикріплені до лани за допомогою горизонтальних шарнірів і підпружинені (а.с. № 600976). Використання технологічного ефекту від кришіння ґрунту при зміні напрямку дії на нього дозволило створити віброударні розпушувальні лани (мал. II) з коливальними у горизонтальній площині зубчастими лемішами (а.с. № 1242641) і рухомими розпушувальними зуб'ями, установленими в напрямних основи лемешів за допомогою віброударних механізмів (а.с. № 1429953).

Зубчасті безполицеві корпуси плуга запропоновані у двох виконаннях: з односторонньо- і двосторонньо-зубчастими ножами. Двосторонньо-зубчастий варіант містить в собі (мал. I2) установлений на вертикальній стовбї під кутом до напрямку руху двосторонньо-зубчастий ніж із западинами по формі логарифмічної спіралі (формула (I)).



Мал. II. Робочий орган із двосторонньо-зубчастими віброударними лемішами



Мал. I2. Зубчастий безполицевий корпус плуга на віброударному підвісі

Односторонньо-зубчастий корпус має ніж із зуб'ями тільки в передній різальній частині. Установка їх на віброударному підвісі сприяє підвищенню інтенсивності дії таких корпусів на ґрунт. Удосконалення конструкцій зубчастих плоскорізальних лап в напрямку покращення якісних показників їх роботи при мінімальній енергоспоживності привело до створення вібромагнітного плоскорізального робочого органу (а.с. № 1641207). У новому розпушувачі стовба лапи установлена на рамі за допомогою віброударного механізму (а.с. № 1715220). Вона має складену порожнисту циліндричну форму і виконана по прототипу із внутрішньою будовою і властивостями кісток і з'єднувальних тканин біологічних аналогів (мал. 7). З метою зменшення тягового опору розроблений глибокорозпушувач з нижньою підрізаючою і верхньою зубчастою розрізаючою частинами (а.с. № 1496646). Твірні лінії робочих поверхонь зуб'їв і долота виконані по формі логарифмічних кривих (формули (1) і (2)). На основі принципу багатоконтактно-ударної дії на ґрунт розроблений віброударний глибокорозпушувач з робочими ножами, різальні кромки яких виконані по логарифмічній спіралі із зменшенням її радіус-вектора знизу вгору (а.с. № 1561837). З використанням цього ж принципу запропонований новий робочий орган глибокорозпушувача ґрунту, який має вертикальний зубчастий ніж, з'єднаний віброударними механізмами у нижній частині з рухомими зубчастими лемішами, а вгору — з основою стовби (а.с. № 1734126). Розроблена конструкція віброударного механізму може використовуватися в ґрунтообробних робочих органах з примусовим приводом. Вона покладена в основу роботи нового щілиноріза ґрунту, який включає віброударні механізми зуб'їв і валиків-ущільнювачів бічних стінок щілин (а.с. № 1653554).

Для поверхневого розпушування ґрунту запропонований робочий орган голчастої борони, в якій кожний зуб рухомо з'єднаний з розпушувальною голкою направляючими віброударними механізмами (а.с. № 1743392). Стосовно до ущільнювальних робочих органів ґрунтообробних машин розроблена конструкція гладкого секційного котка, твірні лінії робочої поверхні якого в поперечному напрямку руху виконані по логарифмічній кривій (а.с. № III3007). Удосконалення конструкції цього котка дозволило створити віброударний коток, у якому кожне кільце установлене з незалежним обертанням на загальній осі за допомогою радіальних віброударних механізмів (а.с. № 1330624).

Виходячи із запропонованих вище конструкцій протиерозійних

робочих органів розроблена класифікація нових ґрунтообробних віброударних механізмів із змінним ступенем вільності. Її основу покладені чотири типи віброударних механізмів: з пружними проміжними ланками; з пружно-в'язко-пластичними ланками, електромагнітні і віброударні механізми з примусовим приводом. Практичне використання того чи іншого типу віброударного механізму проводиться з урахуванням призначення робочого органу і пред'явлених агротехнічних вимог.

7. Експериментальні дослідження роботи нових протиерозійних робочих органів.

Експериментальні дослідження проводились з метою виявлення прийнятності механіко-біонічних основ багатоконтактно-ударної дії на ґрунт для створення нових і удосконалення існуючих робочих органів ґрунтообробних машин. При порівняльних випробуваннях використовувались серійні вузли ґрунтообробних протиерозійних знарядь і розроблялись програми і методики, а також спеціальні лабораторно-польові установки. У процесі лабораторно-польових досліджень і господарських випробувань нових протиерозійних робочих органів проводилась порівняльна енергетична і якісна оцінка їх роботи. Лабораторні дослідження виконувались в 1974...1992 р.р. у ґрунтових каналах Південного відділення УНДІМЕСГ, Мелітопольського ІМСГ і Кримського СГІ на ґрунтах різного типу і агрофізичного стану. Польові та господарські випробування проводились на дослідних полях Південного відділення УНДІМЕСГ, Мелітопольського ІМСГ, Кримського СГІ, а також у колгоспах і радгоспах Запорізької та Херсонської областей України і Республіки Крим.

Для лабораторного визначення деформаційної постійної ґрунту і параметрів багатоконтактного деформатора розроблена і застосована гідравлічна установка з автоматичним управлінням, тензовимірвальною апаратурою і спеціальними тензометричними датчиками. Для визначення цієї характеристики ґрунту в польових умовах запропонований прилад на базі твердоміра системи Ю.Д.Рев'якіна.

Дослідження контактного тиску секційного котка проводились шляхом установки тензометричних датчиків на кожній його секції. Деформація ґрунту різально-кришільними елементами робочих органів досліджувалась шляхом проведення кінозйомки у малому ґрунтовому каналі з прозором градуйованою стінкою, дальшою дешифровкою і побудовою кінограм. У процесі дослідження силової дії багатоконтактно-ударних деформаторів ґрунту на візку ґрунтового каналу з вимі-

ривальними приладами і записуючою апаратурою почергово випробувались різного типу, жорсткі, пружинні і багатоконтактно-ударні деформатори, розпушувачі ґрунту і нові робочі органи. З метою вивчення віброударної дії на ґрунт всього робочого органу нами розроблений і застосований універсальний підвіс з багатоконтактно-ударним механізмом. Для виконання досліджень використана методика планування і проведення багатфакторного експерименту. При польових випробуваннях нових робочих органів застосовувався тензометричний націп трактора Т-150А, а також був розроблений спеціальний націп для динамометрування націпних ґрунтообробних машин з використанням гідравлічного динамографу. Обробка дослідних даних здійснювалась на ЕОМ по стандартних і спеціально розроблених програмах.

У результаті лабораторних досліджень встановлено, що деформаційна постійна ґрунту V практично не залежить від форми і розмірів наконечника. Разом з тим із збільшенням вологості W її значення збільшується (мал. 13) по закону у вигляді:

$$V = ne^{mW}, \quad (56)$$

де m і n - дослідні коефіцієнти.

Розглядаючи цю характеристику як динамічну, що враховує час дії навантаження на ґрунт, треба відзначити, що із збільшенням швидкості V її значення зменшується (мал. 13) по логарифмічному закону у вигляді:

$$V = b - a \ln V, \quad (57)$$

де a і b - дослідні коефіцієнти.

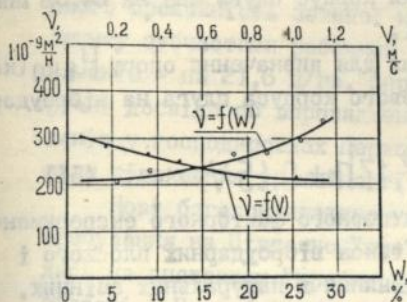
Для обґрунтування параметрів багатоконтактно-ударних робочих органів при сучасних швидкостях обробітку ґрунту необхідно приймати значення деформаційної постійної в межах $200 \cdot 10^{-9} \dots 280 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}$.

Дешифровка кінострічок і осцилограм з експериментально одержаними оптимальними параметрами багатоконтактних деформаторів ґрунту підтвердили теоретичні передумови по визначенню коефіцієнта розміщення зуб'їв, кута загострення, їх довжини і кількості на ґрунтообробних робочих органах. Виявлена нерівномірність розподілу тиску по ширині циліндричного котка, при роботі якого тиск на його краях в 1,2...1,5 рази більший, ніж в середній частині. Ступінь цієї нерівномірності під секційним котком з робочою поверхнею по формі логарифмічної кривої у вигляді (2) не перевершує

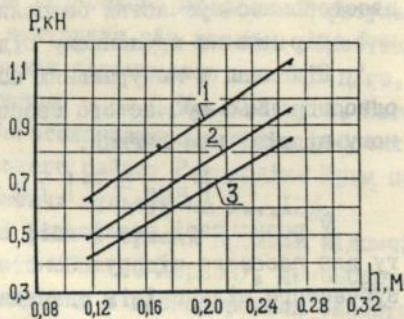
10...15%. Для всіх типів випробуваних деформаторів і щілинорізів ґрунту взаємозв'язок опору P з глибиною обробітки h апроксимується лінійною залежністю (мал. 14):

$$P = a_1 + b_1 h, \quad (58)$$

де a_1 і b_1 - дослідні коефіцієнти.



Мал. 13. Залежність деформаційної постійної V від вологості W ґрунту і швидкості V руху наконечника



Мал. 14. Вплив глибини h обробітки ґрунту на опір P розпушувачів: 1 - жорсткий; 2 - підпружинений; 3 - віброударний

Підпружинювання деформатора знижує опір розпушувача на 18,4%. Працюючи в режимі багатоконтактно-ударної дії на ґрунт віброударний розпушувач зазнає на 12,3% менший опір, ніж підпружинений. Віброударний підвіс зубчастого щілиноріза дозволяє знизити його опір, в середньому, на 19,7%. Заміна серійного полицевого корпусу плуга новим зубчастим безполицевим сприяє зниженню енергоємності обробітки ґрунту на 25...40%.

Для двосторонньо-зубчастого безполицевого корпусу плуга на пружинному підвісі при обробітку ґрунту, в результаті реалізації матриці планування повного факторного експерименту, одержане рівняння в натуральних змінних у вигляді:

$$P_{\text{пд}} = -1,34 + 18,00h + 0,18V, \quad (59)$$

де $P_{\text{пд}}$ - опір двосторонньо-зубчастого безполицевого корпусу плуга на пружинному підвісі, кН; h - глибина обробітку ґрунту, м; V - робоча швидкість, км/г.

Для двосторонньо-зубчастого безполицевого корпусу плуга на

віброударному підвісі рівняння, що описує функцію відгуку в натуральних змінних, яка відображає його опір $P_{вуд}$ (кН), має наступний вигляд:

$$P_{вуд} = -1,97 + 18,83h + 0,16V. \quad (60)$$

Зберігаючи загальну закономірність зростання опору із збільшенням глибини обробітку ґрунту і робочої швидкості руху віброударний двосторонньо-зубчастий безполицевий корпус плуга має на 24,5% менший опір ніж на пружинному підвісі.

Рівняння в натуральних змінних для визначення опору $P_{ву0}$ (кН) односторонньо-зубчастого безполицевого корпуса плуга на віброударному підвісі має вигляд:

$$P_{ву0} = -1,76 + 17,17h + 0,15V. \quad (61)$$

У результаті реалізації плану повного факторного експерименту для плоского підпружиненого, а також віброударних плоского і зубчастого циліндрів одержані рівняння в натуральних змінних, відповідно, у наступному вигляді:

$$P_{пщ} = -1,55 + 15,60h + 0,14V; \quad (62)$$

$$P_{пвщ} = -2,80 + 17,80h + 0,17V; \quad (63)$$

$$P_{звщ} = -2,90 + 15,40h + 0,21V, \quad (64)$$

де $P_{пщ}$, $P_{пвщ}$ і $P_{звщ}$ – опір, відповідно, плоского підпружиненого, плоского і зубчастого віброударного циліндрів ґрунту.

Серед досліджених трьох типів циліндрів ґрунту зубчастий віброударний має мінімальну енергоємність. У польових умовах тяговий опір зубчастих віброударних робочих органів, в порівнянні з серійними плоскорізальними, знижується на 16...18%. Ступінь кришіння ґрунту експериментальними зубчастими робочими органами, в порівнянні з серійними, збільшується, а брильність зменшується в 1,3...2,0 рази (протокол № 33-9-73В відомчих випробувань Південно-Української МС). При цьому заглибленість і стійкість ходу по глибині підвищується в 1,4...1,7 рази, а вміст ерозійно-небезпечних часток у верхньому шарі знижується в 1,3 рази. Установлення на експериментальних робочих органах багатоконтактно-ударної стовби, замість прямої і виконаної по логарифмічній спіралі вигляду (I), дозволяє збільшити ступінь збереження стерні на 15...17% і зменшити ширину розвальної борозни на 0,08...0,10 м.

Установлено, що щільність дна борозни після проходу зубчастих віброударних робочих органів на 12...14% менша, ніж після серійних. Завдяки покращенню структури ґрунту середня вологість метрової шару на ділянках, які оброблені багатоконтактно-ударними робочими органами, в осінньо-зимовий період була на 2...3% вища, ніж у варіанті з обробіткою серійними робочими органами, внаслідок більш глибокого промочування ґрунтового профілю. У результаті цього врожайність зеленої маси кукурудзи під впливом обробітки ґрунту зубчастими робочими органами підвищилась на 16,8 ц/га, а качанів - на 21,6 ц/га, зерна гороху - на 0,7...1,2 ц/га. Багаторічні дослідження по впровадженню багатоконтактно-ударних робочих органів у господарствах Первомайського району Республіки Крим показали підвищення урожайності зернових культур на 8...12%.

Нові багатоконтактно-ударні робочі органи пройшли відомчі випробування на Південно-Українській МЕС (м. Херсон), демонструвались на виставках України, упроваджені в господарствах Запорізької області і Республіки Крим. Економічна ефективність нових ґрунтообробних робочих органів, з урахуванням їх екологічного впливу, визначається трьома основними елементами:

- зниження експлуатаційних витрат за рахунок зменшення енергозатрат на обробітку ґрунту;
- підвищення врожайності сільськогосподарських культур за рахунок покращення якості кривілля і зниження щільності ґрунту, що сприяє підвищенню вологонагромадження;
- зменшення ступеня схильності до ерозії верхнього родючого шару ґрунту за рахунок збереження стерні і зниження кількості ерозійно-небезпечних часток.

Механіко-біонічні основи багатоконтактно-ударної дії на ґрунт і розроблені на цьому принципі нові протиерозійні робочі органи дозволяють підвищити продуктивність праці в ґрунтообробці на 25%.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

І. Створення функціональних і малоенергоємних робочих органів для ґрунтообробних машин треба проводити на базі вибору механічної дії на ґрунт по аналогії із взаємодією в біологічній системі, як найбільш раціонального і економічного. В основу процесу роботи протиерозійних робочих органів з урахуванням агротехнічних, енергетичних і екологічних вимог необхідно покласти природний багатоконтактно-ударний принцип руйнування ґрунтових агрега-

тів повітряним потоком. При формуванні поверхонь ґрунтообробних органів треба використовувати сучасні методи біоніки, як складової частини загальної теорії систем.

2. Комплексний підхід до обґрунтування багатоконтактно-ударного принципу дії, оптимальної форми і параметрів протиерозійних робочих органів, запропонований у дисертації, необхідно застосовувати в сукупності факторів простору і часу біонічної системи: робочий орган по подібності біологічному аналогові - ґрунт-рослина-атмосфера. У процесі системного підходу до створення ґрунтообробних робочих органів з оптимальними параметрами треба використовувати в якості їх прототипів живі організми.

3. Розроблена схема рішення задач по біонічному обґрунтуванню параметрів і принципів дії ґрунтообробних знарядь включає вивчення основних факторів дії виконавчих органів вибраних біологічних прототипів у просторі і часі з дальшим аналітичним описуванням і використанням цих закономірностей для створення і удосконалення робочих ланок ґрунтообробних машин. Біонічні дослідження особливостей будови кінцівок землеріїв (*Gryllotalpa*, *Oryctes nasicornis*), механізмів і форм тіла мешканців водяних і повітряних середовищ (*Xiphias gladius*, *Corvus corax* L.) дозволили знайти оптимальні форми багатоконтактно-ударних ґрунтообробних елементів: логарифмічні криві обгинаючих ліній зуб'їв і логарифмічні спіралі для бокового профілю та вирізів переривчастого леза з коефіцієнтом розміщення зуб'їв, що дорівнює 0,22... 0,24.

4. Одержані в основах теорії багатоконтактних протиерозійних робочих органів аналітичні залежності дозволяють визначати оптимальні співвідношення між ділянками контакту і виникаючим тиском з урахуванням форми переривчастого деформатора (зубчастого леміша, ножа, щілиноріза, секційного котка). Реалізація умов сковзання і сходу ґрунту, а також рослинних решток досягається логарифмічною формою вирізів багатоконтактних лез ґрунтообробних елементів з розміщенням різальних кромки зуб'їв по логарифмічній кривій.

5. Основними узагальненими характеристиками фізико-механічних властивостей ґрунту при багатоконтактно-ударній дії на нього треба вважати деформаційну постійну і критичний тиск. Взаємозв'язана з твердістю ґрунту деформаційна постійна визначається по запропонованій методиці з використанням польового приладу, або лабораторної установки, шляхом втискування жорсткого плунжера в

грунт. При існуючих швидкостях безполицевого обробітку ґрунту в стані фізичної стиглості для півдня України значення деформаційної постійної знаходиться в межах $200 \cdot 10^{-9} \dots 280 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}$.

6. Розроблені теоретичні основи дозволили використати багатоконтактну дію на ґрунт у просторі і ударну – у часі, що реалізується у новому віброударному механізмі з чергуючими жорсткими і пружно-в'язко-пластичними ланками. Ступінь вільності такого механізму автоматично змінюється відповідно силовій дії від одиниці (кінець фази стискання) до числа, рівного кількості рухомих віброударних ланок (кінець фази руйнування і початок стискання ґрунту). Завдяки можливості варіювання ступенем вільності новий віброударний механізм у складі ґрунтообробних робочих органів здібний працювати в оптимальному режимі при широкому діапазоні умов деформації і руйнування ґрунту, а також легко адаптуватися до зміни його фізико-механічних властивостей.

7. Запропоновані методики розрахунку і проектування віброударних механізмів з перемінним ступенем вільності для багатоконтактно-ударних ґрунтообробних протиерозійних робочих органів базуються на аналітичному описі динамічних моделей систем деформації ґрунту і комплексному рішенні рівнянь його стану. Вони дозволяють, з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунту, визначати раціональну форму і конструктивні параметри робочих органів.

8. Для створення нових конструкцій протиерозійних робочих органів багатоконтактно-ударної дії на ґрунт треба використовувати чотири типи проміжних ланок віброударних механізмів: пружні, пружно-в'язко-пластичні, електромагнітні, і з примусовим приводом. У відповідності із запропонованою класифікацією ланок істотно нові технічні рішення закладені в наступні конструкції протиерозійних робочих органів, що характеризуються кращими якісними і енергетичними показниками:

- зубчасті плоскорізні робочі органи, глибокорозпушувачі, циліндрізи та безполицеві корпуси плугів з різально-кришильними елементами, поверхні яких виконані по формі обрисів логарифмічних спіралей і кривих з коефіцієнтом розміщення зуб'їв, що дорівнює 0,23;

- гладкі секційні котки з робочими елементами у вигляді зрізаних еліпсоїдів обертання і віброударними ланками;

- віброударні плоскорізні лапи, розпушувачі, циліндрізи,

глибокородзпущувачі і борони, що містять у собі нові віброударні механізми з чергуючими пружно-в'язко-пластичними і вібромагнітними ланками у циліндричному корпусі.

9. Створені нові типи багатоконтактно-ударних протиерозійних робочих органів дозволяють, подібно живому організму, оптимально реагувати на варіювання стану ґрунту і зберігати незмінним режим роботи – автоколивання. Принципова особливість таких конструкцій – динамічний зв'язок і узгодження співударів ланок самого робочого органу з технологічним процесом обробітку ґрунту, його чергуючими фазами деформації і руйнування.

10. Порівняльні випробування багатоконтактно-ударних ґрунто-обробних робочих органів у лабораторних і польових умовах показали, що, підтримуючи стабільність автоколивального режиму вони, на відміну від серійних, мають меншу енергоємність на 15...17%. Щільність дна борозни при їх роботі на 12...14% менша, а деформаційна постійна ґрунту на 23...25% більша. Ступінь кришіння ними ґрунту підвищується в 1,5...1,8, а заглибленість і стійкість руху – в 1,5...1,7 рази. Брилність ґрунту зменшується в 1,5...1,9 рази. Вміст ерозійнонебезпечних часток у верхньому шарі ґрунту знижується на 8...10%. Зубчасті віброударні стовби протиерозійних робочих органів дозволяють зменшити ширину і глибину розвальної борозни в 1,5...1,7 рази і збільшити ступінь збереження стерні на 15...17%. Застосування запропонованих робочих органів дозволяє збільшити продуктивність на 25%.

11. Новина досліджень підтверджена 15 авторськими свідоцтвами на винаходи. Одержані результати і запропоновані методики розрахунку і проєктування ґрунтообробних багатоконтактно-ударних механізмів можна використовувати як основу для удосконалення існуючої ґрунтообробної техніки, створення нових машин і знарядь, що відповідають вимогам перспективного землеробства.

РЕКОМЕНДАЦІЇ ВИРОБНИЦТВУ

1. Запропонована в дисертації біонічна система "робочий орган по подібності біологічному аналогу – ґрунт-рослина-атмосфера" і розроблені основи теорії багатоконтактно-ударної дії на ґрунт рекомендуються для використання в роботі лабораторій, розрахункових груп і конструкторських бюро НДІ та заводів сільськогосподарського машинобудування, а також підприємств і ВУЗів, які займаються питаннями механізації обробітку ґрунту.

2. Новий принцип багатоконтактно-ударної дії на ґрунт посеред-

ництвом віброударних механізмів пропонується для створення нових ґрунтообробних робочих органів. При удосконаленні їх серійних конструкцій у господарських умовах доцільно замінювати пружинні елементи віброударними механізмами з чергуючими жорсткими і пружними ланками, а суцільні леміші та ножі - зубчастими. Визначення параметрів і режимів роботи віброударних механізмів нового типу виконується по розробленій в дисертації методиці.

3. При ґрунтозахисній технології вирощування сільськогосподарських культур у системі машин для обробітку ґрунту з мінімальними енергетичними затратами і ефективним кришінням ґрунтового шару пропонується застосовувати сім типів протиерозійних робочих органів, які створені на основі теорії багатоконтактно-ударної дії на ґрунт. Їх новина захищена 15 винаходами.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНИЙ В НАСТІПНИХ РОБОТАХ

1. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В., Кушнарев А.С. Исследование зубчатых рабочих органов биологических прототипов землероев // Совершенствование процессов и рабочих органов сельскохозяйственных машин: Научные труды / УСХА. - К.: УСХА, 1975. - Вып. 162. - С. 23-28.

2. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В., Рожков П.Н. Методика определения деформативной постоянной почвы в полевых условиях // Совершенствование процессов и рабочих органов сельскохозяйственных машин: Научные труды / УСХА. - К.: УСХА, 1975. - Вып. 162. - С. 58-62.

3. Контактная задача в теории взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных машин с материалами / Бауков А.В., Кушнарев А.С., Бабицкий Л.Ф., Рожков П.Н. // Аналитические и графические методы рационального конструирования поверхности рабочих органов почвообрабатывающих машин: Научные труды / УСХА. - К.: УСХА, 1975. - Вып. 165. - С. 9-18.

4. Обоснование параметров зубчатых рабочих органов / Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В., Кушнарев А.С., Рожков П.Н. // Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов: Научные труды / ЧМЭСХ. - Челябинск, 1976. - Вып. 98. - С. 62-67.

5. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В. Определение основных геометрических параметров зубчатых рожков органов биологических прототипов землероев // Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов: Научные труды / ЧМЭСХ. - Челябинск, 1976. - Вып. 118. - С. 51-56.

6. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В., Кушнарев А.С. Исследование зубчатых рабочих органов биологических прототипов землероев // Вопросы земледельческой механики: Тезисы докладов Всесоюзной научной конференции по современным проблемам земледельческой механики. - М.: ВМ, 1976. - С. 31.

7. Бабицкий Л.Ф. Методика проектирования зубчатого рабочего органа для противоэрозийной обработки почвы // Вопросы земледельческой механики: Тезисы докладов XX Всесоюзной научной конференции по современным проблемам земледельческой механики. - М.: ВМ, 1978. - С. 12.

8. Бабицкий Л.Ф. Деформація ґрунту залежно від форми робочого органу // Вісник сільськогосподарської науки. - К.: Урожай, 1978. - № 6. - С. 84-87.

9. Бабицкий Л.Ф., Бойтенко Ю.Е. А.С. 600976 СССР. М Кл. А01В

35/26. Плоскорезющий рабочий орган / Заявл. 17.04.75. Оpubл. 05.04.78. Бюл. № 13.

10. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В., Кушнарев А.С. А.С. 646943 СССР. М.Кл. А01В 35/26. Почвообрабатывающий рабочий орган / Заявл. 02.04.75. Оpubл. 15.02.79. Бюл. № 6.

11. Бабицкий Л.Ф. Рабочий орган для противэрозийной обработки почвы // Техника в сельском хозяйстве. - М.: Колос, 1979. - № 2. - С. 69-70.

12. Бабицкий Л.Ф. А.С. 674702 СССР. М.Кл. А01В 35/26. Почвообрабатывающий рабочий орган / Заявл. 17.11.77. Оpubл. 25.07.79. Бюл. № 27.

13. Бабицкий Л.Ф. Обгрунтування геометричних параметрів робочого органу культиватора для протиерозійного обробітку ґрунту // Вісник сільськогосподарської науки. - К.: Урожай, 1981. - № 11. - С. 61-63.

14. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В. Эффективность применения зубчатого рабочего органа культиватора в системе противэрозийной обработки почвы юга Украины // Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов: Научные труды / ЧИМЭСХ. - Челябинск, 1981. - Вып. 167. - С. 31-34.

15. Бабицкий Л.Ф. Зубчатый рабочий орган культиватора-плоскореза // Техника в сельском хозяйстве. - М.: Колос, 1982. - № 4. - С. 59.

16. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В. Використання деформаційних властивостей ґрунту при визначенні раціональних параметрів ґрунтообробних робочих органів // Вісник сільськогосподарської науки. - К.: Урожай, 1982. - № 4. - С. 44-47.

17. Запорожец В.А., Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В. Обоснование технологической схемы и расположения рабочих органов культиватора-рыхлителя для обработки виноградников // Механизация трудоемких процессов в растениеводстве: Научные труды / УСХА. - К.: УСХА, 1983. - С. 37-40.

18. Бабицкий Л.Ф. Взаимодействие рабочих поверхностей противэрозийных машин с почвой // Совершенствование зональных систем машин и пути повышения производительности труда в сельском хозяйстве: Тезисы докладов Республиканской научно-технической конференции. - К.: УИИМЭСХ, 1984. - С. 9-11.

19. Бабицкий Л.Ф. А.С. 1113007 СССР. М.Кл. А01В 29/04. Каток для обработки почвы / Заявл. 28.02.83. Оpubл. 15.09.84. Бюл. № 34.

20. Бабицкий Л.Ф. Обгрунтування форми гладких секційних котків // Вісник сільськогосподарської науки. - К.: Урожай, 1985. - № 12. - С. 78-81.

21. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В. Совершенствование формы рабочих органов культиваторов-плоскорезов // Совершенствование машин и механизмов при производстве продуктов растениеводства: Научные труды / УСХА. - К.: УСХА, 1985. - С. 99-106.

22. Бабицкий Л.Ф. А.С. 1243641 СССР. М.Кл. А01В 35/26, 13/08. Рыхлительная лапа / Заявл. 26.06.84. Оpubл. 15.07.86. Бюл. № 26.

23. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В. Обоснование формы стойки рабочего органа культиватора-глубокорыхлителя // Механизация трудоемких процессов в растениеводстве Крымской области: Научные труды / УСХА. - К.: УСХА, 1987. - С. 21-24.

24. Бабицкий Л.Ф. А.С. 1380624 СССР. М.Кл. А01В 29/04. Каток для обработки почвы / Заявл. 28.01.86. Оpubл. 15.03.88. Бюл. № 10.

25. Бабицкий Л.Ф. А.С. 1429833 СССР. М.Кл. А01В 35/24. Рыхлительная лапа / Заявл. 12.02.86. Оpubл. 15.10.88. Бюл. № 38.

26. Бабицкий Л.Ф., Даценко Н.В., Бауков А.В. А.С. 1496646 СССР. М.Кл. А01В 13/08. Глубокорыхлитель / Заявл. 9.03.87. Оpubл. 30.07.89. Бюл. № 28.

27. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В., Даценко Н.В. Исследование и обоснование параметров глубокорыхлителя с зубчатыми режущими элементами /Реф. Д. механизация и электрификация сельскохозяйственного производства: Деп. в ВНИИТМ агропроме.- М., 1989.- № 4.- С.11.
28. Бабицкий Л.Ф., Даценко Н.В. Методика определения параметров зубчатого-режущих элементов стойки культиватора-глубокорыхлителя //Совершенствование рабочих процессов сельскохозяйственной техники: Научные труды /Кишиневский СХИ.- Кишинев, 1989.- С.11-14.
29. Бабицкий Л.Ф. А.С. 1561837 СССР. М Кл. А01В 13/16. Рабочий орган глубокорыхлителя почвы /Заявл. 18.01.88. Опубл. 07.05.90. Бюл. № 17.
30. Бабицкий Л.Ф. А.С. 1641207 СССР. М Кл. А01В 33/10. Вибромагнитный плоскорезущий рабочий орган /Заявл. 09.09.88. Опубл. 15.04.91. Бюл. № 14.
31. Бабицкий Л.Ф. А.С. 1653554 СССР. М Кл. А01В 13/16. Виброударный щелерез /Заявл. 24.05.89. Опубл. 07.06.91. Бюл. № 21.
32. Бабицкий Л.Ф. Структура и кинематика почвообрабатывающих виброударных механизмов //Вісник аграрної науки.- К.: Нива, 1991.- № 12.- С. 44-46.
33. Бабицкий Л.Ф., Бауков А.В. Обоснование путей повышения агротехнического уровня машин для безотвальной обработки почв Крыма //Основные направления развития сельскохозяйственного производства Крыма в период перехода к рынку: Сборник научных трудов /КСХИ.- Киев, 1991.- С. 224-229.
34. Бабицкий Л.Ф., Бабицкий А.Л. А.С. 1715220 СССР. М Кл. А01В 39/40. Почвообрабатывающее орудие /Заявл. 05.03.90. Опубл. 29.02.92. Бюл. № 8.
35. Бабицкий Л.Ф., Наконечный Г.В. А.С. 1722267 СССР. М Кл. А01В 35/26. Рабочий орган плоскорезной лапы /Заявл. 19.03.90. Опубл. 30.03.92. Бюл. № 12.
36. Бабицкий Л.Ф., Бабицкий А.Л. А.С. 1743392 СССР. М Кл. А01В 23/02. Рабочий орган бороны /Заявл. 19.02.90. Опубл. 30.06.92. Бюл. № 24.
37. Бабицкий Л.Ф., Бабицкий А.Л. А.С. 1784126 СССР. М Кл. А01В 35/20. Почвообрабатывающий рабочий орган /Заявл. 24.10.90. Опубл. 30.12.92. Бюл. № 48.
38. Бабицкий Л.Ф. Экологические и бионические предпосылки создания новых почвообрабатывающих органов //Сельскохозяйственное производство и экология Крыма: Тезисы докладов II Республиканской научно-практической конференции.- Симферополь, 1992.- Часть II.- С. 8-10.
39. Бабицкий Л.Ф. Взаимосвязь деформационной постоянной и твердости почвы как основа для определения формы почвообрабатывающих рабочих органов //Вісник аграрної науки.- К.: Аграрна наука, 1994.- № 4.- С. 93-97.
40. Бабицкий Л.Ф., Коваленко А.П. Эколого-экономические основы организации территории и обработки почвы // Современные проблемы охраны и воспроизводства почвенного плодородия (экология, экономика, право): Материалы Межгосударственного научного семинара.- К.: СОНС Украины. Национальная Академия наук Украины, 1994.- С. 93.

Бабицкий Леонид Федорович

МЕХАНИКО-БИОНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МНОГОКОНТАКТНО-УДАРНОГО
ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРОТИВОЭРОЗИОННЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ НА ПОЧВУ
(на украинском языке)

Специальность 05.20.01 - механизация сельскохозяйственного
производства

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Відповідальний за випуск
доктор сільськогосподарських наук,
професор

Handwritten signature

Д.С.Кізяков

Підписано до друку 20.08.94. Формат 60 x 84 1/16
Об'єм 2 ум. друк. арк. Тираж 100. Заказ № 3063 экз.

ТЕС.

Babitskiy L.F. Mechanical and Bionic Foundations of Multicontact Percussive Effect of Anti-Erosive Working Organs on Soil. Thesis in the form of manuscript for a degree of Doctor of Technical Sciences, speciality No 05.20.01 - mechanisation of agricultural production, Crimean Agricultural Institute, Simferopol, 1994.

Defended are 40 research works and 15 author's certificates, which contain both theoretical and experimental research for the purpose of substantiating a new principle of multicontact percussive effect on soil and its deformation constant. A new trend in agricultural mechanics has thus been formulated and developed. The trend consists of biosystem approach to the creation of soil-cultivating working organs. It allowed to determine the mechanisms of the form-building of the surface of notched anti-erosive working organs similar to biological analogues using modern methods of bionics. The proposed soil-cultivating working organs found application in agricultural production. The data on their operating efficiency are brought in.

Бабицкий Л.Ф. Механико-бионические основы многоконтактно-ударного воздействия противэрозионных рабочих органов на почву.

Диссертация в виде рукописи на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.20.01 - механизация сельскохозяйственного производства, Крымский сельскохозяйственный институт, Симферополь, 1994.

Защищается 40 научных работ и 15 авторских свидетельств, которые содержат теоретические и экспериментальные исследования по обоснованию нового принципа многоконтактно-ударного воздействия на почву и ее деформационной постоянной. Сформулировано и развито новое направление в земледельческой механике, заключающееся в биосистемном подходе к созданию почвообрабатывающих рабочих органов. Установлены закономерности формообразования поверхностей виброударных зубчатых противэрозионных рабочих органов по подобию биологических аналогов с использованием современных методов бионики. Осуществлено внедрение предложенных почвообрабатывающих рабочих органов в сельскохозяйственное производство, приводятся данные об их эффективности в процессе работы.

Ключові слова:

системний підхід, біоніка, біологічний прототип, багатоконтактна дія, деформаційна постійна, віброударний механізм, зуб, удар, основи механіки, ґрунт, протиерозійний робочий орган.



AB 30.661