

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ
ІВАНА ПУЛЮЯ

Кваліфікаційна наукова

Праця на правах рукопису

ШИМКО АНДРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 631.356.4

**ДИСЕРТАЦІЯ
ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДКОПУВАЛЬНО-
СЕПАРУВАЛЬНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ
МАШИНИ**

05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва“
(технічні науки)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ А.В. Шимко

Науковий керівник:
Налобіна Олена Олександрівна,
доктор технічних наук,
професор

Луцьк – 2019

АНОТАЦІЯ

Шимко А.В. Обґрунтування параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа картоплезбиральної машини. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – «Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва».

Дисертацію присвячено вирішенню науково-практичної задачі підвищення якості та зменшення енергоємності процесу викопування бульб картоплі шляхом обґрунтування параметрів підкопувального робочого.

Картопля - один із основних продуктів харчування та є найпопулярнішою культурою в сільськогосподарському виробництві. Однією з найбільш трудомістких операцій у технології виробництва картоплі є механізоване збирання.

Аналіз існуючих досліджень практики використання технічних засобів і способів збирання бульб картоплі виявив, що якість збирання, продуктивність і енергоємність процесу та втрати урожаю, в значній мірі, визначаються конструкцією підкопувального робочого органа картоплезбиральних машин.

Задача підвищення ефективності процесу викопування бульб картоплі була вирішена шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування раціональних параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа картоплезбиральної машини.

Технологічний процес викопування бульб картоплі складається з наступних операцій: підкопування ґрунту разом із бульбами картоплі, транспортування вздовж підкопувальної поверхні скиби ґрунту із бульбами, переміщення скиби по сепарувальній поверхні робочого органа і переміщення вороху із залишками ґрунту на активну сепарувальну частину робочого органа. Враховуючи послідовність протікання технологічного процесу, виконано аналіз впливу параметрів та режимів роботи лемішної та сепарувальної частини розробленого підкопувально-сепарувального робочого органа на зміну стану ґрунту. Встановлено умови, які забезпечують розуцільнення ґрунту та порушення його суцільності. Виконання обґрунтування умов забезпечує високу ефективність просівання ґрунту крізь

пруткову частину сепарувальної поверхні підкопувально-сепарувального робочого органа.

Виконано теоретичний аналіз впливу параметрів і режимів роботи лемішної частини підкопувально-сепарувального робочого органа на ґрунт. Із цією метою розв'язано контактну задачу взаємодії робочого органа з ґрунтом та отримано рівняння для визначення компонент напружень у ґрунтовому середовищі і проаналізовано їхню зміну залежно від кінематичних і конструктивних параметрів робочого органа. Параметри лемішної частини підкопувального робочого органа впливають на витрати енергії процесу збирання бульб картоплі. Враховуючи це, визначено силу опору ґрунту та встановлено закономірність впливу на її зміну параметрів і форми лемішу підкопувально-сепарувального робочого органа. Отримано рівняння сепаруючої поверхні запропонованого підкопувального робочого органа та виконано аналіз напружено-деформованого стану ґрунту під дією прутків, які містить ця поверхня. У ході аналізу обґрунтовано раціональні параметри прутків.

Експериментальні дослідження виконувались у два етапи: перший етап – лабораторні дослідження, другий – польові дослідження.

Програмою лабораторних експериментальних досліджень передбачалось: визначення коефіцієнтів тертя кочення, спокою та руху для пар тертя бульба – сталь з метою встановлення закономірностей впливу маси бульб картоплі та степені їх забруднення на величини коефіцієнтів тертя; визначення величини тягового опору робочого органа й встановлення впливу швидкості руху та вологості ґрунту на якість його сепарування. Для проведення досліджень виготовлено лабораторне устаткування та фізичну модель підкопувально-сепарувального робочого органа. Використано також ґрунтовий канал із потрібним переліком вимірювальної апаратури.

У ході польових досліджень оцінювали втрату бульб картоплі та продуктивність виконання процесу збирання картоплезбиральною машиною із встановленим удосконаленим підкопувально-сепарувальним робочим органом.

Використання запропонованого підкопувально-сепарувального робочого органа забезпечило:

- зменшення кількості невикопаних бульб на 2,0 % при швидкості 2,5 км/год. та при зменшенні швидкості руху агрегату до 1,8 км/год – 1,6%;

- зменшення пошкодження бульб із 1,6 до 1,4% (картоплекопачка Agromet Z609/2) і з 1,7% до 1,4% (картоплекопачка КТН-2В при робочій швидкості 2,5 км/год) та з 1,0% до 1,28% (картоплекопачка КТН-2В при робочій швидкості 1,8 км/год).

Результати польових досліджень показали підвищення продуктивності машини до 8% та до 4.5% при проведенні польових випробувань на полях Інституту господарства Західного Полісся Національної академії аграрних наук України та Волинської сільськогосподарської дослідної станції Національної академії аграрних наук України.

Технічне рішення захищене 5 патентами на корисну модель України. Результати дослідження апробовані на Волинській державній сільськогосподарській дослідній станції НААН та Інституті сільського господарства Західного Полісся НААН України.

Ключові слова: бульба картоплі, підкопувально-сепарувальний робочий орган, збирання, ґрунт, параметри.

ANNOTATION

Shymko A. V. Justification of the parameters of the digging and separating working body of the potato harvester. – Qualifying scientific work as a manuscript.

The thesis for attaining the Candidate of Science Degree in Specialty 05.05.11 – “Machines and Means of Mechanization of Agricultural Production.”

The thesis is devoted to solving the scientific and practical problem of improving the quality and reducing the energy intensity of the process of digging potatoes by substantiating the parameters of the digging working body.

Potatoes are one of the major foodstuffs and the most popular crop in agricultural production. Mechanized harvesting is one of the most time-consuming operations in potato production technology.

Analysis of current research into the use of technical means and methods of harvesting potatoes revealed that the quality of harvesting, productivity, and energy intensity of the process and the loss of yield are largely determined by the design of the digging working body of potato harvesters.

The task of increasing the efficiency of the process of digging potatoes was solved by improving the design and substantiation of the rational parameters of the digging and separating working body of the potato harvester.

The technological process of digging potatoes consists of the following operations: digging the soil together with the potato tubers, transporting of the soil slice with potato tubers along the digging surface, moving the soil slice along the separating surface of the working body, and moving the heap with the soil remainder to the active separating part of the working body. Taking into account the sequence of the technological process, an analysis of the influence of the operation modes parameters of the ploughing and separating part of the developed digging and separating working body on the change of the soil mechanical properties. The conditions ensuring soil loosening and disturbance of its integrity were established. The fulfillment of the conditions justification provides high efficiency of sifting the soil particles through the rod part of the separating surface of the digging and separating working body.

The theoretical analysis of the influence of parameters and operation modes of the ploughing part of the digging and separating working body on the soil was performed. For this purpose, the contact problem of interaction of the working body with the soil was solved and an equation was obtained to determine the stress components in the soil environment and their change depending on the kinematic and structural parameters of the working body was analysed. The parameters of the ploughing part of the digging working body influence the energy consumption of the potato harvesting process. With this in mind, the force of soil resistance was discovered and the regularity of influence on its parameters change and the shape of the ploughshare of the digging and separating working body were determined. The equation of the separating surface of the proposed digging working body was obtained and an analysis of the stress-strain state of the soil under the action of the

bars contained by this surface was made. In the course of the analysis, the rational parameters of rods were substantiated.

Experimental studies were performed in two stages: the first stage – laboratory studies, the second – field studies.

The program of the laboratory experimental studies provided for: the determination of coefficients of rolling friction, rest and movement for the friction pairs potatoes–steel in order to establish the influence patterns of the mass of potato tubers and the degree of their soiling on the values of the friction coefficients; the determination of the traction resistance of the working body and determining the influence of the moving speed and soil moisture on the quality of its separation. To carry out the research, the laboratory equipment and a physical model of the digging and separating working body were manufactured. A soil channel with the required list of measuring equipment was also used.

In the course of field studies, the loss of potato tubers and the performance of the harvesting process of the potato harvester with the installed improved digging and separating working body were evaluated.

The installation of the proposed digging and separating working body ensured:

- the reduction of the number of not dug potatoes by 2.0% at a speed of 2.5 km / h. and when the speed of the unit is reduced to 1.8 km / h – 1.6%;
- the reduction of the damage to tubers from 1.6 to 1.4% (Agromet Z609 / 2 potato harvester) and from 1.7% to 1.4% (KTN-2B potato digger at the operating speed 2.5 km / h) and from 1, 0% to 1.28% (KTN-2V potato digger at the operating speed 1.8 km / h).

The results of field studies showed an increase in machine productivity of up to 8% and up to 4.5% when conducting field tests in the fields of the Institute of Agriculture of Western Polissya of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine and Volyn Agricultural Research Station of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine.

The technical solution is protected by 5 patents for utility model of Ukraine. The results of the study were tested at Volyn State Agricultural Research Station of NAAS and the Institute of Agriculture of Western Polissya of NAAS of Ukraine.

Keywords: potato tuber, digging and separating working body, harvesting, soil, parameters.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Налобіна О. О., **Шимко А. В.** Аналіз розвитку галузі картоплярства та огляд картоплезбиральної техніки. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк : ЛНТУ, 2015. Вип. № 31. С.106–113. *(Здобувачем здійснено аналіз існуючих конструкцій картоплезбиральної техніки).*
2. **Шимко А. В.** Удосконалення підкопуючих робочих органів корнеклубнезбиральних машин. *Вісник національного університету водного господарства та природокористування. Сер. Технічні науки* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2015. Вип. № 2(70). С. 165–171. *(Здобувачем здійснено аналіз існуючих конструкцій підкопувальних робочих органів корнеклубнезбиральних машин).*
3. Налобіна О. О., Грушецька М. Г., **Шимко А. В.** Системний аналіз підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин. *Сільськогосподарські машини.* : зб. наук. ст. Луцьк : ЛНТУ, 2015. Вип. № 32. С. 134–138. *(Здобувачем здійснено аналіз конструкцій лемішів картоплезбиральних машин та встановлено шляхи їхньої модернізації).*
4. **Шимко А. В.** Дослідження коефіцієнтів тертя кочення та ковзання бульб картоплі. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк : ЛНТУ, 2016. Вип. № 34. С. 124–129. *(Здобувачем досліджено вплив маси бульб картоплі на коефіцієнти тертя кочення та ковзання).*
5. Налобіна О. О., **Шимко А. В.** Дослідження взаємодії модернізованого підкопуючого робочого органа картоплезбиральної машини з бульбою. *Вісник Житомирського національного агроекологічного університету* : науково-теоретичний зб. Житомир : ЖНАУ, 2017. Вип. № 1(58). Т. 1. С. 279–283 . *(Здобувачем виготовлено лабораторну устаткування, виконано серію дослідів і їхню статистичну обробку).*
6. **Шимко А. В.**, Серілко Л.С. Визначення раціональної частоти обертання ротору очисного пристрою. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк : ЛНТУ, 2017. Вип. № 37. С. 106–111. *(Здобувачем запропоновано конструкцію*

очисного механізму картоплезбиральної машини, виконано розрахунки за наведеними аналітичними залежностями та їхній графічний аналіз).

Наукові праці у науковому виданні іншої держави:

7. Аналіз впливу лемішної частини підкопуючого робочого органа на напрям змін властивостей ґрунту / **А. Шимко**, О. Налобіна. European Cooperation. Warszawa, 2018. Scientific Approaches and Applied Technologies. No 6 (37). P.21-35. *(Здобувачем виконано аналіз досліджень за темою статті, сформульовано мету роботи та отримано залежності, які розкривають зв'язок напружень із швидкостями деформацій ґрунту).*

Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. **Шимко А. В.** Картоплезбиральна техніка в Україні: стан та напрямки удосконалення. *Настоящи изследвания и развитие – 2015* : зб. тез доп. XI Міжн. наук.-практ. конф. Софія, 17-25 січня 2015 року. Софія, 2015. С. 48–51. *(Здобувачем проведено аналіз стану парку машин для збирання бульб картоплі та запропоновано напрям їх удосконалення).*

9. **Шимко А. В.** Регіональні особливості вирощування картоплі на Рівненщині. *Інноваційні технології в АПК* : зб. тез доп. V Всеукраїнської наук.-практ. конф., Луцьк, 19-20 травня 2015 року. Луцьк : ЛНТУ, 2015. С. 148–150. *(Здобувачем проаналізовано стан галузі картоплярства на території Рівненщини).*

10. **Шимко А. В.** Дослідження коефіцієнтів кочення та ковзання бульб картоплі. *Vedescu pokrok na prelomu tysyuachalety* : зб. тез доп. XII Міжн. наук.-практ. конф., Прага, 27 травня – 05 червня 2016 року. Прага, 2016. С. 68–69. *(Здобувачем досліджено вплив маси бульб картоплі на коефіцієнти тертя кочення та ковзання).*

11. Налобіна О. О., **Шимко А. В.** Дослідження взаємодії валика модернізованого підкопуючого робочого органа картоплезбиральної машини з бульбою. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь* : зб. тез доп. III Всеукраїнської наук.-практ. конф., Житомир, 29-30 березня 2017 року. Житомир : ЖНАУ, 2017. С. 196–197.

(Здобувачем проведено дослідження впливу валика модернізованого підкопувального робочого органа на бульби картоплі та топінамбуру).

12. **Шимко А. В.**, Налобіна О. О. Аналіз впливу лемішної частини підкопуючого робочого органа на зміну властивостей ґрунту. *Інженерія та технології: наука, освіта, виробництво* : зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф., Луцьк, 15-16 листопада 2018 року. Луцьк : ЛНТУ, 2018. С. 277–280. *(Здобувачем виконано аналіз існуючих досліджень та обґрунтовано конструкцію підкопувального робочого органа).*

13. Налобіна О. О., **Шимко А. В.** Аналіз зміни компонентів напружень у ґрунті від дії пруткової сепарувальної поверхні робочого органа картоплезбиральної машини. *Сучасні моделі розвитку агропромислового виробництва: виклики та перспективи* : зб. тез доп. І Всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Глухів, 27 вересня 2018 року. Глухів : ГАТІ ім. С.А. Ковпака. С. 125–128. *(Здобувачем проаналізовано вплив дії прутків сепарувальної поверхні на ґрунтове середовище).*

14. **Шимко А. В.**, Налобіна О. О. Формалізація форми та параметрів удосконаленого підкопуючого органу картоплезбиральної машини. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем* : зб. тез доп. І міжн. наук.-техн. інтернет конф., Рівне, 21-23 травня 2019 року. Рівне : НУВГП, 2019. С. 57–59. *(Здобувачем проаналізовано вплив параметрів і режимів роботи підкопувально-сепарувального робочого органа на зміну механічних властивостей ґрунту, розуцільнення та можливості руйнування його суцільності).*

Патенти України на корисні моделі:

15. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини : патент на корисну модель № 114596 Україна : № u201610046; заявл. 03.10.2016; опубл. 10.03.2017. Бюл. № 5. 5 с. *(Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію очисного механізму).*

16. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини : патент на корисну модель № 103967 Україна : № u201505929; заявл. 16.06.2015; опубл. 12.01.2016. Бюл. № 1. 3 с. *(Здобувачем*

здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію очищуючих валиків).

17. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини : патент на корисну модель № 115204 Україна : № u201610045; заявл. 03.10.2016; опубл. 10.04.2017. Бюл. № 7. 5 с. *(Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію очисного механізму).*

18. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини : патент на корисну модель № 103214 Україна : № u201504886; заявл. 19.05.2015; опубл. 10.12.2015. Бюл. № 23. 3 с. *(Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію лемішу).*

19. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини : патент на корисну модель № 131318 Україна : № u201807674; заявл. 09.07.2018; опубл. 10.01.2019. Бюл. № 1. 4 с. *(Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію сепарувальної частини підкопувального робочого органа).*

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ПІДКОПУВАЛЬНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ.....19

- 1.1. Аналіз способів і технологій механізованого збирання бульб картоплі.....19
- 1.2. Систематизація недоліків і перспектив розвитку підкопувальних робочих органів.....22
 - 1.2.1. Класифікація підкопувальних робочих органів.....22
 - 1.2.2. Аналіз технічних рішень конструкцій підкопувальних робочих органів корнеклубнезбиральних машин.....30
- 1.3. Аналіз досліджень ґрунтів і їхніх моделей.....37
- 1.4. Аналіз досліджень підкопувальних робочих органів картоплезбиральних машин.....42

Висновки до першого розділу

РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ПІДКОПУВАЛЬНО-СЕПАРУВАЛЬНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ІЗ ҐРУНТОМ.....51

- 2.1. Формалізація форми та параметрів робочого органа.....51
- 2.2. Формалізація ґрунту з бульбами.....54
- 2.3. Загальна схема розв'язання контактної задачі взаємодії робочого органа з ґрунтом.....57
- 2.4. Кінематичні умови на поверхні контакту робочий орган – ґрунт.....60
- 2.5. Аналіз кінематичних змін у ґрунті перед робочим органом.....61
- 2.6. Аналітичне визначення компонент напружень у ґрунтовому середовищі перед робочим органом.....66
- 2.7. Аналіз вигляду напруженого стану середовища під дією робочого органа...67
- 2.8. Аналіз сил опору переміщенню лемішної частини підкопувально-сепарувального робочого органа.....73
- 2.9. Аналітичні дослідження взаємодії сепаруючої поверхні з середовищем.....76
 - 2.9.1. Формалізація сепаруючої поверхні та кінематичні умови на поверхні контакту.....76

2.9.2. Аналіз кінематичних величин та компонентів напружень у середовищі від дії пруткової сепарувальної поверхні.....	79
Висновки до другого розділу	
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	93
3.1. Програма, об'єкт і предмет дослідження.....	93
3.2. Методика визначення коефіцієнтів тертя	93
3.3. Дослідження впливу зміни формоутворювальних параметрів, які визначають геометрію робочого органа на тяговий опір.....	97
3.4. Методика визначення тягового опору підкопувально-сепарувального робочого органа.....	99
3.4.1. Дослідження тягового опору методом математичного планування експерименту.....	100
3.5. Дослідження сепарувальної здатності підкопувально-сепарувального робочого органа	104
Висновки до третього розділу	
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	106
4.1. Результати дослідження коефіцієнту тертя кочення, спокою та руху.....	106
4.2. Результати дослідження впливу зміни формоутворювальних параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа на тяговий опір.....	112
4.3. Результати дослідження впливу відстані між осями прутків, величини розміру геометричного перерізу прутків та швидкості руху машини на показник тягового опору методом математичного планування експерименту.....	115
4.4. Результати оцінювання сепарувальної здатності підкопувально-сепарувального робочого органа.....	119
Висновки до четвертого розділу	
РОЗДІЛ 5 РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ПІДКОПУВАЛЬНО-СЕПАРУВАЛЬНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ ТА РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	125

5.1	Результати польових випробувань удосконаленого підкопувально-сепарувального робочого органа картоплезбиральної машини.....	125
5.1.1	Визначення характеристик ґрунту.....	126
5.1.2	Оцінювання режимів роботи та показників якості процесу.....	129
5.2	Розрахунок економічної ефективності.....	131
Висновки до п'ятого розділу		
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ		134
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ		136
ДОДАТКИ		152

ВСТУП

Актуальність теми. Картопля є одним із основних продуктів харчування для населення, а також широко використовується як корм для худоби та сировина для промисловості. Цінність цієї культури визначається вмістом у бульбах крохмалю, білка, вітамінів, амінокислот та мінеральних солей.

У технологічному процесі виробництва картоплі найбільш трудомісткою операцією є механізоване збирання урожаю. На виконання даної технологічної операції припадає значна частина енерго- і трудовитрат, 40-60% і 70% відповідно. Ефективність виконання збиральних робіт в значній мірі визначається конструкцією робочих органів картоплезбиральних машин, зокрема підкопувального робочого органа. Існуючі конструкції підкопувальних робочих органів не забезпечують достатньої степені розушільнення ґрунту та порушення його суцільності, що зумовлює зростання опору переміщенню машини та зменшення показників якості процесу збирання, зокрема до збільшення втрат урожаю.

З урахуванням вищезазначеного, підвищення ефективності процесу механізованого збирання бульб картоплі, за рахунок зменшення енергетичних витрат, підвищення продуктивності та зменшення втрат продукції (бульб), є актуальною науково-практичною задачею, яка потребує вирішення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дослідження, які покладено в основу дисертаційної роботи, виконано в Луцькому національному технічному університеті згідно договору з Волинською дослідною станцією Інституту Західного Полісся Національної академії аграрних наук України (№76 – с/МЛП) та в Національному університеті водного господарства та природокористування згідно з науково-дослідною роботою №01515U002071, що виконується за державними науково-технічними програмами ДКНТП України з пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки за темою «Дослідження будівельних, дорожніх, сільськогосподарських машин і обладнання» (2015-2020pp.).

Мета і завдання досліджень. Мета роботи – підвищення ефективності процесу викопування бульб картоплі шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів підкопувального робочого органа.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз існуючих способів збирання бульб картоплі, технічних засобів їх реалізації та конструкцій підкопувальних робочих органів із метою встановлення напрямків їх удосконалення;

- виконати теоретичний аналіз процесу взаємодії запропонованого підкопувально-сепарувального робочого органа з ґрунтом і розробити математичні моделі, які дозволять виявити закономірності впливу параметрів і режимів лемішної та сепарувальної частин на зміну динамічних характеристик ґрунтового середовища та встановити умови забезпечення найбільшого розпушення ґрунту;

- розробити математичні моделі, які розкривають взаємозв'язок тягового опору та конструктивних параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа і характеристик ґрунту;

- обґрунтувати раціональні параметри підкопувально-сепарувального робочого органа, які забезпечать високі експлуатаційні та технологічні показники процесу викопування бульб картоплі;

- провести експериментальні дослідження фрикційних властивостей бульб, тягового опору та сепарувальної здатності робочого органа;

- провести польові дослідження показників якості роботи підкопувально-сепарувального робочого органа та визначити економічну ефективність його запровадження.

Об'єкт досліджень – технологічний процес викопування бульб картоплі.

Предмет досліджень – закономірності впливу конструктивних параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа на зміну стану ґрунту.

Методи досліджень. Обґрунтування параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа базувались на аналізі процесу взаємодії лемішної та сепарувальної частин робочого органа з ґрунтом. Теоретичні дослідження проводилися з використанням методів механіки твердого деформівного тіла, вищої математики, математичного моделювання процесів, теоретичної механіки.

Експериментальні дослідження проводились із використанням стандартних і виготовлених лабораторних установок у лабораторних і виробничих умовах із

застосуванням відомих і розроблених методик. Застосовували математичний метод планування експерименту. Обробка отриманих дослідних даних проводилася із використанням прикладних програмних продуктів MathCad, Microsoft Excel.

Наукова новизна одержаних результатів. У дисертаційній роботі вперше:

- розв'язано задачу про взаємодію робочого органа з ґрунтом у тримірній постановці із встановленням закономірностей впливу геометричних параметрів та режимів роботи підкопувально-сепарувального робочого органа на зміну стану ґрунту;

- аналітично розв'язано задачу визначення вигляду напруженого стану ґрунту з бульбами під дією підкопувально-сепарувального робочого органа;

- набуло подальшого розвитку аналітичне визначення опору переміщенню підкопувально-сепарувального робочого органа у ґрунтовому середовищі з бульбами.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено, виготовлено та експериментально досліджено конструкцію підкопувально-сепарувального робочого органа. Теоретично обґрунтовано і експериментально підтверджено раціональні конструктивно-технологічні параметри розробленого підкопувально-сепарувального робочого органа. У ході досліджень виконано порівняльну оцінку удосконаленого та базового підкопувального робочого органа, яка підтвердила технологічну ефективність його застосування. Технічна новизна розробки підтверджена п'ятьма патентами на корисну модель України.

Результати досліджень підкопувально-сепарувального робочого органа впроваджено в «Інституті сільського господарства Західного Полісся НААН України» (с. Шубків, Рівненського району, Рівненської обл.) та використано у Волинській державній сільськогосподарській дослідній станції НААН (сmt. Рокині Луцького району, Волинської обл.).

Особистий внесок здобувача. Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертації отримано здобувачем самостійно.

Постановка завдання, аналіз і трактування результатів досліджень виконано спільно з науковим керівником. Автором виконано аналіз існуючих конструкцій

робочих органів і запропоновано шляхи їхнього удосконалення [1, 3, 4]; розроблено методику проведення досліджень і виконано статистичну обробку результатів [6]; обґрунтовано залежності, які розкривають зв'язок напружень у ґрунтовому середовищі зі швидкостями деформацій [7, 12, 13]; теоретично обґрунтованого та експериментально підтверджено раціональні параметри підкопувально-сепарувального робочого органа [7, 14]; виконано дослідження тягового опору робочого органа запропонованої конструкції [13].

У технічних рішеннях, які захищені патентами на корисну модель України, частка авторів однакова.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати досліджень доповідались та обговорювались на звітних конференціях викладачів та аспірантів ЛНТУ (Луцьк, 2015-2017 роки), Міжнародній науково-практичній конференції «Настоящи изследвания и развитие - 2015» (м. Софія, 17-25 січня 2015 року), V всеукраїнській науково-практичній конференції «Інноваційні технології в АПК» (м. Луцьк, 19-20 травня 2015 року), XII Міжнародній науково-практичній конференції «Vedecký pokrok na prelomu tisícročia» (м. Прага, 27 травня – 05 червня 2016 року), III Всеукраїнській науково-практичній конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» (м. Житомир, 29-30 березня 2017 року), Міжнародній науково-технічній конференції «Інженерія та технології: наука, освіта, виробництво» (м. Луцьк, 15-16 листопада 2018 року), I Всеукраїнській науково-практичній конференції «Сучасні моделі розвитку агропромислового виробництва: виклики та перспективи» (м. Глухів, 27 вересня 2018 року), I міжнародній науково-технічній інтернет конференції «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем» (м. Рівне, 21-23 травня 2019 року).

Публікації. За результатами досліджень загалом опубліковано 19 наукових праць, зокрема 6 статей у фахових виданнях України, 1 стаття у міжнародному збірнику, 5 тез наукових конференцій, які проводилися в Україні, 2 тези наукових конференцій, які проводилися за кордоном, 5 патентів на корисну модель України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел із 151 найменування та 22 додатків. Основна частина виконана на 152 сторінках, містить 23 таблиці та 86 рисунків. Загальний обсяг роботи становить 208 сторінок.

Розділ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ПІДКОПУВАЛЬНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

1.1. Аналіз способів механізованого збирання бульб картоплі

Найвідповідальнішою складовою технології вирощування картоплі є збирання врожаю. Дана технологічна операція є найбільш трудомісткою в усьому процесі вирощування картоплі. Процес механізованого збирання бульб картоплі включає в себе викопування бульб, відділення їх від ґрунту та гички, завантаження бульб у тару або транспортний засіб та транспортування до місця зберігання [15; 16; 17; 18; 19; 20]. Додатково, для зменшення забивання робочих органів картоплезбиральних машин, можливе проведення операції з видалення гички.

До картоплезбиральних машин висуваються наступні вимоги [1; 21; 22]:

- 1) повнота зрізування бадилля картоплі має бути не менше ніж 80 %;
- 2) висота зрізування бадилля над поверхнею ґрунту або вершиною гребеня — не більш як 20 см;
- 3) втрати бульб — до 3 %;
- 4) засміченість бульб домішками — до 20 %;
- 5) пошкодження бульб — до 12 %, у тому числі різаних бульб — до 1 %;
- 6) повнота викопування бульб має бути не менше 95%.

Відомими є два способи збирання бульб картоплі: потоковий (прямий або однофазний) та двофазний (рис 1.1). Спосіб збирання вибирається в залежності від наявного в господарстві парку машин для збирання корнеклубнеплодів та ґрунтово-кліматичних умов [21; 22; 23; 24].

За однофазного способу [21; 22], який зазвичай використовується при умові достатнього відсіювання ґрунту робочими органами картоплезбирального комбайну, всі технологічні операції виконуються за один прохід машини. Реалізація даного способу передбачає виконання наступних операцій:

- підкопування бульб картоплі;
- відокремлення бульб від пагона;
- сепарація бульб від домішків (ґрунту та рослинних рештків);

- відвантаження бульб у транспортний засіб та їхнє транспортування до сортувальних пунктів;
- остаточна сепарація бульб із одночасним сортуванням.

Недоліком цього способу є низька ефективність при високій вологості ґрунту. Під час збирання картоплі в дощову погоду та за недостиглої картоплі, завдаються значні механічні пошкодження (до 40-60%). Тому даний спосіб рекомендують для осінньої реалізації картоплі [25]. Для реалізації даного способу використовують картоплезбиральні комбайни, наприклад, дворядний самохідний комбайн AVR Mistral (рис.1.2,а), напівпричіпний дворядний комбайн Grimme DR 1500 або ККУ-2А (рис.1.2,б), картоплесортувальні пункти, наприклад, КСП-25, Rolmet M 614/1, К-750.

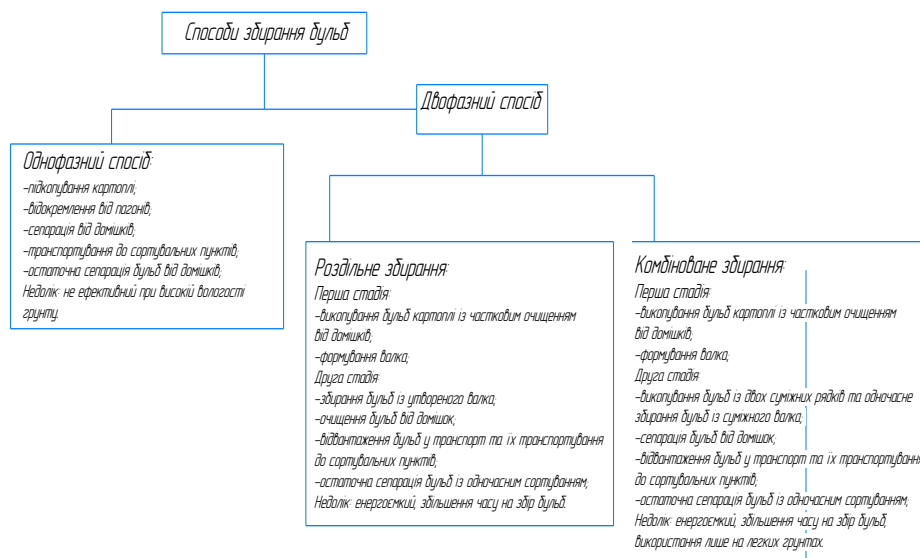


Рис 1.1. Класифікація способів збирання бульб картоплі



а

б

Рис.1.2. Фото картоплезбиральних комбайнів: а - картоплезбиральний комбайн AVR Mistral; б - картоплезбиральний комбайн ККУ-2А

Двофазний спосіб [21] поділяється на роздільний (Додаток А.1. та Додаток А.2.) та комбінований (Додаток А.3.).

Роздільний спосіб збирання набув широкого розповсюдження, особливо за умови важких умов збирання, наприклад, коли бульба поступає від комбайнів із значними домішками ґрунту або за умови роботи на вологих ґрунтах [25]. Одна з умов ефективного застосування роздільного способу – передзбиральне знищення бадилля.

На першій стадії при роздільному збиранні використовують картоплекопачі-валкоукладачі, наприклад, УКВ-2 (рис.1.3.), які агрегуються з тракторами класу тяги 14 кН. Технологічний процес передбачає виконання наступних операцій:

на першій стадії:

- викопування бульби картоплі з частковим очищенням від домішок;
- формування валка.

на другій стадії:

- збирання бульб із утвореного валка;
- їх очищення від домішок;
- відвантаження бульб у транспорт та їх транспортування до сортувальних пунктів;
- остаточна сепарація бульб із одночасним сортуванням.



Рис.1.3. Картоплекопач-валкоукладач УКВ-2

Друга стадія реалізується за допомогою картоплезбиральних комбайнів, наприклад, ККУ-2А, КПК-3 чи FORTSCHRITT E 686 (рис.1.4.).



Рис.1.4. Картоплезбиральний комбайн FORTSCHRITT E 686

Комбінований спосіб збирання теж здійснюється у дві стадії [21; 22]. Перша стадія включає в себе наступні технологічні операції:

- викопування бульби картоплі з частковим очищенням від домішок;
- формування валка.

Друга стадія:

- викопування бульб із двох суміжних рядків та одночасно зі збиранням бульб із утвореного валка;
- їхня сепарація від домішок;
- відвантаження бульб у транспорт та їх транспортування до сортувальних пунктів;
- остаточна сепарація бульб із одночасним сортуванням.

Комбінований спосіб збирання застосовують на легких супіщаних ґрунтах. Даний спосіб збільшує продуктивність комбайнів у 1,5-2 рази та застосовується за умови гарної сепарації ґрунту (гребенева посадка на супісках). Недоліком даного способу є потреба в залученні додаткової техніки для збирання (наприклад, картоплекопача-валкоукладача) та порівняно високі витрати часу на виконання процесу збирання бульби, що обумовлено двостадійністю процесу.

1.2. Систематизація недоліків і перспектив розвитку підкопувальних робочих органів.

1.2.1. Класифікація підкопувальних робочих органів

Робочі органи картоплезбиральних машин, в залежності від характеру впливу на ґрунт, поділяють на пасивні, активні та комбіновані. Завдання підкопувального робочого органа – підкопування бульбоносний шар ґрунту, часткове його

руйнування, розпушення та переміщення до сепарувальних робочих органів. В залежності від форми - на плоскі, секційні та коритоподібні [22; 26; 27; 28; 29; 30].

До пасивних відносять:

- плоский прямий леміш;
- плоский трикутний леміш;
- леміш із вставною секцією;
- леміш із дисковими ножами;
- коритоподібний леміш;

До активних:

- коливний леміш, що працює в протифазі з коливальними боковинами;
- передня кромка коливального грохота;
- леміш дискового типу;
- валиковий робочий орган.

До комбінованих:

- леміш із плоскими секціями та активними коливними боковинами;
- дисковий грядкопідійомник;
- леміш із кидальним ротором.

Найпростішим із вищезгаданих підкопувальним робочим органом картоплезбиральних машин є плоский прямий леміш (рис.1.5, а.). Використовується на в'язних ґрунтах при відсутності рослинності. При наявності рослинності робота лемішу утрудняється через огортання леза рослинами, які не перерізуються.

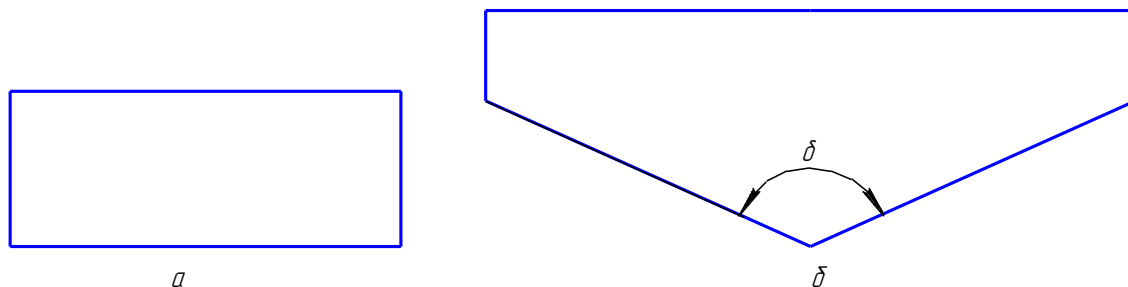


Рис.1.5. Схеми плоского лемеша: а – прямого; б – трикутної форми: δ – кут загострення

Окреслений недолік плоского прямокутного лемеша усувається за допомогою застосування плоского лемеша трикутної форми (рис.1.5, б.). На деяких машинах

встановлюють середній леміш 2 (рис.1.7, а). Це дає можливість зменшити кут загострення δ в дворядних картоплезбиральних машинах використовують середню секцію (рис.1.7, а.). Недоліком плоских лемішів є розвалювання скиби ґрунту під час її переміщення по поверхні леміша, що веде до втрат бульб.

Для усунення розвалювання ґрунту з бульбами по боках використовують багатосекційні та коритоподібні лемеші (рис.1.6., рис.1.7, б.).

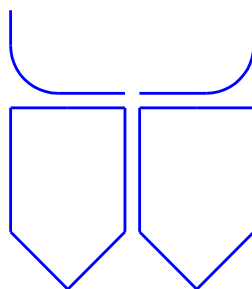


Рис.1.6. Схема коритоподібного лемеша

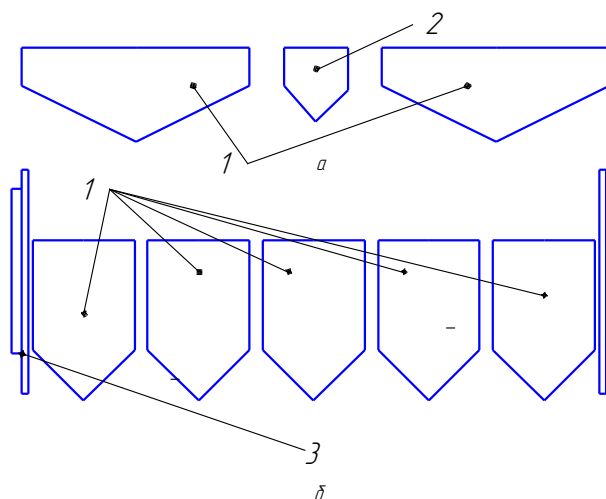


Рис.1.7. Схема плоского трикутного лемеша: а – із вставною секцією; б - багатосекційного плоского леміша трикутної форми; 1 – леміш; 2 – вставна секція; 3 – боковини

Порівняльні дослідження плоских і коритоподібних лемешів виявили, що останній на безгребневих посадках зменшує завантаження ґрунтом наступні робочі органи [26].

Недоліком коритоподібної конструкції лемеша є налипання ґрунту в місцях перегину за умови його використання на зволожених ґрунтах [26].

З метою запобігання згруджування ґрунту у передній частині застосовують активні лемеші. Прикладом є коливні лемеші (рис.1.8.).

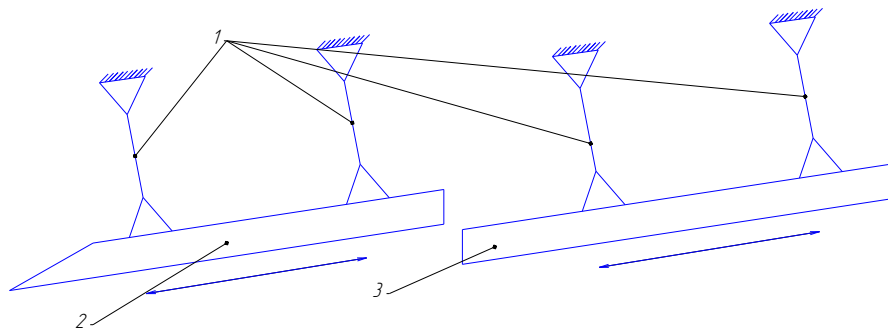


Рис.1.8. Схема коливального лемеша: 1 – підвіска; 2 – передня частина леміша; 3 – задня частина леміша

Суттєвою перевагою даної конструкції є самоочищення та активне переміщення пласта ґрунту по його поверхні. До недоліків можна віднести необхідність більшого заглиблення лемеша, що пов'язано з характером руху його передньої частини.

На рис.1.9. подано схему активного коливного лемеша з плоскими секціями, який працює в протифазі з коливальними боковинами з метою зрівноваження сили інерції. Дана конструкція підкопувального робочого органа була спеціально розроблена для елеваторних машин [26].

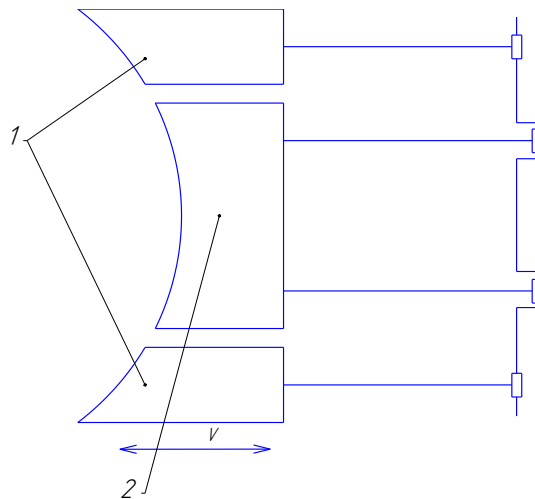


Рис.1.9. Схема коливного лемеша, що працює в протифазі з коливальними боковинами: 1 – коливальні боковини; 2 – плоска секція; V – швидкість коливання

Активні лемеші дискового типу (рис.1.10.) примусово транспортують підкопаний пласт, а також дозволяють звужити потік підкопаного матеріалу. Активний підкопувальний робочий орган валикового типу (рис.1.12) включає в себе квадратний і круглий валики, які обертаються в напрямку переміщення пласту. Цей

робочий орган дозволяє підкопувати пласт невеликої товщини і підбирати бульби з валків.

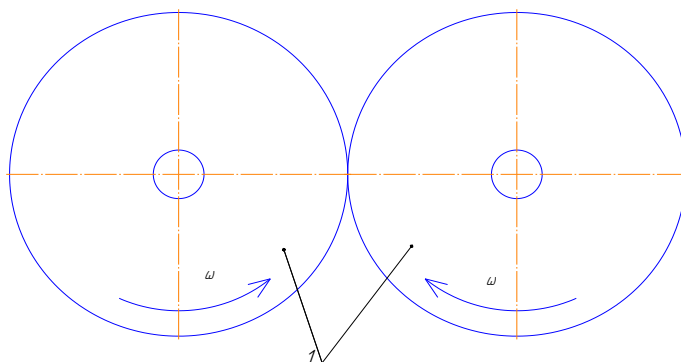


Рис.1.10. Схема активного лемеша дискового типу: 1 – леміш дискового типу; ω – кутова швидкість обертання лемішів дискового типу

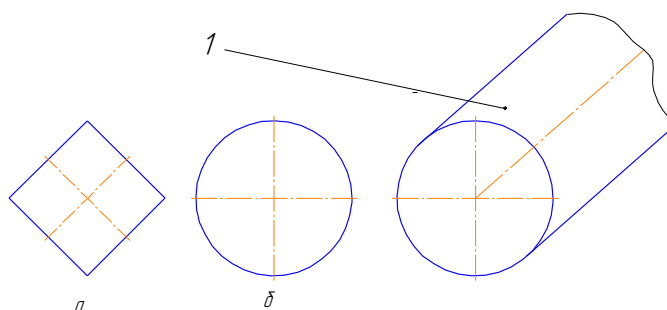


Рис.1.11. Схема активного лемеша валикового типу: 1 – леміш валикового типу; а – квадратного перерізу; б – круглого перерізу

Наступна група робочих органів – комбіновані робочі органи. Комбіновані підкопувальні робочі органи являють собою комбінацію пасивних лемішів із елементами, які виконують обертові або коливальні рухи [26].

На рис.1.11. подано схему комбінованого робочого органа з плоскими секціями та активними коливальними боковинами. Боковини кріпляться на підвісках до рами елеватора і приводяться в зворотно-поступальний рух ексцентриковим валом.

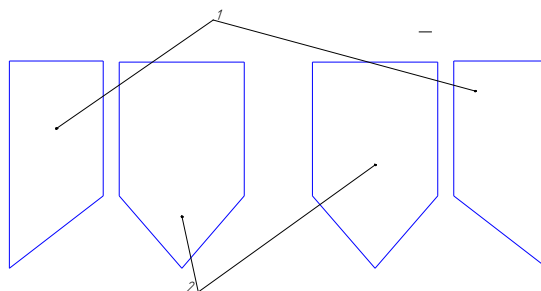


Рис.1.12. Схема леміша з плоскими секціями та активними коливними боковинами: 1 – активні коливальні боковини; 2 – плоскі секції

Дисковий грядкопідійомник (рис.1.13.) складається з лемеша та барабана з дисками, які закріплені по боках барабана.

Перевагою даного типу підкопувального робочого органа є підкопування лише самого рядка, а також відсутність розвалювання пласта по боках.

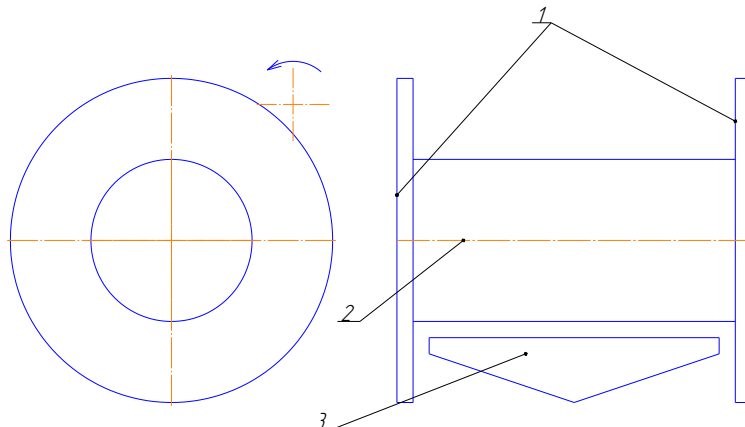


Рис.1.13. Дисковий грядкопідійомник: 1 – диски; 2 – барабан; 3 – леміш

У картоплезбиральних машинах часто використовується підкопувальний робочий орган (рис.1.15.), який включає в себе леміш та шви́рятьний ротор, який скидає пласт на поверхню поля або на сепаруючий робочий орган.

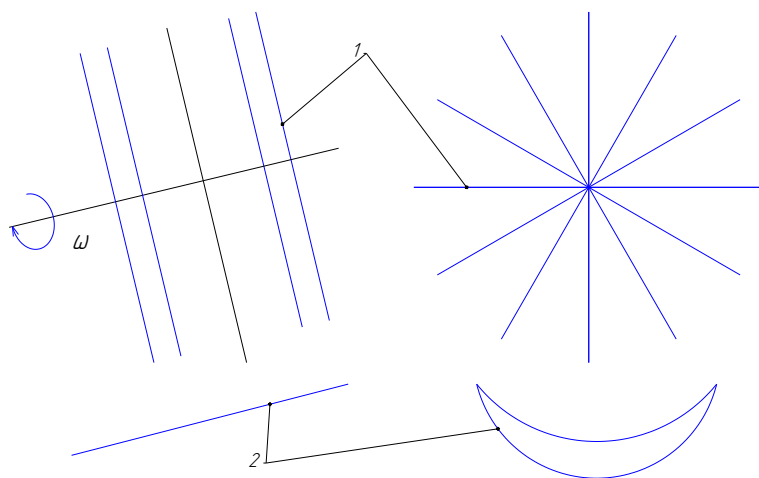


Рис.1.14. Схема лемеша зі шви́рятьним ротором: 1 – шви́рятьний ротор; 2 – леміш; ω – кутова швидкість обертання шви́рятьного ротора

Удосконалення підкопувальних робочих органів в основному спрямовані на вирішення задач [3, 24, 30, 31]:

- 1) збільшення якості сепарації;
- 2) зменшення втрат унаслідок випадання;
- 3) зменшення втрат унаслідок пошкодження корнеклубнеплодів.

Узагальнимо недоліки підкопувальних робочих органів корнеклубнезбиральних машин та наслідки їхнього впливу на результат технологічного процесу збирання (табл.1.1.).

Таблиця 1.1.

Недоліки підкопувальних робочих органів корнеклубнезбиральних машин і наслідки їхнього впливу на результат технологічного процесу збирання

№ п/п	Сутність недоліків	Наслідки
1	2	3
1	Втрати бульб через випадання по боках леміша та пошкодження підкопувальним робочим органом	Зменшення загальної маси зібраних плодів
2	Велика металоємкість конструкції підкопувального органа	Значні витрати на виготовлення робочого органа, збільшення показника енергоємності
3	Мала глибина занурення підкопувального органа	Пошкодження бульби через підрізування підкопувальним робочим органом
4	Значна глибина занурення підкопувального органа	Збільшення об'єму бульбоносного шару, який підкопується, що в свою чергу спричиняє погіршення сепарації бульби від ґрунту та збільшення енергоємності процесу підкопування

Продовження таблиці 1.1.

1	2	3
5	Низька якість сепарації бульб від ґрунту та вороху	Великі затрати ручної праці на доочищення бульб картоплі, значні об'єми виносу ґрунту
6	Нерівномірність розподілу бульбоносної маси по ширині транспортера	Погіршення сепарації бульб від ґрунту внаслідок накопичення бульбоносної маси в одній із частин транспортера і зменшення в іншій, що в свою чергу призводить до необхідності залучення більшої кількості робітників для очищення бульб
7	Залипання ґрунту на підкопувальному робочому органі	Збільшення енергоємності процесу підкопування внаслідок збільшення опору тертя бульбоносної маси по матеріалу робочого органа, зменшення якості сепарації
8	Забивання рухомих частин підкопувального робочого органа	Збільшення спрацювання рухомих частин робочого органа, що веде до їхнього зламу. Збільшення витрат на ремонт та заміну деталей
9	Складність приводу активних підкопувальних робочих органів	Високий показник затрат на виготовлення, складність заміни деталей приводу, витрати на мастильні матеріали та на робочу рідину

З урахуванням окреслених недоліків, найбільш актуальними напрямками удосконалення підкопувальних робочих органів корнеклубнезбиральних машин є: покращення сепарації, зменшення втрат бульб (прямих та непрямих), їх пошкодження, зменшення металоємності, енергоємності та спрощення конструкцій підкопувального робочого органа корнеклубнезбиральних машин.

1.2.2. Аналіз технічних рішень конструкцій підкопувальних робочих органів корнеклубнезбиральних машин

Організація процесу синтезу робочих органів передбачає аналіз існуючих конструкцій, виявлення їхніх переваг та недоліків.

Розглянемо існуючі технічні рішення робочих органів.

Луковников Ю.М. та Шведков В.І. [32] запропонували підкопувальний механізм для корнеклубнеплодів призначений для збирання корнеклубнеплодів та попередньої сепарації від землі (рис.1.15.) З метою підвищення якості сепарації кривошипно-шатунний механізм обладнаний коливною кулісою, яка жорстко закріплена із сепаруючою решіткою.

Працює дана конструкція таким чином: кривошип приводить у рух шатун, який зв'язаний із підкопувальною кромкою. Підкопувальна кромка підрізує шар ґрунту і транспортує його до сепаруючої решітки, яка також здійснює коливальний рух.

Недоліком даного підкопувального робочого органа є те, що при підкопуванні бульбоносної маси можливі випадання бульб картоплі. При переході бульбоносної маси з леміша на транспортер можливе згруджування ґрунту. Даний робочий орган також не придатний для роботи на перезволожених ґрунтах через його налипання на сепаруючій решітці.

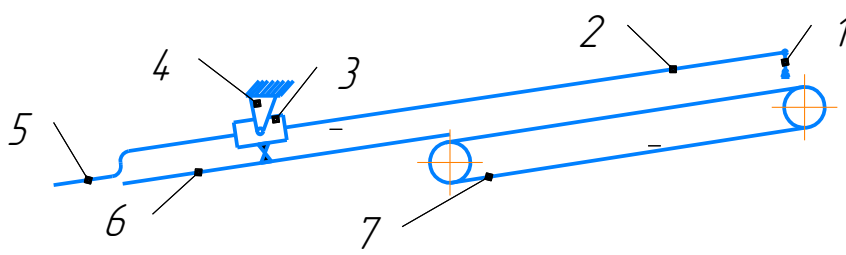


Рис.1.15. Схема підкопувального механізму для корнеклубнеплодів: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – куліса; 4 – рама; 5 – ніж; 6 – сепаруюча решітка; 7 – елеватор

Із метою виключення забивання решітки та підвищення її сепаруючої здатності Копосовим А.І. і Барановим І.В. запропоновано підкопувальний робочий орган корнеклубнезбиральної машини, призначений для збирання корнеклубнеплодів [33]. Сепаруюча решітка виконана з секцій із взаємним чергуванням колосників кожної секції, які обладнанні обмежувачем повороту (рис.1.16.).

Працює підкопувальний робочий орган таким чином: підрізаний лемішем клубненосний шар поступає на колосникову решітку, де відбувається його сепарація. В процесі коливання леміша колосникові секції переміщуються по різних траєкторіях, що сприяє унеможливленню забивання решітки.

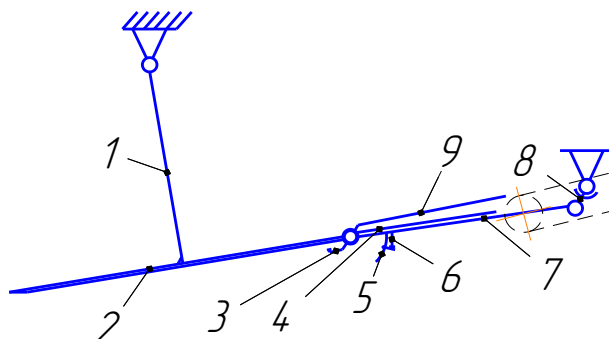


Рис.1.16. Схема підкопувального механізму корнеклубнезбиральної машини: 1 – підвіска; 2 – леміш; 3, 6 – опорний елемент; 4, 9 – секції колосників; 5 – регульована опора; 7 – шатун; 8 – кривошип

Недоліком даного підкопувального робочого органу є те, що при проходженні зрізаного шару ґрунту по поверхні леміша можливі втрати через випадання маси по боках, що видно з наведеної конструкції.

Копач корнеклубнеплодів призначено для збирання корнеклубнеплодів, їхнього транспортування та сепарації [34]. Авторами вирішено задачу підвищення процесу подрібнення ґрунту та інтенсифікації сепарації за рахунок застосування прутків, що мають форму спіралі (рис.1.17).

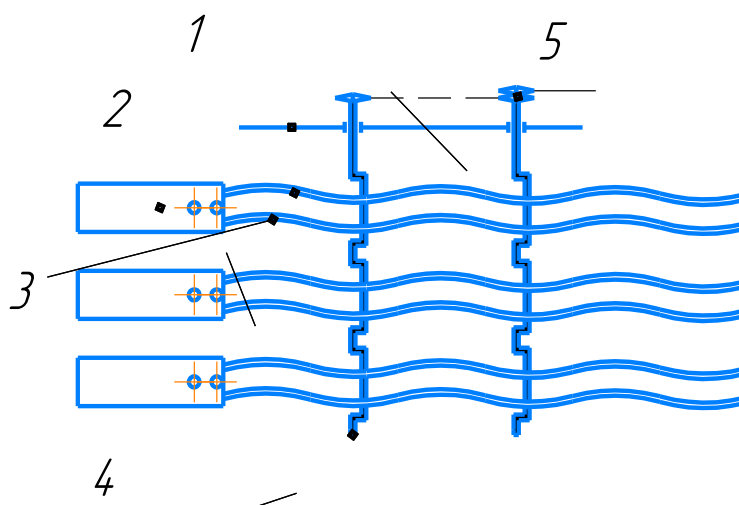


Рис.1.17. Схема копача корнеклубнеплодів: 1 – рама; 2 – ріжуча частина; 3 – прутки; 4 – колінчатий вал; 5 – система зірочок ланцюгової передачі

Працює копач таким чином: ріжучою кромкою підкопується шар ґрунту, який поступає на сепаруючу поверхню копача, яка являє собою спіральні прутки. Під час руху пари прутків однієї секції вгору, сусідні з ними прутки переміщуються донизу, внаслідок цього відбувається розрив шару ґрунту вздовж секцій.

Недоліком даного підкопувального робочого органа є те, що при проходженні зрізаного шару ґрунту по пруткам є висока ймовірність випадання коренебульбоплодів крізь прутки.

Активний коливний підкопувальний робочий орган корнеклубнезбиральної машини, призначений для збирання корнеклубнеплодів, наведений на рис.1.18. Із метою підвищення надійності роботи зв'язок леміша із кривошипом виконаний із гнучкого міцного матеріалу, та пружина повернення з'єднана із лемішем та рамою робочого органа.

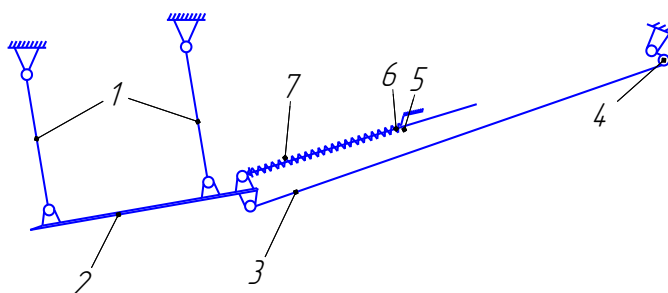


Рис.1.18. Схема підкопувального робочого органа корнеклубнезбиральної машини: 1 – підвіски; 2 – леміш; 3 – гнучка тяга; 4 – кривошип; 5 – шток; 6 – опора; 7 – пружина

Під час роботи леміш втримується в ґрунті за допомогою пружини, яка під час обертання кривошипа періодично стискається і сприяє переміщенню лемеша. Потім пружина знову повертається в свій початковий стан і цикл повторюється.

Наявність відкритих з'єднань приводить до їхнього забивання. Крім того, наявність шарнірних кріплень лемеша може сприяти прояву таких небезпечних явищ, як заклинювання та перекося. Крім того, пружина не забезпечить переміщення лемеша за наявності перешкод у вигляді камінців, що значно зменшує показники надійності даної конструкції.

Авторами Глековим Н.Ф., Голинським І.М. [35] запропоновано підкопувальний робочий орган машини для збирання корнеклубнеплодів, конструкція якого

наведена на рис.1.19. Із метою зменшення тягового опору та покращення подрібнення підкопаного пласта з клубнеплодами авторами запропоновано звужені боковини виконати у вигляді лінійної поверхні. Звужені боковини та плоскі леміші підкопують три грядки і зсовують крайні до середини по довжині транспортера.

У якості недоліків даної конструкції слід виділити згруджування ґрунту на поверхні робочого органу.

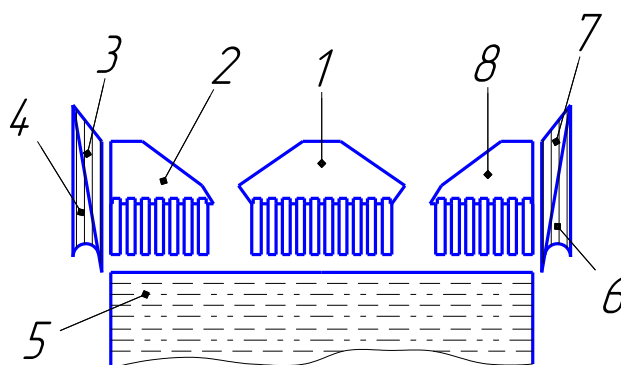


Рис.1.19. Схема підкопувального робочого органа машини для збирання корнеклубнеплодів: 1 – плоский широкий леміш; 2, 8 – вузький плоский леміш; 3, 7 – звужена боковина; 4, 6 – ліфтер; 5 – елеватор

Із метою вирішення задачі підвищення ефективності сепарації та створення додаткового тягового зусилля авторами [36] запропоновано до використання обертові дискові копачі (рис.1.20). Під час руху картоплезбиральної машини леміш підкопує клубненосний шар знизу, а диски одночасно підрізують його з боків.

Застосування даного робочого органу, як можна передбачити, може призвести до травмування бульб дисковими копачами, особливо за умови неглибокого заходу в ґрунт лемішної частини.

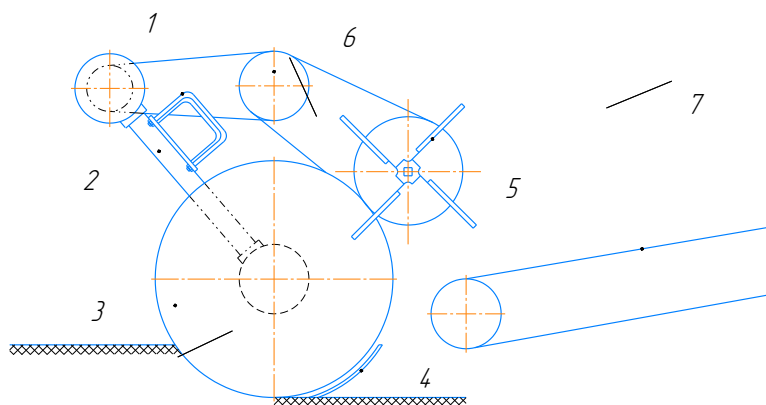


Рис.1.20. Схема підкопувального органу: 1 – рама; 2 – стійка; 3 – дисковий копач; 4 – леміш; 5 – бітер; 6 – контр привод; 7 – транспортер

Сакуном В.А., Углановим М.Б., Норчаєвим Р.Н та іншими [37] запропоновано конструкцію робочого органа, яка містить леміш, над яким розташовані шнеки, що обертаються в протилежні боки (рис.1.21.). Метою даного технічного рішення є збільшення степені подрібнення бульбоносної маси за рахунок застосування шнеків.

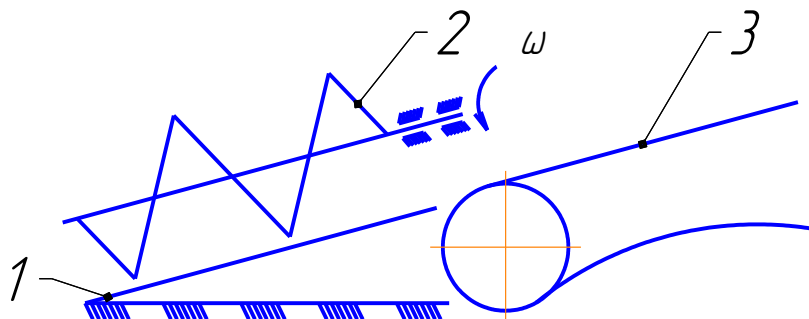


Рис. 1.21. Схема підкопувального робочого органа: 1 – леміш; 2 – шнек; 3 – транспортер; ω – кутова швидкість обертання шнека

Аналізуючи дану конструкцію, бачимо, що вона, по-перше, характеризується значною металоємкістю, є порівняно складною для використання. По-друге, встановлення шнеків приводить до зростання лобового опору.

На рис.1.22. подано схему лемішу корнеклубнезбиральної машини [38]. Авторами була вирішена задача покращення сепарації та ступеня подрібнення ґрунту, який підкопується, за рахунок виконання леміша корнеклубнезбиральної машини з трьох шарнірно закріплених частин. Середня частина шарнірно зв'язана із рамою двома тягами і коромислом із утворенням чотириланкового паралелограма. Задня частина жорстко прикріплена до однієї із тяг, при цьому середня і задня частини виконані решітчастими.

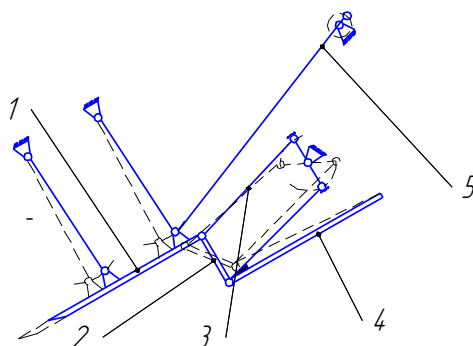


Рис. 1.23. Схема леміша корнеклубнезбиральної машини: 1 – передня частина; 2 – середня частина; 3 – чотириланковий паралелограм; 4 – задня частина; 5 – шатун

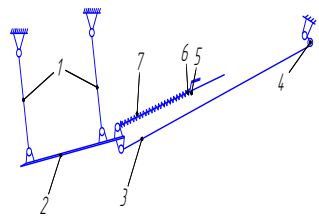
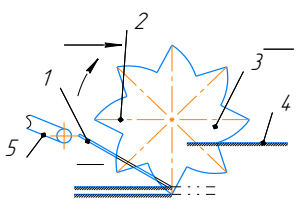
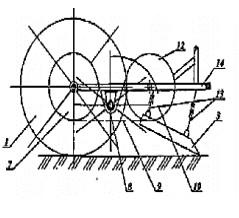
Працює дана конструкція таким чином: підкопаний передньою частиною шар ґрунту поступає на середню частину, яка здійснює коливальний рух у протифазі з передньою частиною та активно руйнує шар ґрунту. Задня частина здійснює кутові рухи та також активно руйнує шар, тим самим покращуючи сепарацію.

Недоліком даної конструкції є те, що при підкопуванні бульбоносного шару можливе забивання шарнірів. При підкопуванні вологої бульбоносної маси можливе забивання середньої та задньої частин леміша, оскільки вони є решітчастими. При малих амплітудах коливання бульбоносний шар недостатньо кришиться і погано передається на сепаруючі органи.

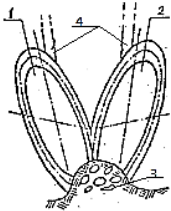
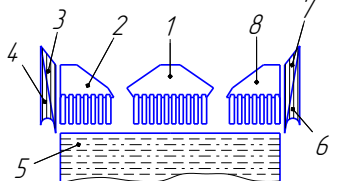
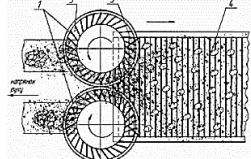
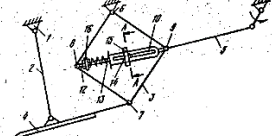
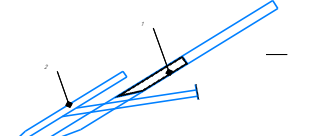
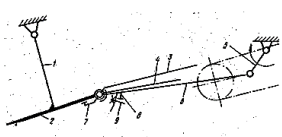
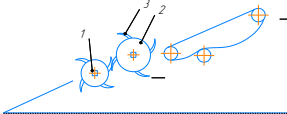
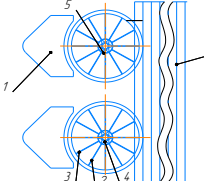
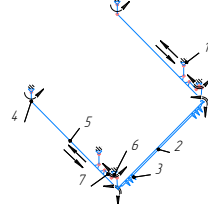
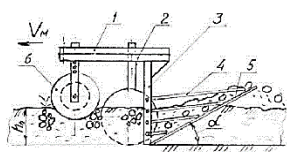
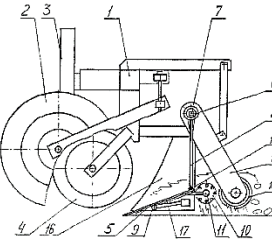
Аналіз існуючих технічних рішень підкопувальних робочих органів виявив, що їх можна згрупувати за поставленою авторами метою. Виділені групи подано в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2.

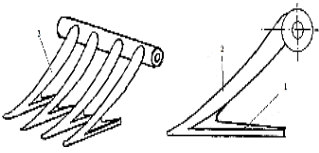
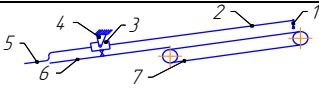
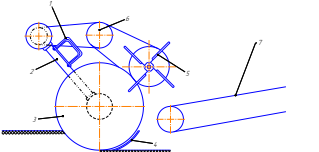
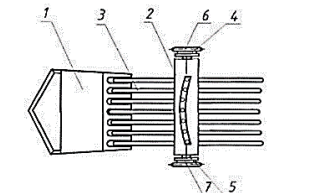
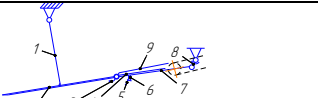
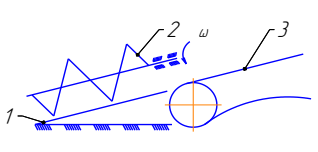
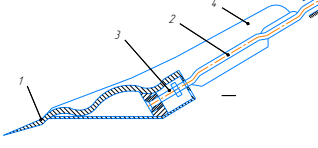
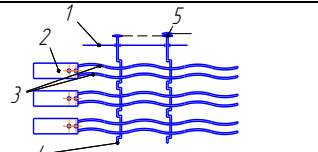
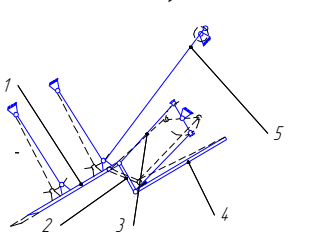
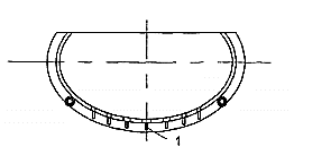
Мета та приклади модернізації робочих органів

Мета модернізації робочого органа	Приклад конструктивного виконання робочого органа		
1	2		
Підвищення якості роботи робочого органа	 (А.с. 858618 СССР [39])	 (А.с. 1674723 СССР [41])	 (Пат. 44456 Україна [42])

Продовження табл. 1.2.

1	2		
Підвищення якості роботи робочого органа	 (А.с. 1789105 СССР [40])		
Зменшення тягового опору	 (А.с. 871758 СССР [38])	 (Пат. 20358 Україна [43])	 (А.с. 1033041 СССР [44])
Усунення забивання рослинністю	 (А.с. 655355 СССР [45])  (А.с. 933027 СССР [33])	 (А.с. 1207416 СССР [46])	 (А.с. 15001888 СССР [47])
Зниження пошкодження та втрат бульб	 (А.с. 1271409 СССР [48])	 (Пат. 88722 Україна [50])	 (Пат. 2286041 Росія [51])

Продовження табл. 1.2.

1	2		
Зниження пошкодження та втрат бульб	 (Пат. 2395954 Росія [49])		
Підвищення якості сепарації	 (А.с. 933026 СССР [32])  (А.с. 1376969 СССР [36])  (Пат. 90698 Україна [52])	 (А.с. 933027 СССР [33])  (А.с. 1055389 СССР [37])  (А.с. 843820 СССР [53])	 (А.с. 1079202 СССР [34])  (А.с. 452299 СССР [38])  (Пат. 19434 Україна [54])

1.3. Аналіз досліджень ґрунтів і їхніх моделей

В основу розробки (удосконалення) робочих органів сільськогосподарських машин мають бути покладені агрофізичні властивості ґрунтів. Дослідженнями властивостей ґрунтів займалися В.П. Горячкін [55], П.М. Василенко, Г.Н. Синєоков [56], М.Н. Гольштейн [57], А.Н. Гудков [58], А. Кулен [59], Х. Куїперс [59], А.С. Кушнарьов [60; 61], В.П. Дьяков [62; 63] та інші.

Академік В.П. Горячкін [55] є засновником землеробської механіки. Автор стверджував, що теорія руйнування матеріалів повинна покладатись в основу теорії всіх сільськогосподарських машин і знарядь. Горячкін В.П. є розробником теорії клину, автор пропонує розглядати всі форми сільськогосподарських машин, як такі, що можна отримати внаслідок розвитку двох або тригранного клину. Горячкін В.П. рахував, що основним видом деформації ґрунту є зсув. Дане твердження було спростовано в роботі Синєокова Г.Н. і Панова И.М. [56].

Синєоков Г.Н., базуючись на результатах експериментальних досліджень, довів, що середньосуглинкові ґрунти деформуються з відривом.

Горячкін В.П., проводячи розрахунки опору ґрунту руйнуванню, використовував теорію міцності Кулона-Мора [55]. Як відомо, в основу даної теорії покладено модель суцільного середовища з ізотропними характеристиками. Така модель дещо спрощує опис деформівного ґрунту.

Г.Н. Синєоков [56] вніс значний вклад у подальший розвиток теорії В.П. Горячкіна. Автор у ході аналізу опору, який долає клин, розглядав окремі його складові: опір ґрунту деформації, опір заглибленню леза, опір на подолання сил ваги та інерції зрізаного шару ґрунту.

Гольштейн М.Н. [57] виклав теоретичні основи вивчення фізико-механічних властивостей ґрунтів. Автор наголошує, що практика лабораторних і польових досліджень ґрунтується в основному на спрощених моделях, які висунуто класичною механікою ґрунтів.

Гудков А.Н. [58], досліджуючи ударну взаємодію ґрунту з робочим органом, встановив, що для руйнування ґрунту тривалість удару повинна перевищувати час розповсюдження хвиль деформації від місця удару до поверхні пласту. Критичну швидкість, за якої забезпечується пластична деформація ґрунту, автор запропонував визначати:

$$V_{кр} = \sigma_T \sqrt{\frac{1}{3\rho E}}, \quad (1.1)$$

де σ_T – межа текучості;

ρ – щільність середовища;

Е – модуль пружності.

Залежність (1.1) показує, що менші швидкості удару забезпечують руйнування щільного ґрунту.

Кулен А. та Куїперс Х. [59] у своїй роботі проаналізували залежності між напруженнями в об'ємі ґрунту і геометричними змінами та властивості ґрунтів. Авторами зазначається, що деформація ґрунтів має пружний та пластичний компоненти. Деформації слід розглядати багатоваріантно: при сталому об'ємі; деформації, що супроводжуються ущільненням; деформації під час руйнування. Авторами відмічається, що в польових умовах проявляються деформації різних видів, причому будь-який вид деформацій повинен переважати. Досліджуючи сухі ґрунти, потрібно враховувати, що деформацію потрібно розглядати в поєднанні з ущільненням.

Кушнар'ов А.С. [60; 61] формалізував ґрунт методами теорії подібності та розмірностей. Автором відмічалось, що під час проведення досліджень із систем обробки ґрунтів дослідниками ігнорується оцінка реального стану щільності ґрунту по глибині, що не дає можливості оцінити реальну роботу техніки. Кушнар'овим А.С. також встановлено хороший кореляційний зв'язок між щільністю ґрунтів і вмістом у них гумусу. Автором також встановлено, що ґрунт потрібно розглядати не як суцільне середовище з ізотропними властивостями, що відповідає прийнятій В.П. Горячкіним моделі, а як нелінійне пружно-пластично-в'язке середовище з анізотропними властивостями зі статично розподіленими дефектами у вигляді мікро- і макротріщин, включень і порожнин.

Дьяковим В.П. [62; 63] відмічається, що для опису деформування ґрунту в механіці ґрунтів використовуються в'язкопружні моделі Кельвіна-Фойгта та Максвелла шляхом складання диференціальних рівнянь. Із метою більш глибокого дослідження ґрунтів автором встановлено необхідність проводити розробку математичних моделей, які розкривають закономірності деформування ґрунту за умови його стиску та зсуву, в залежності від величини або швидкості деформації, а не від часу.

Вєтохін В.І. [64; 65] встановив, що властивості ґрунтів утворюють ієрархічну систему. Якісним властивостям ґрунту відповідають кількісні параметри його стану, які змінюються під дією зовнішніх і внутрішніх факторів. Автором встановлено, що обробка ґрунту основана на його властивості «утворювати структуру та розуцільнюватись». Оцінювати якість роботи ґрунтообробних знарядь необхідно на основі таких показників, як крошення, зміна щільності, твердості, вологості.

Аналіз існуючих досліджень виявив, що ґрунт являє собою складне середовище. Дослідження, виконані як теоретично, так і експериментально, дозволили авторам обґрунтувати різноманітні моделі ґрунтового середовища, які можуть бути взято за основу в процесі поглиблених досліджень закономірностей впливу робочих органів сільськогосподарських машин на ґрунт.

На підставі аналізу існуючих моделей ґрунтового середовища сформуємо узагальнюючу таблицю, яка подана нижче.

Таблиця 1.3.

Моделі ґрунтового середовища

Автор	Модель	Сутність моделі
1	2	3
Горячкін В.П. [55] Осман В.С. [66]	Суцільне середовище з ізотропними характеристиками. Основним видом руйнування є зсув	Під час руйнування ґрунтів використовується теорія міцності Кулона-Мора. Напруження та деформації досліджуються для нескінченно малих об'ємів.
Синсоков Г.Н. [56] Панов И.М. [56]	Суцільне середовище, основним видом руйнування якого є відрив	Деформування ґрунту обумовлюється дією нормальних напружень. Відокремлення шару ґрунту від масиву відбувається по поверхні напружень руйнування відривом.

Продовження табл. 1.3.

1	2	3
Федоровський В.Г. [67]	Мікро- та макропідхід до побудови рівнянь, які визначають стан суцільного середовища	Сили в зонах контакту окремих частинок ґрунту встановлюються з використанням кінематичної теорії на основі мікропідходу. Макропідхід реалізовується з урахуванням теорії суцільного середовища та феноменологічних залежностей, які отримують у ході експериментальних досліджень об'єктів ґрунту.
Прагер В. [68] Друккер Д.К. [68]	Модель нелінійної поведінки ґрунтів (перша).	Ґрунт розглядається як ідеально пластичне тіло. Кругові поверхні ковзання у матеріалі з метою текучості, яка залежить від нормального напруження при зсуві заміняється на логарифмічні спіралі.
Ніколаєвський В.Н. [69] Шофілд А.Н. [70] Роско К.Х. [71]	Зміцнююча пружнопластична модель	Ґрунт за умови зростання формозміни до початку текучості переходить у критичний стан. Зміцнення, тобто зміна розмірів поверхні ґрунту, що підлягає навантаженню, відбувається внаслідок пластичних змін об'єму.
Кушнарьов А.С. [60; 61]	Модель нелінійна пружно-пластично- в'язкого середовища	Ґрунтове середовище має анізотропні властивості з статично розподіленими дефектами.

Продовження табл. 1.3.

1	2	3
Бажант З.П. [72; 73] Валаніс К.С. [74]	Ендохронна модель	Характерна особливість: відсутність чисто пружних деформацій. Фізичний час в цих моделях замінено на внутрішній – монотонно зростаючий параметр, який є мірою довжини траєкторії навантаження в просторі деформації.

Як видно з аналізу, моделі ґрунтів є різноманітними. Кожна модель, з точки зору її розробника, розкриває поведінку ґрунтового середовища під навантаженням. Найбільш перспективними до практичного використання є нелінійні моделі, які передбачають використання значного діапазону розрахункових напружень.

1.4. Аналіз досліджень підкопувальних робочих органів картоплезбиральних машин.

Дослідженням конструкцій підкопувальних робочих органів картоплезбиральних машин присвячено роботи Горячкіна В.П. [55], Петрова Г.Д. [25], Шеповалова В.Д.[75], Костенка М.Ю. [76], Піатта Х.В. [77], Кембела А.Д.[77], Бірта І.[77], Маккінона Б.[77], Бендери І.М. [78], Бончика В.С.[79], Грушецького С.М.[80], Пасамана Б.Ф.[81], Норчасва Р.Н.[37], Бішова М.В.[82], Гевка Р.Б. [83; 84; 85], Смолінського С.В. [86; 87] та інших [86; 87; 88; 89; 90; 91; 92; 93; 94; 95; 96; 97; 98; 100; 101; 102; 103; 104; 105; 106; 107; 108; 109; 110].

Пасаман Б.Ф. запропонував конструкцію лемішно-роторного картоплекопача [81], технологічну схему якого подано на рис.1.24

Автором досліджено закономірності взаємодії лемеша з пластом ґрунту та пересування викопаного масиву по його поверхні. Автор, базуючись на твердженні, що для вибору форми лемеша важливим є його здатність до руйнування пласта [81],

запропонував виконати його зі змінною площею перерізу. Крім того, з метою інтенсифікації процесу сепарації домішок вороху картоплі використано лопатевий ротор.

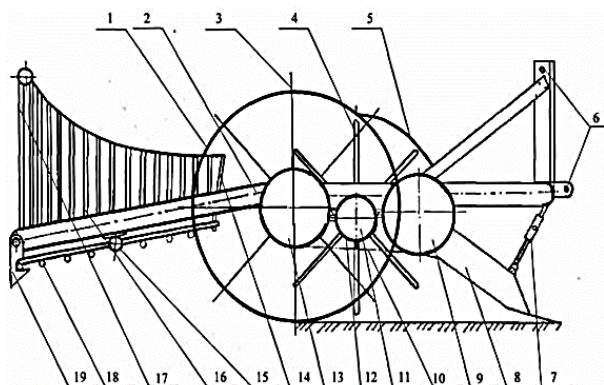


Рис. 1.24. Схема роторного картоплекопача-укладача: 1 – опорно-приводні колеса; 2 – рама копача; 3 – зачепи привода коліс; 4 – лопаті ротора; 5 – захисний кожух лопатей ротора; 6 – система підвіски копача; 7 – гвинти регулювання кута нахилу лемеша; 8 – леміш; 9 – натяжна зірочка; 10 – ланцюг приводу ротора копача; 11 – ротор; 12 – приводна зірочка ротора; 13 – ведуча зірочка ротора; 14 – обмежуюче політ бадилля ребро; 15 – вісь вивантажувального бункера; 16 – захисні прутки бункера; 17 – захисні прутки задньої стінки щита; 18 – захисні прутки нижнього щита; 19 – механізм відкривання бункера

Автором виконано теоретичні дослідження, спрямовані на визначення закономірностей руху бульбоносного пласта по робочій поверхні лемеша та одержано математичну модель, яка розкриває зв'язок між переміщенням вороху та лопатями ротора[85].

Грушецький С.М. [80] у своїй роботі вирішив задачу зменшення пошкоджень бульб і забезпечення якісного процесу сепарації. Автором розроблено та досліджено конструкцію лемішно-полицевого картоплекопача з барабанним сепаратором.

Нестерович Е.О. [111] дослідив конструкцію підкопувального робочого органа, який містить підпружинені леміші, що змінюють кут нахилу залежно від тиску ґрунту. Автором отримано рівняння, які описують траєкторію руху компонента вороху після взаємодії з елеватором. Аналіз руху компонент картопляного вороху дозволив автору встановити, що на траєкторії руху впливає кут нахилу лемеша, від

якого залежить висота подачі бульбоносного шару на елеватор. Автором доведено, що подача бульбоносного шару та його руйнування залежать від розташування задньої кромки лемеша [111] відносно основного елеватора.

Бишов Н.В. та інші [112] досліджували взаємодію робочого органа картоплекопача з ґрунтом у відповідності до теорії удару. Авторами встановлено, що сила удару частинок бульбоносного шару по боковині рами копача (рис.1.25) залежить від її маси та часу удару.

Автором також проведено дослідження тягового опору лемеша зі змінним кутом нахилу. Розглядаючи сили, що діють на ділянку бульбоносного шару ґрунту (рис.1.26), автор отримав рівняння для визначення тягового опору [113]:

$$P = D \frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\cos\left(\varphi + \frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (1.2)$$

де P – тяговий опір лемеша;

D – динамічний тиск пласта;

φ – кут тертя ґрунту по металу;

α – кут нахилу лемеша.

Дослідження впливу кута нахилу лемеша встановлено шляхом розв'язку даного рівняння в програмі Mathcad. Виявлено, що зі зростанням кута нахилу лемеша зростає тяговий опір, який набуває максимальних значень при кутах нахилу лемеша 25°-30°.

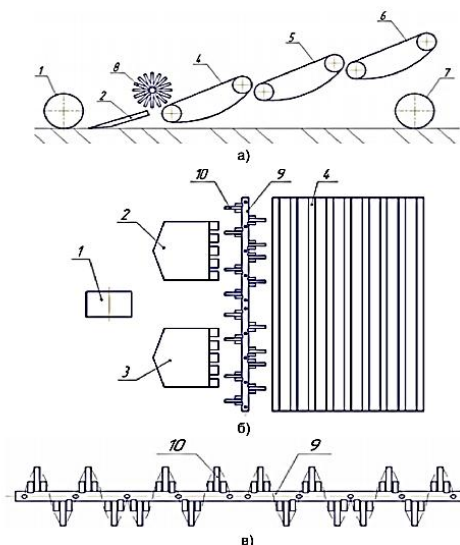


Рис.1.25. Схема копача: а – копач (вид збоку); б – копач (вид зверху); в – розрихлювач пласта; 1 – опорне колесо; 2, 3 – лемеші; 4 – швидкісний елеватор; 5 –

основний елеватор; 6 – каскадний елеватор; 7 – ходові колеса; 8 – розрихлювач клубненого пласта; 9 – вал; 10 – штифт.

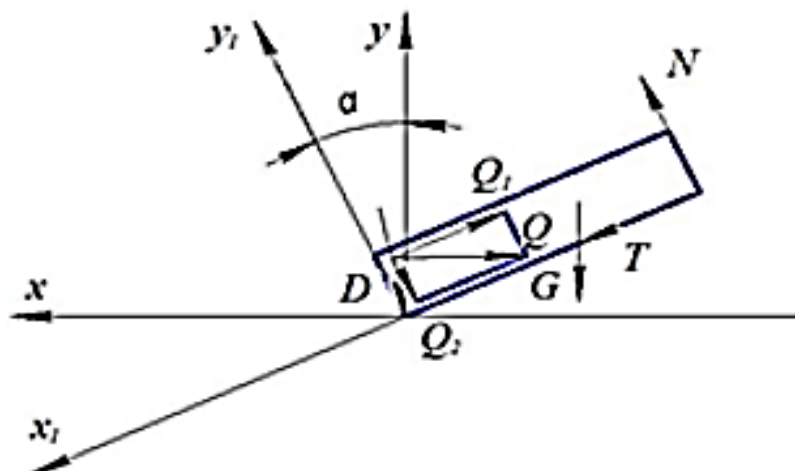


Рис.1.26. Схема сил, які діють на ділянку пласта: N – нормальна реакція; T – сила тертя; G – сила тяжіння; D – сила динамічного тиску пласта; Q – реакція підпор; Q_1 – складова реакції підпор, яка діє вздовж осі x ; Q_2 – складова реакції підпор, яка діє вздовж осі y ; α – кут нахилу леміша.

Розробці та дослідженню енергозберігаючого робочого органа присвячено роботи Норчаєва Д.Р.[114; 115]. Автор стверджує, що з метою забезпечення енергозбереження підкопувальні робочі органи картоплекопача повинні бути секційними, містити як основні леміші, так і проміжні [114]. На рис.1.27 подано схему такої конструкції

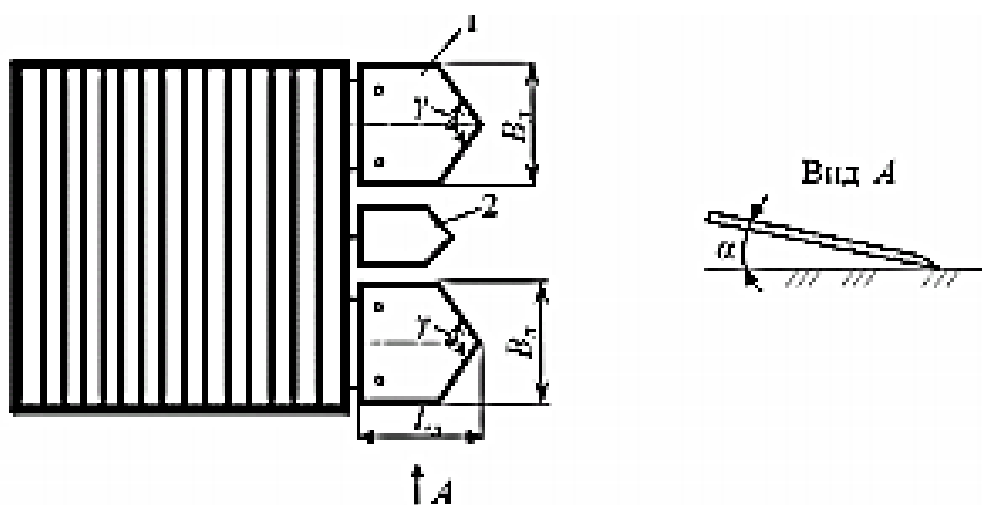


Рис. 1.27. Схема енергозберігаючого секційного леміша: 1 – основні леміші; 2 – проміжний леміш.

Ширина основних та проміжного лемішів встановлена автором експериментально.

Автором виконано теоретичні дослідження тягового опору основного лемеша. Встановлено, що тяговий опір лемеша залежить від його конструктивних параметрів, фізико-механічних властивостей ґрунту.

Кірюшиним І.М. [99] досліджувався тяговий опір, а також вплив робочої поверхні диска з ґрунтозачепами (рис. 1.28.) на стабільність їхнього обертання.

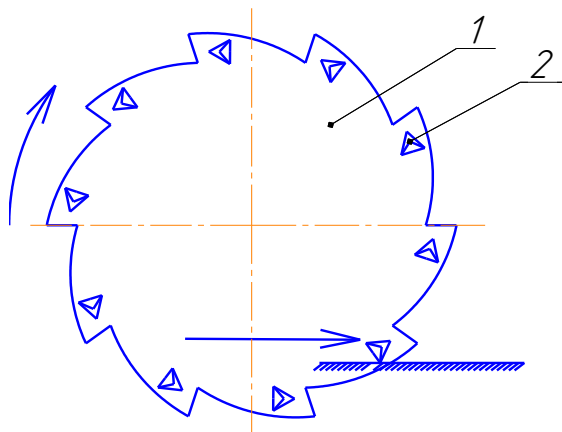


Рис.1.28. Схема зубчастого диска із ґрунтозачепами трикутної форми: 1 – диск; 2 – ґрунтозачепа

При визначенні характеристик дисків були враховані наступні показники: сумарна площа ґрунтозачеплювачів, глибина ходу дисків, товщина дисків, кут нахилу радіус-вектора i -тої контактуючої точки до поверхні поля, питомий вплив диску на ґрунтовий пласт, коефіцієнти тертя між ґрунтозачеплювачем та клубненосний шаром, коефіцієнт тертя між ґрунтозачеплювачем та рослинами, швидкість обертання дисків, швидкість руху машини. З урахуванням вищезазначених параметрів були обґрунтовані залежності для моменту, який створюється ґрунтозачепами, сумарний момент, який створюється диском і ґрунтозачепами та тяговий опір бокового диску.

Соколов В.М. [95] досліджував вплив вологості ґрунту та товщини дисків (рис.1.29.а,б.) на видалення ґрунту із міждискового простору. Дослідження виконані за наступних умов: міждискова відстань між: 0.05, 0.10, 0.15, 0.20 м; товщина відрізних дисків: 2, 4, 6, 8, 10 мм; вологість ґрунту: 13.68, 18.60, 22.70, 25.00 та 29.80%.

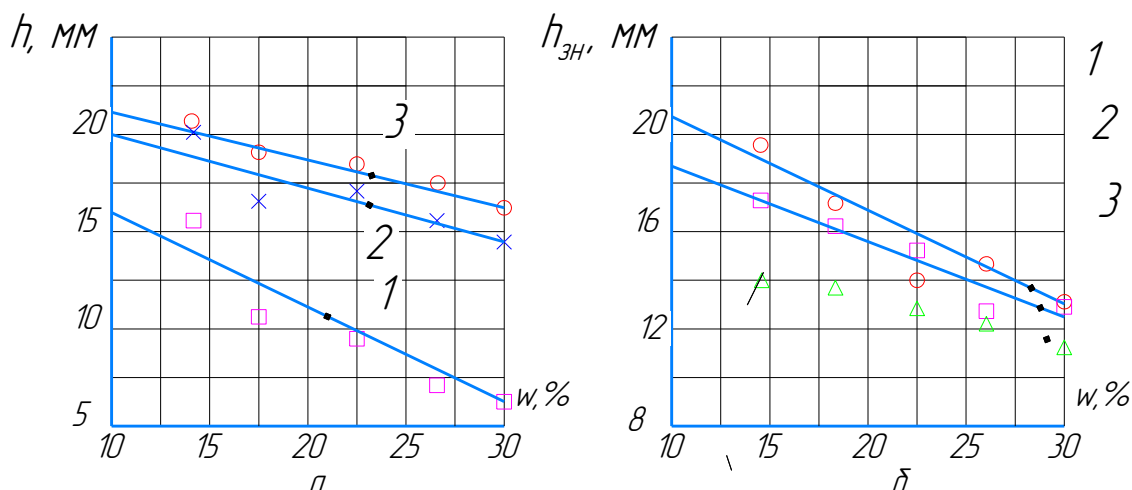


Рис 1.29. Залежності: а - глибини утвореної катком колії від вологості ґрунту при швидкості руху катка 1.96м/с; б - впливу вологості ґрунту на величину заглиблення клубнів при швидкості руху катка 1.96м/с: 1 – для тиску катка 0.93 кН/м; 2 - для тиску катка 1.90 кН/м; 3 - для тиску катка 2.10 кН/м.

Боричевим С.М. [97] досліджено вплив конструктивних параметрів запропонованого автором робочого органа (рис.1.30), режиму його роботи та адгезійної складової сили тертя на тяговий опір. Також базуючись на засадах механіко-математичного моделювання, обґрунтовано залежності для визначення загального тягового опору робочого органа та його раціональних геометричних параметрів, а саме довжини та висоти ґрунтозачеплювачів, діаметр їх отворів.

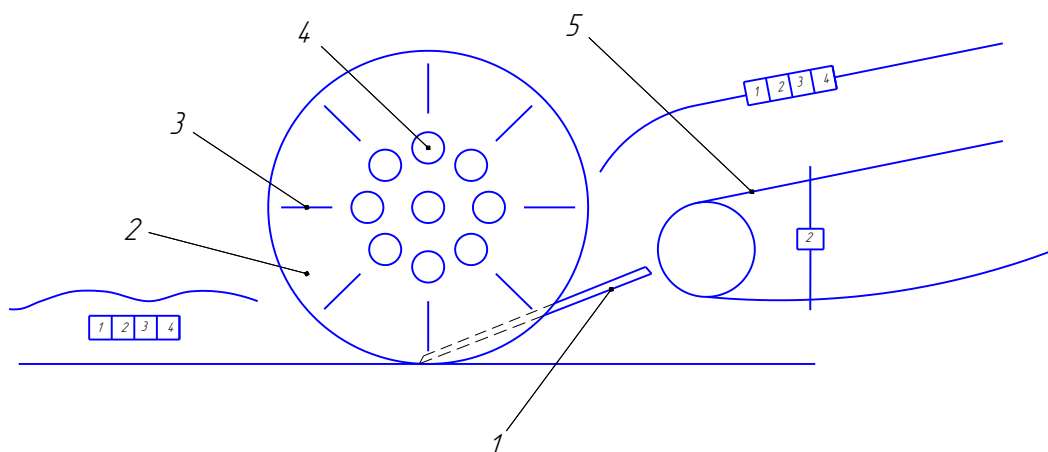


Рис 1.30. Конструктивно-технологічна схема удосконаленого підкопувального робочого органа: 1 – леміш; 2 – вертикальний диск; 3 – ґрунтозачеплювачі; 4 – отвори в диску; 5 – сепаруючий транспортер; цифри в квадратах: 1 – клубні картоплі; 2 - невеликі ґрунтові домішки; 3 – ґрунтові грудки; 4 – рослинні домішки

Автором було обґрунтовано залежність для визначення загального тягового зусилля підкопувального робочого органа. Встановлено, що показник тягового опору, запропонованого дослідником підкопувального робочого органа, не перевищує показник серійного аналога. Обґрунтована раціональна довжина і висота ґрунтозачепів, яка складає 30мм і 10 мм відповідно при діаметрів отворів у диску 28 мм та глибині ходу леміша 0.22м.

Дослідження Галлямова Ф. Н [103] були спрямовані на обґрунтування раціональних параметрів пристрою регулювання глибини ходу лемешів (глибини підкопування), а також вплив цієї глибини на чистоту вороху та втрати бульб картоплі. Встановлено, що використання копіювального леміша із довжиною носка 0.2 м, початковим кутом нахилу 0.43 град, дизаксіале 0.02 м, жорсткості пружини 25 кН/м забезпечує стійке копіювання ложа посадок бульб картоплі, а також знижує вміст ґрунтових частинок у воросі більше ніж на 40%. При проведенні досліджень автором було враховано висоту гребеня, щільність ґрунту по шарах, глибину та ширину залягання клубнів.

За результатами машинного експерименту автором отримано графічні залежності чистоти вороху та втрати бульб картоплі від глибини підкопування (рис.1.31.).

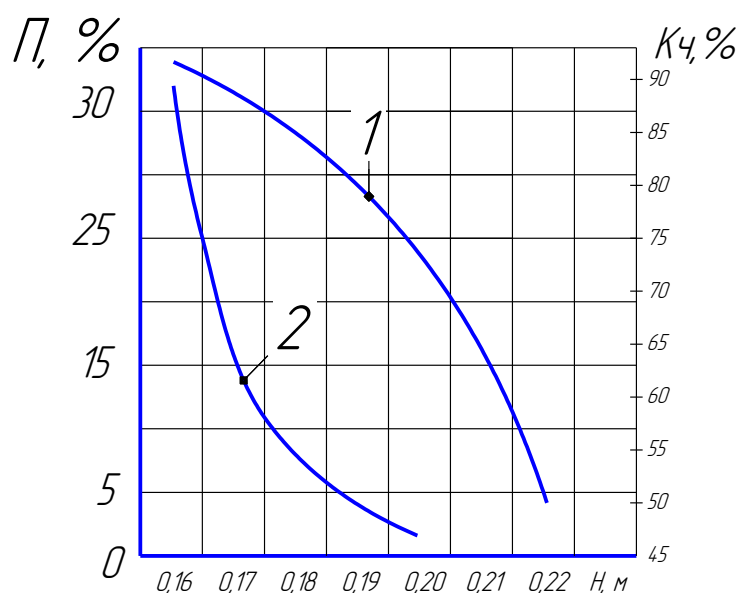


Рис. 1.31. Залежність чистоти вороху (1) та втрат клубнів картоплі (2) від глибини підкопування

Отримані залежності доводять вплив параметру глибини підкопування на якісні показники процесу збирання картоплі. Зі зростанням глибини підкопування зростає рівень якості отриманої продукції за рахунок зменшення втрат.

Бончиком В.С. [79] розроблено конструкцію ротаційного картоплекопача, а також обґрунтовано його параметри. Досліджено вплив поступальної швидкості машини та частоти обертання ротора на час перебування матеріальної точки на поверхні лопаті, абсолютне переміщення і швидкість сходження її з поверхні лопаті. Отримано кінематичне рівняння руху точки по поверхні циліндричної лопаті в нерухомій системі координат.

Аналіз отриманих залежностей дав підставу автору стверджувати, що зв збільшенням поступальної швидкості машини абсолютні переміщення і швидкість матеріальної точки з нульового моменту часу до моменту відокремлення її від поверхні лопаті зростають. Час перебування матеріальної точки на поверхні лопаті зменшується зі збільшенням поступальної швидкості.

Провівши аналіз досліджень, нами було виявлено, що в основному дослідження були спрямовані на зменшення опору переміщенню робочого органа та встановлення оптимальних параметрів робочих органів.

Висновки до першого розділу:

1. Існує два способи збирання бульб картоплі: однофазний та двофазний. Недоліками однофазного способу є низька ефективність при підвищеній вологості ґрунту.

Недоліками двофазного є велика енегroeмність процесу збирання бульб топінамбура та картоплі, а також збільшення витрат часу.

2. Патентний аналіз запропонованих авторами конструкцій підкопувальних робочих органів клубнезбиральних машин виявив ряд недоліків запропонованих авторами конструкцій, а саме:

- випадання бульб під час проходження бульбоносної маси по поверхні лемеша та транспортера;
- пошкодження бульб під час підкопування;

- згруджування ґрунту на підкопувальних робочих органах;
- значна металоємкість конструкцій підкопувальних робочих органів.

3. Удосконалення підкопувальних робочих органів, в основному, спрямовані на вирішення задач: 1) збільшення якості сепарації; 2) зменшення втрат внаслідок випадання; 3) зменшення утрат внаслідок пошкодження корнеклубнеплодів.

4. У теперішній час розробка підкопувальних робочих органів проводиться в трьох напрямках:

- дослідження впливу робочих органів на бульби картоплі;
- розробка нових робочих органів та вдосконалення вже наявних;
- дослідження процесу взаємодії ґрунту та підкопувальних робочих органів, а також вдосконалення технології механізованого збирання бульб картоплі.

Основні положення даного розділу були опубліковані в наукових працях [1; 2; 3; 12; 116; 117; 118].

Розділ 2

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ПІДКОПУВАЛЬНО-СЕПАНУВАЛЬНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ІЗ ҐРУНТОМ

2.1. Формалізація форми та параметрів робочого органа

Як виявив аналіз конструкцій підкопувальних робочих органів картоплезбиральних машин і досліджень їхньої взаємодії з ґрунтом, задача зменшення енергоємності процесу підкопування є актуальною. Для зменшення енергетичних утрат процесу викопування бульб картоплі, за умови гребеневого способу її посадки, запропоновано підкопувально-сепарувальний робочий орган [118], схема якого подана на рис.2.1.

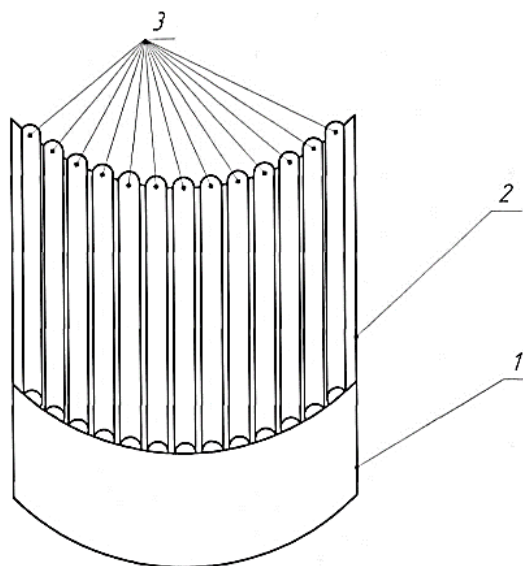


Рис.2.1. Схема підкопувально-сепарувального робочого органа: 1 – леміш; 2 – сепарувальна поверхня; 3 – пруток

Процес викопування бульбоплодів складається з декількох послідовних операцій, а саме: підкопування скиби ґрунту разом з бульбоплодами, транспортування скиби по підкопувальній поверхні, переміщення цієї скиби по сепарувальній поверхні робочого органа і подальше переміщення картопляного вороху разом з залишками ґрунту на активну сепарувальну частину робочого органа.

У відповідності до поставлених задач досліджень проаналізовано вплив параметрів та режимів роботи лемішної та сепарувальної пруткової частини робочого органа на зміну стану ґрунту, його розуцільнення та можливість

розпушення, що забезпечить кращі умови просівання агрегатів ґрунту через пруткову частину сепарувальної поверхні.

У першому наближенні робочий орган при входженні в ґрунт може бути схематично представлений у вигляді конструкції, що наведена на рис. 2.2.

У системі координат $x y z$, яка відповідає ґрунтовому простору поля, при цьому вісь X спрямована в напрямку переміщення робочого органа зі швидкістю V_m і лежить у поверхні $x y$ при значенні $z=0$, тобто на денній поверхні поля, вісь Z спрямована в глибину ґрунтового простору, а вісь y спрямована перпендикулярно до напрямку руху робочого органа і збігається з поверхнею $z=0$.

Система координат $\xi \eta \zeta idem x y z$, збігається з системою координат ґрунтового напівпростору. Ця система прийнята для описання в ній рівнянь поверхонь складових частин робочого органа.

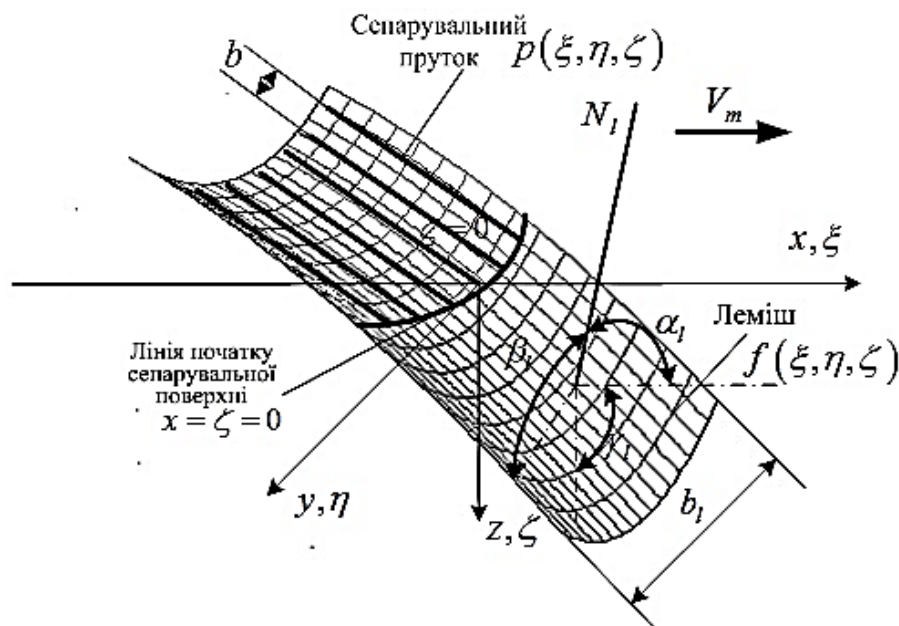


Рис.2.2. Загальна схема підкопувально-сепарувального робочого органа

На схемі прийняті наступні позначення: $f(\xi, \eta, \zeta)$ - рівняння поверхні леміша, $p(\xi, \eta, \zeta)$ - рівняння поверхні сепарувального прутка, b - крок розстановки сепарувальних прутків у поперечному напрямку, тобто в напрямку осі y , N_l - нормаль до поверхні леміша, α_l - кут нахилу нормалі до поверхні леміша до осі $\xi idem x$, β_l - кут нахилу нормалі до поверхні леміша до осі $\eta idem y$, γ_l - кут нахилу

нормалі до поверхні леміша до осі $\zeta idem z$, V_m - швидкість переміщення робочого органа в напрямку осі X .

Для формалізації поверхонь частин робочого органа необхідно записати рівняння поверхонь їх складових частин у системі координат $\xi\eta\zeta$.

Рівняння поверхні леміша та поверхні, в якій розміщені сепарувальні прутки, може представлятися у вигляді гіперболічного параболоїду в неявному вигляді [119]:

$$f_l = \zeta - \left(d + c \left(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa\eta)^2}{b} \right) \right), \quad (2.1)$$

де ϕ, s, a, κ, b, c - коефіцієнти, що характеризують форму, розташування та параметри кривизни поверхні лемішної частини, яка в подальшому переходить у пруткову сепарувальну частину. При цьому перехід у сепарувальну частину поверхні відбувається при координатах $\zeta = z$, що відповідає поверхні поля;

d - коефіцієнт, який характеризує зміщення осі відносно центру координат по осі $\zeta idem z$.

Із урахуванням того, що на основі коефіцієнтів рівняння (2.1) будемо визначати конструктивні параметри робочого органа, в подальшому будемо їх називати формоутворювальними параметрами.

Враховуючи осьову симетрію робочого органа відносно осі ξx , можна розглядати частину робочого органа. Крім того, будемо розглядати весь робочий орган, як окремі частини при взаємодії з ґрунтом та ворохом у послідовності взаємодій. Зміни напружено-деформованого стану можуть визначатися шляхом накладання цих станів від дії окремих елементів робочого органа. Тому доцільно розглядати поетапно спочатку взаємодію лемішної частини та обмежувальної стінки, як окремих елементів з середовищем а потім, розташувавши в зручному положенні систему координат відокремленої скиби ґрунту з бульбами, розглянемо умови змін властивостей ґрунту та можливі умови сепарації на прутковій частині робочого органа.

При формалізації механічних властивостей робочого органа, що взаємодіє з

матеріалом або середовищем, яка спрямована на зміну їх властивостей, слід прийняти до уваги те, що механічні властивості робочого органа повинні мати значення, що характеризують його деформівні властивості, які будуть вищими за аналогічні значення середовища або матеріалу. Для випадку, коли немає суттєвих обмежень щодо пошкоджень або руйнування цілісності матеріалу внаслідок перевищення допустимих напружень, робочий орган може бути формалізований як абсолютно тверде недеформівне тіло.

2.2. Формалізація ґрунту з бульбами

Аналіз стану досліджень взаємодії робочих органів із ґрунтом виявив, що за останнє десятиріччя суттєвих змін у формалізації ґрунту не відбулося. Тому за формою представлення моделі побудови ґрунту всі роботи, що стосуються взаємодії з ним робочих органів, можна розділити на п'ять груп: 1) тверде тіло; 2) суцільне пружне середовище; 3) суцільне нестискуване сипуче середовище; 4) суцільне пружно-в'язко-пластичне середовище; 5) формалізація методами теорії подібності та розмірностей [120; 121; 122; 123; 124; 125]. Виходячи з цього, частіш за все використовують моделі, що більше нагадують взаємодію з абсолютно твердим тілом, або моделі що використовуються в класичній теорії механіки ґрунтів, які базуються на механіці сипких дискретних середовищ [59]. Крім того, при побудові моделей взаємодії частіш за все використовують або одномірні моделі, або плоскі рішення, які не завжди відображають реальний процес змін властивостей ґрунту під дією робочого органа [126, 127].

Необхідно відзначити, що густина ґрунту під дією робочого органа змінюється у функції шести компонент деформацій або напружень, що не можна відобразити у плоскій постановці задачі, а тим більше – в одномірній, які дуже часто використовують при розв'язанні аналогічних задач. Крім того, одномірна або плоска постановки задачі не дозволяють визначити всі три складові опору руху робочого органа в ґрунті. Виходячи з цього рішення задачі, про взаємодію робочого органа з ґрунтом у тримірній постановці з встановленням взаємозв'язку геометричних параметрів і режимів роботи самого робочого органа зі зміною властивостей ґрунту,

а також компонент тягового опору є актуальними, та потребують вирішення.

Найбільш адекватним методом формалізації ґрунту, який можна використати для розв'язання вищезазначених задач, є представлення ґрунту у вигляді суцільного деформівного середовища з проявом таких властивостей, як пружність, в'язкість та пластичність [125, 126, 127, 128]. Така формалізація є правомірною за умови, коли об'єм ґрунту, в якому визначаються деформації та напруження, щонайменше на порядок перевищує максимальні розміри елементів, з яких він складається.

При розв'язанні контактних задач взаємодії робочих органів із ґрунтом за такої формалізації достатньо розв'язати задачу в пружній (мала швидкість руху робочого органа) або в'язко-пружній постановці. Це зумовлене тим, що такі розв'язки можна отримати в аналітичному вигляді. Аналіз змін розподілу напружень та деформацій ґрунту в залежності від параметрів та режимів роботи робочого органа дозволяють визначити можливі зони стискання, розтягнення, зсуву, а також визначити критерій вигляду напруженого або деформованого стану ґрунту, використовуючи модифікований (спрощений) критерій Лоде-Надаї [129]. Отримані значення компонент напружень в аналітичному вигляді дозволять спрогнозувати зміни густини ґрунту та можливі руйнування його суцільності, що важливо для подальшого його просіювання через сепарувальну поверхню.

При розв'язанні задачі про взаємодію робочого органа для відокремлення скиби ґрунту з бульбоплодами та подальшого руйнування її суцільності була прийнята модель ґрунту у вигляді в'язко-пружного середовища, яке може бути формалізоване моделлю Кельвіна-Фойгта [129]. Механічна модель такого середовища наведена на рис. 2.3.

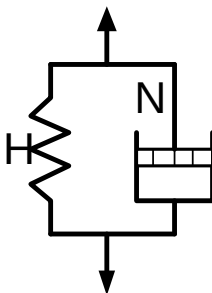


Рис. 2.3 Механічна модель в'язко-пружного середовища (ґрунту). На схемі H - пружний елемент (тіло Гука), N - в'язкий елемент (тіло Ньютона)

Згідно з цією моделлю, внаслідок прикладення навантаження, відбувається в'язко-пружне деформування матеріалу, за якого зі збільшенням швидкості прикладення навантаження швидкість деформації зростає пропорційно зниженню модуля в'язкості.

Для такої механічної моделі фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій мають вигляд [129]:

$$\begin{aligned}
 \sigma_x &= \frac{4}{9} e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu) (6\dot{\varepsilon}_x - 3(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)) - \frac{e^{\frac{Gt}{\eta(1+\nu)}} (1+\nu) \dot{\varepsilon}}{-1+2\nu}, \\
 \sigma_y &= \frac{4}{9} e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu) (-3(\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)) - \frac{e^{\frac{Gt}{\eta(1+\nu)}} (1+\nu) \dot{\varepsilon}}{-1+2\nu}, \\
 \sigma_z &= \frac{4}{9} e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(-3(\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)) - \frac{e^{\frac{Gt}{\eta(1+\nu)}} (1+\nu) \dot{\varepsilon}}{-1+2\nu}, \\
 \tau_{xy} &= 2e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu) \dot{\gamma}_{xy}, \quad \tau_{yz} = 2e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu) \dot{\gamma}_{yz}, \\
 \tau_{xz} &= 2e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu) \dot{\gamma}_{xz},
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

де $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – компоненти нормальних деформацій та деформацій зсуву, Па; G – модуль зсуву, Па; $G = E/(2(1+\nu))$; E – модуль пружності лінійних деформацій, Па; ν – коефіцієнт Пуассона; $\dot{\varepsilon} = 1/3(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)$, де $\dot{\varepsilon}_x, \dot{\varepsilon}_y, \dot{\varepsilon}_z$ – компоненти швидкостей лінійних деформацій, $1/c$; $\dot{\gamma}_{xy}, \dot{\gamma}_{xz}, \dot{\gamma}_{yz}$ – компоненти швидкостей деформацій зсуву, $1/c$; η – модуль в'язкості зсувних деформацій, Па·с.

Час деформування t , який входить до залежностей зв'язку напружень зі швидкостями деформацій, може бути визначений за часом розповсюдження хвилі напружень. Швидкість розповсюдження хвилі напружень [130]:

$$c = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}}, \tag{2.3}$$

де λ – коефіцієнт Ляме.

$$\lambda = k - 2/3G; \quad k = 2/3((1+\nu)/(1-2\nu))G. \tag{2.4}$$

Час розповсюдження хвилі [130]:

$$t = \frac{L}{c} = L / \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} = \sqrt{2} L / \sqrt{\frac{G(-1+\nu)}{(1+\nu)^2(-1+2\nu)\rho}}, \quad (2.5)$$

де L – відстань, на якій затухає хвиля напружень у даному середовищі. Для ґрунтового середовища ця величина становить 1—2 м [130].

Таким чином, наведені рівняння визначають компоненти напружень в'язко-пружного середовища, у вигляді якого представлений ґрунт.

2.3. Загальна схема розв'язання контактної задачі взаємодії робочого органа з ґрунтом

У загальному випадку при розв'язанні контактних задач використовуються наступні групи рівнянь: рівняння динаміки (статики) суцільного середовища, рівняння рівноваги на поверхні контакту, геометричні рівняння, фізичні рівняння зв'язку напружень з деформаціями (швидкостями деформацій) та рівняння сумісності деформацій [131].

Рівняння динаміки суцільного середовища використовуються при великих швидкостях переміщень, мають вигляд [131]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= X, \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= Y, \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} &= Z, \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

де u, v, w - компоненти швидкостей переміщень, $м/с$; ρ - густина середовища, $кг/м^3$; X, Y, Z - масові (об'ємні) сили, $Н/м^3$.

Для випадку, коли інерційні складові мають несуттєве значення, тобто відсутні прискорення переміщень середовища, та відсутності або несуттєвості величин масових сил рівняння (2.6) набудуть вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Рівняння рівноваги на поверхні контакту мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n &= \bar{X}, \\ \sigma_y m + \tau_{yz} n + \tau_{xy} l &= \bar{Y}, \\ \sigma_z n + \tau_{xz} l + \tau_{yz} m &= \bar{Z}, \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

де l, m, n – напрямні косинуси зовнішньої нормалі до поверхні, яка обмежує середовище, тобто контактної поверхні (поверхні робочого органа, $\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}$ – компоненти проекцій, розподілених по поверхні контакту сил на відповідні осі координат, Pa .

Геометричні рівняння теорії суцільних середовищ без врахування складових другого порядку малості (рівняння Коші) мають вигляд [132]:

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_x &= \frac{\partial \dot{u}}{\partial x}; \dot{\varepsilon}_y = \frac{\partial \dot{v}}{\partial y}; \dot{\varepsilon}_z = \frac{\partial \dot{w}}{\partial z}; \dot{\gamma}_{xy} = \frac{\partial \dot{u}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{v}}{\partial x}; \\ \dot{\gamma}_{yz} &= \frac{\partial \dot{v}}{\partial z} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial y}; \dot{\gamma}_{zx} = \frac{\partial \dot{w}}{\partial x} + \frac{\partial \dot{u}}{\partial z}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Рівняння суцільності середовища [132] (2.10):

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{xy}}{\partial x \partial y} &= \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_y}{\partial x^2}, \quad \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{yz}}{\partial y \partial z} = \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_z}{\partial y^2}, \quad \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{zx}}{\partial z \partial x} = \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_x}{\partial z^2}, \\ 2 \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_x}{\partial y \partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{zx}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} \right), \quad 2 \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_y}{\partial z \partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \dot{\gamma}_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} \right), \\ 2 \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_z}{\partial y \partial x} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \dot{\gamma}_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (2.10)$$

Наведені рівняння разом із фізичними включають 15 невідомих. Розв'язок цих рівнянь у сукупності з фізичними рівняннями зв'язку напружень із деформаціями можна виконати різними способами, в залежності від того, які величини прийняті за невідомі, або в залежності від початкових умов [133]:

– розв'язок у напруженнях (швидкостях переміщень), коли на поверхні задані напруження, – пряма задача:

$$\sigma_x(x, y, z), \sigma_y(x, y, z), \sigma_z(x, y, z), \tau_{xy}(x, y, z), \tau_{xz}(x, y, z), \tau_{zy}(x, y, z);$$

– розв'язок у переміщеннях (швидкостях переміщень), коли на поверхні задані переміщення (швидкості переміщень), – обернена задача:

$$\dot{u}(x, y, z), \dot{v}(x, y, z), \dot{w}(x, y, z);$$

– змішана задача, коли відомі деякі з переміщень (швидкостей переміщень) та деякі з напружень.

Умови постановки задач взаємодії підкопувально-сепарувального робочого органа відповідає постановці оберненої задачі, оскільки початковими умовами є кінематика робочого органа.

Алгоритм розв'язання контактних задач при наявності рівнянь: динаміки (статики) суцільного середовища (2.7), рівноваги на поверхні контакту (2.8), геометричні рівняння (2.9), фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями (швидкостями деформацій) (2.2) разом з (2.5) та рівнянь сумісності деформацій (2.10) полягає в наступному: геометричні рівняння підставляються у фізичні рівняння, і отримані вирази підставляються в рівняння динаміки (статики) середовища, при цьому повинні виконуватись умови рівноваги на поверхні контакту та рівняння сумісності деформацій.

У випадку, коли такі підстановки після перетворень отриманих рівнянь приводять до системи еліптичних рівнянь, то такі рівняння можуть бути розв'язані з використанням бігармонічних потенціальних функцій.

Бігармонічні потенціальні функції повинні відповідати рівнянню Лапласа другого порядку [132]:

$$\Delta^2 f(x, y, z) = \frac{\partial^4 f}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 f}{\partial y^4} + \frac{\partial^4 f}{\partial z^4} = 0. \quad (2.11)$$

Крім того, такі бігармонічні функції повинні забезпечувати граничні умови на поверхні контакту робочого органа з середовищем та на нескінченості.

2.4. Кінематичні умови на поверхні контакту робочий орган - ґрунт

Для знаходження можливих швидкостей переміщень ґрунту разом з бульбами на відстані від робочого органа необхідно визначити граничні умови на поверхні контакту робочий орган-ґрунт.

Крім того, необхідно з рівняння (2.1) виразити величини, що в подальшому знадобляться для формування меж інтегрування (2.12).

$$\begin{aligned} \zeta &= d + c \left(\frac{(\phi\xi)^2}{a} - \frac{(\kappa\eta)^2}{b} \right), \\ \left\{ \begin{aligned} \xi &= \frac{-c\phi - \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2}, \\ \xi &= \frac{-c\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} \end{aligned} \right\}, \\ \left\{ \begin{aligned} \eta &= -\frac{\sqrt{b}\sqrt{ad + cs^2 - a\zeta + 2cs\xi\phi + c\xi^2\phi^2}}{\sqrt{a}\sqrt{c\kappa}}, \\ \eta &= \frac{\sqrt{b}\sqrt{ad + cs^2 - a\zeta + 2cs\xi\phi + c\xi^2\phi^2}}{\sqrt{a}\sqrt{c\kappa}} \end{aligned} \right\}. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Для визначення граничних умов (на поверхні контакту) необхідно спочатку знайти швидкість переміщення ґрунту в напрямку нормалі до поверхні контакту з урахуванням косинусів кутів нахилу нормалі до осей координат. Косинуси кутів нахилу нормалі до поверхні конуса до осей координат $0\xi, 0\eta, 0\zeta$ виражаться залежностями (2.13) [133].

Косинуси кутів нахилу нормалі

$$l_l \rightarrow \frac{\frac{\partial f_l}{\partial \xi}}{\sqrt{(\frac{\partial f_l}{\partial \xi})^2 + (\frac{\partial f_l}{\partial \eta})^2 + (\frac{\partial f_l}{\partial \zeta})^2}}, m_l \rightarrow \frac{\frac{\partial f_l}{\partial \eta}}{\sqrt{(\frac{\partial f_l}{\partial \xi})^2 + (\frac{\partial f_l}{\partial \eta})^2 + (\frac{\partial f_l}{\partial \zeta})^2}}, n_l \rightarrow \frac{\frac{\partial f_l}{\partial \zeta}}{\sqrt{(\frac{\partial f_l}{\partial \xi})^2 + (\frac{\partial f_l}{\partial \eta})^2 + (\frac{\partial f_l}{\partial \zeta})^2}}, \quad (2.13)$$

де $l_l = \cos[N_l \wedge \xi]$; $m_l = \cos[N_l \wedge \eta]$; $n_l = \cos[N_l \wedge \zeta]$ косинуси кутів нахилу нормалі до відповідних осей координат.

Далі, якщо спроекувати швидкість поступального руху V_m на нормаль до поверхні робочого органа і далі цю нормальну складову спроекувати на осі координат $O\xi$, $O\eta$, $O\zeta$, то можна отримати компоненти швидкостей переміщень на осі координат у вигляді:

$$V_{Nl} = V_m / l_l = - \frac{aV_m \sqrt{1 + \frac{4c^2\eta^2\kappa^4}{b^2} + \frac{4c^2\phi^2(s + \xi\phi)^2}{a^2}}}{2c\phi(s + \xi\phi)}, \quad (2.14)$$

$$u_{l0} = V_m, \quad v_{l0} = V_{Nl}m_l = - \frac{aV_m\eta\kappa^2}{b\phi(s + \xi\phi)}, \quad w_{l0} = V_{Nl}n_l = - \frac{aV_m\eta\kappa^2}{b\phi(s + \xi\phi)}.$$

Ці вирази будуть вихідними для розв'язку контактної задачі взаємодії підкопувально-сепарувального робочого органа з ґрунтом у кінематичній постановці.

2.5. Аналіз кінематичних змін у ґрунті перед робочим органом

Аналitичні розв'язки для контактних задач можливі лише в пружній або пружно-в'язкій постановці. Причому, ці рішення допускаються лише для випадку, коли при послідовних підстановках геометричних рівнянь у фізичні рівняння зв'язку на-пружень із деформаціями та подальшої підстановки отриманих компонент напружень у рівняння статки (динаміки) суцільного середовища будуть отримані рівняння еліптичного типу. В такому випадку рішення може бути знайдене за використання бігармонічних потенціальних функцій, які задовольняють умови на поверхні контакту тіла (система координат ξ, η, ζ) та середовища, з яким воно взаємодіє (система координат x, y, z), тобто при $x - \xi = 0$, $y - \eta = 0$, $z - \zeta = 0$ компоненти швидкостей (переміщень) дорівнюють їхнім початковим значенням.

Для нашого випадку це означає, що компоненти швидкостей для конуса мають вигляд:

$$u_l|_{x-\xi=0, y-\eta=0, z-\zeta=0} = u_{l0}, v_l|_{x-\xi=0, y-\eta=0, z-\zeta=0} = v_{l0}, w_l|_{x-\xi=0, y-\eta=0, z-\zeta=0} = w_{l0}. \quad (2.15)$$

Друга умова, яку повинні задовольняти бігармонічні потенціальні функції, має вигляд:

$$u_l|_{x-\xi=\infty, y-\eta=\infty, z-\zeta=\infty} \rightarrow 0, v_l|_{x-\xi=\infty, y-\eta=\infty, z-\zeta=\infty} \rightarrow 0, w_l|_{x-\xi=\infty, y-\eta=\infty, z-\zeta=\infty} \rightarrow 0. \quad (2.16)$$

Для лемішної частини поверхні, тобто до рівня функції, що відповідає $\zeta = 0$, такі бігармонічні потенціальні функції, згідно з О. І Лур'є [134], мають вигляд:

$$\begin{aligned} u_l &= \frac{1}{2\pi} \int_{-b_l}^{b_l} \int_0^h \frac{a_0 u_{l0}(x - \xi + \delta)}{((x - \xi + \delta)^2 + (y - \eta + \delta)^2 + (z - \zeta + \delta)^2)^{3/2}} d\zeta d\eta, \\ v_l &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{\xi_h} \int_{\xi_0}^{\xi_h} \frac{a_0 v_{k0}(y - \eta + \delta)}{((x - \xi + \delta)^2 + (y - \eta + \delta)^2 + (z - \zeta + \delta)^2)^{3/2}} d\xi d\zeta, \\ w_l &= \frac{1}{2\pi} \int_{-b_l}^{b_l} \int_{\xi_0}^{\xi_h} \frac{a_0 w_k(z - \zeta + \delta)}{((x - \xi + \delta)^2 + (y - \eta + \delta)^2 + (z - \zeta + \delta)^2)^{3/2}} d\xi d\eta, \end{aligned} \quad (2.17)$$

де b_l - половина ширини робочого органа, h - глибина ходу леміша, ξ_h, ξ_0 поздовжні координати точок леміша, що відповідають найбільшій глибині ходу леміша h та величині, що відповідає $z = \zeta = 0$ у другій групі рівнянь (2.9), a_0 - коефіцієнт, що забезпечує виконання початкових умов за введення малої величини δ , яка усуває сингулярність виразів (2.17).

Бігармонічні потенціальні функції повинні задовольняти рівняння $\Delta^2 f = 0$, де Δ - оператор Лапласа, а $f = \{u_l, v_l, w_l\}$ (рис. 2.4).

Для знаходження величини a_0 проінтегруємо один із виразів (2.17) у вигляді невизначеного інтеграла, прийнявши початкову швидкість рівною нулю, а потім прирівнявши отримане рівняння до одиниці. Розв'яжемо кінцеве рівняння відносно a_0 :

$$a_0 = -\frac{2\pi}{\ln[\delta + \sqrt{3}\sqrt{\delta^2}]}. \quad (2.18)$$

Границі інтегрування по змінній ξ мають вигляд:

$$\xi_0 = \frac{-c\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\xi\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2}, \quad \xi_h = \frac{-c\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\xi\phi^2 + c^2h^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2}. \quad (2.19)$$

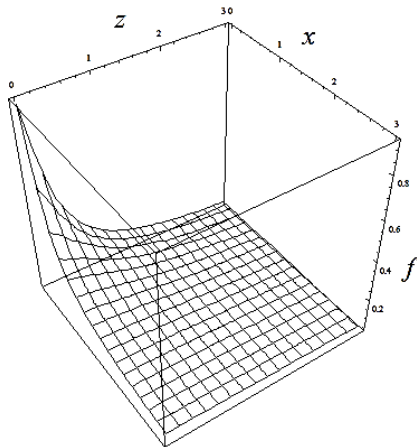


Рис. 2.4 Графічне представлення виду функцій (2.10) при $u_{l0}=1; v_{l0}=1; w_{l0}=1$

Інтегрування виразів (2.10) за прийнятих вище умов дозволяє отримати розподіл компонент швидкостей переміщень на відстані від поверхні леміша. Ці вирази в розгорнутому вигляді наведені в Додатку Б.1. Графічна інтерпретація швидкостей переміщень наведена на рис. 2.5-2.7.

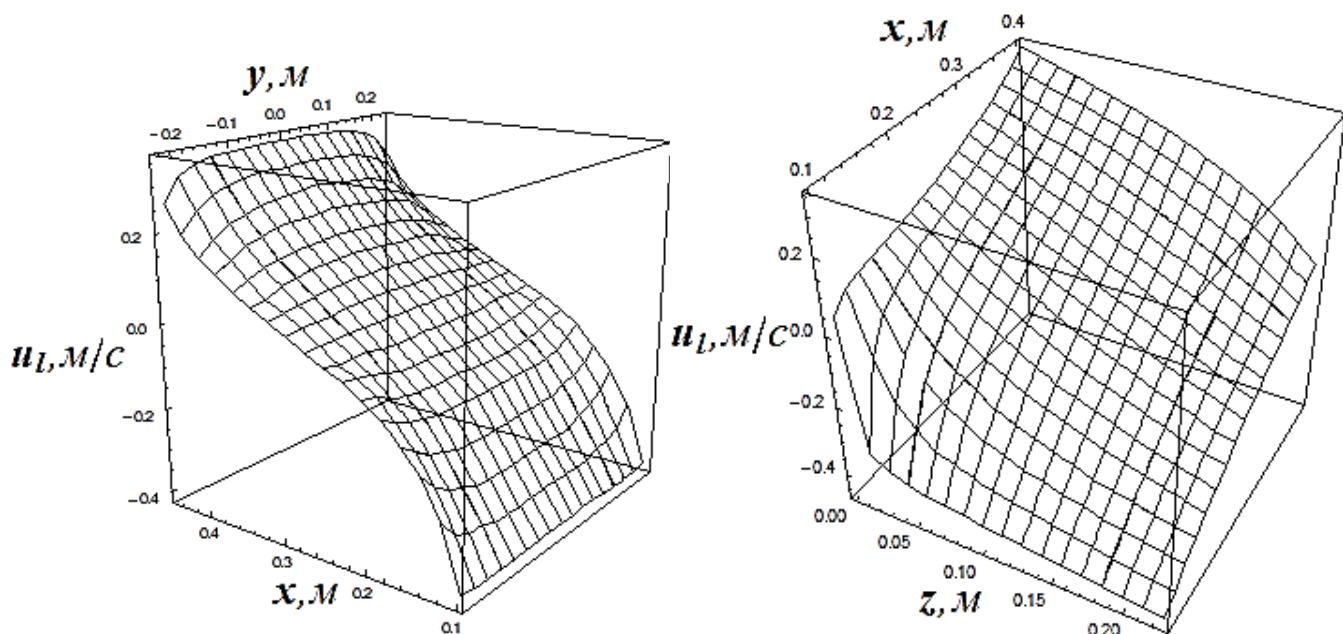


Рис. 2.5 Зміна величини поздовжньої швидкості при $Vm \rightarrow 1 / s \rightarrow 0.2 /$
 $a \rightarrow 0.2 / b \rightarrow 1.5 / c \rightarrow 0.951 / \phi \rightarrow 0.25 / \kappa \rightarrow 1.5 / d \rightarrow -0.15 / bl \rightarrow 0.15 / h \rightarrow 0.25 /$
 $\delta \rightarrow 0.0005$

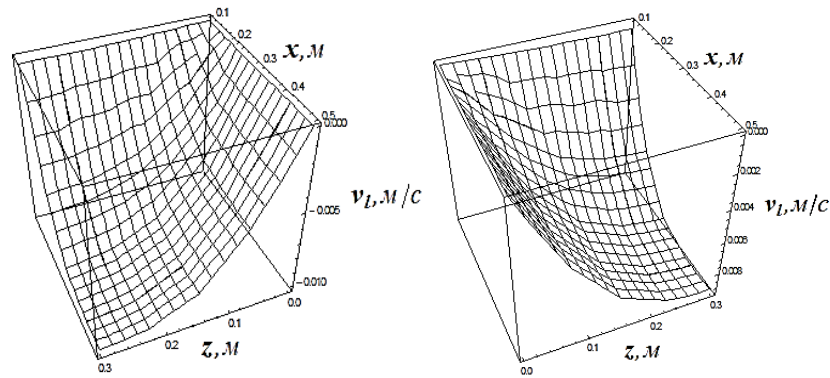


Рис. 2.6 Зміна величини поздовжньої швидкості при $Vm \rightarrow 1 / .s \rightarrow 0.2 /$
 $a \rightarrow 0.2 / .b \rightarrow 1.5 / .c \rightarrow 0.951 / .\phi \rightarrow 0.25 / .\kappa \rightarrow 1.5 / .d \rightarrow -0.15 / .bl \rightarrow 0.15 / .h \rightarrow 0.25 /$
 $\delta \rightarrow 0.0005$

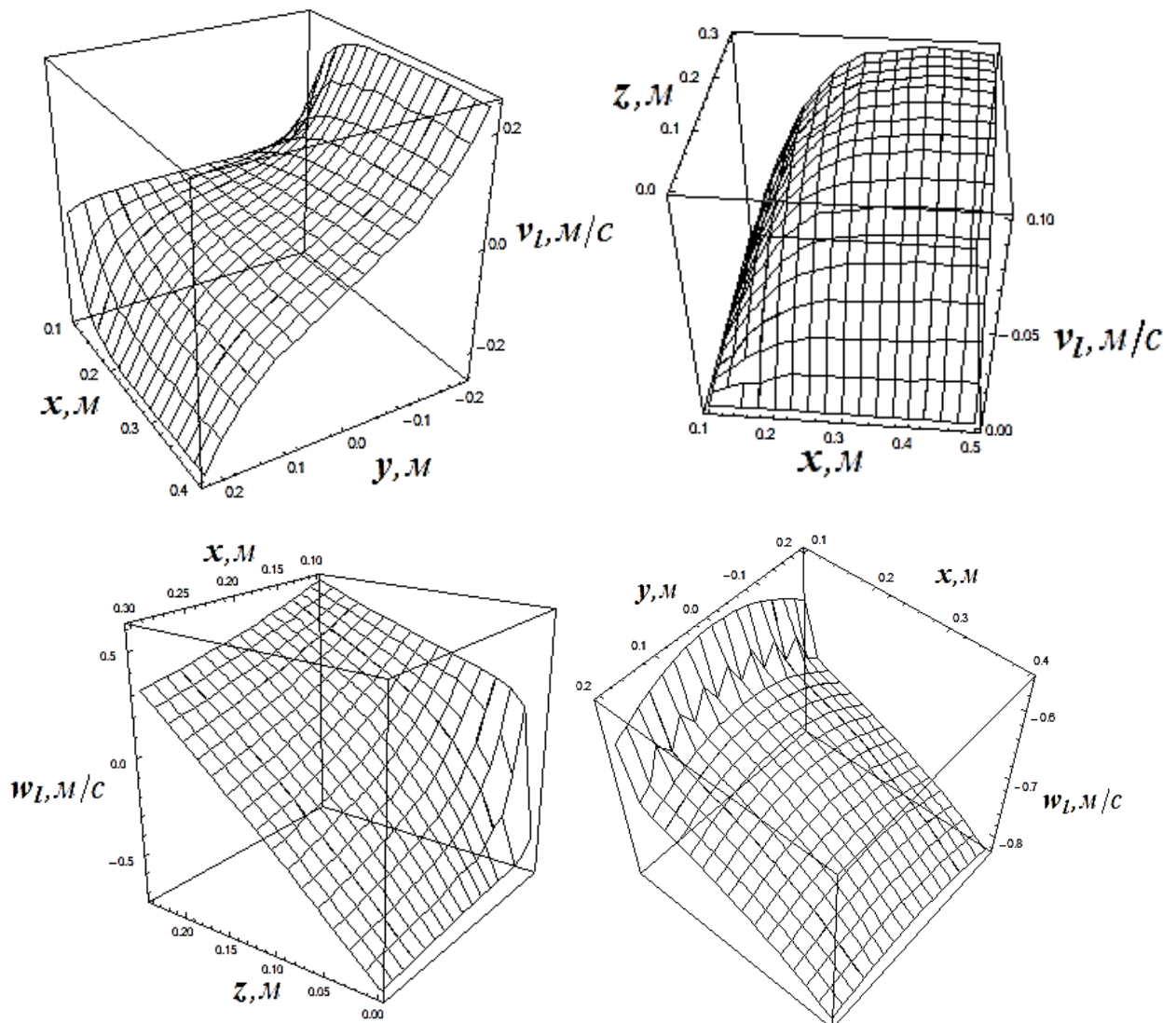


Рис. 2.7 Зміна величини поперечної швидкості при $Vm \rightarrow 1 / .s \rightarrow 0.2 /$
 $a \rightarrow 0.2 / .b \rightarrow 1.5 / .c \rightarrow 0.951 / .\phi \rightarrow 0.25 / .\kappa \rightarrow 1.5 / .d \rightarrow -0.15 / .bl \rightarrow 0.15 / .h \rightarrow 0.25 /$
 $\delta \rightarrow 0.0005$

Визначені функції швидкостей переміщень (2.17) дозволяють отримати компоненти швидкостей деформацій у відповідності до залежностей (2.9) при заміні $u = u_l, v = v_l, w = w_l$, кінцеві вирази компонент швидкостей відносних деформацій мають ще більш громіздкий вигляд, ніж для компонент швидкостей переміщень і наведені повністю у Додатку Б.1. Деякі з можливих графічних інтерпретацій цих виразів наведено на рис. 2.8.

Наведені на рис.2.8 графіки носять лише інформативний характер, тобто вказують на те, що згадані функції отримані. Ці функції є проміжними і не потребують аналізу.

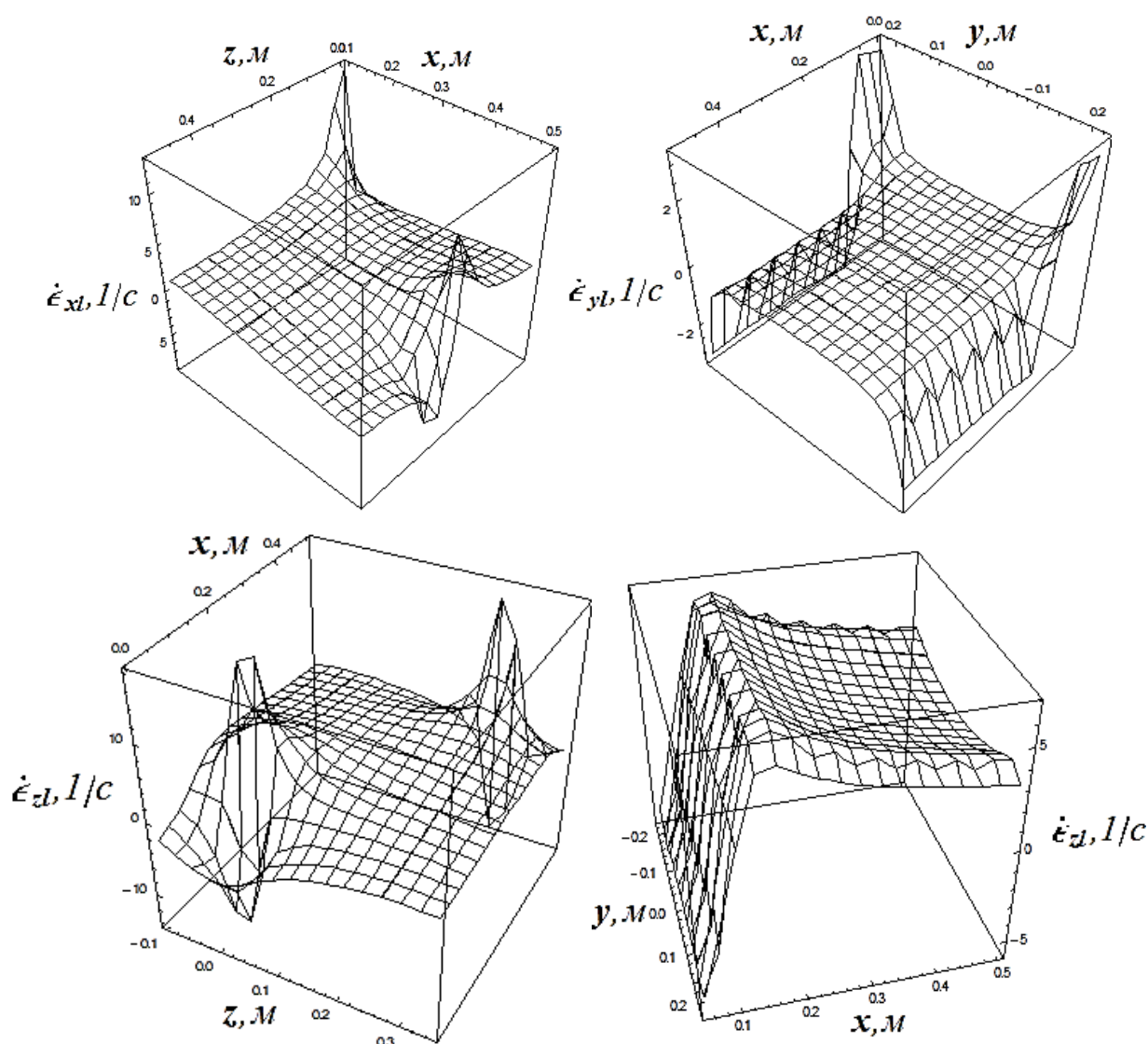


Рис. 2.8 Зміна величин компонент швидкостей деформацій при $Vm \rightarrow 1/$.
 $s \rightarrow 0.2 / .a \rightarrow 0.2 / .b \rightarrow 1.5 / .c \rightarrow 0.951 / .\phi \rightarrow 0.25 / .\kappa \rightarrow 1.5 / .d \rightarrow -0.15 / .bl \rightarrow 0.15 /$
 $h \rightarrow 0.25 / .\delta \rightarrow 0.0005$

2.6. Аналітичне визначення компонент напружень у ґрунтовому середовищі перед робочим органом

Для аналізу впливу параметрів та режимів роботи лемішної частини підкопувально-сепарувального робочого органа, встановлено зв'язок динамічних величин, зокрема напружень у ґрунті, в залежності від його механічних властивостей та геометричних параметрів, і режимів роботи леміша.. Такими динамічними величинами є компоненти напружень у ґрунтовому середовищі. Ці компоненти визначаються за залежностями (2.2), що описують зв'язок компонент напружень з компонентами швидкостей деформацій як нормальних так і дотичних. При цьому в рівняннях (2.2) прийняті наступні позначення: для компонент напружень $\sigma_{xl} \rightarrow \sigma_x, \sigma_{yl} \rightarrow \sigma_y, \sigma_{zl} \rightarrow \sigma_z, \tau_{xyl} \rightarrow \tau_{xy}, \tau_{yzl} \rightarrow \tau_{yz}, \tau_{xzl} \rightarrow \tau_{xz}$, а для компонент швидкостей відносних деформацій – $\dot{\varepsilon}_{xl} \rightarrow \dot{\varepsilon}_x, \dot{\varepsilon}_{yl} \rightarrow \dot{\varepsilon}_y, \dot{\varepsilon}_{zl} \rightarrow \dot{\varepsilon}_z, \dot{\gamma}_{xyl} \rightarrow \dot{\gamma}_{xy}, \dot{\gamma}_{xzl} \rightarrow \dot{\gamma}_{xz}, \dot{\gamma}_{yzl} \rightarrow \dot{\gamma}_{yz}$. У цьому випадку значення компонент напружень у ґрунті визначаються залежностями:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{2e^{\frac{GL}{\sqrt{2}\eta_1\sqrt{\frac{G-Gv}{\rho-2v\rho}}}}\eta_1\left(\dot{\varepsilon}_{xl}(5-7v)+2\left(\dot{\varepsilon}_{yl}+\dot{\varepsilon}_{zl}\right)(-2+v)\right)}{9(-1+v)}, \\ \sigma_y &= \frac{2e^{\frac{GL}{\sqrt{2}\eta_1\sqrt{\frac{G-Gv}{\rho-2v\rho}}}}\eta_1\left(\dot{\varepsilon}_{yl}(5-7v)+2\left(\dot{\varepsilon}_{xl}+\dot{\varepsilon}_{zl}\right)(-2+v)\right)}{9(-1+v)}, \\ \sigma_z &= \frac{2e^{\frac{GL}{\sqrt{2}\eta_1\sqrt{\frac{G-Gv}{\rho-2v\rho}}}}\eta_1\left(\dot{\varepsilon}_{zl}(5-7v)+2\left(\dot{\varepsilon}_{xl}+\dot{\varepsilon}_{yl}\right)(-2+v)\right)}{9(-1+v)}, \\ \tau_{xyl} &= 2e^{\frac{GL}{\sqrt{2}\eta_1\sqrt{\frac{G-Gv}{\rho-2v\rho}}}}\dot{\gamma}_{xyl}\eta_1, \quad \tau_{yzl} = 2e^{\frac{GL}{\sqrt{2}\eta_1\sqrt{\frac{G-Gv}{\rho-2v\rho}}}}\dot{\gamma}_{yzl}\eta_1, \\ \tau_{xzl} &= 2e^{\frac{GL}{\sqrt{2}\eta_1\sqrt{\frac{G-Gv}{\rho-2v\rho}}}}\dot{\gamma}_{xzl}\eta_1,\end{aligned}\tag{2.20}$$

де η_1 - модуль в'язкості ґрунту,

L - відстань розповсюдження хвиль напружень у ґрунті.

Остаточні вирази компонент напружень (2.20) внаслідок їх громіздкості наведені в Додатку Б.2. Деякі з графічних представлень компонент напружень наведені на рис. 2.9.

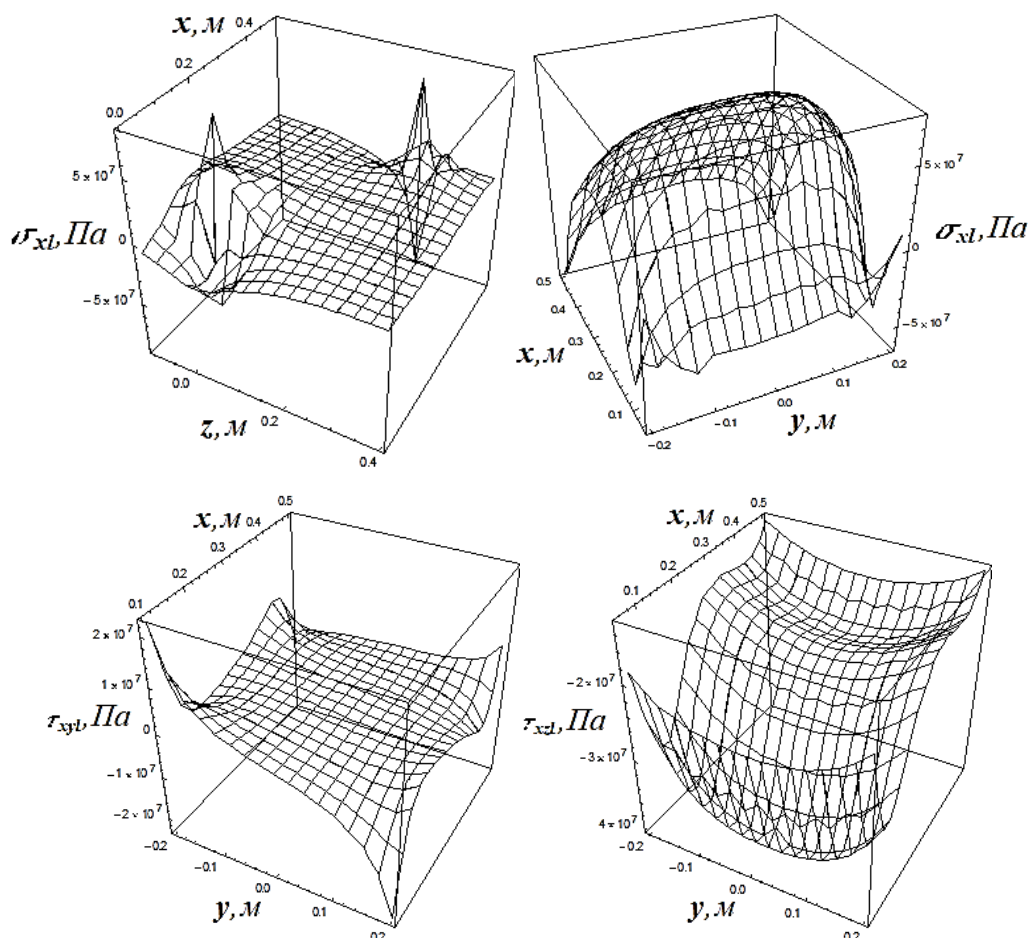


Рис. 2.9 Графічні залежності змін величин компонент напружень у ґрунті перед лемішем при $/Vm \rightarrow 1 / .s \rightarrow 0.2 / .a \rightarrow 0.2 / .b \rightarrow 1.5 / .c \rightarrow 0.951 / .s \rightarrow 0.2 / .b \rightarrow 1.5 / .c \rightarrow 0.951 / .\phi \rightarrow 0.25 / .\kappa \rightarrow 1.5 / .d \rightarrow -0.15 / .bl \rightarrow 0.15 / .h \rightarrow 0.25 / .\delta \rightarrow 0.0005$

2.7. Аналіз вигляду напруженого стану середовища під дією робочого органа

Слід відзначити, що значення величин компонент напружень у ґрунті не дають повної інформації про зміни його властивостей і можливі порушення його суцільності, тобто руйнування або ущільнення. Про характер цих змін можуть свідчити величини інтенсивності дотичних напружень або найбільш інформативний показник вигляду напружено-деформованого стану, такий як критерій Лоде-Надаї [135].

Використання такого критерія викликає певні труднощі через складність його

запису, що складається з транцендентної функції співвідношення першого та другого інваріантів девіаторів напружень. При цьому існує спрощений критерій [129], який має вигляд:

$$\mu_{\sigma_l} = \frac{\sqrt{3}(\sigma_{xl} + \sigma_{yl} + \sigma_{zl})}{2\sqrt{\tau_{xyl}^2 + \tau_{xzl}^2 + \tau_{yxl}^2}}; \mu_{\dot{\epsilon}_l} = \frac{\sqrt{3}(\dot{\epsilon}_{xl} + \dot{\epsilon}_{yl} + \dot{\epsilon}_{zl})}{2\sqrt{\dot{\gamma}_{xyl}^2 + \dot{\gamma}_{xzl}^2 + \dot{\gamma}_{yxl}^2}}, \quad (2.21)$$

де μ_{σ_l} - спрощений критерій вигляду напруженого стану,

$\mu_{\dot{\epsilon}_l}$ - спрощений критерій вигляду деформованого стану.

Цей критерій вигляду в залежності від його величини та знаку трактується наступним чином:

- при $\mu_{\sigma_l} > 0$ - превалювання розтягнення, причому чим більша величина μ_{σ_l} тим більше розтягнення;
- при $\mu_{\sigma_l} < 0$ - превалювання стиснення, причому чим менша величина μ_{σ_l} тим більше стиснення;
- при $\mu_{\sigma_l} = 0$ - чистий зсув.

Розгорнутий вигляд виразів (2.21) наведений у Додатку Б.3. Графічна інтерпретація цих залежностей для ілюстрації підстав для аналізу впливу параметрів та режимів лемішної робочої частини підкопувально-сепарувального робочого органа на умови змін властивостей ґрунту під його дією наведено на рис. 2.10

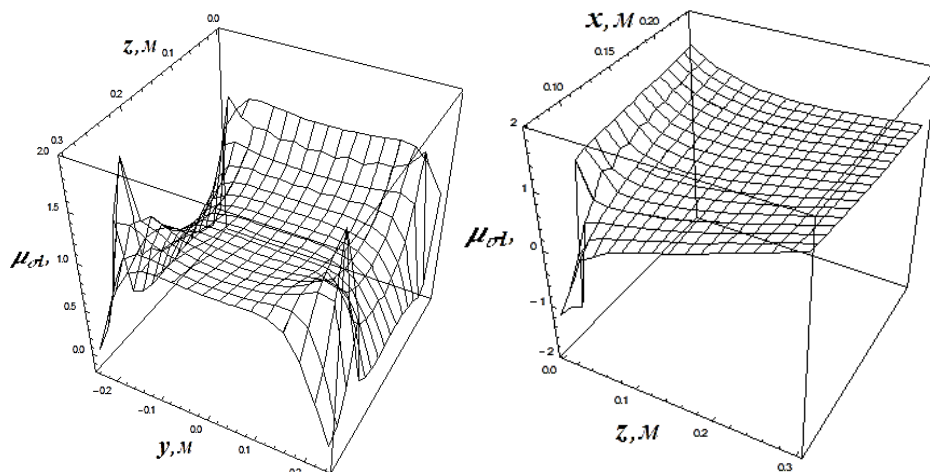


Рис. 2.10 Графічні залежності змін вигляду напруженого стану в ґрунті перед лемішем при $V_m \rightarrow 1$ / $s \rightarrow 0.2$ / $a \rightarrow 0.2$ / $b \rightarrow 1.5$ / $c \rightarrow 0.951$ / $s \rightarrow 0.2$ / $b \rightarrow 1.5$ / $c \rightarrow 0.951$ / $\phi \rightarrow 0.25$ / $\kappa \rightarrow 1.5$ / $d \rightarrow -0.15$ / $bl \rightarrow 0.15$ / $h \rightarrow 0.25$ / $\delta \rightarrow 0.0005$

Для наглядності впливу формоутворювальних параметрів лемішної частини підкопувально-сепарувального робочого органа на напрямок змін властивостей ґрунту наведено контурні графіки ізоліній величини вигляду напруженого стану ґрунту при дії лемеша з різними параметрами. На рисунках 2.11-2.16. зображені вигляд самої поверхні та контурні графіки.

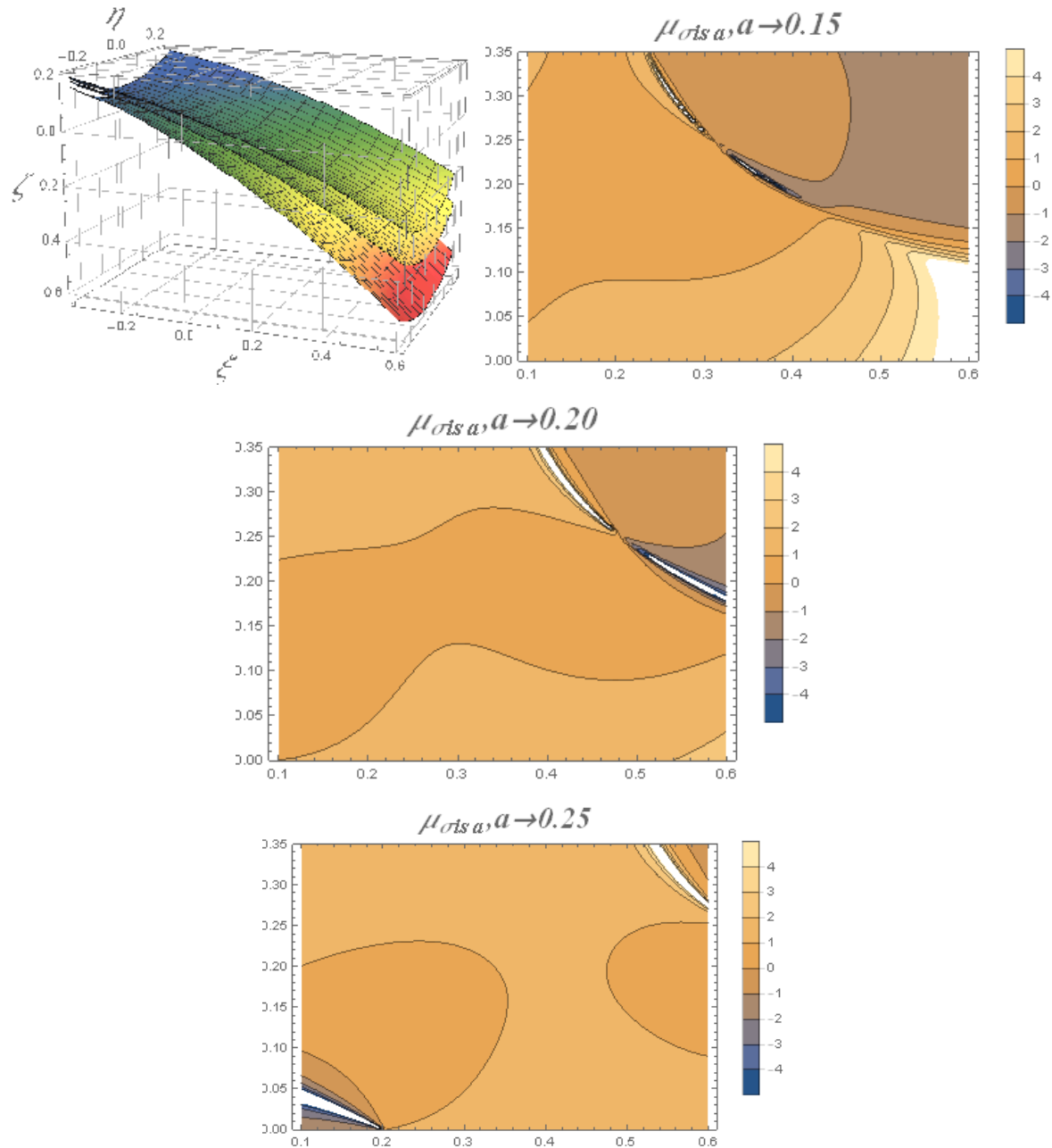


Рис. 2.11 Графічні залежності змін вигляду напруженого стану в ґрунті перед лемешем при зміні формоутворювального параметру a , (вертикальна вісь - Z , горизонтальна - X), при $\nu \rightarrow 0.37 / \rho \rightarrow 1400 / E \rightarrow 10^7 / \eta_1 \rightarrow 510^3 / L \rightarrow 1 / V_m \rightarrow 1 / s \rightarrow 0.2 / b \rightarrow 1.5 / c \rightarrow 0.951 / \phi \rightarrow 0.25 / \kappa \rightarrow 1.5 / d \rightarrow -0.15 / bl \rightarrow 0.15 / h \rightarrow 0.25 / \delta \rightarrow 0.0005$

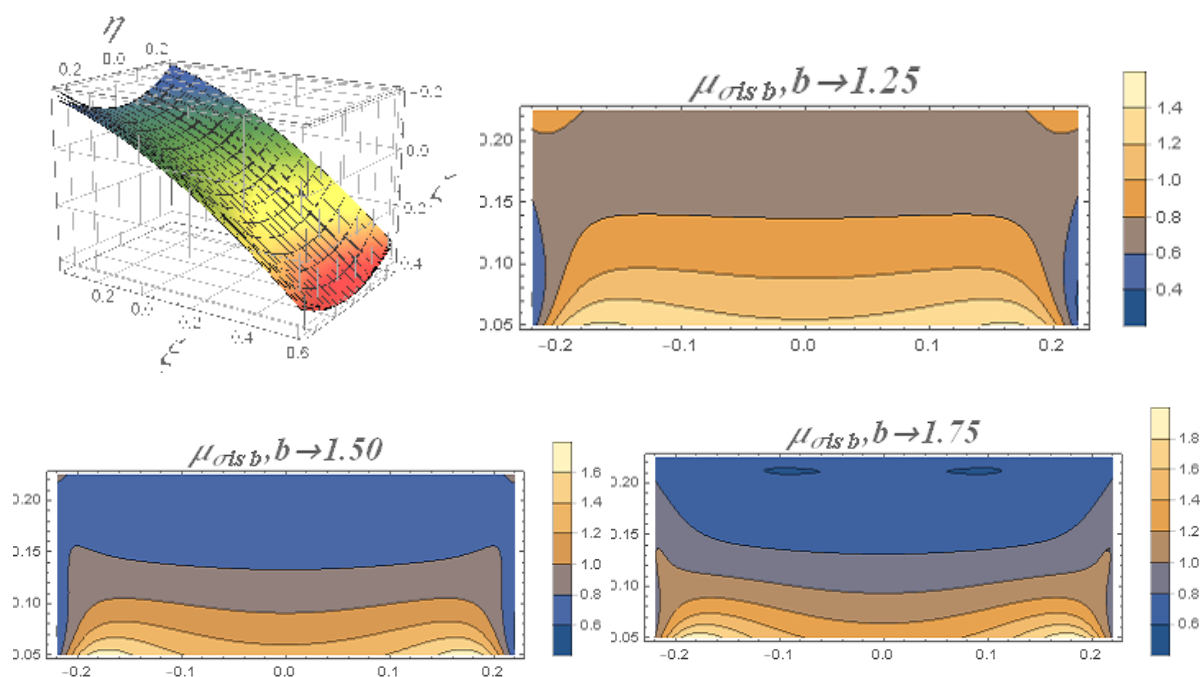


Рис. 2.12 Графічні залежності змін вигляду напруженого стану в ґрунті перед лемешем при зміні формоутворювального параметру b , (вертикальна вісь - Z , горизонтальна - X), при $\nu \rightarrow 0.37 / \rho \rightarrow 1400 / E \rightarrow 10^7 / \eta_1 \rightarrow 5 \cdot 10^3 / L \rightarrow 1 / s \rightarrow 0.2 / a \rightarrow 0.2 / c \rightarrow 0.951 / \phi \rightarrow 0.25 / \kappa \rightarrow 1.5 / d \rightarrow -0.15 / bl \rightarrow 0.15 / h \rightarrow 0.25 / \delta \rightarrow 0.0005 / Vm \rightarrow 1$

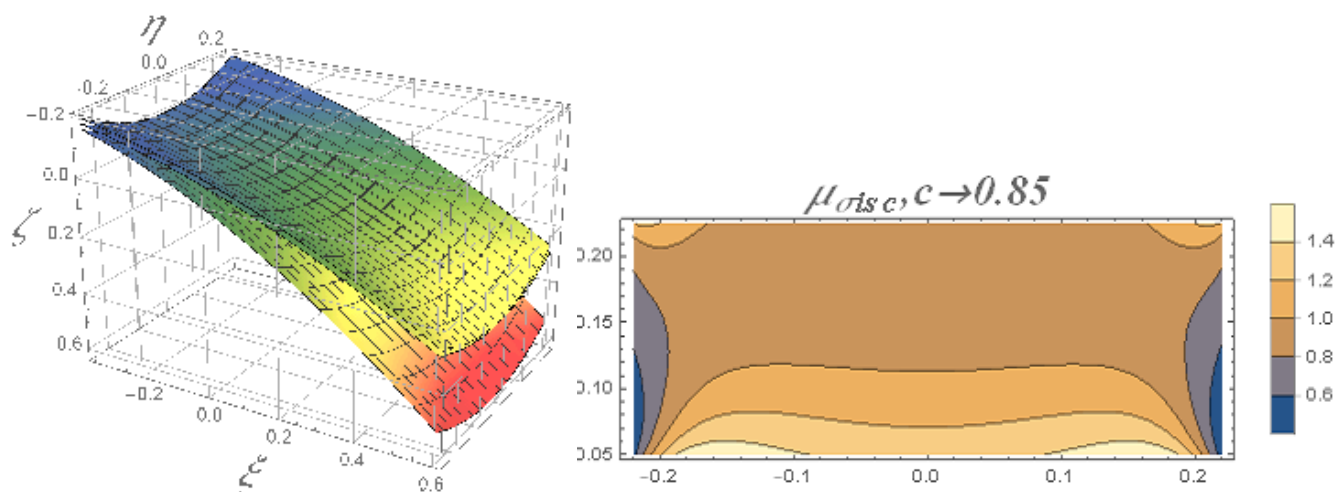


Рис. 2.13 Графічні залежності змін вигляду напруженого стану в ґрунті перед лемешем при зміні формоутворювального параметру c , (вертикальна вісь - Z , горизонтальна - X), при $\nu \rightarrow 0.37 / \rho \rightarrow 1400 / E \rightarrow 10^7 / \eta_1 \rightarrow 510^3 / L \rightarrow 1 / Vm \rightarrow 1 / s \rightarrow 0.2 / a \rightarrow 0.2 / b \rightarrow 1.5 / \phi \rightarrow 0.25 / \kappa \rightarrow 1.5 / d \rightarrow -0.15 / bl \rightarrow 0.15 / h \rightarrow 0.25 / \delta \rightarrow 0.0005$

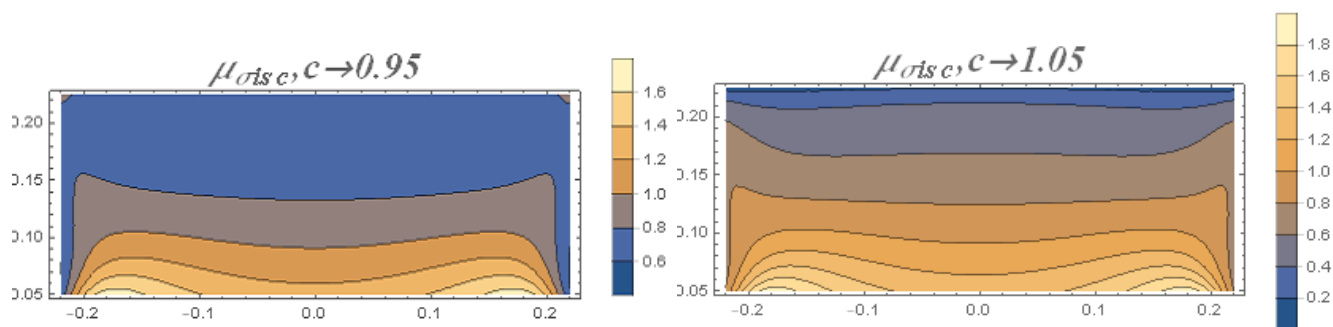


Рис. 2.14 Графічні залежності змін вигляду напруженого стану в ґрунті перед лемешем при зміні формоутворювального параметру c , (вертикальна вісь - Z , горизонтальна - X), при $\nu \rightarrow 0.37 / \rho \rightarrow 1400 / E \rightarrow 10^7 / \eta_1 \rightarrow 510^3 / L \rightarrow 1 / V_m \rightarrow 1 / .s \rightarrow 0.2 / .a \rightarrow 0.2 / .b \rightarrow 1.5 / .\phi \rightarrow 0.25 / .\kappa \rightarrow 1.5 / .d \rightarrow -0.15 / .bl \rightarrow 0.15 / .h \rightarrow 0.25 / .\delta \rightarrow 0.0005$

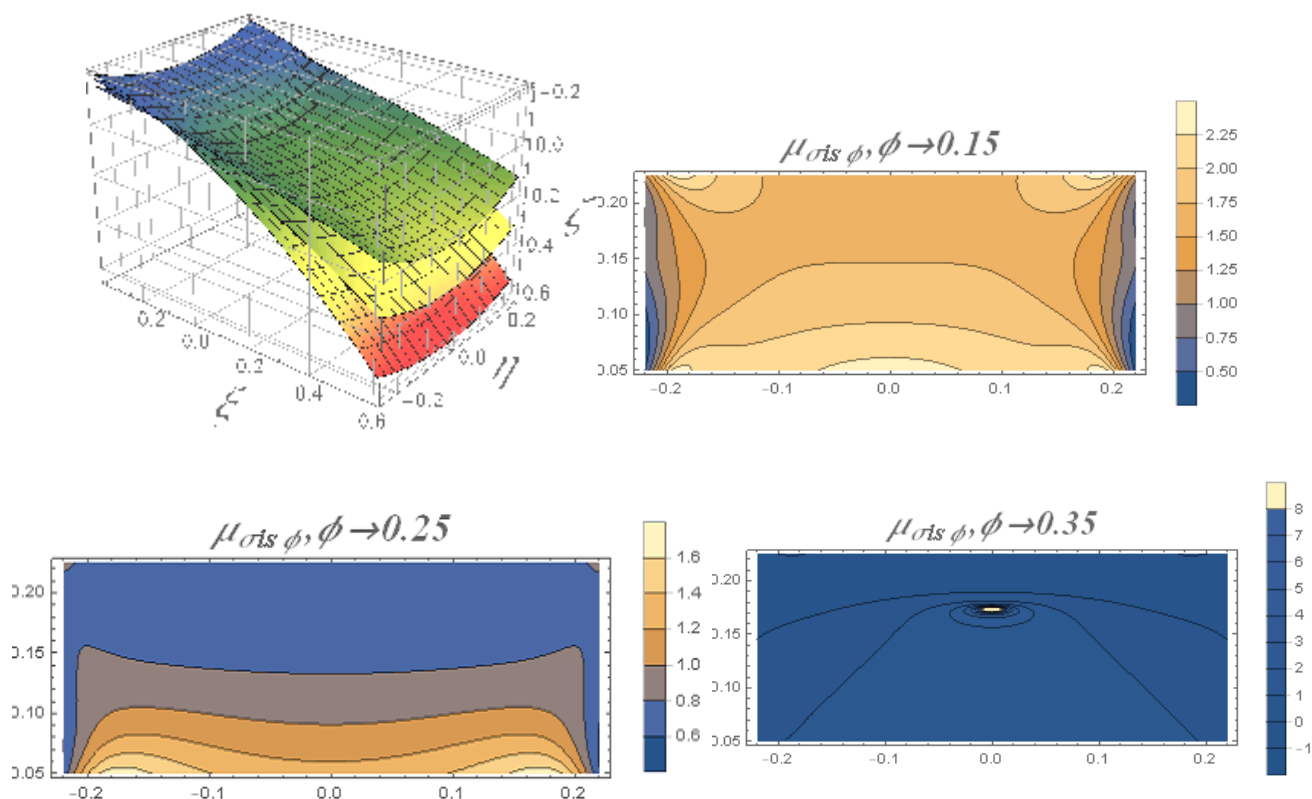


Рис. 2.15 Графічні залежності змін вигляду напруженого стану в ґрунті перед лемешем при зміні формоутворювального параметру ϕ , (вертикальна вісь - Z , горизонтальна - X), при $\nu \rightarrow 0.37 / \rho \rightarrow 1400 / E \rightarrow 10^7 / \eta_1 \rightarrow 5 \cdot 10^3 / L \rightarrow 1 / .s \rightarrow 0.2 / .a \rightarrow 0.2 / .b \rightarrow 1.5 / .c \rightarrow 0.951 / .\kappa \rightarrow 1.5 / .d \rightarrow -0.15 / .bl \rightarrow 0.15 / .h \rightarrow 0.25 / .\delta \rightarrow 0.0005 / V_m \rightarrow 1$

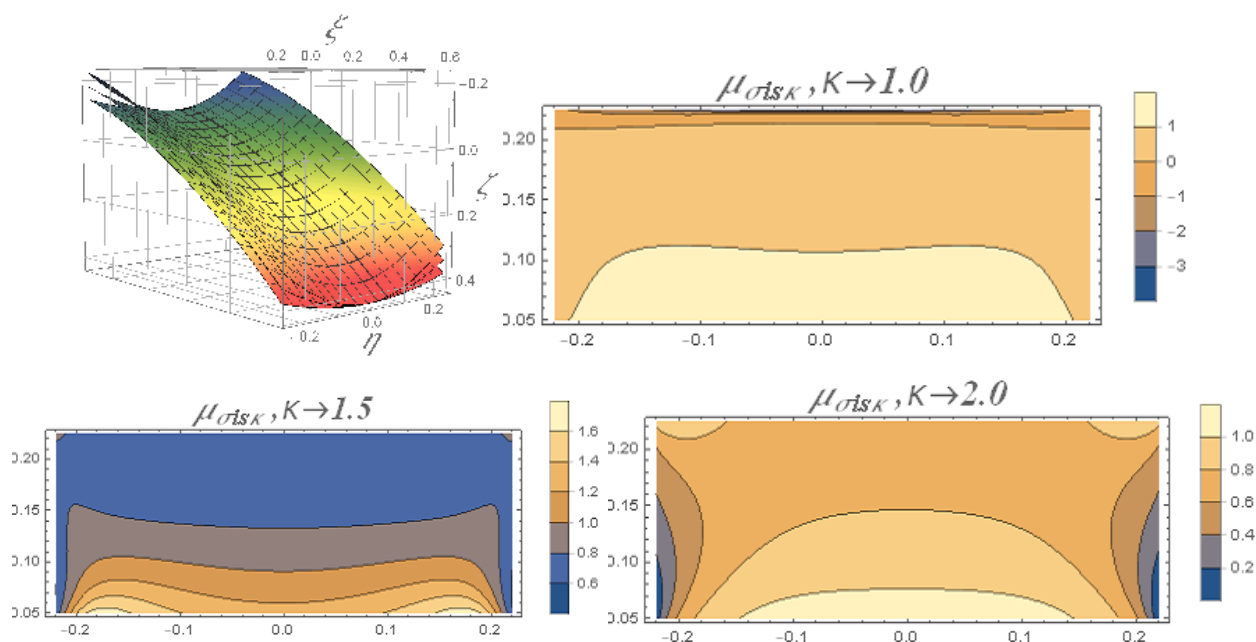


Рис. 2.16 Графічні залежності змін вигляду напруженого стану в ґрунті перед лемешем при зміні формоутворювального параметру K , (вертикальна вісь - ζ , горизонтальна - η), при $\nu \rightarrow 0.37$ / $\rho \rightarrow 1400$ / $E \rightarrow 10^7$ / $\eta_1 \rightarrow 5 \cdot 10^3$ / $L \rightarrow 1$ / $V_m \rightarrow 1$ / $s \rightarrow 0.2$ / $a \rightarrow 0.2$ / $b \rightarrow 1.5$ / $c \rightarrow 0.951$ / $\phi \rightarrow 0.25$ / $d \rightarrow -0.15$ / $bl \rightarrow 0.15$ / $h \rightarrow 0.25$ / $\delta \rightarrow 0.0005$

Аналізуючи вплив формоутворювальних параметрів поверхні леміша підкопувально-сепарувального робочого органа на величину критерію вигляду напруженого стану можна прийти до наступних висновків.

Для забезпечення найбільшого розпушення ґрунту критерій вигляду напруженого стану повинен мати значення, які наближаються від від'ємних до додатних, а ще краще щоб ці значення були додатними. Виходячи з цього, параметри рівняння поверхні (2.1) впливають наступним чином:

- аналізуючи вплив формоутворювального параметра поверхні a (рис. 2.11), можна прийти до висновку, що найбільшій зони розпушення ґрунту можна досягти при величині цього формоутворювального параметра $a \approx 0.2$;

- найбільш бажаною величиною формоутворювального параметру b (рис. 2.12) є його величина, що знаходиться в межах від 1.50 до 1.75, але оскільки цей параметр визначає кривизну леміша в поперечному до напрямку руху, то подальше його збільшення зменшить висоту «боковин» підкопувально-сепарувального робочого органа, а зменшення призведе до зростання ущільнення в зонах «боковин»;

- формоутворювальний параметр поверхні c (рис. 2.13-2.14) визначає поздовжній кут нахилу поверхні, при цьому його збільшення повинно викликати зростання кута входження леміша в ґрунт, при цьому зменшується величина критерію вигляду напруженого стану, а зменшення призводить до зростання довжини леміша для забезпечення необхідної глибини ходу, хоч і веде до більш великої області превалювання розпушення; виходячи з цих міркувань формоутворюючий параметр $c = 0.95$ може вважатися раціональним;

- величина формоутворювального параметру ϕ (рис. 2.15) повинна знаходитися в межах $\phi = 0.25$, оскільки її зменшення хоч і впливає позитивно на збільшення зони розпушення, але при цьому не забезпечується необхідна глибина ходу робочого органа, а збільшення цієї величини веде до переущільнення ґрунту;

- найбільш раціональним значенням формоутворювального параметру K слід вважати його величину $K = 1.5$, що видно з аналізу зон розподілу вигляду напруженого стану на рис. 2.16.

2.8. Аналіз сил опору переміщенню лемішної частини підкопувально-сепарувального робочого органа

Параметри лемішної частини підкопувально-сепарувального робочого органа впливають на витрати енергії при виконанні процесу. Відомо, що основним чинником витрати енергії є опір переміщенню робочого органа при виконанні технологічного процесу.

Виходячи з рівнянь рівноваги на поверхні, складові опору, що виникають при контактній взаємодії, виглядають таким чином (у відповідності до рівняння (2.6)):

$$\begin{aligned} \sigma_{xl} l_l + \tau_{xyl} m_l + \tau_{xzl} n_l &= dF_z; \sigma_{yl} m_l + \tau_{yzl} n_l + \tau_{xyl} l_l = dF_y; \\ \sigma_{zl} n_l + \tau_{xzl} l_l + \tau_{yzl} m_l &= dF_z, \end{aligned} \quad (2.22)$$

де dF_x, dF_y, dF_z складові проекцій сил, що віднесені до одиниці площі контакту.

Отже, для того, щоб отримати складові опору ґрунту переміщенню лемішної частини підкопувально-сепарувального робочого органа, складові dF_x, dF_y, dF_z

необхідно проінтегрувати по відповідних площинах, що є перпендикулярними до складових розподілених сил за залежностями:

$$\begin{aligned} F_{xli} &= \int_{0-b_l}^h \int_{0-b_l}^{b_l} (\sigma_{xl}l_l + \tau_{xyl}m_l + \tau_{xzl}n_l) d\eta d\zeta; \\ F_{yli} &= \int_{0-L_l}^h \int_{0-L_l}^0 (\tau_{xyl}l_l + \sigma_{yl}m_l + \tau_{yzl}n_l) d\xi d\zeta; \\ F_{zli} &= \int_{0-L_l}^h \int_{0-L_l}^0 (\tau_{xyl}l_l + \tau_{yzl}m_l + \sigma_{yl}n_l) d\xi d\zeta. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Складові сил опору діють на поверхню робочого органа у трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Для визначення сумарної сили опору, яка діє в напрямку руху, необхідно врахувати складову сили опору в напрямку руху, вісь ox та врахувати зовнішнє тертя на поверхні робочого органа:

$$F_{xl} = F_{xli} + \sqrt{F_{xli}^2 + F_{yli}^2 + F_{zli}^2} tg[\psi], \quad (2.24)$$

де $tg[\psi]$ - коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту по матеріалу робочого органа.

У розгорнутому вигляді залежності (2.23), (2.24) наведені в Додатку Б.4.

Графічно результуюча функція (2.24) в залежності від змін формоутворювальних параметрів лемішної частини підкопувально-сепарувального робочого органа наведена на рис. 2.17, 2.18.

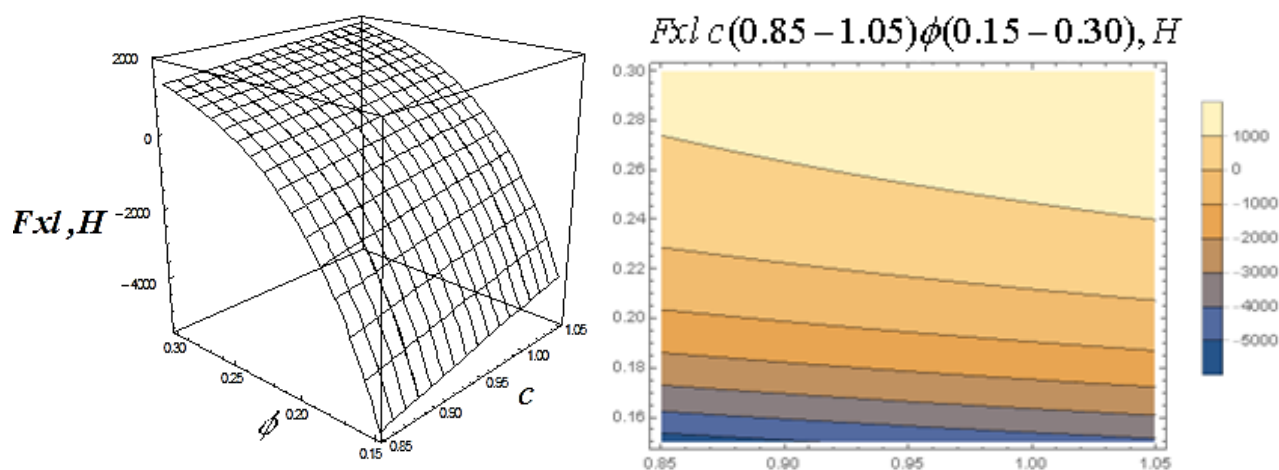


Рис. 2.17 Графічні залежності змін тягового опору F_{xl} при різних формоутворюючих параметрах форми поверхні лемеша підкопувально-сепарувального робочого органа c, a, b, ϕ, κ

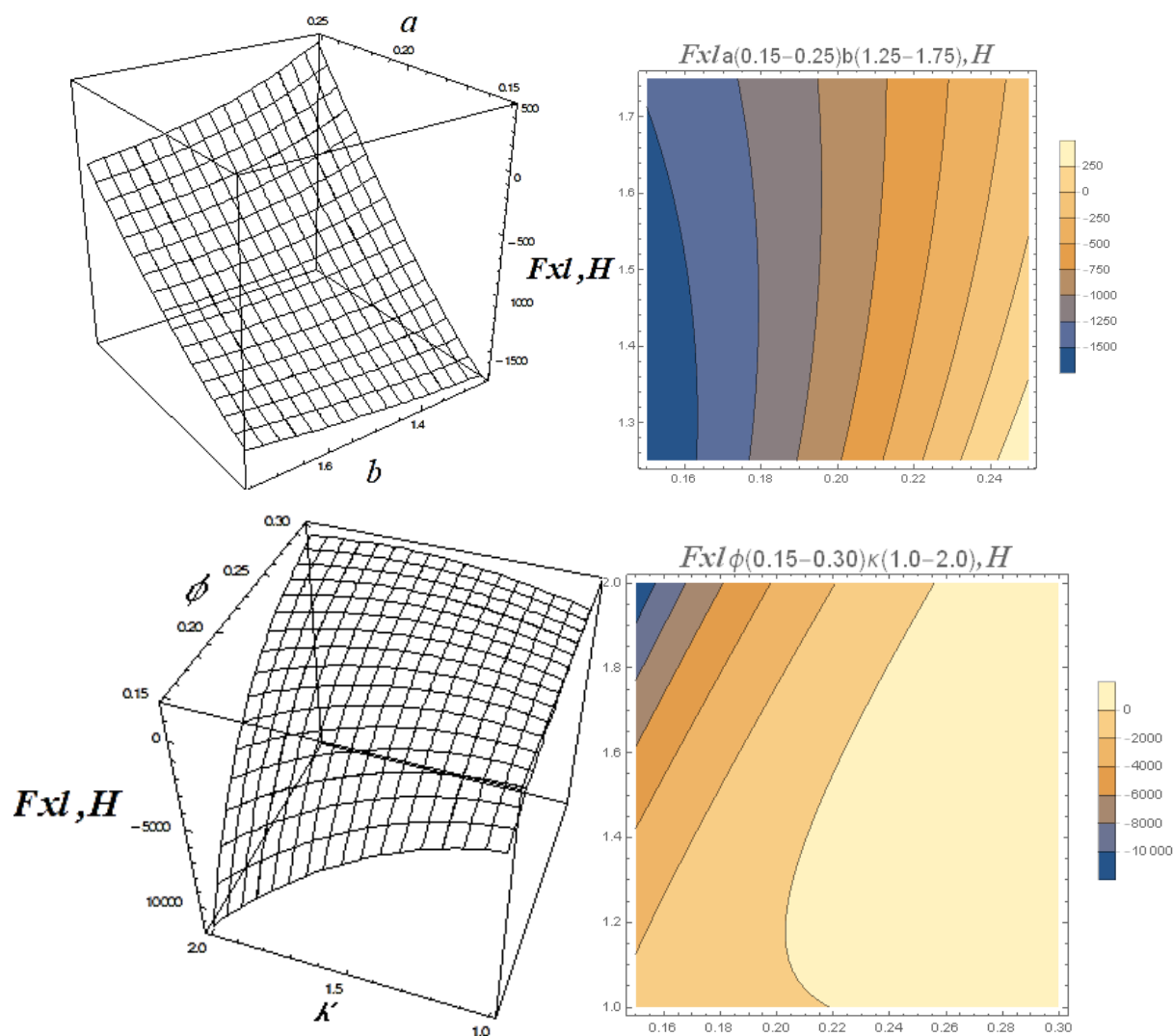


Рис. 2.18 Графічні залежності змін тягового опору F_{xl} при різних формоутворювальних параметрах форми поверхні лемеша підкопувально-сепарувального робочого органа c, a, b, ϕ, κ

Із аналізу залежностей опору переміщенню леміша підкопувально-сепарувального робочого органа в ґрунті (рис. 2.17, 2.18) бачимо, що мінімуму тягового опору можна досягти при використанні робочого органа з формоутворювальних параметрами поверхні: $c \rightarrow 0.95$, $\phi \rightarrow 0.25$, $a \rightarrow 0.20$, $b \rightarrow 1.50$, $\kappa \rightarrow 1.50$. Такі значення формоутворювальних параметрів співпадають з тими значеннями даних формоутворювальних параметрів, які забезпечують розпушення ґрунту. Це пояснюється тим, що при таких значеннях формоутворювальних параметрів відбувається руйнування ґрунту в максимально можливій зоні перед робочим органом, отже, опір ґрунту переміщенню робочого органа знижується.

2.9. Аналітичні дослідження взаємодії сепаруючої поверхні з середовищем

2.9.1. Формалізація сепаруючої поверхні та кінематичні умови на поверхні контакту з ґрунтом

Прутки сепарувальної поверхні підкопувально-сепарувального робочого органа лежать у межах поверхні, що є продовженням лемішної частини. Рівняння одного прутка може бути визначено з урахуванням того, що його товщина (або діаметр для круглого перетину) є малою величиною в порівнянні з розмірами поверхні, якій він належить. Крім того, його величина мала в порівнянні з розмірами зон, в яких визначається напружено деформований стан. Тому форма перетину прутка не відіграє суттєвого значення.

Поперечна координата, в якій лежить пруток, може бути представлена виразом: $\eta = \chi + b_p n_{pp}$: де η - поперечна координата поверхні, в якій лежить пруток, χ - величина поперечного перетину прутка, b_p - відстань між прутками у поперечному напрямку, n_{pp} - порядковий номер прутка. При цьому, оскільки прутки розташовані на поверхні симетрично відносно поздовжньої осі, величина n_{pp} може приймати як додатні так і від'ємні значення.

Функція поверхні, в якій лежать прутки у відповідності до поверхні лемішної частини (2.1), набуде вигляду (2.25).

$$f_p = \zeta - \left(d + c \left(\frac{((\phi \xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi - b_p n_{pp}))^2}{b} \right) \right). \quad (2.25)$$

Всі формоутворювальні параметри рівняння (2.25) мають такі ж значення, що і в рівнянні (2.1).

Оскільки від дії кожного окремого прутка повинен бути розглянутим напружено деформований стан середовища, то зміна положення початку систем координат ґрунту з бульбами для аналізу кожного окремого прутка описуються рівнянням поверхні:

$$f = z_p - \left(d + c \left(\frac{((\phi x_p) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y_p)^2)}{b} \right) \right), \quad y_p = (\chi - b_p n_{pp}). \quad (2.26)$$

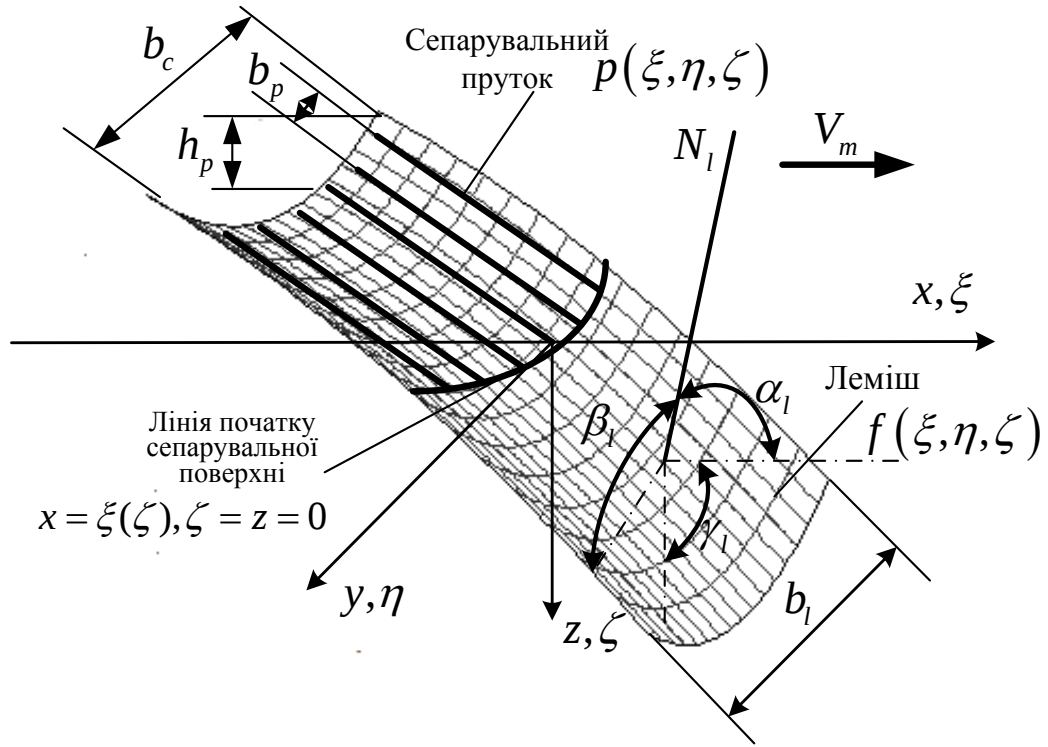


Рис.2.19. Схема підкопувально-сепарувального робочого органа

Методика аналізу напружено деформованого стану аналогічна тій, що наведена вище для аналізу взаємодії лемішної частини з середовищем. Існують лише деякі відмінності, що необхідно відобразити. Так косинуси кутів нахилу нормалі поверхні окремого прутка визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} l_p &= \frac{\partial_\xi f_p}{\sqrt{(\partial_\xi f_p)^2 + (\partial_\chi f_p)^2 + (\partial_\zeta f_p)^2}}; \\ m_p &= \frac{\partial_\chi f_p}{\sqrt{(\partial_\xi f_p)^2 + (\partial_\chi f_p)^2 + (\partial_\zeta f_p)^2}}; \\ n_p &= \frac{\partial_\zeta f_p}{\sqrt{(\partial_\xi f_p)^2 + (\partial_\chi f_p)^2 + (\partial_\zeta f_p)^2}}; \\ \partial_i f_p &= \partial f_p / \partial i, \end{aligned} \quad (2.27)$$

де i - вісь координат.

Враховуючи рівняння (2.16), напрямні косинуси матимуть значення:

$$\begin{aligned}
l_p &= -\frac{2c\phi(s+\xi\phi)}{a\sqrt{1+\frac{4c^2\kappa^4(-b_p n_{pp}+\chi)^2}{b^2}+\frac{4c^2\phi^2(s+\xi\phi)^2}{a^2}}}; \\
m_p &= \frac{2c\kappa^2(-b_p n_{pp}+\chi)}{b\sqrt{1+\frac{4c^2\kappa^4(-b_p n_{pp}+\chi)^2}{b^2}+\frac{4c^2\phi^2(s+\xi\phi)^2}{a^2}}}; \\
n_p &= \frac{1}{\sqrt{1+\frac{4c^2\eta^2\kappa^4}{b^4}+\frac{4c^2\xi^2\phi^4}{a^4}}}.
\end{aligned} \tag{2.28}$$

Ці значення косинусів кутів необхідні для визначення кінематичних умов на поверхні контакту, а саме швидкостей переміщень середовища (аналогічно до аналізу лемішної частини):

$$\begin{aligned}
V_{np} &= V_m / l_p = -\frac{aV_m\sqrt{1+\frac{4c^2\kappa^4(-b_p n_{pp}+\chi)^2}{b^2}+\frac{4c^2\phi^2(s+\xi\phi)^2}{a^2}}}{2c\phi(s+\xi\phi)}; \\
v_{p0} &= V_{np} m_p = -\frac{aV_m\kappa^2(-b_p n_{pp}+\chi)}{b\phi(s+\xi\phi)}; \quad w_{p0} = V_{np} n_p = -\frac{aV_m}{2c\phi(s+\xi\phi)}.
\end{aligned} \tag{2.29}$$

Вирази (2.29) є початковими швидкостями середовища на поверхні контакту пруток ґрунт з бульбами.

Кількість прутків, що належать сепарувальній поверхні, може бути визначена з довжини дуги поперечного перетину цієї поверхні, яка визначається як криволінійний інтеграл (2.30).

$$\begin{aligned}
L_p &\rightarrow \int_{-b_c/2}^{b_c/2} \sqrt{1+\left(\frac{df_p}{db_p}\right)^2} db_p = \int_{-b_c/2}^{b_c/2} \sqrt{1+\left(\frac{d}{db_p}\left(d+c\left(\frac{(s)^2}{a}-\frac{k(\chi+b_p n_{pp})}{b^2}\right)\right)\right)^2} db_p = \\
&= \frac{1}{2n_{pp}^2} \left(\begin{aligned} &2n_{pp}(b_p n_{pp}+\chi) \sqrt{\frac{b^2+4c^2n_{pp}^2k^4(b_p n_{pp}+\chi)^2}{b^2}} + \\ &b \operatorname{arcsinh} \left[\frac{2cn_{pp}k^2(b_p n_{pp}+\chi)}{b} \right] \\ &+ \frac{\quad}{ck^2} \end{aligned} \right),
\end{aligned} \tag{2.30}$$

де b_c - ширина сепарувальної поверхні.

Виразити з цього рівняння величину n_{pp} в аналітичному вигляді неможливо через трансцендентність виразу. З іншого боку, довжина дуги поперечного перетину сепарувальної поверхні може бути виражена шляхом використання в криволінійному інтегралі рівняння поверхні, в якій лежать прутки:

$$L_l \rightarrow 2 \int_0^{b_c/2} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d\eta} \left(d + c \left(-\frac{(\kappa\eta)^2}{b} \right) \right) \right)^2} d\eta =$$

$$= b_c \sqrt{1 + \frac{4b_c^2 c^2 \kappa^4}{b^2}} + \frac{b \operatorname{arcsinh} \left[\frac{2b_c c \kappa^2}{b} \right]}{2c \kappa^2}. \quad (2.31)$$

Наведений вище інтеграл має односторонній вигляд внаслідок симетрії поверхні відносно осі $o\eta$. Знаючи значення формоутворювальних параметрів поверхні в якій лежать прутки та її ширину b_c можна обчислити довжину кривої поперечного перетину поверхні. Враховуючи, те що b_p - відстань між серединами прутків, то їх кількість на поверхні сепарування визначиться:

$$n_{pp} = L_l / b_p. \quad (2.32)$$

2.9.2. Аналіз кінематичних величин та компонентів напружень у середовищі від дії пруткової сепарувальної поверхні

Компоненти швидкостей переміщень середовища від дії одного прутка поверхні визначаються аналогічно наведеному вище (п.2.5) з тією лише різницею, що для кожного прутка застосовується окрема «рухома» система координат x_p, y_p, z_p , пе-

реміщення якої описується рівнянням (2.26).

Гармонічні потенціальні функції, що визначають швидкості переміщень середовища, мають вигляд [134]:

$$\begin{aligned}
u_p &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\chi/2}^{\chi/2} \int_{\xi_0}^{\xi_k} \frac{a_0 u_{p0}(x_p - \xi + \delta)}{((x_p - \xi + \delta)^2 + (y_p - \chi + \delta)^2 + (z_p - \zeta + \delta)^2)^{3/2}} d\zeta d\chi; \\
v_p &= \frac{1}{2\pi} \int_{\xi_0}^{\xi_k} \int_{\chi_0}^{\chi_k} \frac{a_0 v_{p0}(y_p - \chi + \delta)}{((x_p - \xi + \delta)^2 + (y_p - \chi + \delta)^2 + (z_p - \zeta + \delta)^2)^{3/2}} d\xi d\zeta; \\
w_p &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\chi/2}^{\chi/2} \int_{\xi_0}^{\xi_k} \frac{a_0 w_{p0}(z_p - \zeta + \delta)}{((x_p - \xi + \delta)^2 + (y_p - \chi + \delta)^2 + (z_p - \zeta + \delta)^2)^{3/2}} d\xi d\chi.
\end{aligned} \tag{2.33}$$

Межі інтегрування в рівняннях (2.33) визначаються таким чином:

- нижня межа інтегрування по висоті сепарувальної поверхні для кожного конкретного прутка ξ_0 зумовлена необхідністю розташування прутка, який знаходиться в середній частині поверхні при $\eta = 0$ тим, що вона повинна знаходитись не нижче поверхні поля, отже $\xi_0|_{(\chi - b_p n_{pp}) \rightarrow 0, n_{pp} = \{-1, 1\}} = 0$;

- верхня межа інтегрування ξ_k зумовлена необхідністю підйому середньої частини поверхні для забезпечення переміщення ґрунту з бульбами на робочу поверхню транспортера та забезпеченням мінімального кліренса h_p , отже (2.34):

$$\xi_k|_{(\chi - b_p n_{pp}) \rightarrow 0, n_{pp} = \{-1, 1\}} = h_p; \tag{2.34}$$

- нижня поздовжня границя інтегрування ξ_0 визначається з рівняння (2.35)

$$\xi_0 = \frac{-c s \phi + \frac{\sqrt{a} \sqrt{-b c d \phi^2 + b c \xi_0 \phi^2 + b_p^2 c^2 n_{pp}^2 \kappa^2 \phi^2 - (-2 b_p c^2 n_{pp} \kappa^2 \chi \phi^2 + c^2 \kappa^2 \chi^2 \phi^2)}}{\sqrt{b}}}{c \phi^2}, n_{pp} = (-1, 1), \xi_0|_{n_{pp} = (-1, 1)} = 0. \tag{2.35}$$

- верхня поздовжня границя інтегрування ξ_k визначається з рівняння (2.36)

$$\xi_k = \frac{-c s \phi + \frac{\sqrt{a} \sqrt{-b c d \phi^2 + b c \xi_k \phi^2 + b_p^2 c^2 n_{pp}^2 \kappa^2 \phi^2 - (-2 b_p c^2 n_{pp} \kappa^2 \chi \phi^2 + c^2 \kappa^2 \chi^2 \phi^2)}}{\sqrt{b}}}{c \phi^2}, n_{pp} = (-1, 1), \xi_k|_{n_{pp} = (-1, 1)} = h_p. \tag{2.36}$$

- останні два вирази границь інтегрування отримані з використанням рівняння (2.25);

- границі інтегрування в поперечному напрямку є нижньою та верхньою величинами ширини прутка χ .

Результуючі вирази інтегрування рівнянь (2.33) наведені в Додатку Б.5. Деякі з графічних інтерпретацій виразів швидкостей переміщень середовища під дією одного прутка наведені на рис. 2.20, 2.21.

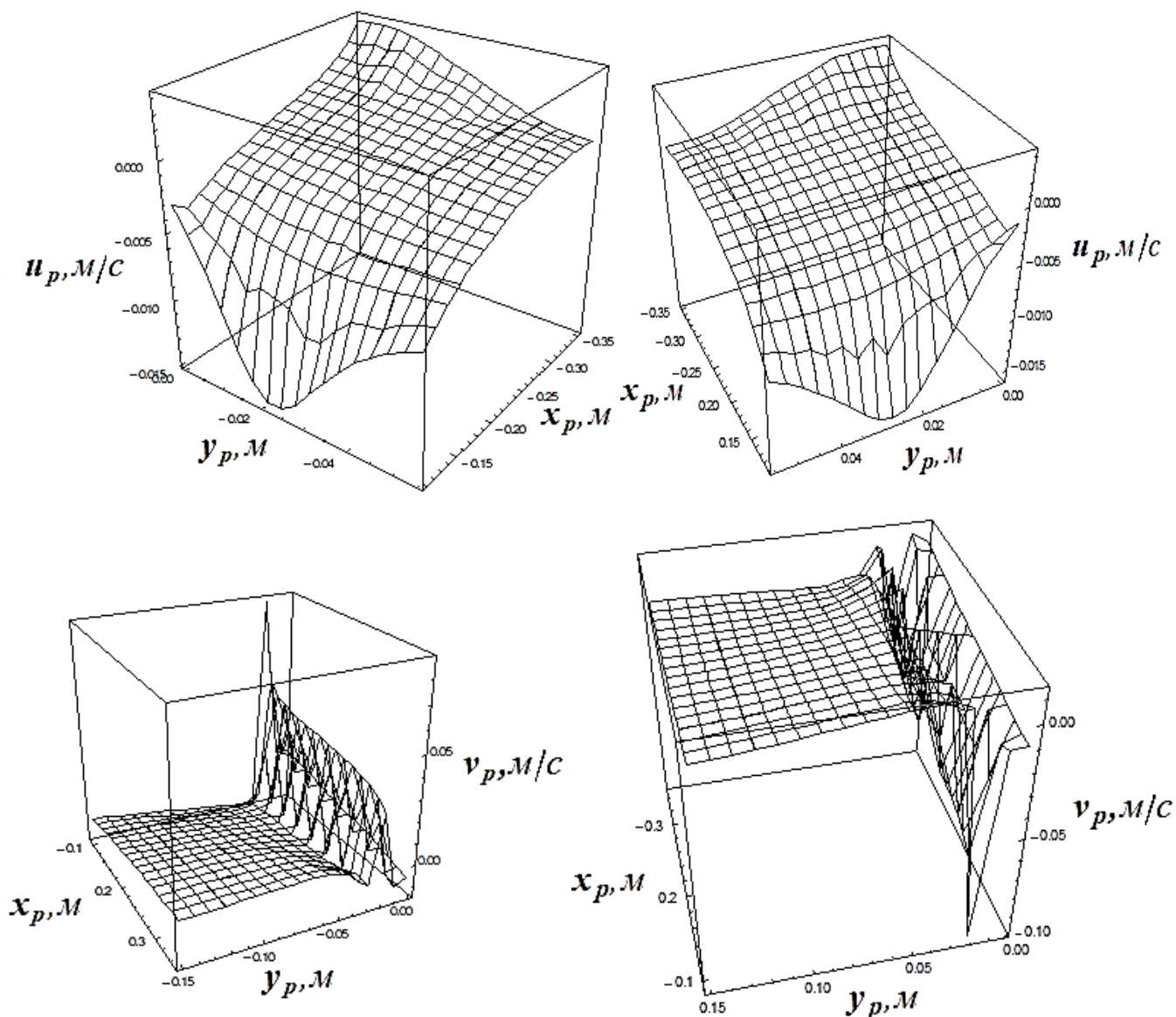


Рис. 2.20 Графічні залежності змін компонент швидкостей: поздовжньої u_p , поперечної v_p та вертикальної w_p для перших прутків, що знаходяться безпосередньо біля поздовжньої осі в додатному та від'ємному напрямках $n_{pp} = (-1, 1)$ при ширині розстановки прутків $b_p = 0.02$, $V_m = 1$ м/с

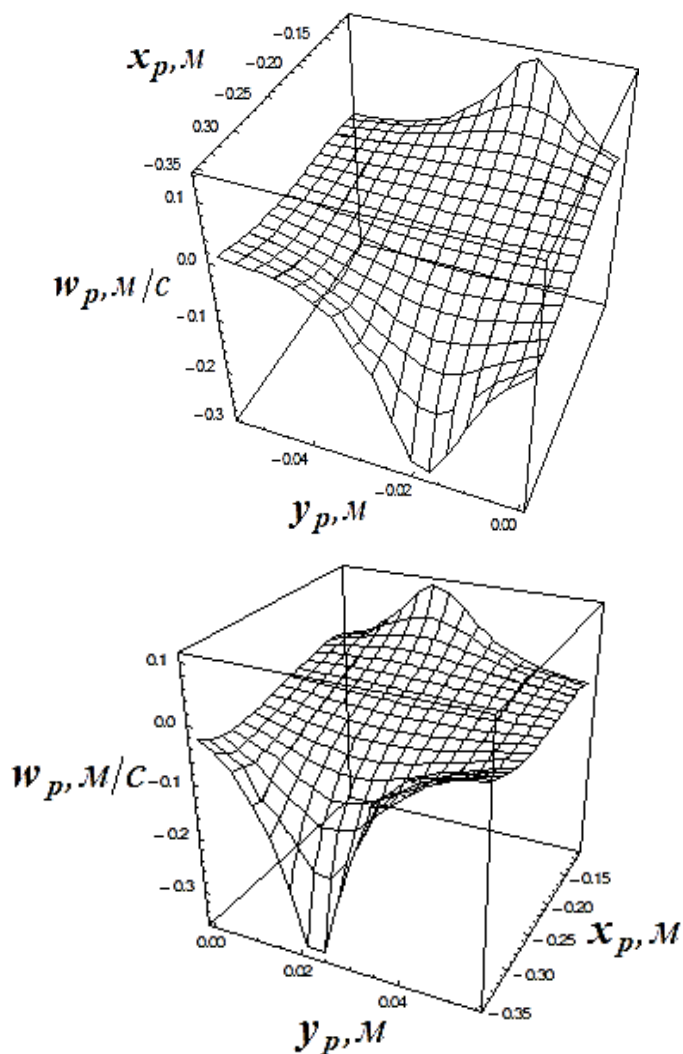


Рис. 2.21 Графічні залежності змін компонент швидкостей: поздовжньої u_p , поперечної v_p та вертикальної w_p для перших прутків, що знаходяться безпосередньо біля поздовжньої осі в додатному та від'ємному напрямках $n_{pp} = (-1, 1)$ при ширині розстановки прутків $b_p = 0.02$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

Застосування рівнянь (2.9) з урахуванням заміन в них позначень дозволяє визначити компоненти швидкостей відносних деформацій для конкретного прутка.

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_{xp} &= \frac{\partial u_p}{\partial x_p}; \dot{\varepsilon}_{yp} = \frac{\partial v_p}{\partial y_p}; \dot{\varepsilon}_{zp} = \frac{\partial w_p}{\partial z_p}; \\ \dot{\gamma}_{xyp} &= \frac{\partial u}{\partial y_p} + \frac{\partial v}{\partial x_p}; \dot{\gamma}_{yzp} = \frac{\partial v}{\partial z_p} + \frac{\partial w}{\partial y_p}; \dot{\gamma}_{zxp} = \frac{\partial w}{\partial x_p} + \frac{\partial u}{\partial z_p}. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Розгорнутий вигляд цих залежностей представлений в Додатку Б.6.

Спільна дія трьох перших прутків на зміни компонент швидкостей деформацій у середовищі. Для прикладу на рис. 2.22 представлені графіки спільної дії трьох перших прутків.

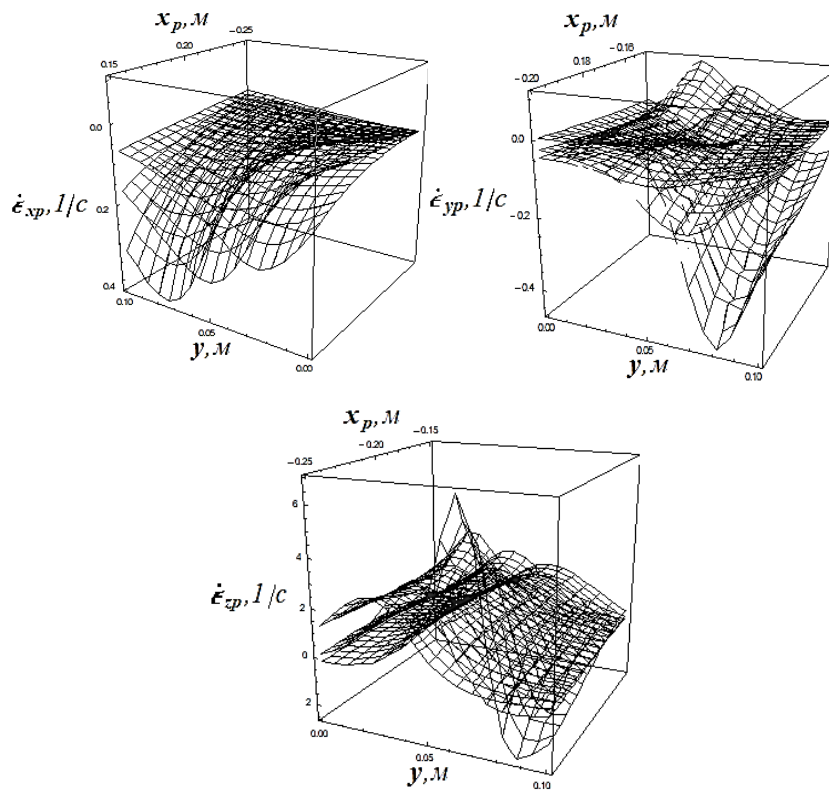


Рис. 2.22 Графічні залежності змін компонент швидкостей: нормальних деформацій від дії трьох перших прутків: поздовжньої $\dot{\epsilon}_{xp}$, поперечної $\dot{\epsilon}_{yp}$ та вертикальної $\dot{\epsilon}_{zp}$ для перших прутків, що знаходяться безпосередньо біля поздовжньої осі в додатному напрямку $n_{pp} = (1, 2, 3)$ при ширині розстановки прутків $b_p = 0.02, V_m = 1 \text{ м / с}$

Слід відзначити, що абсолютні значення швидкостей деформацій, виходячи з графіків, зменшуються в напрямку зростання відстані від поздовжньої осі, але це пов'язане з тим, що поперечна координата простору взята у вигляді незмінної системи координат x_{yz} .

Компоненти нормальних та дотичних напружень від дії кожного прутка сепарувальної поверхні визначаються за залежностями (2.11) з урахуванням змін в індексах компонент напружень та швидкостей деформацій:

$$\dot{\epsilon}_{xl} \rightarrow \dot{\epsilon}_{xp}, \dot{\epsilon}_{yl} \rightarrow \dot{\epsilon}_{yp}, \dot{\epsilon}_{zl} \rightarrow \dot{\epsilon}_{zp}; \dot{\gamma}_{xyl} \rightarrow \dot{\gamma}_{xyp}, \dot{\gamma}_{yzl} \rightarrow \dot{\gamma}_{yzp}, \dot{\gamma}_{zxl} \rightarrow \dot{\gamma}_{zxp},$$

$$\sigma_x \rightarrow \sigma_{xp}, \sigma_y \rightarrow \sigma_{yp}, \sigma_z \rightarrow \sigma_{zp}; \tau_{xyl} \rightarrow \tau_{xyp}, \tau_{yzl} \rightarrow \tau_{yzp}, \tau_{zxl} \rightarrow \tau_{zxp}.$$

Кінцеві вирази компонент напружень наведені у Додатку Б.7.

Загалом для аналізу змін властивостей середовища на сепарувальній поверхні важливим є загальні напруження від дії всіх прутків.

Для того, щоб отримати спільний вплив сепарувальних прутків на зміну напружень у середовищі, використаємо метод суперпозиції [136], оскільки дія кожного з прутків є дискретною по відношенню до простору, в якому аналізуються напруження. Тому вигляд компонент напружень від дії декількох прутків може бути представлений виразом:

$$\begin{aligned} s\sigma_{xp} &= \sum_{n_{pp}=1}^{n_{pp}} \sigma_{xp}; s\sigma_{yp} = \sum_{n_{pp}=1}^{n_{pp}} \sigma_{yp}; s\sigma_{zp} = \sum_{n_{pp}=1}^{n_{pp}} \sigma_{zp}; s\tau_{xyp} = \sum_{n_{pp}=1}^{n_{pp}} \tau_{xyp}; \\ s\tau_{xzp} &= \sum_{n_{pp}=1}^{n_{pp}} \tau_{xzp}; s\tau_{yzp} = \sum_{n_{pp}=1}^{n_{pp}} \tau_{yzp}; \end{aligned} \quad (2.38)$$

Деякі з графічних зображень спільної дії прутків на зміну компонент напружень наведено на рис. 2.23 – 2.26.

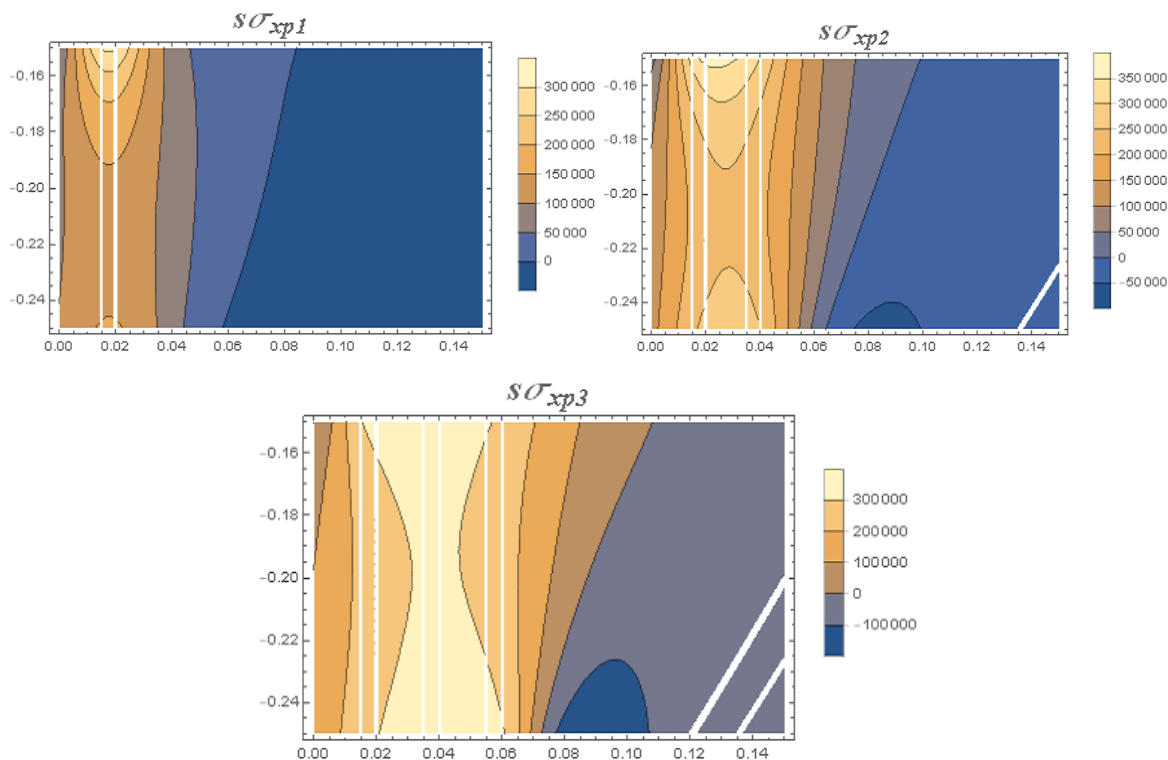


Рис. 2.23. Контури зміни суми компоненти нормальних напружень $s\sigma_{xp}$ від дії

пругів $n_{pp} = (1, 2, 3)$ $b_p = 0.02$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

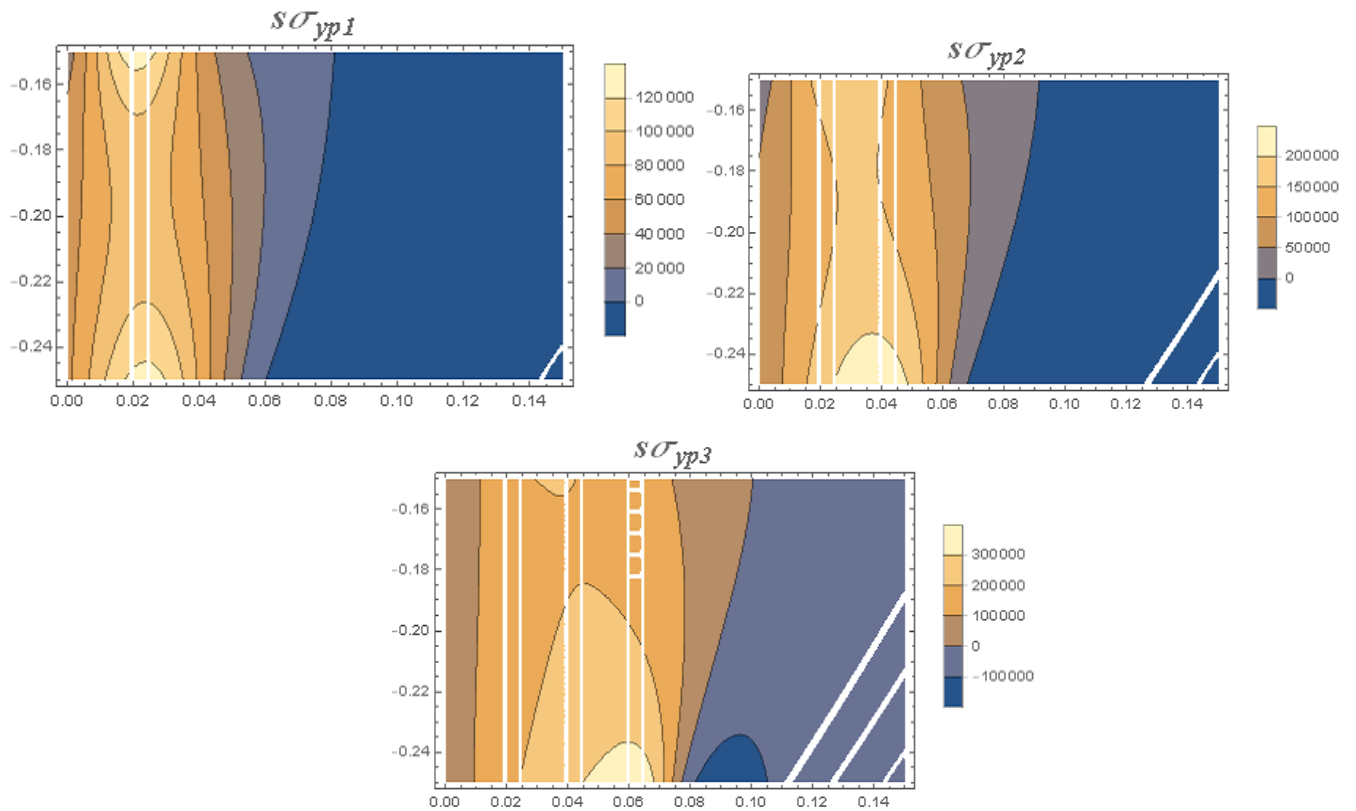


Рис. 2.24. Контури зміни суми компоненти нормальних напружень $s\sigma_{yp}$ від дії прутків $n_{pp} = (1, 2, 3)$ $b_p = 0.02$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

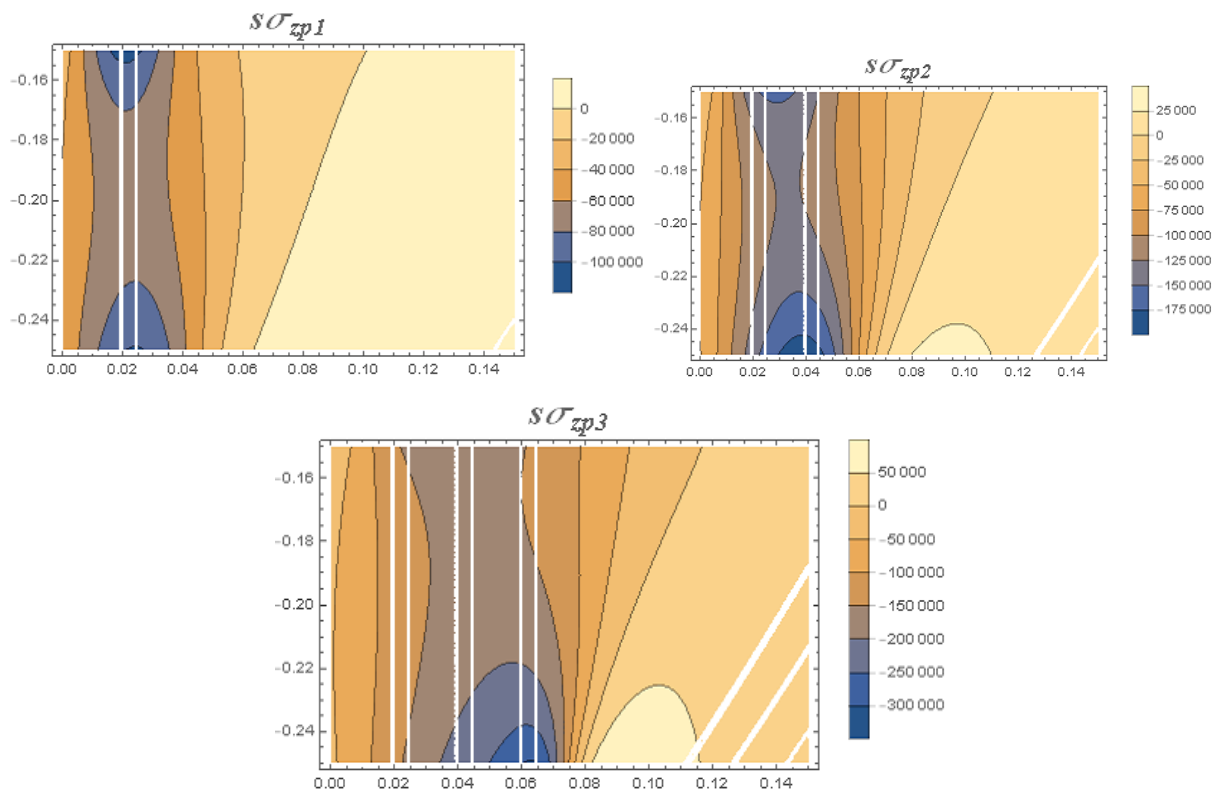


Рис. 2.25. Контури зміни суми компоненти нормальних напружень $s\sigma_{zp}$ від дії прутків $n_{pp} = (1, 2, 3)$ $b_p = 0.02$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

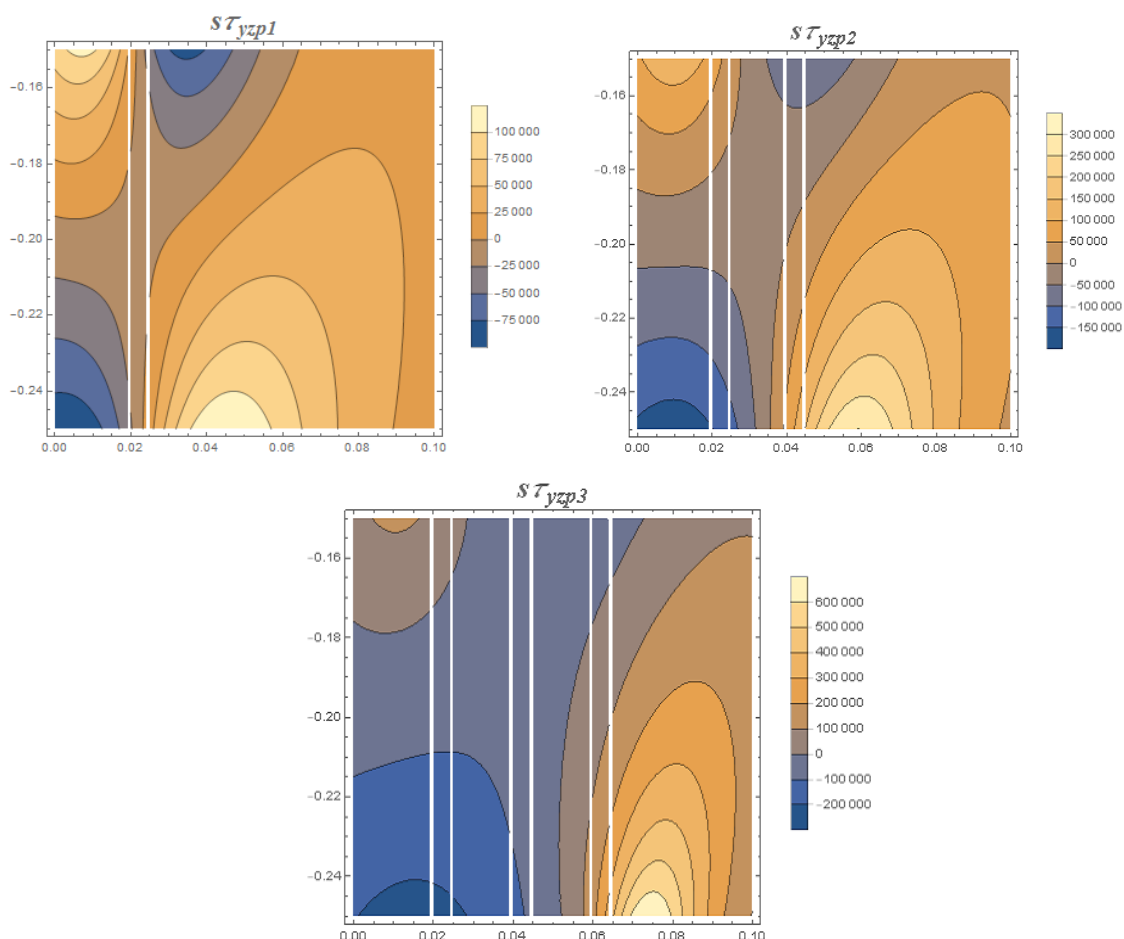


Рис. 2.26. Контури зміни суми компоненти нормальних напружень $s\tau_{yzp}$ від дії прутків $n_{pp} = (1, 2, 3)$ $b_p = 0.02$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

Із аналізу отриманих залежностей впливу декількох прутків сепарувальної поверхні на середовище можна зробити висновок, що зони абсолютних значень компонент нормальних напружень зростають зі збільшенням кількості прутків. Аналогічна картина спостерігається при змінах компонент дотичних напружень.

Це пояснюється тим, що компоненти напружень, які виникають під дією кожного з прутків зі збільшенням їхньої кількості, можна розглядати як напруження, зумовлені дією розподіленого навантаження по поверхні. Під дією суцільної поверхні зростання компонент напружень буде ще більш інтенсивним та буде тим більше, чим більша площа контакту робочого органа з ґрунтом.

Аналогічно до наведеного вище аналізу напруженого стану середовища від дії леміша можна застосувати критерій вигляду напруженого стану від дії декількох прутків сепарувальної поверхні. При цьому в критерії застосовуються сумарні величини компонент напружень від дії декількох прутків.

Такий вираз має вигляд:

$$\mu_{s\sigma_p} = \frac{\sqrt{3}(s\sigma_{xp} + s\sigma_{yp} + s\sigma_{zp})}{2\sqrt{s\tau_{xyp}^2 + s\tau_{xzp}^2 + s\tau_{yzp}^2}}. \quad (2.39)$$

Графічно ця залежність відображена на рис. 2.27

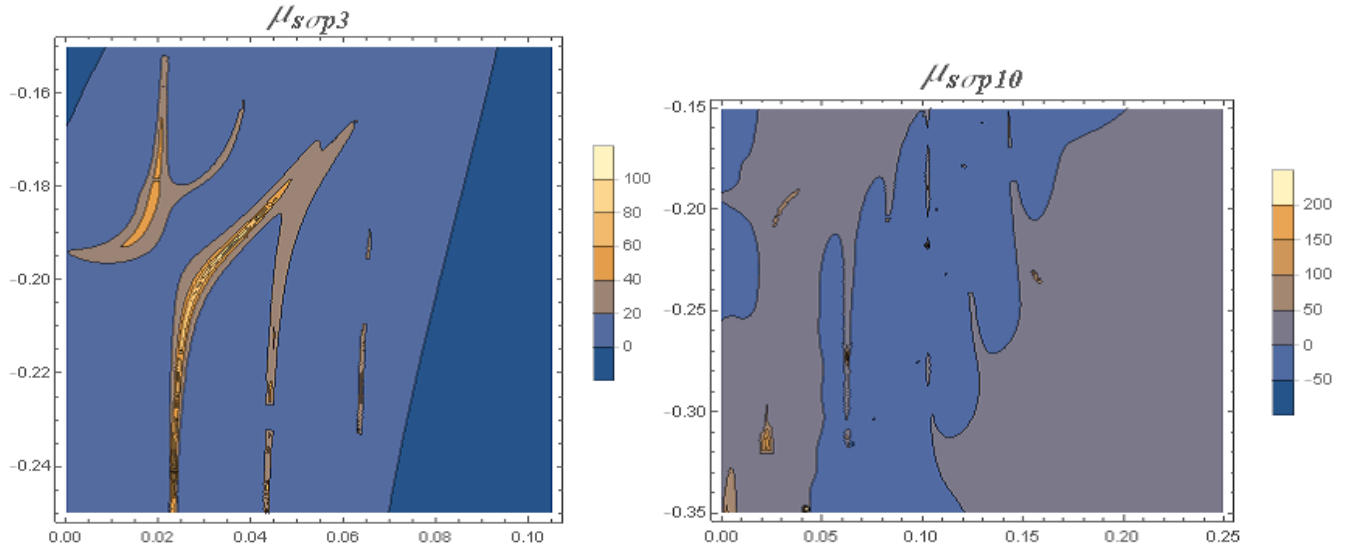


Рис. 2.27. Контури зміни вигляду напруженого стану ґрунту з бульбами $\mu_{s\sigma_p}$ від дії 3 $n_{pp} = (1 \div 3)$ та 10 $n_{pp} = (1 \div 10)$ прутків сепарувальної поверхні, $b_p = 0.02$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

Як бачимо з контурних графіків (рис.2.27), при збільшенні повної зони сепарувальної поверхні умови для покращення сепарації стають більш сприятливими в зонах, які більше віддалені від осьової лінії поверхні. Про це опосередковано свідчить збільшення зон із величиною вигляду напруженого стану, що наближається до нуля. А це свідчить про те, що в даних зонах переважно проявляється деформація зсуву. А як відомо, матеріали розпушуються і руйнуються за умов превалювання деформацій розтягу та зсуву [137].

За умови прояву зсуву матеріал (ґрунт з бульбами) розушільнюється за рахунок дилатації. Причому зона найбільшого розушільнення починається на початку сепарувальної поверхні (в зоні переходу лемішної частини у сепарувальну). При цьому ця зона розташовується на значній відстані від поздовжньої осі поверхні та переміщується в напрямку осі при віддаленні від початку сепарувальної поверхні до її кінця.

Оскільки сепарувальна поверхня є продовженням лемішної поверхні, то параметри, які характеризують її геометричну форму, залишаються незмінними. З урахуванням цього, єдиними змінними величинами сепарувальної поверхні залишаються геометричний розмір прутка χ та відстань між прутками на поверхні b_p .

Графічно вплив цих параметрів під дією трьох прутків поверхні наведений на рис. 2.28, 2.29.

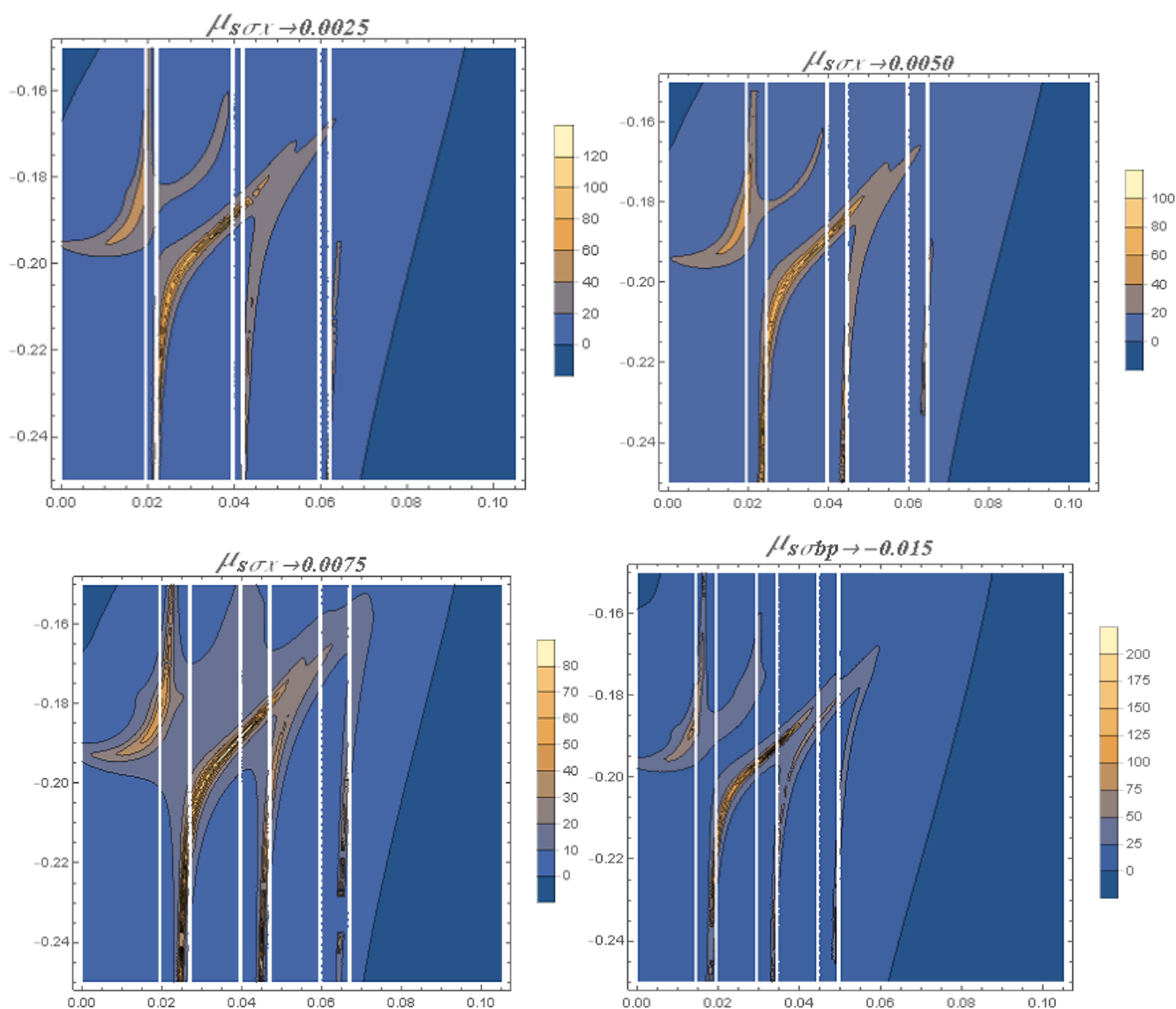


Рис. 2.28. Конттури зміни вигляду напруженого стану ґрунту з бульбами $\mu_{s\sigma_p}$ від дії 3 прутків сепарувальної поверхні при зміні величини геометричного перетину прутка $\chi = \{0.0025, 0.0050, 0.0075\}$ та $b_p = \{0.015, 0.020, 0.025\}$ при $n_{pp} = 3$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

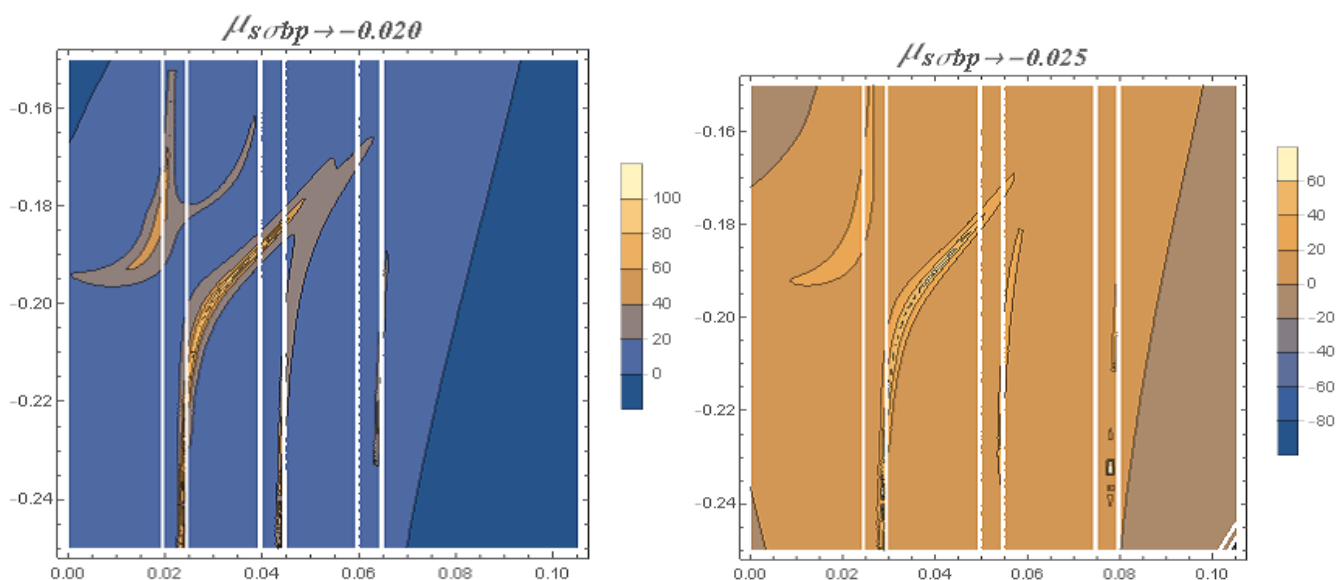


Рис. 2.29. Контури зміни вигляду напруженого стану ґрунту з бульбами $\mu_{s\sigma_p}$ від дії 3 прутків сепарувальної поверхні при зміні величини геометричного перетину прутка $\chi = \{0.0025, 0.0050, 0.0075\}$ та $b_p = \{0.015, 0.020, 0.025\}$ при $n_{pp} = 3$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

Контурні графіки змін вигляду напруженого стану в залежності від відстані між прутками b_p та геометричних розмірів перетину прутків χ дає більш інформативну картину впливу цих параметрів на умови змін напруженого стану ґрунту з бульбами як опосередкованого критерію розпушення середовища. Так збільшення геометричних розмірів перетину прутків χ при постійній відстані між їх осями b_p призводить до появи більших зон ущільнення (зростає величина критерію вигляду напруженого стану) безпосередньо над прутками. Даний прояв є негативним для умов сепарації.

Разом з тим, збільшення відстані між осями прутків b_p призводить до зростання зон із меншим значенням критерію вигляду напруженого стану, а отже, і покращення умов розпушення ґрунту з бульбами. Але збільшення цього параметру обмежене розмірами бульб, що знаходяться на поверхні.

Нижче проаналізуємо сили опору, які виникають на сепарувальній поверхні. З цією метою скористаємось викладками, представленими в п. 2.8. При цьому є одна відмінність, яка полягає в тому, що сили опору складаються з сум дії прутків.

Вирази для визначення сил мають вигляд (3.40).

$$\begin{aligned}
 F_{xpi} &= 2 \sum_{np=1}^{np} \int_{\chi/2\zeta_0}^{\chi/2} \int_{\xi_0}^{\xi_k} (\sigma_{xp} l_p + \tau_{xyp} m_p + \tau_{xzp} n_p) d\xi d\zeta; \\
 F_{ypi} &= 2 \sum_{np=1}^{np} \int_{\xi_0}^{\xi_k} \int_{\chi/2\zeta_0}^{\chi/2} (\tau_{xyp} l_p + \sigma_{yp} m_p + \tau_{yzp} n_p) d\xi d\zeta; \\
 F_{zpi} &= 2 \sum_{np=1}^{np} \int_{\chi/2\zeta_0}^{\chi/2} \int_{\xi_0}^{\xi_k} (\tau_{xzp} l_p + \tau_{yzp} m_p + \sigma_{zp} n_p) d\xi d\zeta.
 \end{aligned}
 \tag{2.40}$$

Загальний опір переміщенню маси ґрунту з бульбами по сепарувальній поверхні визначиться:

$$F_{xp} = F_{xpi} + \left(\sqrt{F_{xpi}^2 + F_{ypi}^2 + F_{zpi}^2} \right) \operatorname{tg}[\psi]. \tag{2.41}$$

Графічно залежності повного опору F_{xp} переміщенню маси ґрунту з бульбами по сепарувальній поверхні у функції відстані між прутками b_p та розміру їхнього перетину χ по односторонній сумі кількості прутків $n_{pp} = 13$ представлено на рис. 2.30.

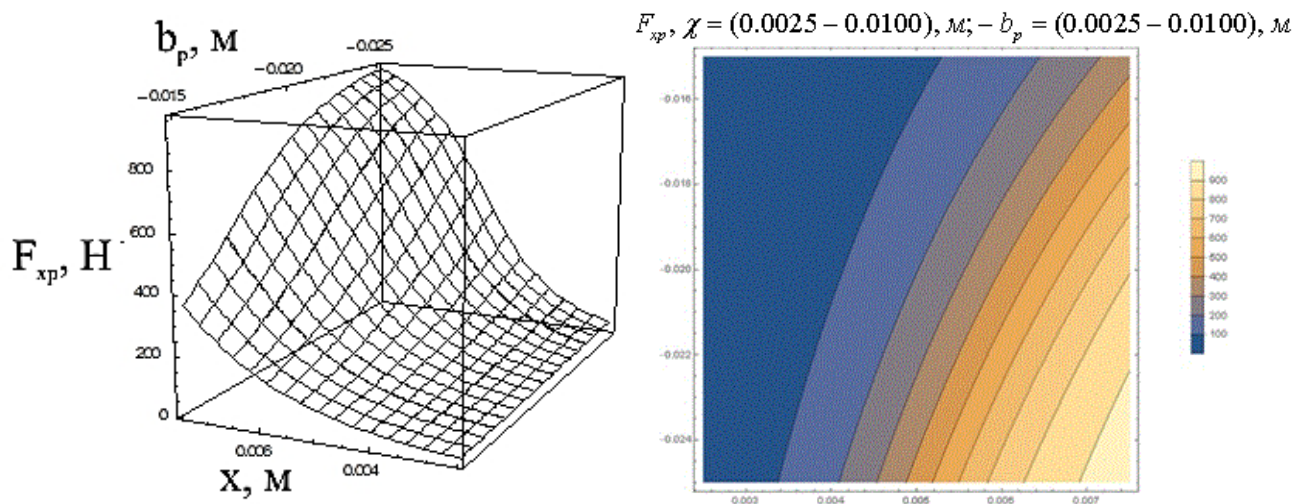


Рис. 2.30. Графік та контури ізоліній зміни повного опору F_{xp} переміщенню маси ґрунту з бульбами по сепарувальній поверхні у функції відстані між прутками b_p та розміру їх перетину χ по односторонній сумі кількості прутків $n_{pp} = 13$, $V_m = 1 \text{ м/с}$

З аналізу залежності опору ґрунту з бульбами, що знаходиться на сепарувальній поверхні впливає:

- збільшення величини геометричного розміру перетину прутків χ призводить до суттєвого зростання опору середовища.
- збільшення відстані між осями прутків b_p має несуттєвий вплив на зміну опору переміщенню при малих значеннях χ , але цей опір суттєво зростає при більших значеннях χ .

У ході теоретичного аналізу встановлено раціональні параметри сепарувальної частини, а саме: кількість прутків ($n_{pp}=13$), відстань між ними ($b_p=0.025$ м), величина геометричного перетину прутка ($\chi=0.0025$ м), які забезпечують найкращі умови розпушення ґрунту та мінімальний опір його переміщенню вздовж поверхні прутків. З іншого боку, обрані параметри повинні забезпечувати просіювання (сепарування) ґрунту, який транспортується з лемішної частини. Даний критерій буде оцінено експериментальним шляхом.

Висновки до другого розділу:

1. Для забезпечення найбільшої зони розпушення ґрунту формоутворювальний параметр $a \approx 0.2$.
2. Величина формоутворювального параметра b приймається 1.50. Враховуючи, що даний формоутворювальний параметр визначає кривизну леміша в напрямку, поперечному до напрямку руху, подальше його збільшення приведе до зменшення висоти «боковин» підкопувально-сепарувального робочого органа, а це призведе до зростання ущільнення в зонах «боковин».
3. Збільшення формоутворювального параметра поверхні c , який визначає поздовжній кут нахилу поверхні, призведе до зростання кута входження леміша у ґрунт, при цьому зменшується величина критерію вигляду напруженого стану, що веде до зростання довжини леміша для забезпечення необхідної глибини ходу. Виходячи з цих міркувань, формоутворювальний параметр $c = 0.95$ може вважатися раціональним.

4. Величина формоутворювального параметра ϕ повинна знаходитись в межах $\phi = 0.25$, оскільки її зменшення хоч і впливає позитивно на збільшення зони розпушення, але при цьому не забезпечується необхідна глибина ходу робочого органа, а збільшення цієї величини веде до переущільнення ґрунту.

5. Найбільш раціональним значенням формоутворювального параметра κ слід вважати його величину $\kappa = 1.5$.

6. З аналізу впливу спільної дії декількох прутків сепарувальної поверхні на середовище можна зробити висновок, що зони абсолютних значень компонент нормальних напружень зростають зі збільшенням кількості прутків.

7. Аналіз залежностей опору ґрунту з бульбами, що знаходиться на сепарувальній поверхні свідчить про те, що збільшення величини геометричного розміру перетину прутків χ призводить до суттєвого зростання опору середовища. При цьому збільшення відстані між осями прутків b_p має несуттєвий вплив на зміну опору переміщенню при малих значеннях χ , але цей опір суттєво зростає при більших значеннях χ .

Основні положення даного розділу були опубліковані в наукових працях [4; 11; 13; 14; 117; 138].

Розділ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма, об'єкт і предмет дослідження

У ході виконання теоретичних досліджень було розроблено схему нового підкопувально-сепарувального робочого органа картоплезбиральної машини, обґрунтовано його формоутворювальні параметри, на основі яких побудовано 3D модель робочого органа, яка дозволила визначити його конструктивні параметри та виготовити модель запропонованого робочого органа.

Враховуючи, що експериментальному дослідженню підлягає технічна система, до основних елементів якої відносимо ґрунт – робочий орган – бульби картоплі, виникла потреба в дослідженні всіх цих компонент.

З урахуванням цього, предметом дослідження є конструктивні параметри підкопувально-сепарувального робочого органа, кінематичні та експлуатаційні параметри, які забезпечують високі якісні показники виконання технологічного процесу збирання бульб картоплі.

Програма експериментальних досліджень є двоетапною: перший етап - лабораторні дослідження; другий – польові випробування.

Дослідження першого етапу передбачали виготовлення лабораторного устаткування та виконання досліджень, спрямованих на визначення коефіцієнтів тертя кочення, тертя спокою та руху для пари картопля-сталь з метою виконання потрібних теоретичних розрахунків та встановлення закономірностей впливу маси картоплі та її забруднення ґрунтом на показник коефіцієнту тертя.

Виготовлення експериментальної моделі підкопувально-сепарувального робочого органа та проведення досліджень на ґрунтовому каналі з метою визначення тягового опору.

3.2. Методика визначення коефіцієнтів тертя

Однією зі складових технологічного процесу є бульба картоплі, на яку впливають робочі органи машини. В ході взаємодії бульб із робочими органами на них діють сили тертя, які впливають на протікання технологічного процесу

збирання. З урахуванням зазначеного, визначення коефіцієнтів тертя, які враховуються під час проведення теоретичних досліджень та вибору матеріалів для виготовлення робочого органа, є обов'язковим етапом експериментальних досліджень.

Мета даного дослідження полягала у визначенні коефіцієнтів тертя для пар картопля-сталь.

Об'єктом дослідження була бульба картоплі різної ваги (досліджували бульби масою: 67 грам, 107 грам, 247 грам) та різного ступеня забруднення (рис. 3.1).



Рис. 3.1 – Матеріал для дослідження: а – чисті бульби картоплі різної ваги; б – бульба з налиплим ґрунтом

Для визначення коефіцієнтів тертя спокою та руху використано виготовлений згідно [139] прилад, схема якого наведена на рис. 3.2.

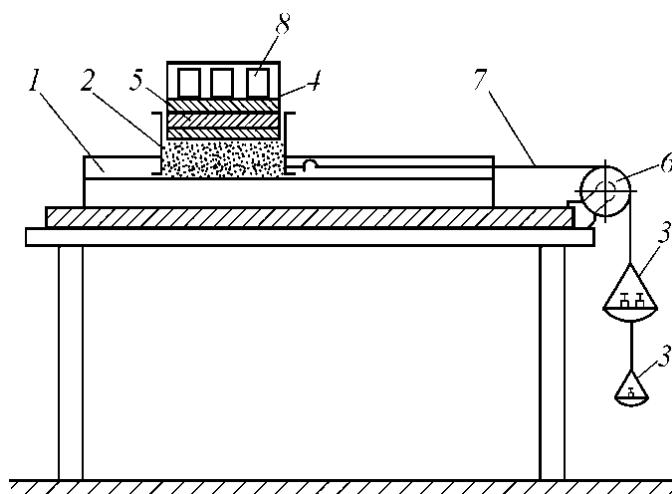


Рис. 3.2 – Прилад згідно з [139]: 1-напрямні, 2 – короб, 3 – чаша, 4 – рамка, 5-притискна пластина, 6 – блок, 7 – нитка, 8 – вантаж

На напрямні 1 накладалася робоча поверхня (сталева пластина із сталі 40Х), яка використана для виготовлення робочого органа. На матеріал зверху встановлювався пустий короб без дна, а в чаші розміщували зрівноважуючий вантаж. Наявність вантажу компенсує втрати на тертя рамки по листу матеріалу, який досліджується.

У короб закладали бульбу, яку попередньо зважували на електронних вагах. Бульбу притискали рамкою з притискними пластинами. На чашу 3 поступово накладали вантажі. Вантажі додавали до того часу, поки короб не починав рухатись. Короб із чашею з'єднані через блок гнучкою ниткою. Додаткова чашка 3', прикріплена до чаші приладу за допомогою гнучкої нитки (рис. 3.3).



Рис. 3.3 - Загальний вигляд лабораторної установки для визначення коефіцієнта тертя спокою бульб

Короб починав рухатись під дією сумарної ваги вантажів, які знаходились на обох чашах. При цьому рух продовжувався до того часу, доки нижня чаша не доторкнеться підлоги. Після дотику рух короба ще продовжувався під дією вантажів, встановлених на верхній чаші.

Сумарна вага вантажів, розташованих на обох чашах, відповідає силі тертя спокою, а вага вантажів, розташованих лише на верхній, – силі тертя руху.

Необхідно зауважити, що вага вантажів верхньої чаші визначалась без урахування ваги, яку потрібно встановити на чашу для того, щоб подолати опір руху короба без бульб, тобто для того, щоб змусити його зрушити з місця.

На площині дотику бульб зі смужкою матеріалу виникають як нормальні σ , так і дотичні τ напруження, які визначаються за формулами:

$$\sigma = \frac{G_{\Sigma}}{S_3} . \quad (3.1)$$

$$\tau = (F_1 - F_2)/S_3 , \quad (3.2)$$

де G_{Σ} - сумарна вага притискаючих пластин і бульб картоплі, закладеної в короб, Н;

S_3 - площа зрізу, мм²;

F_1 - сила, яка призводить до переміщення короба, Н;

F_2 - сила опору переміщенню, Н.

Після визначення напружень будувалась сітка, на яку наносили отримані значення σ і τ . Через нанесені точки проводилась пряма, тангенс кута нахилу якої відповідає коефіцієнту тертя.

Отримані результати наведено в розділі 4, п.4.1. та у Додатку В.1.

Для визначення коефіцієнту тертя кочення для пари картопля-сталь [140] було використано нахилений маятник, площина коливань якого складала кут β із горизонтальною площиною (рис.3.4).

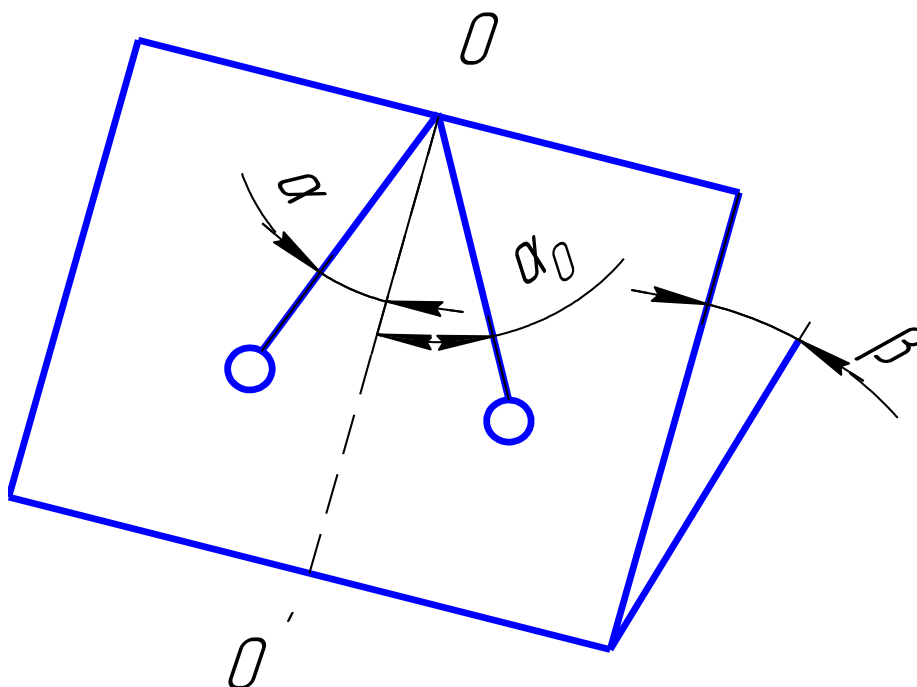


Рис.3.4 - Схема лабораторної установки «похилий маятник»

Маятник являє собою бульбу картоплі діаметром R , яку підвішували на нитці

довжиною L . Нитку маятника відхиляли від положення рівноваги OO' на кут α_0 , а потім відпускали. За рахунок тертя кочення енергія маятника зменшувалась, а отже, і кут максимального відхилення в протилежну сторону також зменшувався.

Коефіцієнт тертя кочення розраховували за залежністю:

$$k = \frac{R(\alpha_0 - \alpha_n) \operatorname{tg} \beta}{4n}, \quad (3.3.)$$

де α_n - кут максимального відхилення при останньому відхиленні маятника в протилежну сторону;

n - кількість відхилень маятника в протилежну сторону.

Отримані результати наведено в розділі 4, п.4.1. та у Додатку В.2.

3.3. Дослідження впливу зміни формоутворювальних параметрів, які визначають геометрію робочого органа на тяговий опір

Дослідження виконувались на ґрунтовому каналі кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання (БДМСМіО) Національного університету водного господарства та природокористування (м. Рівне) з використанням моделі підкопувально-сепарувального робочого органа.

Ґрунтовий канал призначений для експериментального дослідження робочих органів машин і обладнання, в першу чергу, для визначення зусиль, які діють на окремі вузли та деталі машини; тягового опору, що виникає при пересуванні робочих органів машин, дослідження взаємодії моделей робочих органів із ґрунтом. Ґрунтовий канал являє собою бетонний лоток із розмірами $10 \times 1,8 \times 1,5$ м, заповнений ґрунтом. Над каналом по рейках пересувається динамометрично-тензометричний візок, який являє собою зварну конструкцію, яка спирається на чотири колеса 10 з ребордами. В якості силового обладнання використано електродвигун трьохфазного струму 3, трансмісія трактора ДТ-75Б 1, 2, 4 і барабан будівельної лебідки 20. Принципову кінематичну схему приводу динамометрично-тензометричного візка і загальний вигляд ґрунтового каналу представлено на рис. 3.5 і 3.6.

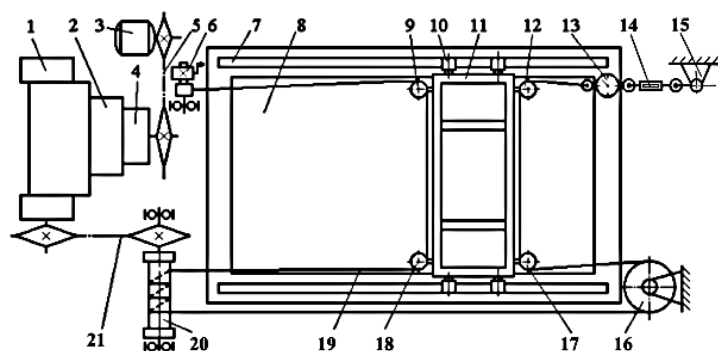


Рис. 3.5 - Кінематична схема приводу динамометрично-тензометричного візка: 1 - задній міст трактора; 2 - КПП; 3 - електродвигун; 4 - ходозменшувач; 5, 21 - ланцюгові передачі; 6 - лебідка попереднього натягування троса; 7 - рейкова колія; 8 - ґрунтовий канал; 9, 12, 16, 17, 18 - направляючі блоки; 10 - ходові котки; 11 - візок; 13 - динамометр; 14 – тензоланка; 15 - опора; 19 - тяговий трос; 20 – барабан

Обертовий момент двигуна 3 за допомогою ланцюгової передачі 5 передається на вхідний вал ходозменшувача 4 і далі на коробку зміни передач 2. Для збільшення передаточного числа і облегшення керування переміщенням візка використано задній міст 1 трактора ДТ-75Б, який складається з головної передачі, бортового фрикціону і бортового редуктора. На вихідному валі правого бортового редуктора встановлена ведуча зірочка ланцюгової передачі 21, яка служить для передачі обертового моменту на вал барабана 20.

Ходозменшувач разом із коробкою зміни передач дозволяє змінити швидкість пересування візка в широких межах від 0,01 - 3 м/хв. Механізм пересування візка трособлочний.

Трос 19 трособлокового механізму одним кінцем закріплюється до ручної лебідки 6, проходить через направляючі блоки візка 9 і 18, виходить на барабан 20 з якого на нерухомий блок 16 і далі, знову на направляючі блоки візка 17, 12. Другим кінцем трос кріпиться до динамометра другого класу точності (ДПУ-2-2) 13 з тензоланкою 14, який з'єднаний із нерухомою опорою 15. Візок зварної конструкції 11 опирається на чотири котки 10 з ребордами і рухається вздовж каналу 8. Така конструкція дозволяє уникнути перекосу візки при русі вздовж каналу.

Послідовність проведення дослідів була наступною.

Підкопувально-сепарувальний робочий орган закріплювали на рамі тензометричного візка. За допомогою привода через трос установці надавалася швидкість руху. При цьому підкопувально-сепарувальний робочий орган був занурений в ґрунт в каналі на певну глибину. При проходженні деякої відстані за допомогою персонального комп'ютера проводився замір тягового опору та результат вносився в таблицю. Після цього проводилася заміна підкопувально-сепарувального робочого органа на підкопувально-сепарувальний робочий орган із іншими формоутворювальними параметрами, які визначали його геометрію (див. рис.4.2.).

3.4. Методика визначення тягового опору підкопувально-сепарувального робочого органа

Метою даного експерименту було визначення тягового опору запропонованого підкопувально-сепарувального робочого органа.

Об'єктом дослідження був підкопувально-сепарувальний робочий орган.

Опис ґрунтового каналу наведено в п. 3.3.

Щільність ґрунту у каналі змінювалась штучно у межах $1,0 \dots 1,5 \text{ г/см}^3$. Важкість розробки ґрунту також оцінювали числом ударів ударника ДорНДІ (рис. 3.6). Згідно з отриманим числом визначали категорію ґрунту [141; 142; 143]. Швидкість переміщення возика з закріпленим робочим органом варіювалась у відповідності з програмою випробувань.



Рис. 3.6. Ударник ДорНДІ



а

б

Рис 3.7 - Лабораторна установка для визначення тягового опору: а - загальний вигляд каналу, б - робочий орган

Послідовність проведення дослідів була наступною.

Підкопувально-сепарувальний робочий орган закріплювали на рамі тензометричного візка. За допомогою привода через трос 3 установці надавалася швидкість руху. При цьому підкопувально-сепарувальний робочий орган був занурений в ґрунт в каналі 2 на певну глибину. При проходженні деякої відстані за допомогою персонального комп'ютера 5 проводився замір тягового опору та результат вносився в таблицю.

3.4.1. Дослідження тягового опору методом математичного планування експерименту

Мета дослідів – формалізувати дії, відтворені у п. 3.4 під час проведення експерименту [144] для визначення тягового опору за класичною методикою; виконати дослідження впливу одночасно трьох факторів на величину тягового опору з мінімальною кількістю дослідів.

Дослідження виконано за умови, що змінними були наступні фактори:

X_1 – відстань між центрами сепаруючих прутків, м;

X_2 – переріз прутка, м;

X_3 – швидкість руху км/год;

Кількість дослідів у повнофакторному експерименті складала: $n = m^k$, де m – кількість рівнів; k – кількість факторів. Після визначення кількості дослідів $n = 8$ проводимо кодування факторів. Результати кодування подано в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Результати кодування факторів

№	Фактори	Одиниці вимірювання	Основний рівень		Інтервал варіювання	Верхній рівень		Нижній рівень	
			Нат. знач.	Код. знач.		Нат. знач.	Код. знач.	Нат. знач.	Код. знач.
1	X_1	м	0,020	0	0,005	0,025	+1	0,015	-1
2	X_2	м	0,005	0	0,0025	0,0075	+1	0,0025	-1
3	X_3	км/ГОД	2,375	0	1,375	3,75	+1	1,0	-1

Для кодування факторів використовувалась залежність:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.7)$$

де x_i , X_i – відповідно кодоване та натуральне значення i -го фактора;

X_{i0} – натуральне значення i -го фактора на нульовому рівні;

ΔX_i – результат варіювання i -го фактора.

Після кодування факторів складалась план-матриця експерименту (табл. 3.2).

Таблиця 3.2

План-матриця ПФЕ $2^3 = 8$

Номер дослідів	Значення кодованих факторів			Взаємодія кодованих факторів
	x_1	x_2	x_3	
1	-1	-1	-1	-1
2	+1	-1	-1	+1
3	-1	+1	-1	+1
4	-1	-1	+1	+1
5	+1	+1	-1	-1
6	-1	+1	+1	-1
7	+1	-1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1

Умови проведення і результати дослідів наведено в таблиці 4.10 п. 4.4.

З метою перевірки відтворюваності дослідів використовували критерій Корхена $G(0,05; n; f_u)$, де 0,05 – 5 % рівень значущості; n – кількість незалежних оцінок дисперсії (число дослідів); f_u – ступінь вільності кожної оцінки.

Умова відтворюваності дослідів:

$$G \leq G(0,05; n; f_u), \quad (3.8)$$

де

$$G = \frac{S_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^n \bar{S}_u^2}, \quad (3.9)$$

тут S_u^2 – дисперсія, яка характеризує розсіювання результатів в u -му досліді;

$S_{u \max}^2$ – найбільше значення дисперсії:

$$\bar{S}_u^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i_k}^{m_0} (y_{u_{i_k}} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.10)$$

де i_k – номер повторності;

$y_{u_{i_k}}$ – вихідний параметр під час i_k -повторності.

Дисперсія відтворюваності (помилка дослідів) визначається:

$$S_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n S_u^2, \quad (3.11)$$

з числом ступенів вільності:

$$v_y = n(m - 1). \quad (3.12)$$

За умови, що процес відтворюваний, визначали коефіцієнти рівняння регресії:

$$\begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \bar{y}_u; \\ b_i &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{iu} \bar{y}_u; \\ b_{ij} &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u, \end{aligned} \quad (3.13)$$

де $\bar{y}_u$ – середнє арифметичне значення вихідного параметра в u -му досліді;

x_{iu} – значення i -го кодового фактора в рядку матриці в u -му досліді;

x_{ju} – значення j -го кодового фактора в рядку матриці для u -го досліді.

Після визначення коефіцієнтів b рівняння регресії перевіряємо гіпотезу про їх значимість за допомогою критерію Стюдента:

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= \frac{b_0}{s(b)}; \\ t_i &= \frac{|b_i|}{s(b)}, i = 1, 2, 3; \\ t_{ij} &= \frac{|b_{ij}|}{s(b)}, i, j = 1, 2, 3, i \neq j, \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

де

$$s^2(b) = \frac{1}{nm} s_{\text{сид}}^2. \quad (3.15)$$

Після визначення коефіцієнтів рівняння регресії перевіряли рівняння на адекватність за критерієм F Фішера.

Згідно з [144], адекватність матиме місце, коли виконується умова:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (3.16)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності;

$F(0,05; f_{ad}; f_y)$ – критерій Фішера при 5%-вому рівні значущості;

f_{ad} – кількість ступенів вільності дисперсії адекватності, $f_{ad} = n - k - 1 = 8 - 3 - 1 = 4$;

f_y – кількість ступенів вільності дисперсії відтворюваності,

$f_y = n(m_0 - 1) = 8(3 - 1) = 16$.

Дисперсія S_{ad}^2 визначалась:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_u)^2, \quad (3.17)$$

де y – розрахункове значення відгуку в i -му досліді.

Оцінка значущості коефіцієнтів регресії виконувалась за допомогою критерію Стьюдента:

$$|b_a| \geq \Delta b_a = t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}. \quad (3.18)$$

Результати обрахунків за наведеними вище залежностями, рівняння регресії та поверхні відгуку подано в п. 4.4.

3.5. Дослідження сепарувальної здатності підкопувально-сепарувального робочого органа

Мета дослідів – оцінити процес сепарації ґрунту за умови зміни параметрів сепарувальної частини та дослідити вплив швидкості переміщення на процес.

Дослідження виконувались на ґрунтовому каналі (див. п.3.3.та 3.4.) з застосуванням підкопувально-сепарувального робочого органа, який закріплювали на рамі тензометричного візка. За робочим органом на рамі закріплювали вісь на яку було встановлено рулон плівки (рис.3.7 п.3.4.), який міг вільно обертатись і тим самим забезпечував вистелення плівки вздовж каналу(рис.3.8.).



Рис.3.8. Фото підкопувально-сепарувального робочого органа з рулоном плівки

Послідовність дослідів була наступною:

1. Опускали робочий орган.
2. Заміряли параметри гребеня та визначали об'єм ґрунту гребеня, який поступає на підкопувально-сепарувальний робочий орган із урахуванням того, що робочий орган проходить відстань 1м.

3. Канал розділяли мітками на ділянки довжиною 1м.
4. За допомогою привода через трос 3 (рис.3.5.) надавали візку певної швидкості руху.
5. Візок зупиняли після того, як підкопувально-сепарувальний робочий орган пройшов шлях довжиною 1м.
6. Після зупинки візка збирали ґрунт, який потрапив на плівку, оцінювали його об'єм $V_{\text{п}}$.
7. Визначали різницю об'ємів ґрунту $V_{\text{г}} - V_{\text{п}}$. Дана різниця показує нам, скільки ґрунту просіялось під час проходження робочого органа та підкопування гребеня.
8. Змінювали швидкість переміщення візка із закріпленим підкопувально-сепарувальним робочим органом та повторювали п.п. 1-7. Швидкість переміщення становила 1км/год; 1,5км/год; 2,0км/год; 2,5км/год; 3,0км/год.
9. Визначали кореляційний зв'язок між наступними показниками: відсоток ґрунту, який просіявся під час проходження пласту по поверхні сепарувальної частини підкопувально-сепарувального робочого органа та швидкістю його переміщення при різній вологості. З цією метою визначали коефіцієнт кореляції [145].

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_{\text{сер}})(y_i - y_{\text{сер}})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - x_{\text{сер}})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - y_{\text{сер}})^2}}, \quad (3.19)$$

де n – число спостережень;

x_i, y_i – поточне значення показника в i -му досліді;

$x_{\text{сер}}, y_{\text{сер}}$ – середні значення показників.

Результати дослідження подано в розділі 4, п.4.

Висновки до третього розділу:

1. Розроблено та виготовлено підкопувально-сепарувальний робочий орган бульбозбиральної машини, який використовувався для проведення вищеписаних досліджень.
2. Виготовлено експериментальні установки для досліджень коефіцієнтів тертя.

Розділ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати дослідження коефіцієнту тертя кочення, спокою та руху

У ході експериментальних досліджень визначено коефіцієнт тертя спокою та руху для пар тертя: бульба картоплі – сталева поверхня (табл. 4.1, 4.2), де наведено середні значення, отримані в ході проведення дослідів. Розширені таблиці результатів лабораторних досліджень подано в Додатку В.1.

Таблиця 4.1

Коефіцієнт тертя руху для пари бульба картоплі – сталева поверхня

Стан бульб	Кут тертя руху, град	Коефіцієнт тертя руху	Коефіцієнт варіацій, %
Чисті клубні	28	0,5317	3,5
Бульби з налиплим ґрунтом (площа налипання 10%)	31	0,601	3,8
Бульби з налиплим ґрунтом (площа налипання 30%)	34	0,675	2,9
Бульби з налиплим ґрунтом (площа налипання 60%)	39	0,809	3,5

Гістограма розподілу коефіцієнтів тертя руху залежно від стану бульб наведено на рис. 4.1.

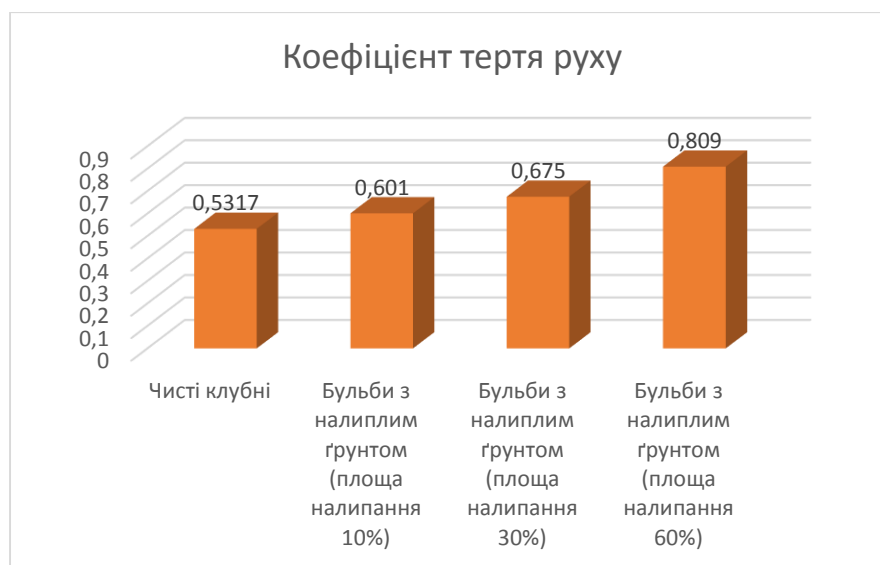


Рис. 4.1. Гістограма розподілу коефіцієнтів тертя руху залежно від стану бульб

Аналіз отриманих експериментальних даних виявив, що величина коефіцієнту тертя руху становить в середньому 0,5317 для чистої бульби картоплі за умови її руху по сталевій поверхні. Виявлено, що налипання ґрунту на бульби приводить до зростання величини коефіцієнту тертя в середньому на 7,16 % (за умови, що ґрунт займає 10% площі контакту бульб із сталеву поверхнею тертя).

Відповідно за умови, що ґрунт займає 60% площі контакту бульб із сталеву поверхнею тертя руху становить 34,2%.

Таблиця 4.2

Коефіцієнт тертя спокою для пари бульба картоплі – сталева поверхня

Стан бульб	Кут тертя руху, град	Коефіцієнт тертя руху	Коефіцієнт варіацій, %
Чисті клубні	30	0,577	3,5
Бульби з налиплим ґрунтом (площа налипання 10%)	34	0,675	3,8
Бульби з налиплим ґрунтом (площа налипання 30%)	37	0,754	3,9
Бульби з налиплим ґрунтом (площа налипання 60%)	41	0,869	3,5

Аналіз отриманих експериментальних даних виявив, що величина коефіцієнту тертя спокою становить в середньому 0,577 що на 8,5% більше коефіцієнту тертя руху для чистої бульби картоплі за умови її руху по сталевій поверхні.

Розрахунок коефіцієнтів варіації підтвердив достовірність виконаних досліджень (не перевищує 10%).

Результати визначення коефіцієнту тертя кочення для чистої бульби [5; 140] наведено в табл. 4.3-4.5 (наведено середні значення, отримані в ході проведення

дослідів. Розширені таблиці результатів лабораторних досліджень подано в Додатку В.2.

Таблиця 4.3

Коефіцієнт тертя кочення бульби картоплі без забруднення по сталевій поверхні при $\beta=60^\circ$

Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення	Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення
113	0,2338	106	0,1819
110	0,2078	109	0,2078
105	0,1819	106	0,1949
104	0,1689	105	0,1819
112	0,2208	111	0,2208
108	0,1949	110	0,2078
106	0,1689	105	0,1949
107	0,1949	103	0,1819
110	0,2208	103	0,1689
112	0,2078	113	0,2338
108	0,1949	110	0,2208
112	0,2338	108	0,1949
111	0,2208		

Таблиця 4.4

Коефіцієнт тертя кочення бульби картоплі без забруднення по сталевій поверхні при $\beta=45^\circ$

Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення	Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення
1	2	3	4
113	0,1800	110	0,1575
111	0,1650	113	0,1800
110	0,1575	111	0,1650
104	0,1275	112	0,1725
105	0,1275	111	0,1575
112	0,1725	107	0,1425
106	0,1350	107	0,1425
107	0,1425	110	0,1500
110	0,1500	106	0,1350
110	0,1575	109	0,1575
111	0,1575	111	0,1650
112	0,1650	113	0,1725
113	0,1725		

Таблиця 4.5

Коефіцієнт тертя кочення бульби картоплі без забруднення по сталевій поверхні при $\beta=30^\circ$

Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення	Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення
110	0,1169	109	0,1169
113	0,1256	106	0,1083
112	0,1212	108	0,1126
105	0,1039	105	0,1039
106	0,1083	112	0,1212
108	0,1126	113	0,1256
110	0,1169	111	0,1169
112	0,1212	111	0,1169
113	0,1256	109	0,1126
105	0,1039	112	0,1212
106	0,1083	109	0,1126
111	0,1256	107	0,1083
112	0,1212		

З рис. 4.2 – 4.4 бачимо, що на коефіцієнт тертя кочення впливає маса бульб картоплі (зі збільшенням маси коефіцієнт тертя зростає). Крім того, значним чином впливає величина кута β нахилу площини коливань до горизонту.

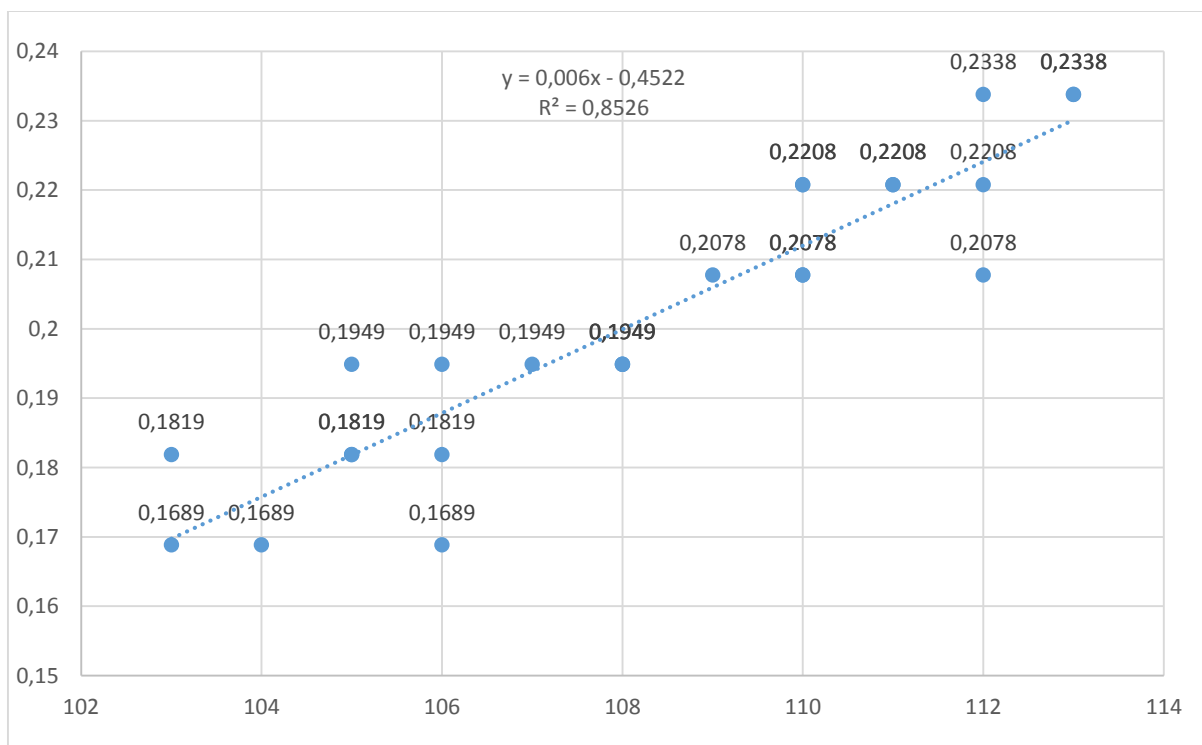


Рис. 4.2 – Графічна залежність коефіцієнту тертя кочення від маси бульб картоплі за умови її кочення по сталевій поверхні при $\beta=60^\circ$

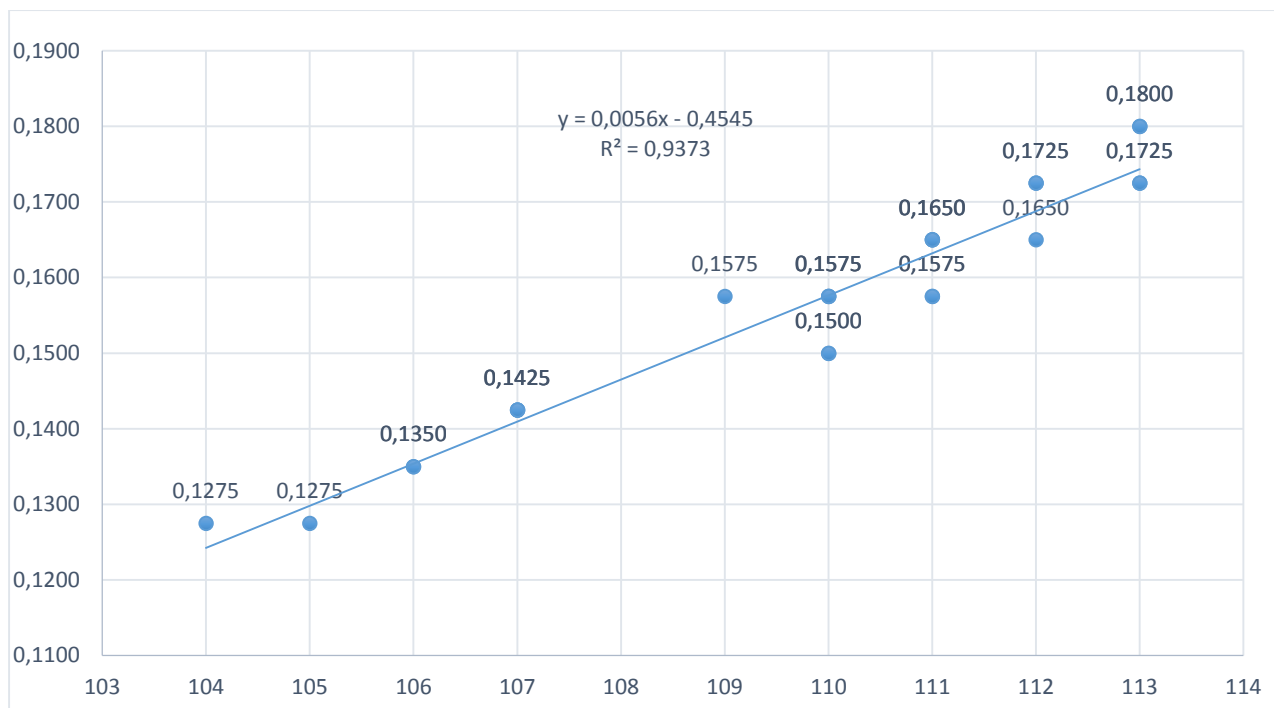


Рис. 4.3 – Графічна залежність коефіцієнту тертя кочення від маси бульб картоплі за умови її кочення по сталевій поверхні при $\beta=45^\circ$

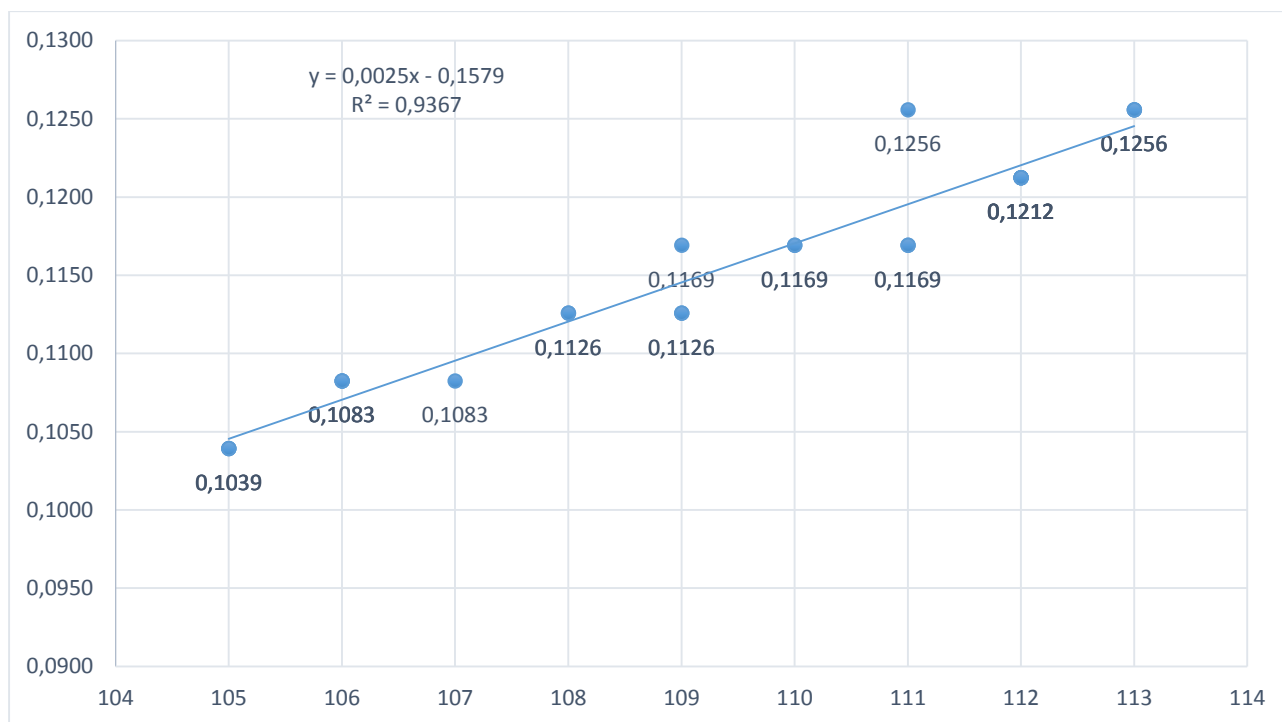


Рис. 4.4 – Графічна залежність коефіцієнту тертя кочення від маси бульб картоплі за умови її кочення по сталевій поверхні при $\beta=30^\circ$

З аналізу отриманих дослідних даних бачимо, що зі збільшенням кута нахилу поверхні кочення до горизонталі кут тертя зростає.

Аналогічні дослідження виконано для бульб картоплі, які відбирали з підкопаної поверхні за умови, що їхня поверхня забруднена зволженим ґрунтом в середньому на 35 – 40%. Результати досліджень подано нижче на рис. 4.5 – 4.7.

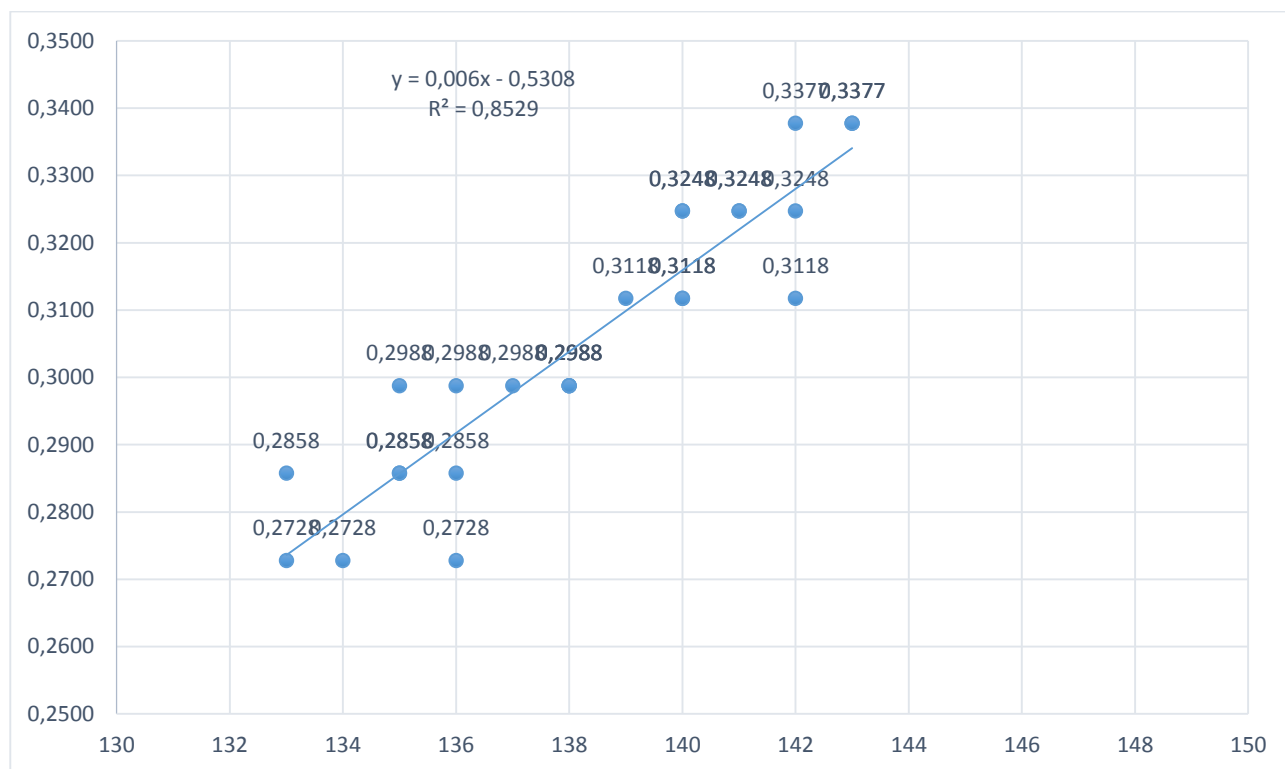


Рис. 4.5 – Графічна залежність коефіцієнту тертя кочення від маси бульб картоплі за умови що $\beta=60^\circ$

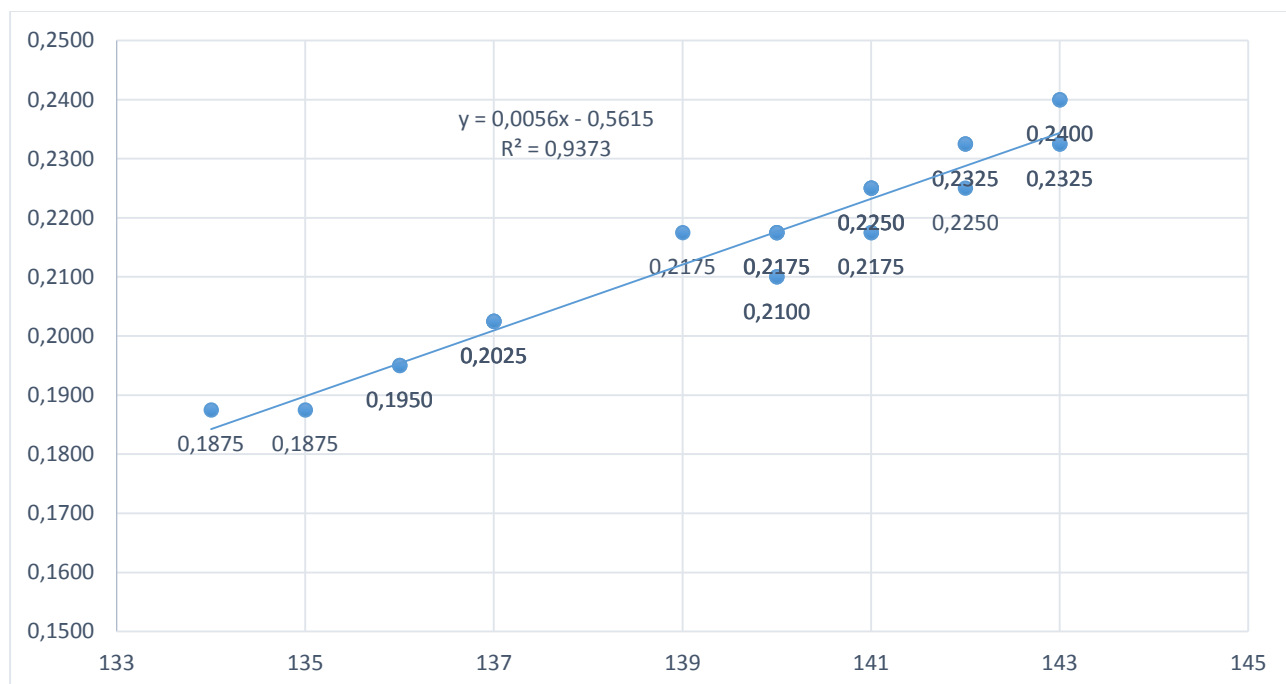


Рис. 4.6 – Графічна залежність коефіцієнту тертя кочення від маси бульб картоплі за умови що $\beta=45^\circ$

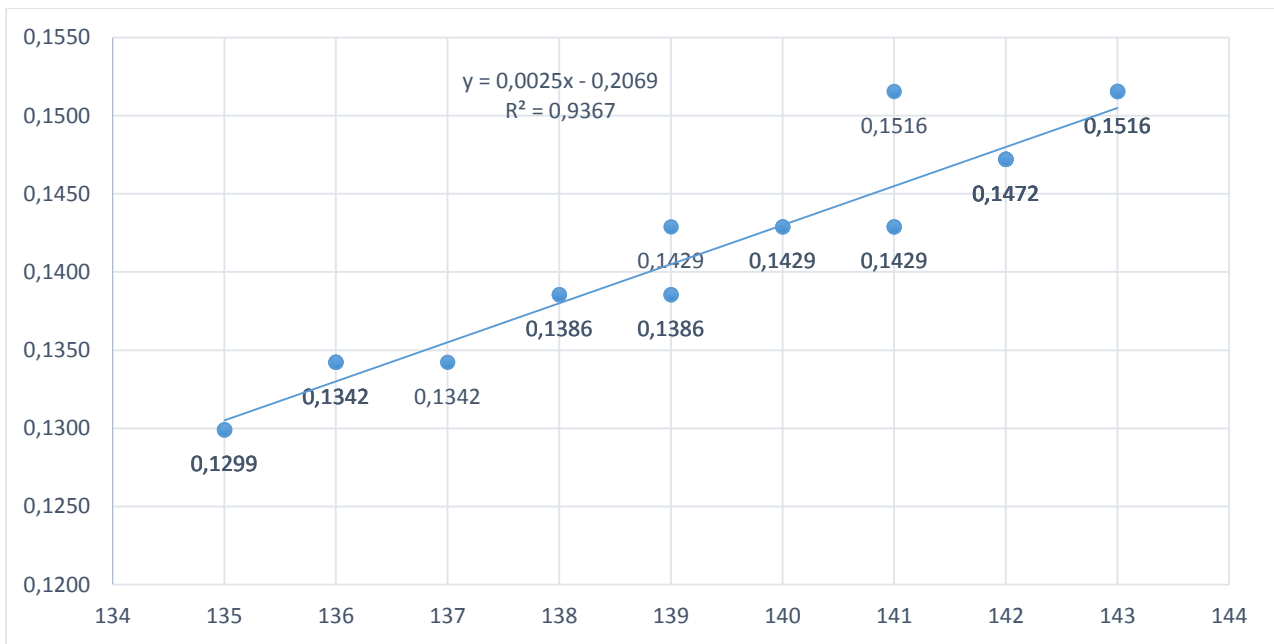


Рис. 4.7 – Графічна залежність коефіцієнту тертя кочення від маси бульб картоплі за умови що $\beta=30^\circ$

Установлено, що забрудненість поверхні бульб картоплі в середньому на 35-40% ґрунтом веде до зростання коефіцієнтів тертя кочення на 28%.

Отримані залежності, що описують зв'язок коефіцієнтів тертя та маси бульб і наведені на рис.4.2-4.7, є достовірними, що доведено значеннями коефіцієнту R^2 , який наближається до одиниці.

4.2. Результати дослідження впливу зміни формоутворювальних параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа на тяговий опір

У ході експериментальних досліджень визначено показники тягового опору при використанні підкопувально-сепарувальних робочих органів із наступними формоутворювальними параметрами:

$$c = 0.95, b = 1.5, \phi = 0.25;$$

$$c = 1.05, b = 1.5, \phi = 0.25;$$

$$c = 0.95, b = 1.5, \phi = 0.15.$$

За даними формоутворювальними параметрами побудовано 3D моделі робочого органа (рис.4.8) та визначено основні конструктивні параметри для виготовлення фізичних моделей робочого органа.

Основною відмінністю виготовлених моделей є поздовжній кут нахилу поверхні, який для моделі №1 становить 10^0 у зоні лемішної частини та 15^0 в зоні сепарувальної частини робочого органа; моделі № 2 - 5^0 та 25^0 , моделі № 3 – 10^0 і 20^0 відповідно.

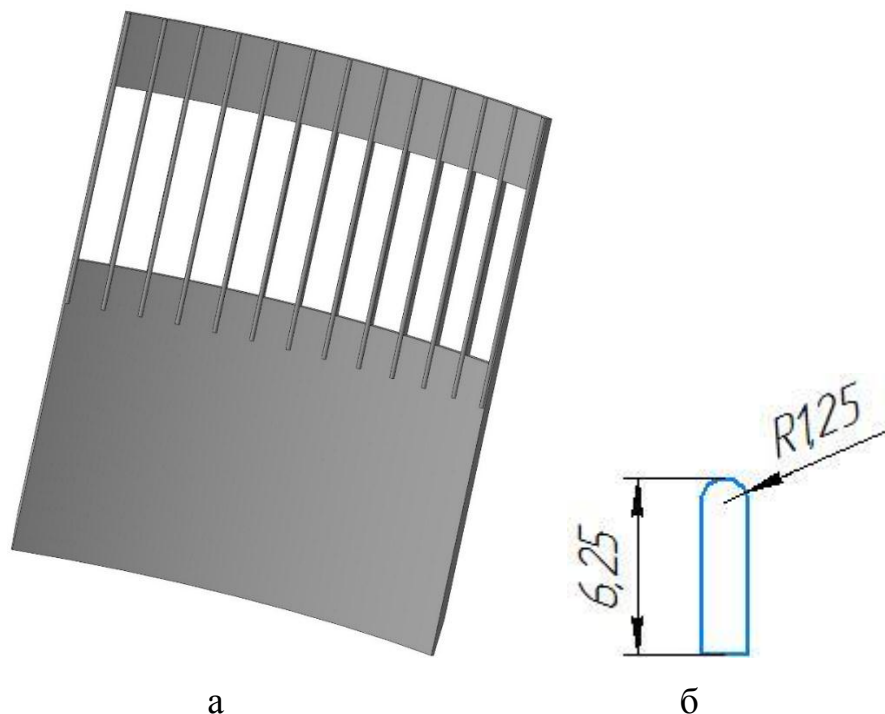


Рис.4.8 Модель робочого органа: а – загальний вигляд робочого органа; б – геометричний переріз прутка

Нижче в табл. 4.8 – 4.10 наведені середні значення тягового опору.

Таблиця 4.6

Показник тягового опору при значенні формоутворювальних параметрів $c = 0.95$, $b = 1.5$, $\phi = 0.25$

Експериментальне значення, Н	Теоретичне значення, Н	Розбіжність, %
3595	3425	4,9
3362		1,8
3280		4,2
3260		4,8
3260		4,8
3225		5,8
Середнє значення		4,38

Таблиця 4.7

Показник тягового опору при значенні формоутворювальних параметрів $c = 1.05$, $b = 1.5$, $\phi = 0.25$

Експериментальне значення, Н	Теоретичне значення, Н	Розбіжність, %
3750	3650	2,7
3910		7,1
3925		7,5
3890		6,8
3910		7,1
3880		6,3
Середнє значення		6,25

Таблиця 4.8

Показник тягового опору при значенні формоутворювальних параметрів $c = 0.95$, $b = 1.5$, $\phi = 0.15$

Експериментальне значення, Н	Теоретичне значення, Н	Розбіжність, %
3598	3560	1,1
3420		3,9
3380		5,1
3360		5,6
3410		4,2
3480		2,2
Середнє значення		3,69

Розбіжність теоретичних і експериментальних даних не перевищує 10%, що доводить їхню узгодженість.

З аналізу отриманих значень бачимо, що робочий орган, конструктивні параметри якого встановлено за рахунок побудови 3D моделі з використанням програмного продукту Mathematica, за умови, що формоутворювальні параметри c , b та ϕ , які входять у рівняння поверхні леміша та поверхні, в якій розміщені сепарувальні прутки, та характеризують форму розташування та параметри кривизни

поверхні лемешної частини, яка в подальшому переходить в пруткову сепарувальну частину, становлять: $c = 0.95$, $b = 1.5$, $\phi = 0.25$ створює мінімальний тяговий опір.

Зростання величини тягового опору за умови використання моделей № 2 і № 3 пояснюється зростанням кута входження лемеша у ґрунт (табл. 4.91).

Таблиця 4.9

Кут входження робочого органа в ґрунт

Номер моделі	1	2	3
Кут входження, град.	20	28	25

При цьому для забезпечення необхідної глибини ходу (прийнято 0,19 м) потрібно було забезпечити зростання довжини леміша.

Таким чином, проведені лабораторні дослідження доводять результати теоретичних досліджень, викладених у розділі 2.

4.3. Результати дослідження впливу відстані між осями прутків, величини розміру геометричного перерізу прутків та швидкості руху машини на показник тягового опору методом математичного планування експерименту

Загальний вигляд математичної моделі, яка використана для опису залежності тягового опору від відстані між осями прутків, величини геометричного розміру перерізу прутків та швидкості руху машини набуває вигляду:

$$K = f(X_1, X_2, X_3), \quad (4.1)$$

де X_1 – відстань між осями прутків, м;

X_2 – величина розміру геометричного перерізу прутків, м;

X_3 – швидкість руху машини, м/с.

Спочатку закодовуються фактори для переведення натуральних факторів у безрозмірні величини з метою побудови плану-матриці експерименту. Зв'язок між кодованими і натуральними значеннями факторів встановлюється залежністю (3.7).

План-матриця експерименту для 8-х дослідів ($n=2^3=8$) наведена в табл.3.3.

Критерій Кохрена, визначений за формулою $G = 0.205 < G(0.05; 8; 2) =$

$= 0.5157$, отже умова відтворюваності дослідів задовольняється.

Дисперсія відтворюваності визначалась за залежністю (3.11) і для нашого випадку рівна $S_y^2 = 974.125$.

Таблиця 4.10

План-матриця повнофакторного експерименту 2^3

Номер дослідів	Значення кодованих факторів						
	x_1	x_2	x_3	$\bar{Y}_{U1}$	$\bar{Y}_{U2}$	$\bar{Y}_{U3}$	$\bar{Y}_{ci}$
1	-1	-1	-1	3500	3470	3530	3500
2	+1	-1	-1	3000	3040	2975	3005
3	-1	+1	-1	3430	3400	3460	3430
4	+1	+1	-1	3400	3370	3430	3400
5	-1	-1	+1	4600	4560	4630	4597
6	+1	-1	+1	4105	4080	4125	4103
7	-1	+1	+1	4000	3960	4040	4000
8	+1	+1	+1	4350	4323	4375	4349

Дисперсія оцінки коефіцієнтів, обчислена за формулою (3.15) $s(b) = 6.371$.

Дисперсія відтворюваності дослідів визначалась за формулою (3.12) з числом ступенів вільності: $v_y = n(m - 1) = 8(3 - 1) = 16$.

Таблиця 4.11

Коефіцієнти рівняння регресії та значення критерію Стюдента

Коефіцієнт	b_0	b_1	b_2	b_3
1	2	3	4	5
Значення коефіцієнта	3798	-83.625	-3.208	464.292
Критерій Стюдента	596.153	13.126	0.504	72.877

Продовження табл.4.11

Коефіцієнт	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{123}
Значення коефіцієнта	163.458	47.625	-84.548	47.208
Критерій Стюдента	25.657	7.475	13.257	7.41

Так як критичне значення критерію Стюдента $t_{кр} = 2.119$, то значущими признають всі коефіцієнти, крім b_2 .

Рівняння регресії в кодованих факторах матиме вигляд:

$$Y = \frac{11143 \cdot x_3}{24} - \frac{669 \cdot x_1}{8} + \frac{3923 \cdot x_1 x_2}{24} + \frac{381 \cdot x_1 x_3}{8} - \frac{2027 \cdot x_2 x_3}{24} + \frac{3923 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3}{24} + \frac{91153}{24}; (4.2)$$

Поверхня відгуку зображена на рис. 4.9.

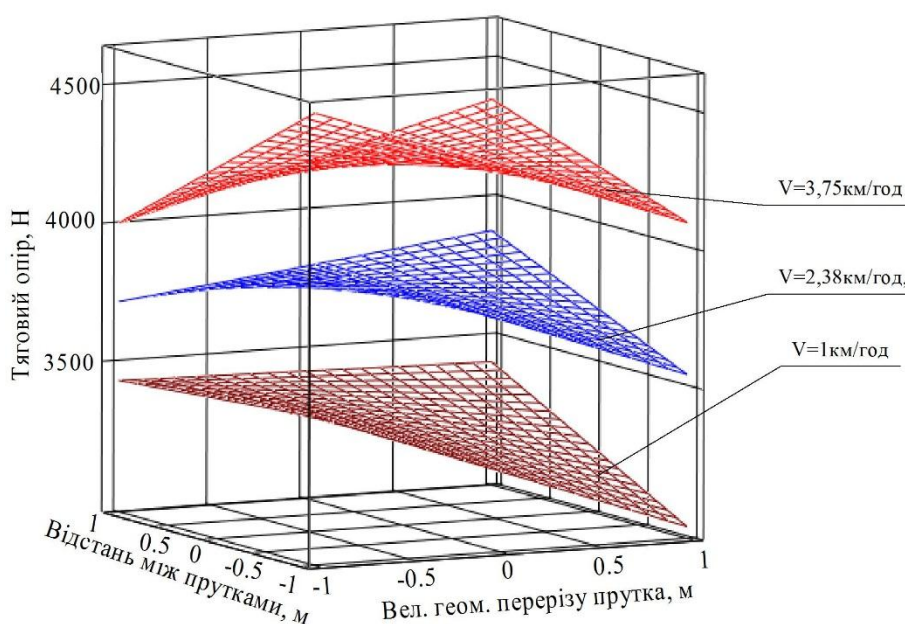


Рис. 4.9. Поверхня відгуку в кодованих факторах

Для перевірки адекватності отриманої математичної моделі обраховуємо кут тертя ковзання за рівнянням регресії. Результати заносимо в табл. 4.12.

Таблиця 4.12

Тяговий опір, отриманий в результаті розрахунків за рівнянням регресії

Номер дослідів u	1	2	3	4	5	6	7	8
Значення Y	3497	3002	3443	3403	4593	4100	4003	4353

Перевірка адекватності рівняння проводиться спочатку на лінійній частині за допомогою критерію Філлера F. Дисперсія адекватності обчислена за формулою (3.17) і дорівнює $S_{ad}^2 = 247.042$. Оскільки $S_{ad}^2 < S_y^2$, то обчислення критерію Філлера виконане за формулою (3.16)

$$F = 3.943 < F(0.05; 1;) = 4.46. \quad (4.3)$$

Оскільки перевірка адекватності за критерієм Фішера дала позитивний результат, то дана модель є адекватною.

Врахувавши зв'язок кодованих факторів із дійсними, рівняння регресії набрало вигляду

$$Y = 596.64 \cdot X_3 - 72713.64 \cdot X_2 - 65943.94 \cdot X_1 + 6.55 \cdot X_1 \cdot X_2 - 6806.06 \cdot X_1 \cdot X_3 - 79503.03 \cdot X_2 \cdot X_3 + 2.75 \cdot X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 + 4023.2. \quad (4.4)$$

За отриманим рівнянням побудовано поверхні відгуку, які наведено на рис.4.10.

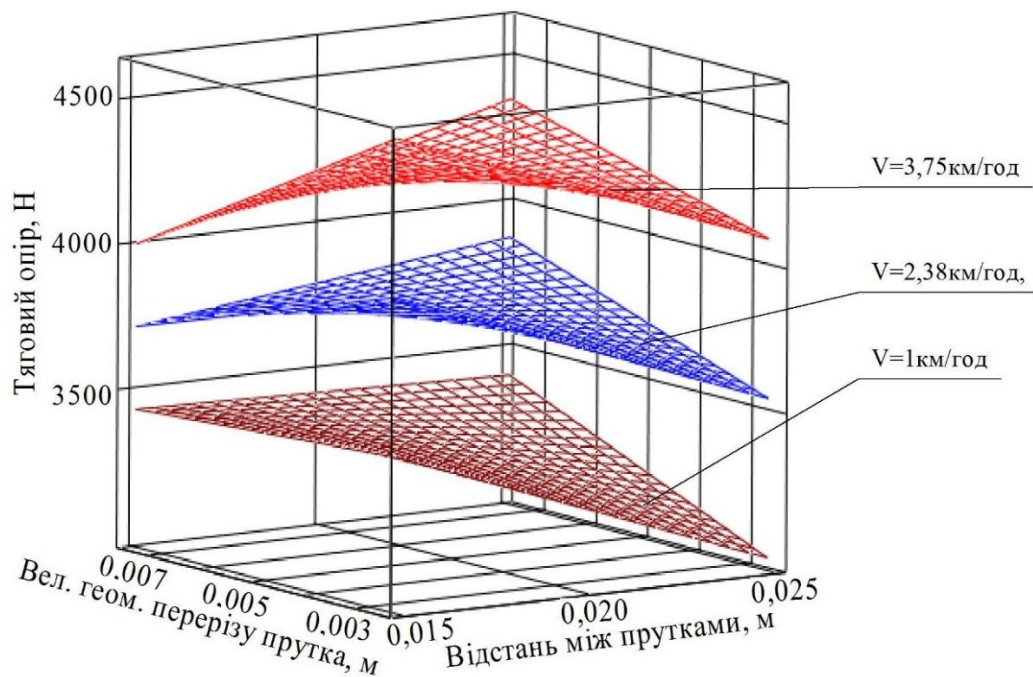


Рис. 4.10. Поверхня відгуку зміни тягового опору від відстані між осями прутків, величини розміру геометричного перерізу прутків та швидкості руху машини за умови, що швидкість переміщення становить: $V = 1$ км/год, $V = 2,38$ км/год та $V = 3,75$ км/год.

Отже, з рівняння регресії видно, що найбільш значущими параметрами, які впливають на показник тягового опору є розмір геометричного перерізу прутка та

швидкість руху машини. Базуючись на результатах експерименту, обираємо ширину прутків 0,25 см, відстань між прутками становить 2,5 см.

4.4. Результати оцінювання сепарувальної здатності підкопувально-сепарувального робочого органа.

Оцінювання сепарувальної здатності проводили за методикою, викладеною в розділі 3, п.3.5.

Об'єм ґрунту, який поступає на робочий орган, в середньому становив $34400\text{см}^3 = 0,0344\text{м}^3$. Об'єм ґрунту, який зійшов на плівку (рис.4.11), визначали через 1м пройденого шляху. Результати визначення об'єму наведено в табл. 4.13.



Рис.4.11. Фото підкопувально-сепарувального робочого органа з рулоном плівки, на яку сховає ґрунт

Таблиця 4.13

Визначення об'єму ґрунту, який зійшов на плівку (середні значення)

Абсолютна вологість ґрунту, %	Об'єм ґрунту (м³) при швидкості руху:				
	1,0 км/год	1,5 км/год	2,0 км/год	2,5 км/год	3,0 км/год
1	2	3	4	5	6
12,0	15,770% 0,0289	15% 0,0289	14,7% 0,0293	6% 0,0323	5% 0,0326
15,2	15% 0,0292	14,7% 0,0293	13,9% 0,0296	6% 0,0323	5% 0,0326
18,0	13,8% 0,0296	12,6% 0,030	13% 0,0294	4,8% 0,0327	4,1% 0,0329
25,0	9,4% 0,0312	9,0% 0,0313	5% 0,0326	3,9% 0,0331	Не просівається

На рис.4.12-4.15. подано графічні залежності та рівняння, які розкривають зв'язок між сепарувальною здатністю робочого органа та швидкістю його переміщення. Сепарувальну здатність оцінювали у % (п.3.5).

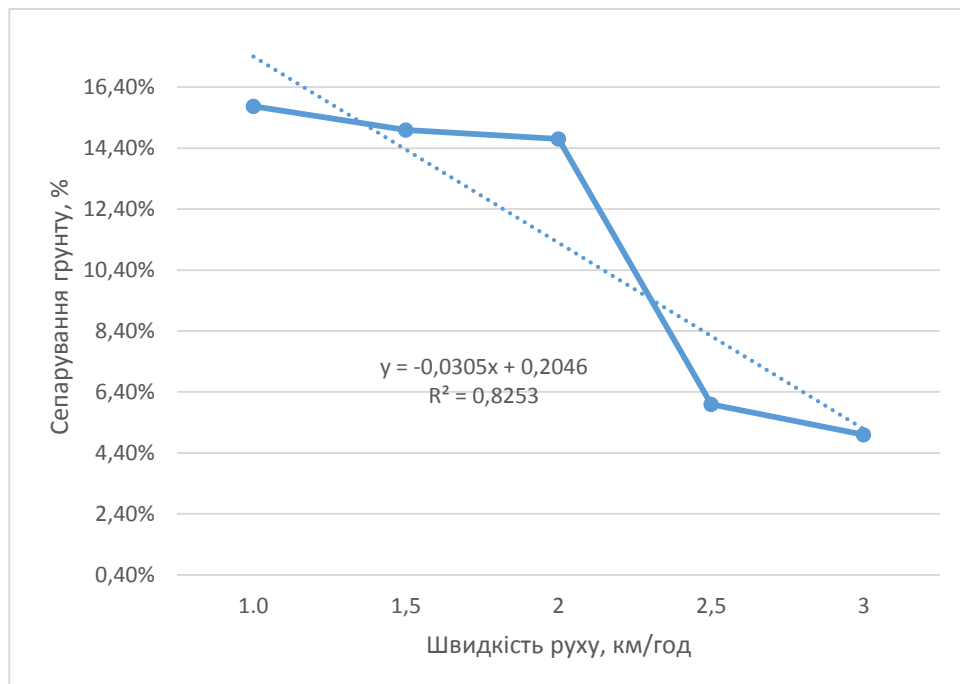


Рис.4.12. Залежність відсепарованого ґрунту від швидкості руху при абсолютній вологості ґрунту 12,0%

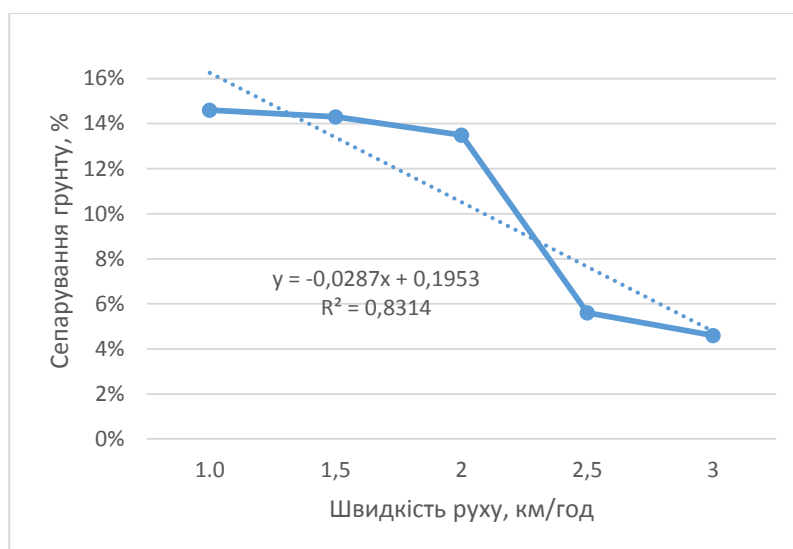


Рис.4.13. Залежність відсепарованого ґрунту від швидкості руху при абсолютній вологості ґрунту 15,2%

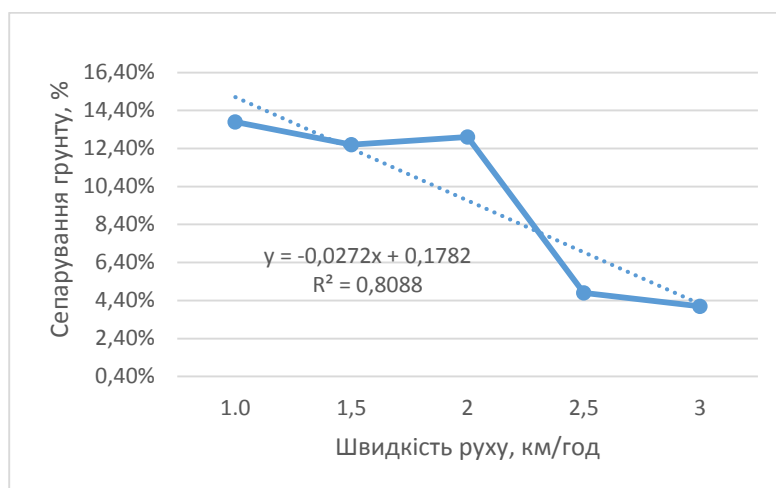


Рис.4.14. Залежність відсепарованого ґрунту від швидкості руху при абсолютній вологості ґрунту 18,0%

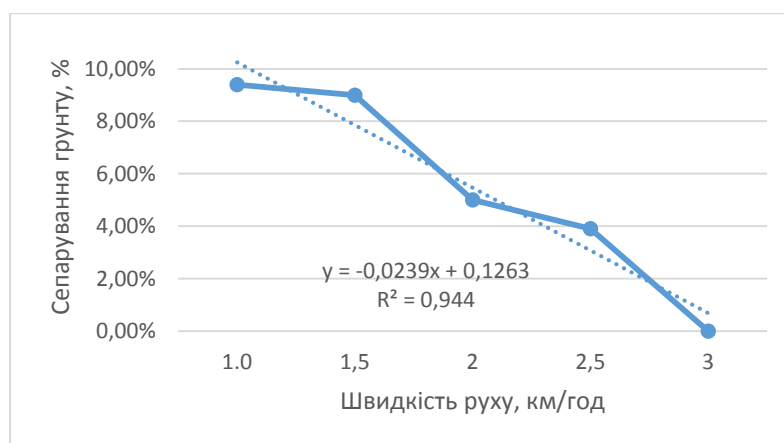


Рис.4.15. Залежність відсепарованого ґрунту від швидкості руху при абсолютній вологості ґрунту 24%

Як бачимо з рис.4.12-4.15, існує лінійний зв'язок між сепарувальною здатністю і швидкістю переміщення підкопувально-сепарувального робочого органа.

Найвищі показники сепарувальної здатності забезпечуються за умови роботи на ґрунті з показником вологості 12-15,2% і швидкості переміщення робочого органа 1,0-1,5 км/год. Різке зменшення сепарувальної здатності спостерігається при швидкості, що перевищує 2,0км/год (в наших дослідях при 2,5км/год) навіть на сухому ґрунті. Крім того, за результатами дослідів можна зробити висновок, що даний робочий орган не рекомендується застосовувати при вологості $\geq 25\%$.

Зв'язок вологості ґрунту, швидкості переміщення і сепарувальної здатності оцінено коефіцієнтом кореляції (розділ 3, п.3.5) із використанням прикладної програми Microsoft Excel.

Зв'язок між вологістю ґрунту та відсотком просіяного ґрунту:

при швидкості руху 1,0 км/год - -0,978103328;
 при швидкості руху 1,5 км/год - -0,99522;
 при швидкості руху 2,0 км/год - -0,94284;
 при швидкості руху 2,5 км/год- -0,98944;
 при швидкості руху 3,0 км/год - -0,95127.

Зв'язок між швидкістю переміщення та відсотком просіяного ґрунту:

при абсолютній вологості ґрунту 12,0% - -0,908467116;
 при абсолютній вологості ґрунту 15,2% - -0,911832776;
 при абсолютній вологості ґрунту 18,0% - -0,899341877;
 при абсолютній вологості ґрунту 25,0% - -0,971576826.

З отриманих результатів бачимо, що швидкість руху та вологість ґрунту значним чином впливають на роботу підкопувально-сепарувального робочого органа. Коефіцієнт кореляції > 0.7 . Крім того, коефіцієнт кореляції від'ємний, що вказує на зворотній зв'язок: чим вище швидкість переміщення та вологість ґрунту, тим менший відсоток ґрунту просіюється крізь отвори підкопувально-сепарувального робочого органа, а значить більше ґрунту попадає на транспортний робочий орган, що є небажаним.

Висновки до четвертого розділу:

1. Аналіз отриманих експериментальних даних виявив, що величина коефіцієнту тертя руху становить в середньому 0,5317 для чистої бульби картоплі за умови її руху по сталевій поверхні. Виявлено, що налипання ґрунту на бульби приводить до зростання величини коефіцієнта тертя в середньому на 7,16 % (за умови, що ґрунт займає 10% площі контакту бульб із сталеною поверхнею тертя). Відповідно за умови, що ґрунт займає 60% площі контакту бульб із сталеною поверхнею тертя зростання становить 34,2.
2. Установлено, що величина коефіцієнта тертя спокою становить, в середньому 0,577, що на 8,5% більше коефіцієнта тертя руху для чистої бульби картоплі за умови її руху по сталевій поверхні.
3. На величину коефіцієнта тертя кочення впливає маса бульб картоплі (зі збільшенням маси коефіцієнт тертя зростає). Крім того, значним чином впливає величина кута β нахилу площини коливань до горизонту. Зі збільшенням кута нахилу поверхні кочення до горизонталі кут тертя зростає. Встановлено, що забрудненість поверхні бульб картоплі, в середньому на 35-40% ґрунтом, веде до зростання коефіцієнтів тертя кочення на 28% (бульба котиться по сталевій поверхні).
4. Доведено, що раціональними є формоутворювальні параметри c , b та ϕ , які входять у рівняння поверхні лемішу та поверхні, в якій розміщені сепарувальні прутки характеризують форму розташування та параметри кривизни поверхні лемешної частини, яка в подальшому переходить у пруткову сепарувальну частину, становлять: $c = 0.95$, $b = 1.5$. Робочий орган, конструктивні параметри якого визначено за даними параметрами, створює мінімальний тяговий опір, що доводить вірність виконаних теоретичних досліджень.
5. Аналіз результатів математичного експерименту виявив, що найбільш істотний вплив на показник тягового опору справляє розмір геометричного перерізу прутка та швидкість руху машини.
6. Виявлено високий кореляційний зв'язок між вологістю ґрунту, швидкістю переміщення та просіюванням ґрунту під час проходження його по сепарувальній поверхні підкопувально-сепарувального робочого органа.

7. Рекомендовано використання підкопувально-сепарувального робочий органа для проведення збиральних робіт на ґрунтах із вологістю, що не перевищує 20%. Швидкість переміщення картоплезбиральної машини повинна знаходитися в межах 1,0-2,0 км/год.

Основні положення були використані в наукових працях [5; 6; 7; 8; 10; 11].

Розділ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ПІДКОПУВАЛЬНО-СЕПАРУВАЛЬНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ ТА РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

5.1 Результати польових досліджень удосконаленого підкопувально-сепарувального робочого органа картоплезбиральної машини

Польові випробування удосконаленого підкопувально-сепарувального робочого органа бульбозбиральної машини проводилися згідно з ДСТУ 7794:2015 [146] на полях Інституту господарства Західного полісся Національної академії аграрних наук України (с. Шубків, Рівненський район, Рівненська область) та Волинської державної дослідної станції ІК НААН (сmt. Рокині, Луцького району, Волинської області).

Метою польових випробувань було визначення наступних показників:

- втрати бульб, %;
- пошкодження бульб, %;
- продуктивність, ц/га;

Перед випробуваннями визначалися характеристики бульб картоплі та ділянок для проведення випробувань. Їх середні значення зведені до табл. 5.1 та табл. 5.2.

У якості базових машин використовували картоплекопачки КНТ-2В та Agromet z 609/2. Параметри даних машин наведено у Додатку Г.1.

Удосконалений підкопувально-сепарувальний робочий орган (рис.5.1.) бульбозбиральної машини має форму гіперболічного параболоїду, на поверхні якого знаходяться 13 прутків, які починаються від переходу лемішної частини в сепарувальну частину до кінця підкопувально-сепарувального робочого органа.

Геометричні параметри удосконаленого підкопувально-сепарувального робочого органа, який встановлювався на картоплекопачки КНТ-2В та Agromet z 609/2:

Варіант 1(формування конструкції проведене за рахунок побудови 3D моделі з використанням програмного продукту Mathematica, за умови, що параметри c , b та ϕ , які входять у рівняння поверхні леміша та поверхні, в якій розміщені сепарувальні

прутки що характеризують форму розташування та параметри кривизни поверхні лемішної частини, яка в подальшому переходить в пруткову сепарувальну частину, становлять:

- довжина підкопувально-сепарувального робочого органа 37 см;
- довжина лемішної частини 20 см;
- довжина сепарувальної частини 17 см;
- довжина сепарувальної частини з отворами 10 см;
- ширина підкопувально-сепарувального робочого органа 30 см;
- кількість прутків 13;
- відстань між осями прутків 2,5 см;
- розмір геометричного перерізу прутка 0,25 см;
- товщина металу, з якого виготовлений робочий орган 5 мм;
- поздовжній кут нахилу поверхні 14° .

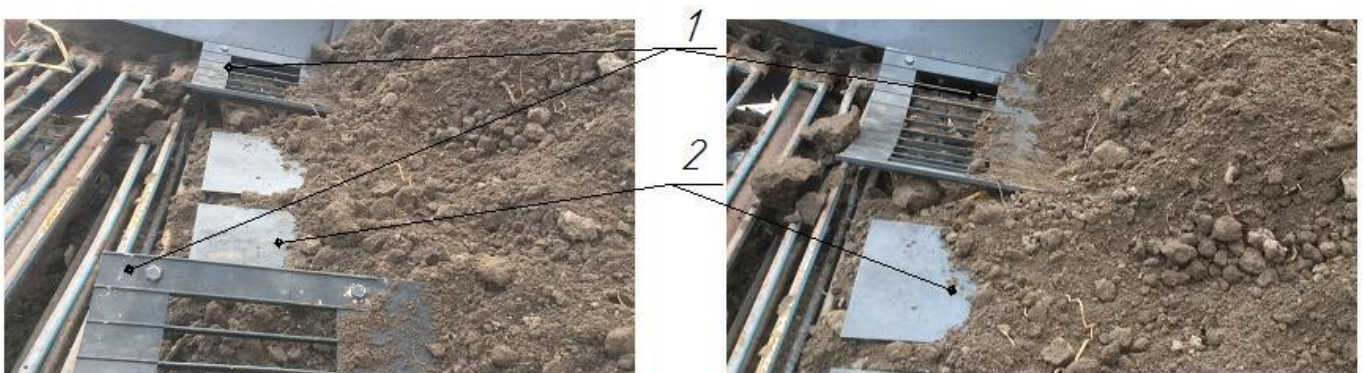


Рис. 5.1. Удосконалений підкопувально-сепарувальний робочий орган: 1 - підкопувально-сепарувальний робочий орган; 2 – вставні секції.

Ширина вставних секцій становила 16 см, відстань між підкопувально-сепарувальним робочим органом та вставною секцією, а також між вставними секціями становила 6 см.

5.1.1. Визначення характеристик ґрунту

Із метою визначення вологості ґрунту відбирали проби на дослідних ділянках масою 40 г, які розміщували у бюкси та встановлювали в сушильну шафу на вісім годин. Температура сушіння становила 105°C . Зважування висушених порцій ґрунту проводили після його охолодження.

Абсолютний показник вологості визначали:

$$W = \frac{m_1}{m_2} \cdot 100\%, \quad (5.1)$$

де m_1 – маса води, яка випарилась у процесі сушіння, г;

m_2 – маса ґрунту сухого (після обробки у сушильній шафі), г.

Для визначення твердості використовували твердомір Ревякіна, робоча частина якого являє собою плунжер, нагвинчений на нижній кінець штока, який за допомогою рукоятки крізь вимірювану пружину втискується у досліджуваний ґрунт. Твердомір має самописець для записів вимірювання величин.

Згідно з ГОСТом 20915-75 [147] твердість ґрунту визначали у Н/см² з використанням залежності:

$$T = \frac{P_{\text{сеп}}}{F} = \frac{zk_n}{F}, \quad (5.2)$$

де $P_{\text{сеп}}$ – середнє зусилля для занурення наконечника, Н;

F – площа основи наконечника, мм²;

k_n – жорсткість пружини (10 Н/мм²);

z – середнє значення ординати діаграми $P = f(h)$, де P – зусилля заглиблення наконечнику приладу, Н; h – глибина занурення, см.

Таблиця 5.1

Характеристика умов проведення польових досліджень удосконаленого підкопувально-сепарувального робочого органа, який встановлювалися на картоплекопачку КТН-2В

Назва показника	Середні значення
1	2
Рельєф	Без схилів
Мікрорельєф	Гребнистий
Вологість ґрунту, %	
0-5 см	15,0
5-10 см	15,5
10-15 см	16,1
15-20 см	16,6
Твердість ґрунту, мПа (середнє значення)	1,04
Температура повітря	21
Сорт бульб картоплі	Сіфра
Спосіб висаджування	Гребневий

Продовження табл. 5.1

1	2
Ширина міжряддя, см	70
Урожайність клубнів, ц/га	362
Склад бульб у % від загальної маси, г	
20-50	28,2
50-80	44,5
>80	27,3
Характеристики гнізда бульб:	23
Ширина, см	17 – максимальна,
Глибина залягання нижньої бульби, см	9,0 - мінімальна

Таблиця 5.2

Характеристика умов проведення польових досліджень удосконаленого підкопувально-сепарувального робочого органа, який встановлювалися на картоплекопачку Agromet Z609/2

Назва показника	Середні значення
1	2
Рельєф	Без склонів
Мікрорельєф	Гребнистий
Вологість ґрунту, %	
0-5 см	14,2
5-10 см	15,0
10-15 см	15,7
15-20 см	16,3
Твердість ґрунту, мПа (середнє значення)	1,1
Температура повітря	20
Сорт бульб картоплі	Санте
Спосіб висаджування	Гребневий
Ширина міжряддя, см	65
Урожайність клубнів, ц/га	387
Склад бульб у % від загальної маси, г	
20-50	22,2
50-80	47,5
>80	30,3
Характеристики гнізда бульб:	24
Ширина, см	18 – максимальна,
Глибина залягання нижньої бульби, см	12 - мінімальна

5.1.2. Оцінювання режимів роботи та показників якості процесу

Важливою характеристикою підкопувально-сепарувального робочого органа є глибина ходу. Дану величину встановлювали на основі аналізу глибини розташування нижніх бульб картоплі на дослідних ділянках (табл. 5.1, 5.2). Вона становила відповідно 18 та 19 см.

У ході проведення випробувань згідно з [146] визначали наступні показники:

-показник ступеня пошкодження n_n

$$n_n = \frac{n_b \cdot 100}{n_1}, \quad (5.3)$$

де n_b – кількість випадків пошкоджень,

n_1 – кількість бульб у пробі, штук.

Робочу швидкість V :

$$V = 3,6 \frac{L_n}{t_c}, \quad (5.4)$$

де L_n – довжина ділянки, м;

t_c – середня тривалість проходження ділянки, с.

Таблиця 5.3

Експериментальні показники роботи картоплекопачів

Показник	Картоплекопачка Agromet Z609/2		Картоплекопачка КТН-2В	
	Базова	З експеримент альним робочим органом	Базова	З експеримент альним робочим органом
Швидкість руху, км/год	2,5	2,5	2,5/1,8	2,5/1,8
Повнота викопування, %	96,0	98,0	96,9/97,2	98,6/98,8
Бульби не викопані, %	4,0	2,0	3,1/2,8	1,4/1,2
Пошкодженість бульб, %	1,6	1,4	1,7/1,8	1,4/1,28

З аналізу табл. 5.3. бачимо, що встановлення запропонованого підкопувально-сепарувального робочого органа забезпечило:

- зменшення кількості невикопаних бульб на 2,0 % при швидкості 2,5 км/год та при зменшенні швидкості руху агрегату до 1,8 км/год – 1,6%;
- зменшення пошкодження бульб.

Для оцінювання продуктивності використовували наступну залежність:

$$W = \frac{0,36 \cdot l_p \cdot L_n}{t_c + t_{\Pi}} k_{\text{ч}}, \quad (5.5)$$

де l_p – відстань між рядками, м;

t_{Π} – час, який витрачено на здійснення повороту, с (за хронометражем);

$k_{\text{ч}}$ – коефіцієнт використання робочого часу, с, який визначається:

$$k_{\text{ч}} = \frac{t_{\text{зм}}}{t_{\text{зм}} + t_{\text{ТО}} + t_{\text{Н}} + t_{\text{О}} + t_{\text{Х}}}, \quad (5.6)$$

де $t_{\text{зм}}$ – тривалість зміни, с;

$t_{\text{ТО}}$ – час на технічне обслуговування, с;

$t_{\text{Н}}$ – час простою, с;

$t_{\text{О}}$ – час технічних зупинок, с;

$t_{\text{Х}}$ – час на повороти та холостий заїзд, с.

Складові часу визначали хронометражем.

На рис. 5.2. подано результати оцінювання продуктивності.

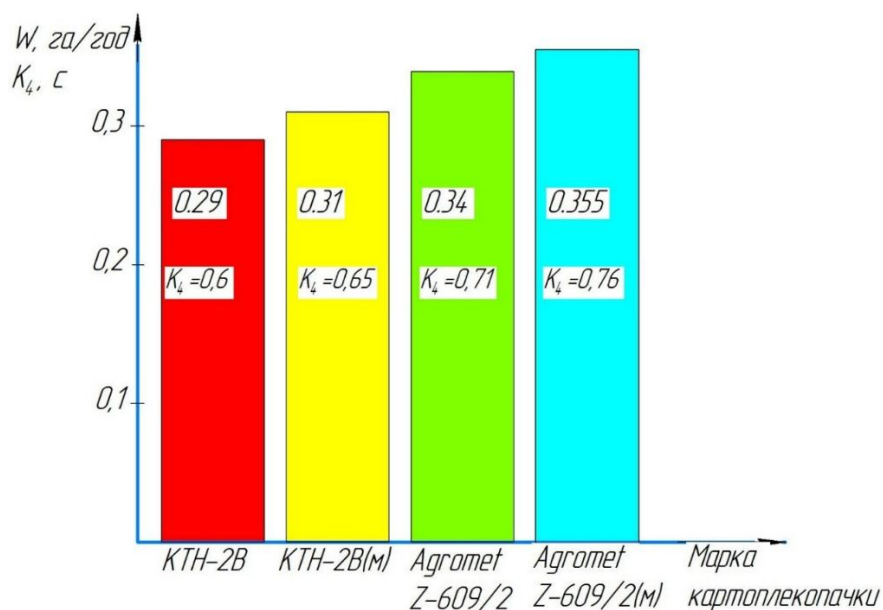


Рис. 5.2. Продуктивність картоплекопалок

Результати хронометражу та спостережень за виконанням процесу збирання бульб показали, що продуктивність зростає за рахунок зменшення числа згруджування ґрунту на підкопувально-сепарувальному робочому органі. Це дало можливість зменшити кількість зупинок картоплекопача.

При використанні запропонованого підкопувально-сепарувального органа продуктивність зросла на 8% у порівнянні зі стандартною машиною при проведенні випробувань на полі Інституту господарства Західного полісся Національної академії аграрних наук України та 4,5% при проведенні випробувань на полі Волинської сільськогосподарської дослідної станції Національної академії аграрних наук України.

5.2 Розрахунок економічної ефективності

Економічна ефективність від використання удосконаленого підкопувально-сепарувального робочого органа картоплезбиральної машини визначалася при порівнянні з базовою машиною. В даному випадку порівняння проводилося з картоплекопачкою Agromet Z609/2 у базовому варіанті та з встановленим підкопувально-сепарувальним робочим органом.

Для розрахунків бралися ціни на картоплезбиральну техніку, паливно-мастильні матеріали, продукцію та нормативи на заробітну плату станом на 2019 рік.

Для порівняння машин, економічна ефективність визначалася як різниця зведених затрат на виконання річного обсягу робіт, кількості та якості викопаного продукту (бульб картоплі), трудових ресурсів і здійснювалась згідно із стандартами [148; 149; 150; 151] у такій послідовності:

1) Для формування таблиці з вихідними даними було використано експлуатаційні показники роботи базової та удосконаленої машин, цін на сільськогосподарську техніку, цін на паливно-мастильні матеріали та цін на продукцію (бульби картоплі).

2) Розрахунок економічної ефективності картоплекопачки з підкопувально-сепарувальним робочим органом проведено на ПЕОМ за розробленою програмою.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності у Додатку Г.2.

Таблиця 5.4

Показники економічної ефективності

Показники	Машина	
	базова	удосконалена
1	2	3
Річне напрацювання, га	4.495	4.495
Прямі затрати (грн/га) на:		
– оплату праці,	184.74	176.94
– пально-мастильні матеріали	240	240
– технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт	4858.73	4884.89
– реновацію,	3488.32	3519.36
– інші прямі затрати,	4.51	4.29
– всього прямих затрат	8774.3	8825.481
Капітальні вкладення, грн/га	31145.72	31363.3
Приведені затрати, грн/га	13448.15	13529.97
Економічний ефект від зміни кількості та якості льонопродукції, грн/га	–	6160
Річний економічний ефект від експлуатації машини з удосконаленим підкопувальньо-сепарувальним робочим органом, грн.	–	27325
Економічний ефект від виробництва і використання за строк служби машини з удосконаленим підкопувальньо-сепарувальним робочим, грн.	–	93578

Отже, виходячи із отриманих даних, річний економічний ефект від експлуатації картоплекопачки із удосконаленим підкопувальньо-сепарувальним робочим органом становить 93578 грн, або ж 20818,24 грн/га за цінами 2019 р.

Висновки до п'ятого розділу:

Проведені польові дослідження показали, що:

1. Застосування запропонованого підкопувальньо-сепарувального робочого органа забезпечує:

- зменшення кількості невикопаних бульб на 2,0 % при швидкості 2,5 км/год. та при зменшенні швидкості руху агрегату до 1,8 км/год – 1,6%;
- зменшення пошкодження бульб з 1,6 до 1,4% (картоплекопачка Agromet Z609/2) і з 1,7% до 1,4% (картоплекопачка КТН-2В при робочій швидкості 2,5 км/год) та з 1,0% до 1,28% (картоплекопачка КТН-2В при робочій швидкості 1,8 км/год);

2. Результати польових досліджень показали ріст продуктивності машини до 8% та до 4.5% при проведенні польових випробувань на полях Інституту господарства Західного полісся Національної академії аграрних наук України та Волинської сільськогосподарської дослідної станції Національної академії аграрних наук України.

3. Річний економічний ефект від експлуатації картоплекопачки із удосконаленим підкопувально-сепарувальним робочим органом становить 93578 грн, або ж 20818,24 грн/га за цінами 2019 р.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено завдання підвищення ефективності процесу викопування бульб картоплі шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа.

1. Аналіз конструкцій підкопувальних робочих органів бульбозбиральних машин виявив ряд недоліків, а саме: випадання бульб під час проходження бульбоносної маси по поверхні леміша та транспортера; пошкодження бульб під час підкопування; згруджування ґрунту на підкопувальних робочих органах; значна металоємкість конструкцій підкопувальних робочих органів.

2. В ході теоретичного аналізу процесу взаємодії запропонованого підкопувально-сепарувального робочого органа з ґрунтом розроблено математичні моделі, які розкривають закономірності впливу параметрів і режимів лемішної та сепарувальної частини робочого органа на зміну динамічних характеристик ґрунтового середовища та встановлюють умови забезпечення найбільшого розпушення ґрунту. Отримані значення компонент напружень в аналітичному вигляді, які дозволяють прогнозувати зміни густини ґрунту та можливі руйнування його суцільності, що важливо для подальшого його просіювання через сепарувальну поверхню.

3. Запропоновано рівняння поверхні леміша та поверхні в якій розміщені сепарувальні прутки, яку представлено у вигляді гіперболічного параболоїду у неявному вигляді, та обґрунтовано раціональні значення формоутворювальних параметрів, які входять у рівняння та характеризують форму розташування, параметри кривизни поверхні лемішної частини, яка в подальшому переходить в пруткову сепарувальну частину:

- формоутворювальний параметр поверхні $a = 0.20$, що забезпечує найбільшу зону розпушення ґрунту;
- формоутворювальний параметру $b = 1.50 - 1.75$ що визначає кривизну леміша в поперечному до напрямку руху, то подальше його збільшення зменшить висоту «боковин» підкопувально-сепарувального робочого органа, а зменшення – призведе до зростання ущільнення в зонах «боковин»;

- формоутворювальний параметр $c = 0.95$ - забезпечує потрібну глибину входження леміша у ґрунт без значного зростання його довжини;
- формоутворювальні параметри $\kappa = 1.5$ і $\phi = 0.25$, які впливають позитивно на збільшення зони розпушення та унеможливають переущільнення ґрунту.

4. Аналіз залежностей опору ґрунту з бульбами, що знаходиться на сепарувальній поверхні свідчить про те, що збільшення величини геометричного розміру перетину прутків χ призводить до суттєвого зростання опору середовища. При цьому збільшення відстані між осями прутків b_p має несуттєвий вплив на зміну опору переміщенню при малих значеннях χ , але цей опір суттєво зростає при більших значеннях χ . Отже найбільш раціональними значеннями відстані між осями прутків b_p та величини геометричного розміру перетину прутків $\chi \in 0,025$ м та $0,0025$ м відповідно; кількість сепарувальних прутків = 13.

5. Встановлення запропонованого підкопувально-сепарувального робочого органа забезпечило:

- зменшення кількості не викопаних бульб на 2,0 % при швидкості 2,5 км/год. та при зменшенні швидкості руху агрегату до 1,8 км/год – 1,6%;
- зменшення пошкодження бульб з 1,6 до 1,4% (картоплекопачка Agromet Z609/2) і з 1,7% до 1,4% (картоплекопачка КТН-2В при робочій швидкості 2,5 км/год) та з 1,0% до 1,28% (картоплекопачка КТН-2В при робочій швидкості 1,8 км/год);

6. Результати польових досліджень показали ріст продуктивності машини до 8% та до 4.5% при проведенні польових випробувань на полях Інституту господарства Західного полісся Національної академії аграрних наук України та Волинської сільськогосподарської дослідної станції Національної академії аграрних наук України.

7. Річний економічний ефект від експлуатації картоплекопачки із удосконаленим підкопувально-сепарувальним робочим органом становить 93578 грн, або ж 20818,24 грн/га за цінами 2019 р.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Налобіна О.О., Шимко А.В. Аналіз розвитку галузі картоплярства та огляд картоплезбиральної техніки. Сільськогосподарські машини : зб.наук.ст. Луцьк: ЛНТУ, 2015. Вип. №31. С.106-113.
2. Шимко А.В. Удосконалення підкопуючих робочих органів корнеклубнезбиральних машин. Вісник національного університету водного господарства та природокористування : зб.наук.праць Рівне: НУВГП, 2015 Вип. №2(70). С.165-171.
3. Налобіна О.О., Грушецька М.Г., Шимко А.В. Системний аналіз підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин. Сільськогосподарські машини : зб.наук.ст. Луцьк: ЛНТУ, 2015. Вип. №32. С.134-138.
4. Аналіз впливу лемішної частини підкопуючого робочого органа на напрям змін властивостей ґрунту / А. Шимко, О. Налобіна. European Cooperation. Warszawa, 2018. Scientific Approaches and Applied Technologies. No 6 (37). P.21-35
5. Шимко А.В. Дослідження коефіцієнтів тертя кочення та ковзання бульб картоплі. Сільськогосподарські машини : зб.наук.ст. Луцьк: ЛНТУ, 2016. Вип. №34. С.124-129 .
6. Налобіна О.О., Шимко А.В. Дослідження взаємодії модернізованого підкопуючого робочого органа картоплезбиральної машини з бульбою. Вісник Житомирського національного агроекологічного університету : науково-теоретичний зб. Житомир: ЖНАУ, 2017. Вип. №1(58).Т.1. С.279-283 .
7. Шимко А.В., Серілко Л.С. Визначення раціональної частоти обертання ротору очисного пристрою. Сільськогосподарські машини: зб.наук.ст. Луцьк: ЛНТУ, 2017. Вип. №37. С.106-111.
8. Шимко А.В. Дослідження коефіцієнтів кочення та ковзання бульб картоплі. «Vedecky pokrok na prelomu tysyuachalety»: зб. тез доп. XII Міжн. наук.-практ. конф., Прага, 27 травня – 05 червня 2016 року. Прага, 2016. С. 68-69.
9. Налобіна О.О., Шимко А.В. Дослідження взаємодії валика модернізованого підкопуючого робочого органа картоплезбиральної машини з бульбою. Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу

сільськогосподарських машин і знарядь: зб. тез доп. III Всеукраїнської наук.-практ. конф., Житомир, 29-30 березня 2017 року. Житомир: ЖНАУ, 2017. С. 196-197.

10. Шимко А.В., Налобіна О.О. Аналіз впливу лемішної частини підкопуючого робочого органа на зміну властивостей ґрунту. «Інженерія та технології: наука, освіта, виробництво: зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф., Луцьк, 15-16 листопада 2018 року. Луцьк: ЛНТУ, 2018. С. 277-280.

11. Налобіна О.О., Шимко А.В. Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини : патент на корисну модель №115204 Україна: № u201610045; заявл. 03.10.2016; опубл. 10.04.2017. Бюл. №7. 5 с.

12. Шимко А.В. Регіональні особливості вирощування картоплі на Рівненщині. V всеукраїнська науково-практична конференція Інноваційні технології в АПК, м. Луцьк, 19-20 травня 2015 року: тези доповіді. Луцьк. С. 148-150.

13. Налобіна О.О., Шимко А.В. Аналіз зміни компонентів напружень у ґрунті від дії пруткової сепарувальної поверхні робочого органа картоплезбиральної машини. Сучасні моделі розвитку агропромислового виробництва: виклики та перспективи: зб. тез доп. I Всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Глухів, 27 вересня 2018 року. Глухів: ГАТІ ім. С.А. Ковпака. С. 125-128.

14. Шимко А.В., Налобіна О.О. Формалізація форми та параметрів удосконаленого підкопуючого органу картоплезбиральної машини. Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: зб. тез доп. I міжн. наук.-техн. інтернет конф., Рівне, 21-23 травня 2019 року. Рівне: НУВГП, 2019. С. 57-59.

15. И.А.Долгов Уборочные сельскохозяйственные машины (конструкция, теория, расчет). Ростов-на-Дону, 2003. 706 с.

16. Ryall, L.A. and J.M. Lipton (1983). Handling , transportation and storage of fruits and vegetables. A VI publishing company. INC. Westport, Connecticut. V. second edition vegetables and melons.

17. Smith, O.(1977). Potatoes; production, storing, processing. The AVI pub. Co., INC. Westport, Connecticut.

18. Ismail Z.E., (1991). Potato cultivar, cultivation, harvesting, handling and storage. Dar EL mearef publisher – Alexandria : p. 23 – 57.
19. Jamrocik E. (2007). Maszyny i narzędzia rolnicze. Maszyny do zbioru i sortowania ziemniaków. UTP Bydgoszcz: p. 188-204;
20. Гевко Р.Б. Підвищення техніко-економічних показників машин для збирання картоплі. Український журнал прикладної економіки. 2016. Том 1. № 1. С. 39-49.
21. Д.Г. Войтюк. Сільськогосподарські та меліоративні машини. Київ : «Вища освіта», 2004. 544 с.
22. Д.В. Александров. Картофелеуборочные машины. М.: ВИСХОМ, 1936. 118 с.
23. Збирання картоплі: Коли? Як? Чим?. – Режим доступу: <http://www.agro-business.com.ua/>
24. Пономарев А.Г. Техничко-экономическое обоснование направлений совершенствования машинных технологий возделывания картофеля и овощей [Текст]. Система технологий и машин для инновационного развития АПК России: Сборник научных докладов Международной научно-технической конференции, посвященной 145-летию со дня рождения основоположника земледельческой механики В.П. Горячкина, Москва, ВИМ, 17-18 сентября 2013 г. Ч. 2. М.: ВИМ, 2013. С. 241-244.
25. Збирання та післязбиральна доробка бульб картоплі. – Режим доступу: <https://propozitsiya.com/>
26. Петров Г. Д. Картофелеуборочные машины. М.: Машиностроение, 1984. 214 с.
27. Hakan Kibar (2012). Design and management of postharvest potato (*Solanum tuberosum* L.) storage structures. Ordu Univ. J. Sci. Tech Vol. 2, No, 1, pp. 23-48
28. Misener, G.C., L.P. McMillan (1982). A single-hill potato digger. American Potato Journal. Vol. 59, Issue 11, pp 551-553. doi:<https://doi.org/10.1007/BF02852604>

29. R.W.Chase, N.R. Thompson, R.L. Ledebuhr, C.M. Hansen, R.B. Kitchen. (1978). Plot harvester for potatoes. *American Potato Journal*. Vol. 55, Issue 4, pp. 235-237. doi.org/10.1007/BF03044531
30. Misener, G.C., L.P. McMillan (1987). A bulk potato trailer for research plots. *American Potato Journal*. Vol. 64. Pp. 403-407. Retrieved from: <https://doi.org/10.1007/BF02853702>
31. Dagninet Amare, Geta Kidanemariam, Wolelaw Endalew, Seyife Yilma (2015) Potato Harvester for Smallholder Producers. *International Journal of Mechanical Engineering and Applications*. Vol.3, No. 6, 2015, pp. 103-108. doi:10.11648/j.ijmea.20150306.11
32. Луковников Ю.Н., Шведков В.И. Лемех корнеклубнеуборочной машины. А.с. 933026 СССР. № 2966427/30-15; заявл. 01.08.80; опубл. 07.06.82. Бюл. № 21. 2 с.
33. Копосов А.И., Баранов И.В. Подкапывающее устройство корнеклубнеуборочной машины : а.с. 933027 СССР : № 3002529/30-15; заявл. 11.11.80; опубл. 07.06.82. Бюл. № 21. 2 с.
34. Виноградов В.И., Дорохов А.П., Жернаков А.А., Костюченков Н.В. Копатель корнеклубнеплодов : а.с. 1079202 СССР : № 3414301/30-15; заявл. 30.03.82; опубл. 15.03.84. Бюл. № 10. 3 с.
35. Глеков Н.Ф.; Голинский И.М. Подкапывающий орган уборочной машины для уборки корнеклубнеплодов : а.с. 871758 СССР : №2897900/30-15; заявл. 24.03.80; опубл. 15.10.81. Бюл. № 38. 2 с.
36. Махлин Б.Е., Дрейман Р.Г., Сорокин А.А., Петров Г.Д., Галынский А.Е. Выкапывающий рабочий орган картофелеуборочной машины : а.с. 1376969 СССР : № 3927189/30-15; заявл. 17.07.85; опубл. 29.02.88. Бюл. № 8. 2 с.
37. Сакун В.А., Угланов М.Б., Норчаев Р.Н, Шаров В.В., Лобачевский Я.П., Веселов В.А. Выкапывающий рабочий орган корнеклубнеуборочной машины : а.с. 1055389 СССР : № 3483622/30-15; заявл. 13.08.82; опубл. 23.11.83. Бюл. № 43. 2 с.

38. Благов В.В., Лапин В.И., Карпов В.А., Проскурин Ю.В. Лемех корнеклубнеуборочной машины : а.с. 452299 СССР : № 1894510/30-15; заявл. 16.03.73; опубл. 05.12.74. Бюл. № 45. 2 с.

39. Виноградов Ю.А., Фомин И.М., Мешинов В.А., Лапин В.И. Выкапывающий рабочий орган корнеклубнеуборочной машины : а.с. 858618; СССР : № 3896502/30-15; заявл. 20.03.80; опубл. 30.08.81. Бюл. № 32. 3 с.

40. Новиков В.Г. Режущий рабочий орган корнеклубнеуборочной машины : а.с. 1789105 СССР : № 4874315/15 заявл. 13.08.90; опубл. 23.01.93, Бюл. № 3. 3 с.

41. Лутхов Н.Н., Сорокин А.А., Петров Г.Д., Успенский И.А. Выкапывающий рабочий орган корнеклубнеуборочной машины : а.с. 1674723 СССР : № 4361604/15; заявл. 07.01.88; опубл. 07.09.91. Бюл. № 33. 3 с.

42. Пасаман Б.Ф., Пасаман А.Б. Роторный копач для картоплі та коренеплодів : патент на винахід №44456 Україна : № 2001032015; заяв. 27.03.01; опубл. 15.02.02. Бюл. №2. 4 с.

43. Корнюшин В.М., Насонов В.А. Підкопувально-сепаруючий пристрій коренебульбозбиральної машини : патент на корисну модель Україна : №u200608594; заявл. 31.07.06; опубл. 15.01.07. Бюл. №1. 3 с.

44. Копосов А.И., Варанов И.В. Подкапывающее устройство корнеклубнеуборочной машины : а.с. 1033041 СССР : № 3396748/30-15; заявл. 12.02.82; опубл. 07.08.83. Бюл. № 29. 2 с.

45. Сорокин А.А., Лебошки В.И., Губарев А.М., Сорокина Л.П., Монахов Н.Г. Подкапывающий рабочий орган корнеклубнеуборочной машины : а.с. 655355 СССР : № 2337996/30-15; заявл. 26.03.76; опубл. 05.04.79. Бюл. № 13. 2 с.

46. Размыслович И.Р., Серхан Н.А., Подскребко М.Д., Кроптов А.П., Углонов М.Б., Дохин И.Е. Ротационный рабочий орган картофелеуборочной машины : а.с. 1207416 СССР : № 3747604/30-15; заявл. 27.03.84; опубл. 30.01.86, Бюл. № 4. 3 с.

47. Александрян К.В., Хачатрян Л.С., Мкртчян Д.Г., Арутюнян К.Г., Косян К.В. Подкапывающе-сепарирующее устройство рабочий орган

корнеклубнеуборочной машины : а.с. 1500188 СССР : № 4265234/30-15; заявл. 19.06.87; опубл. 15.08.89, Бюл. № 30. 3 с.

48. Корепанов Ю.Г., Сорокин А.А. Выкапывающий рабочий орган корнеуборочной машины : а.с. 1271409 СССР : № 3899603/30-15; заявл. 20.05.85; опубл. 23.11.86, Бюл. № 43. 2 с.

49. Кузьмин А.В., Дабалаев Н.А., Цыбиков В.Л., Болохоев В.С. Картофелеуборочная машина : патент на изобретения №2395954 Россия : № 2008152541/12 ; заявл. 29.12.08; опубл. 10.08.10. Бюл. №22. 5 с.

50. Бончик В.С., Федірко П.П., Жук Ю.О. Картоплекопач : патент на корисну модель №88722 Україна : u201313151; заявл. 12.11.13; опубл. 25.03.14. Бюл. №6. 4 с.

51. Кириленко Ю.П., Татаринов М.И., Терентьев Ю.В. Картофелеуборочная машина : патент на изобретения №2286041 Россия : №2005100477/12; заявл. 11.01.05; опубл. 27.10.06. Бюл. №30. 5 с.

52. Пасаман Б.Ф., Гунько Ю.Л., Пасаман О.Б. Підкопувально-сепарувальний пристрій картоплекопача : патент на корисну модель №90698 Україна : u201314527; заявлено 11.12.13; опубліковано 10.06.14. Бюл. №11. 5 с.

53. Охоткин Н.Л. Выкапывающий рабочий орган корнеклубнеуборочной машины : а.с. 843820 СССР : №2673693/30-15; заявл. 18.08.78; опубл. 07.07.81. Бюл. № 25. 2 с.

54. Пасаман Б.Ф., Пасаман О.Б. Збірний леміш : патент на корисну модель №19434 Україна : u200606900; заявл. 20.06.06; опубл. 15.12.06. Бюл. №12. 2 с.

55. Горячкин В.П. Земледельческая механика. Собрание сочинений в трех томах. Т.1. М.:Колос, 1965. 714 с.

56. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М: Машиностроение, 1977. 328 с.

57. Гольштейн М.Н. Механические свойства грунтов. Второе издание. М.: Издательство литературы по строительству, 1971. 369 с.

58. Гудков А.Н. Теоретические положения к выбору новой системы машин для обработки почвы. Земледельческая механика. М.: Машиностроение, 1969. 168 с.

59. Кулен А. Современная земледельческая механика. М.: Агропромиздат, 1986. 349 с.
60. Кушнарёв А.С. Механико-теоретические основы обработки. К.: Урожай, 1989. 144 с.
61. Кушнарёв А.С. Механико-технологические основы процесса воздействия рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий на почву: дис. д.т.н.: 05.02.01. / Кушнарёв Артур Сергеевич. Мелитополь, 1980. 329 с.
62. Дьяков В.П. О почве, как материале воздействия рабочих органов машин технологического комплекса. Земледелие. №8, 2014, С. 13-15. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://cyberleninka.ru>
63. Дьяков В.П. О результатах исследований деформирования почвы рабочими органами машин и орудий технологических комплексов. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://cyberleninka.ru>
64. Ветохин В.И. Проектирование рыхлителей почвы на основе метода отображения рациональной деформации пласта. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1994. №1. С. 21-24.
65. Ветохин В.И. Анализ некоторых аспектов деформации почвы применительно к проектированию энергосберегающих орудий для глубокого рыхления почвы. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: сборник статей Международной научно-практической конференции к 60 летию образования. ИМСХ АН БССР, Минск, 17-19 октября 2007 г. В.3Г. – Минск: РУП «НПЦ БелНИИМСХ», 2007. Т.1. С.128-133.
66. Osman V.S. The mechanics of soil cutting blades / Osman // Agriculture Engineering. 1964. Res: 313-328
67. Федоровский В.Г. Современные методы описания механических свойств грунтов. Строительство и архитектура. Сер. 8: Строительные конструкции. Вып. 9. М., 1985.
68. Drucker D.C., Prager W. Soil mechanics and plastic analysis or limit design / D.C. Drucker, W. Prager // Quarterly of Applied Mathematics. 1952. Vol.10 #2. P. 61-75.

69. Николаевский В.Н. Механические свойства грунтов и теория пластичности. – Итоги науки и техники. Механика твёрдых тел. Т.6. М., ВНИИТИ, 1972.
70. Schofield A.N., Wroth P. Critical State Soil Mechanics. No Graw-Hill, London, 1968.
71. Roscoe K.H., Burland J.B. Ln “Engineering Plasticity”, Cambrige Univercity Press, Cambrige, 1968, p. 535-609.
72. Bazant Z.P., Krizek R.J. Proc. ASCE, 1976, Vol.102, NEM2, p.225-238.
73. Бажант З.П. Эндохронная теория неупругости и инкрементальная теория пластичности. Сб.: Механика деформируемых твердых телю М., Мир. 1983
74. Valanis K.C. Archiwum Mech Stosowanej, 1971, vol.23. p. 517-551.
75. Шеповалов В.Д. Автоматизация уборочных процессов. М.: Колос. 1978. 383с.
76. Костенко М.Ю. Теоретические вопросы применения элеваторов с комбинированными прутками в картофелеуборочных машинах: монография. Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева. Рязань, 2010. 53 с.
77. H.W. Piatt, A.J. Campbell, I. Birt, B. MacKinnon (1990). Modifications of a potato harvester for small plot fiel research. American Potato Journal. Vol. 67, Issue 11, pp 799-803. doi.org/10.1007/BF03044531.
78. Самокиш М.І., Бендера І.М., Клевцов М.М., Божок А.М. Системи керування сільськогосподарських енергетичних засобів: Навчальний посібник для студентів вузів. Київ: Урожай. 1999. 304 с.
79. Бончик В.С. Розробка та обґрунтування параметрів ротаційного картоплекопача: автореф. дис. на присв. учен. степ. кан. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби сільськогосподарського виробництва» / В.С. Бончик. Луцьк, 2001. 18 с.
80. Грушецький С.М. Обґрунтування конструкції і параметрів лемішно-полицевого картоплекопача з барабанним сепаратором картопляного вороху; автореф. дис. на присв. учен. степ. кан. техн. наук: спец. 05.05.11 Машини і засоби

сільськогосподарського виробництва / С.М. Грушецький. Вінниця, 2008. 18 с.

81. Пасаман Б.Ф. Обґрунтування параметрів лемішно-роторного картоплекопача; автореф. дис. на здоб. учен. ступ. кан. техн. наук: спец. 05.05.11 Машини і засоби сільськогосподарського виробництва / Б.Ф. Пасаман. Тернопіль, 2006. 15с.

82. Бышов Н. В., Борычев С.Н., Успенский И.А., Бышов Д.Н., Рембалович Г.К., Паршков А.В., Голиков А.А. Теоретические и практические основы применения современных сепарирующих устройств со встариванием в картофелеуборочных машинах. Научный журнал КубГАУ. Кубань: КубГАУ. 2013; №89(05). С. 729 – 738.

83. Hevko R.B., Tkachenko R.I., Synii S.V., Flonts I.V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2016. Vol. 49. № 2. pg. 53-60.

84. Hevko R., Brukhanskyi R., Flonts I., Synii S., Klendii O. Advances in methods of cleaning root crops. Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series II. Transilvania University Press Brasov, Romania. 2018. Vol. 11(60). № 1. pg. 127-138.

85. Hevko R.B., Tkachenko I.G., Rogatynskyi R.M., Synii S.V., Flonts I.V., Pohrishchuk B.V. Impact of parameters of an after-cleaning conveyor of a root crop harvester on its performance. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2019. Vol. 59. № 3. pg. 41-48.

86. Смолінський С.В. Аналіз основних показників технічної характеристики сучасних картоплезбиральних машин. Науковий вісник НУБіП України. Серія : Техніка та енергетика АПК : зб.наук.праць Київ: НУБіП, 2018 № 282 (2018). С. 200-207.

87. Смолінський С.В. Обґрунтування доцільності застосування спірального очисника в конструкції дворядного картоплекопача. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України : зб.наук.праць Київ: НУБіП, 2017. Вип. 21. С. 88-92.

88. Никулин И.В. Исследование комбинированных подкапывающих рабочих органов картофелеуборочных машин: дис. канд. техн. Наук. М.: 1982. 214с.

89. Кобець А.С., Сокол С.П., Науменко М.М., Кобець О.М., Волик Б.А., Пугач А.М. Викопувальний орган коренезбиральної машини : патент на корисну модель № 83230 Україна : U201304086; заявл. 27.04.2009; опубл. 25.08.2009. Бюл. №16. 4 с.

90. Кобець А.С., Сокол С.П., Науменко М.М., Кобець О.М., Волик Б.А., Пугач А.М. Викопувальний орган коренезбиральної машини : патент на корисну модель № 49323 Україна : U200911390; заявл. 09.11.2009; опубл. 26.04.2010, Бюл. №8. 3 с.

91. Шапошников А.Н. Способ и устройство для оперативного определения повреждения клубней картофеля при механизированной уборке: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / А.Н. Шапошников. Рязань, 2004. 24 с.

92. Заводов С.В. Исследование взаимодействия клубней картофеля с рабочими органами сельскохозяйственных машин: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / С.В. Заводов. Москва, 2002. 15с.

93. Кузьмин А.В. Методы снижения повреждаемости клубней картофеля и совершенствования картофелеуборочных машин: автореф. дис. на соиск. учен. степ. док. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / А.В. Кузьмин. Москва, 2005. 38с.

94. Гордеев О.В. Совершенствование рабочих органов машин для уборки и послеуборочной доработки семенного картофеля; автореф.дис. на соиск. учен. степ. док. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / О.В. Гордеев. Челябинск, 2014. 44 с.

95. Соколов В.Н. Машинные технологии уборки картофеля процесса уборки картофеля: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / В.Н. Соколов. Саратов, 2001. 19с.

96. Болохоев В.С. Исследование повреждаемости клубней картофля на рабочих органах картофелеуборочных комбайнов в условиях Забайкалья [текст].

Совместная деятельность сельскохозяйственных товаропроизводителей и научных организаций в развитии АПК Центральной Азии: сб. материалов международной научно-практической конференции. Иркутск: Изд-во ИрГСХА, 2008. Ч.1. С. 38-44.

97. Бoryчев С.Н. Машинные технологии уборки картофеля с использованием усовершенствованных копателей, копателей-погрузчиков и комбайнов: автореф. дис. на соиск. учен. степ. док. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / С.Н. Бoryчев. Рязань, 2008. 40с.

98. Успенский И.А., Кирюшин И.Н, Колотов А.С. Обоснование рациональных параметров дисковых элементов подкапывающих рабочих органов картофелеуборочных машин. Научный журнал КубГАУ. Кубань: КубГАУ. 2014; №96(02) С. 323 – 333.

99. Кирюшин И.Н. Совершенствование подкапывающих рабочих органов машин для уборки картофеля: автореф.дис.на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / И.Н. Кирюшин. Рязань, 2007. 19с.

100. Фёдоров Д.А. Повышение эффективности уборки картофеля путём совершенствования конструктивных и технологических параметров картофелекопателя: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / Д.А. Фёдоров Санкт-Петербург - Павловск, 2005. 20 с.

101. Мордик О.М. Обґрунтування параметрів робочих органів картоплекопача прочісуючого типу при вирощуванні картоплі на крапельному зрошуванні; автореф. дис. на здоб. учен. ступ. кан. техн. спец. 05.05.11 Машини і засоби сільськогосподарського виробництва / О.М. Мордик. Луганськ, 2009. 15с.

102. Пономарев А.Г. Обоснование и разработка широкорядной гребневой машинной технологии возделывания и уборки картофеля: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / А.Г. Пономарев. Москва, 2005. 31 с.

103. Галлямов Ф. Н. Разработка и оптимизация параметров устройства регулирования глубины хода подкапывающих рабочих органов картофелеуборочных машин: автореф. дис. на соиск. учен. степ. кан. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / Ф.Н. Галлямов. Оренбург, 2004. 20с.

104. Переведенцев В.М. Обоснование параметров и режимов работы дисковых элементов подкапывающих органов картофелеуборочных машин: автореф.дис. на соиск. учен. степ. кан. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / В.М. Переведенцев. Москва, 2000. 21с.

105. Латыпов Р.М. Совершенствование технологических процессов и технических средств для возделывания и уборки картофеля: автореф. дис. на соиск. учен. степ. док. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / Р.М. Латыпов. Челябинск, 2010. 42 с.

106. Горячкина И.Н. Совершенствование технологии уборки картофеля с обоснованием параметров и режимов работы сепарирующего элеватора с интенсификатором активного типа; автореф. дис. на соиск. учен. степ. кан. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / И.Н. Горячкина Рязань, 2010. 17с.

107. Костенко М.Ю. Разработка и исследование дисковых элементов подкапывающих рабочих органов картофелеуборочных машин: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / М.Ю. Костенко. Рязань, 1994. 24с.

108. Саяпин О.В. Повышение эффективности технологии уборки картофеля предварительным рыхлением клубненосного слоя: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства /О.В. Саяпин. Саратов, 2011. 23с.

109. Козаченко О.В. Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві [Текст] : дис. д-ра техн. наук: 05.05.11 / Козаченко Олесій Васильович. Харківський національний технічний ун-т сільського господарства ім. Петра Василенка. Х., 2006. 316 с.

110. Блезюк О.В. Обґрунтування методу підвищення працездатності та параметрів дисків викопуючого пристрою коренезбиральної машини; автореф. дис. на присв. учен. степ. кан. техн. наук 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / О.В. Блезюк. Харків, 2007. 12с.

111. Нестерович Э.О. Разработка и обоснование параметров рабочих органов картофелеуборочной машины; автореф. дис. на присв. учен. степ. кан. техн. наук наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / Э.О. Нестерович. Рязань, 2019. 19 с.

112. Бышов Н.В., Борычев С.Н., Чкутин Н.Н., Калмыков Д.В., Симонова Н.В. О взаимодействии клубненосного пласта с рабочими органами копателя. Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева : научно-производственный журнал. Рязань, 2018. Вып.№4(40). С.161-167.

113. Нестерович Э.О., Бышов Н.В., Костенко М.Ю., Мурог И.А., Нефедов Б.А. Исследование тягового сопротивления лемеха с переменным углом наклона. Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева: Научно-производственный журнал. Рязань, 2018. Вып.№1(37). С. 84-89.

114. Норчаев Д.Р. Теоретические предпосылки по обоснованию параметров энергосберегающего подкапывающего рабочего органа. Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева : научно-производственный журнал. Рязань, 201. Вып.№2(22). С. 44-47.

115. Норчаев Д.Р. Обоснование параметров энергосберегающего подкапывающего рабочего органа. Сельскохозяйственные машины и технологии : научно-производственный и информационный журнал. Москва, 2015. Вып.№3. С. 38-42.

116. Налобіна О.О., Шимко А.В. Підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини : патент на корисну модель №103967 Україна : № u201505929; заявл. 16.06.2015; опубл. 12.01.2016. Бюл. №1. 3 с.

117. Налобіна О.О., Шимко А.В. Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини : патент на корисну модель №103214 Україна : № u201504886; заявл. 19.05.2015; опубл. 10.12.2015. Бюл. №23. 3 с.

118. Налобіна О.О., Шимко А.В. Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини : патент на корисну модель №131318 Україна : № u201807674; заявл. 09.07.2018; опубл. 10.01.2019. Бюл. №1. 4 с.

119. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, главная редакция физико-математической литературы, 1981. 720 с.

120. Багиров И. З. Исследование деформации и сопротивлений грунта с клином при различных скоростях. Автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.11. Минск: ВНИ землеробства, 1963. 24 с.

121. В'ялов С. С. Реологические основы механики грунтов. М.: Вищ. школа, 1978. 447 с.

122. Джонсон У., Меллор П. Теория пластичности для инженеров. Пер. з англ. М.: Машиностроение, 1979. 568 с.

123. Кострицин О. К. Основные закономерности сопротивления почвы деформации и разрушению и их исследование для обоснования типа и параметров почвообрабатывающих противоэрозионных рабочих органов. дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.01 Технология и средства механизации сельского хозяйства / О.К. Кострицин. М., 1986. 356 с.

124. Кушнарьев А. С. Механико-технологические основы процесса воздействия рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий на почву: дис. докт. техн. наук : 05.20.01/ Кушнарьев Артур Сергеевич. Мелітополь, 1980. 329 с.

125. Соколовский В. В. Статика сыпучей среды. М.: Вид-во фіз.- мат. литературы, 1960. 240 с.

126. Игнатенко И. В. Обобщение динамической модели взаимодействия рабочего органа с почвой. Комплексная механизация и автоматизация сельскохозяйственного производства. Ростов-на-Дону, 1985. С. 57–66.

127. Ковбаса В. П. Моделирование распределения напряжений в почве под действием деформаторов. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь: ТДАТА. 2001. Вип. 2. т. 16. С. 123–127.
128. Ковбаса, В. П. Про визначення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища. Вісник ХДТУСГ Підвищення надійності відновлюваних деталей машин. Харків, 2001. Вип. 8, т.2. С. 79-82.
129. Ковбаса В. П. Механіка сільськогосподарських матеріалів та середовищ: навчальний посібник. Київ: Лисенко М. М., 2015. 536 с.
130. Аржаних О.И. Исследование и обоснование параметров рабочих органов дисковых культиваторов для повышенных скоростей: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.04.10. Челябинск, 1968. 24 с.
131. Самуль В. И. Основы теории упругости и пластичности. М.: ВШ., 1970. 288 с.
132. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Том 1. М.: Наука, 1970. 492 с.
133. Владимиров В.С., Жаринов В.В. Уравнение математической. М.: Физматлит, 2004. 400 с.
134. Лурье А. И. Теория упругости. М.: Наука, 1970. 940 с.
135. Качанов Л. М. Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
136. Матросов А.В. Численно-аналитическое решение граничной задачи деформирования линейно-упругого анизотропного прямоугольника. Вести С.-Петербургского ун-та. Сер. 10. Прикладная математика. Информатика. Процеси управління. С.-Петербург, 2007. Вип. 2. С. 55-65.
137. Барац Н.И. Механика грунтов: Учебное пособие. Омск: изд-во СибАДИ, 2008. 106 с.
138. Налобіна О.О., Шимко А.В. Аналіз зміни компонентів напружень у ґрунті від дії пруткової сепарувальної поверхні робочого органа картоплезбиральної машини. Сучасні моделі розвитку агропромислового виробництва: виклики та перспективи : зб. тез доп. І Всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Глухів, 27 вересня 2018 року. Глухів: ГАТІ ім. С.А. Ковпака. С. 125-128.

139. Тишанинов Н.П., Анашкин А.В., Амелянц А.Г. Прибор для определения коэффициента силы трения покоя : патент 2511615 Россия : №2012145369/28; заяв. 24.10.2012, опубл. 10.04.2014. Бюл. №10. 6 с.

140. Рахманкулова Г.А., Суркаев А.Л. Определение коэффициента трения методом наклонного маятника. Методические указания. Волгоградский государственный технический университет, Волжский политехнический институт; Волгоград. Издат. Волгоградского государственного технического университета, 2013. 10 с.

141. Зеленин А. Н. Косое резание и копанье грунта. Строительные и дорожные машины. М.: Машиностроение, 1967. №4.

142. Зеленин А.Н. Лабораторный практикум по резанию грунтов. Учебное пособие для студентов инженерностроительных и автомобильнодорожных вузов. М.: Высшая школа, 1969. 310 с.

143. Методичні вказівки до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни «Теорія руйнування робочих середовищ» для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» денної та заочної форм навчання /Кравець С.В., Косяк О.В./ Національний університет водного господарства та природокористування; Рівне: НУВГП, 2015. 27 с.

144. Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине "Планирование и организация эксперимента" для студентов 4 курса дневного и 5 курса заочного отделений специальностей 200503 и 220501 /Сенкевич А.Ю. Математическое моделирование автоматизированных систем контроля и управления. Тамбовский государственный технический университет. Тамбов: Издательство ТГТУ, 2004. 24с.

145. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. К.: НМК ВО, 1992. 319 с.

146. ДСТУ 7794:2015. Видання. Машина картоплезбиральні. Методи випробувань. [На заміну ГОСТ 28713-90; чинний від 2015-06-22]. Київ, Держстандарт України, 2016. 14с.

147. ГОСТ 20915-75. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний. [Чинний від 1975-06-19]. Москва, Госстандарт СССР 1975.
148. Кононенко Н.П. Справочник экономиста сельского хозяйства. К.: Урожай, 1985. 528 с.
149. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки специализированных машин: ГОСТ 23729-88. Взамен ГОСТ 23729-79; введ. 01.01.89. М.: Изд-во стандартов, 1988. 9 с.
150. Данильченко М.Г. Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей / М.Г. Данильченко, Б.Б. Гладич, Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко. Тернопіль: Економічна думка, 2001. 61с.
151. Гевко Р.Б. Оцінка ринкової вартості та конкурентоспроможності машин і технологій / Р.Б. Гевко, А.Д. Гарькавий, Б.Б. Гладич, І.І. Павх, О.Б. Павелчак. Тернопіль: ТДПУ, 2004. 199с.

ДОДАТКИ

Додаток А.1

Схема виконання роздільного способу збирання картоплі з укладанням валків з чотирьох рядків

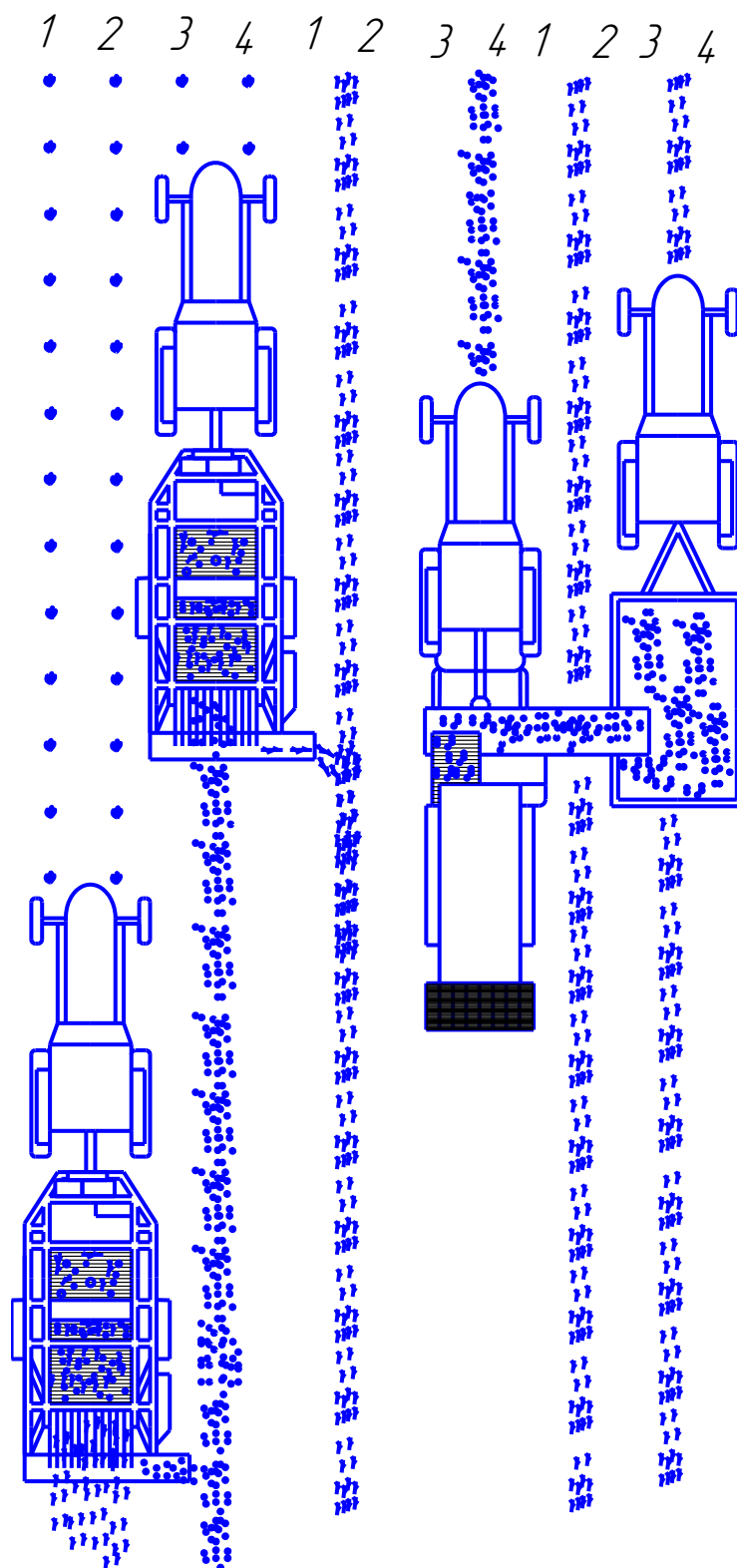


Схема виконання роздільного способу збирання картоплі з укладанням валків з шести рядків

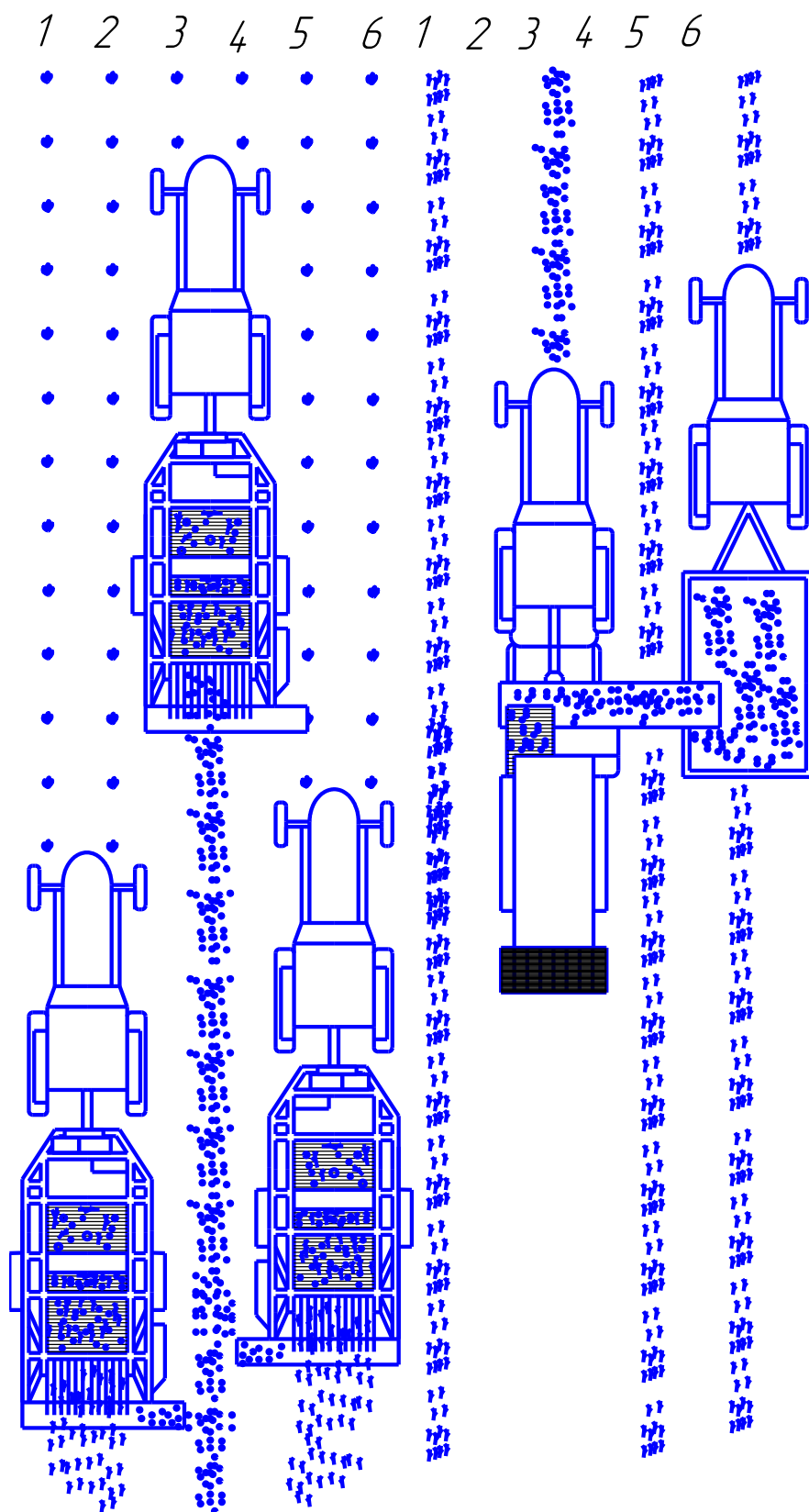
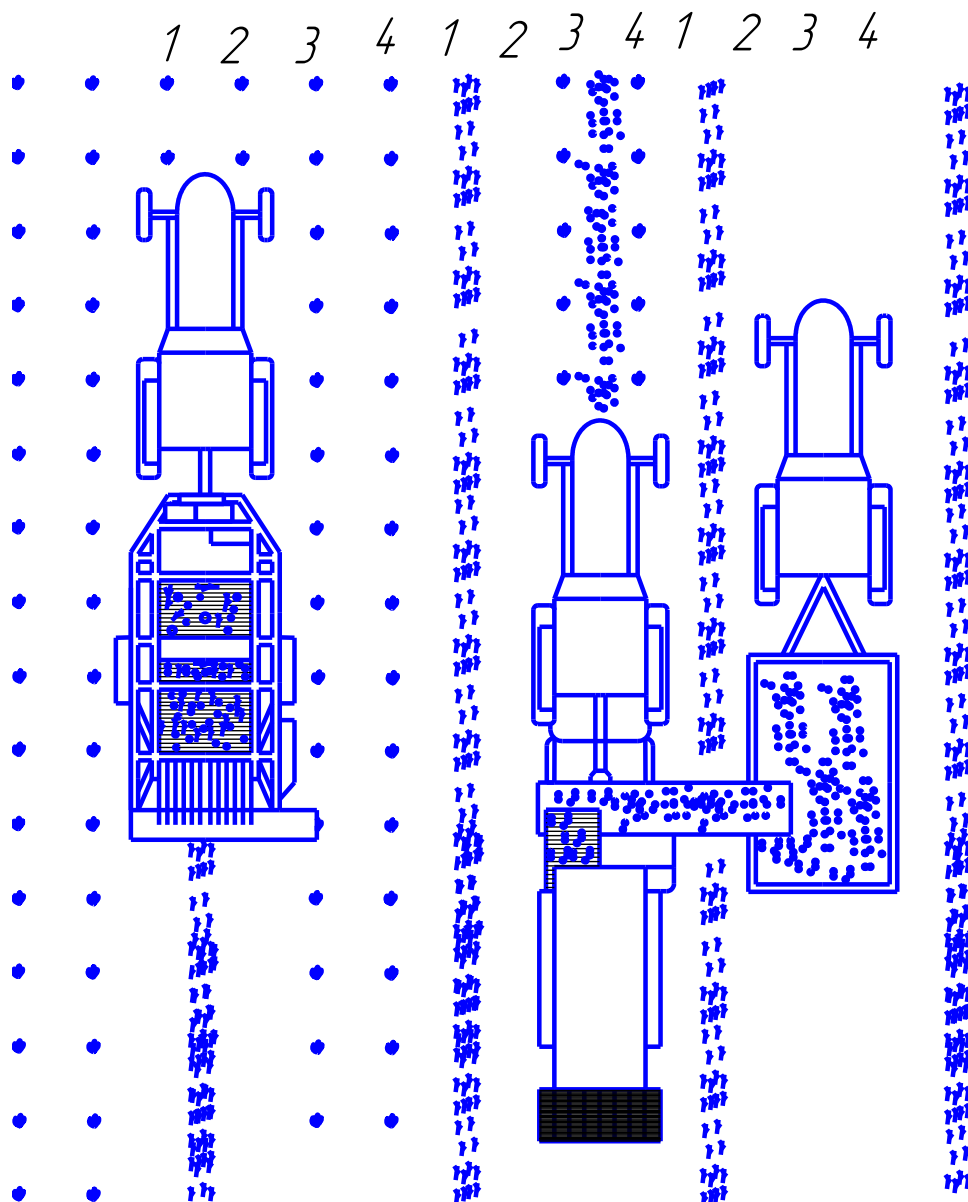


Схема виконання комбінованого способу збирання картоплі.



Додаток Б.1

$$\begin{aligned}
ul = & ((uli/. \xi \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \zeta \rightarrow 0) - (uli/. \xi \\
& \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \zeta \rightarrow \zeta k /. \zeta k \rightarrow h) /. \eta \\
& \rightarrow \eta k /. \eta k \rightarrow bl) - ((uli/. \xi \\
& \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \zeta \rightarrow 0) - (uli/. \xi \\
& \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \zeta \rightarrow \zeta k /. \zeta k \rightarrow h) /. \eta \\
& \rightarrow -bl) /. a0 \rightarrow -\frac{2\pi}{\text{Log}[\delta + \sqrt{3}\sqrt{\delta^2}]};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
uli = & (\frac{1}{2\pi} \int \int \frac{a0ul0X}{(X^2 + Y^2 + Z^2)^{3/2}} dZ dY) /. X \rightarrow (x - \xi + \delta) /. Y \rightarrow (y - \eta + \delta) /. Z \\
& \rightarrow (z - \zeta + \delta)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
vl = & ((vli/. \xi \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \eta \rightarrow bl) - (vli/. \xi \\
& \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \eta \rightarrow bl) /. \zeta \\
& \rightarrow h) - ((vli/. \xi \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \eta \\
& \rightarrow bl) - (vli/. \xi \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \eta \\
& \rightarrow -bl) /. \zeta \rightarrow 0) /. a0 \rightarrow -\frac{2\pi}{\text{Log}[\delta + \sqrt{3}\sqrt{\delta^2}]};
\end{aligned}$$

Продовження дод. Б.1

$$\begin{aligned}
vli &= \frac{1}{2\pi} \int \int \frac{a0vl0Y}{(X^2 + Y^2 + Z^2)^{3/2}} dX dZ /. X \rightarrow (x - \xi + \delta) /. Y \rightarrow (y - \eta + \delta) /. Z \\
&\rightarrow (z - \zeta + \delta) \\
wl &= ((wli /. \xi \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \zeta \rightarrow h) - (wli /. \xi \\
&\rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \zeta \rightarrow 0) /. \eta \\
&\rightarrow bl) - ((wli /. \xi \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \zeta \\
&\rightarrow h) - (wli /. \xi \rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2} /. \zeta \\
&\rightarrow 0) /. \eta \rightarrow -bl) /. a0 \rightarrow -\frac{2\pi}{\text{Log}[\delta + \sqrt{3}\sqrt{\delta^2}]}; \\
wli &= \frac{1}{2\pi} \int \int \frac{a0wl0Z}{(X^2 + Y^2 + Z^2)^{3/2}} dX dY /. X \rightarrow (x - \xi + \delta) /. Y \rightarrow (y - \eta + \delta) /. Z \\
&\rightarrow (z - \zeta + \delta)
\end{aligned}$$

Додаток Б.2

$$\begin{aligned}
\sigma_{xl} &= \frac{1}{9(-1 + \nu)} 2e^{\frac{Gt}{\eta^1}} \eta^1 ((5 - 7\nu)\epsilon_{xl} + 2(-2 + \nu)(\epsilon_{yl} + \epsilon_{zl})) /. t \\
&\rightarrow \frac{L}{\sqrt{\frac{2G(1 + \frac{\nu}{1 - 2\nu})}{\rho}}}; \\
\sigma_{yl} &= \frac{1}{9(-1 + \nu)} 2e^{\frac{Gt}{\eta^1}} \eta^1 ((5 - 7\nu)\epsilon_{yl} + 2(-2 + \nu)(\epsilon_{xl} + \epsilon_{zl})) /. t \\
&\rightarrow \frac{L}{\sqrt{\frac{2G(1 + \frac{\nu}{1 - 2\nu})}{\rho}}};
\end{aligned}$$

Продовження дод.Б.2

$$\begin{aligned}
\sigma_{zl} &= \frac{1}{9(-1+\nu)} 2e^{\frac{Gt}{\eta^1}} \eta^1 ((5-7\nu)\epsilon_{zl} + 2(-2+\nu)(\epsilon_{yl} + \epsilon_{xl})).t \\
&\rightarrow \frac{L}{\sqrt{\frac{2G(1+\frac{\nu}{1-2\nu})}{\rho}}}; \\
\tau_{xyl} &= 2e^{\frac{Gt}{\eta^1}} \eta^1 \gamma_{xyl}/.t \rightarrow \frac{L}{\sqrt{\frac{2G(1+\frac{\nu}{1-2\nu})}{\rho}}}; \\
\tau_{yzl} &= 2e^{\frac{Gt}{\eta^1}} \eta^1 \gamma_{yzl}/.t \rightarrow \frac{L}{\sqrt{\frac{2G(1+\frac{\nu}{1-2\nu})}{\rho}}}; \\
\tau_{xzl} &= 2e^{\frac{Gt}{\eta^1}} \eta^1 \gamma_{xzl}/.t \rightarrow \frac{L}{\sqrt{\frac{2G(1+\frac{\nu}{1-2\nu})}{\rho}}};
\end{aligned}$$

Додаток Б.3

$$\begin{aligned}
\mu\sigma_{ls} &= \mu\sigma_l/.G \rightarrow \frac{EE}{2(1+\nu)}/.\nu \rightarrow 0.37/.\rho \rightarrow 1400/.EE \rightarrow 10^7/.\eta^1 \rightarrow 510^4/.L \\
&\rightarrow 1/.Vm \rightarrow 1/.s \rightarrow 0.2/.a \rightarrow 0.2/.b \rightarrow 1.5/.c \rightarrow 0.951/.\phi \rightarrow 0.25/.\kappa \\
&\rightarrow 1.5/.d \rightarrow -0.15/.bl \rightarrow 0.25/.h \rightarrow 0.25/.\delta \rightarrow 0.0005; \\
\mu\dot{T}_{ls} &= \mu\dot{T}_l/.G \rightarrow \frac{EE}{2(1+\nu)}/.\nu \rightarrow 0.37/.\rho \rightarrow 1400/.EE \rightarrow 10^7/.\eta^1 \rightarrow 510^4/.L \\
&\rightarrow 1/.Vm \rightarrow 1/.s \rightarrow 0.2/.a \rightarrow 0.2/.b \rightarrow 1.5/.c \rightarrow 0.951/.\phi \rightarrow 0.25/.\kappa \\
&\rightarrow 1.5/.d \rightarrow -0.15/.bl \rightarrow 0.25/.h \rightarrow 0.25/.\delta \rightarrow 0.0005;
\end{aligned}$$

Додаток Б.4.

$$\begin{aligned}
F_{xli} &= -(\sigma_{xl}(ll) + \tau_{xyl}ml + \tau_{xzl}nl)yz/. \{x \rightarrow \xi, y \rightarrow \eta, z \rightarrow \zeta\}/.\xi \\
&\rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2};
\end{aligned}$$

Продовження дод.Б.4

$$Fyli = \chi(\tau xyl(l) + \sigma ylm_l + \tau yzlnl)xz/. \{x \rightarrow \xi, y \rightarrow \eta, z \rightarrow \zeta\}/. \xi$$

$$\rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2};$$

$$Fzli = \chi(\tau xzl(l) + \tau yzlm_l + \sigma zlnl)xy/. \{x \rightarrow \xi, y \rightarrow \eta, z \rightarrow \zeta\}/. \xi$$

$$\rightarrow \frac{-cs\phi + \frac{\sqrt{a}\sqrt{-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + c^2\eta^2\kappa^2\phi^2}}{\sqrt{b}}}{c\phi^2};$$

Додаток Б.5

$$upi = (\frac{1}{2\pi} \int \int \frac{a0up0X}{(X^2 + Y^2 + Z^2)^{3/2}} dZ dY)/. X \rightarrow (xp - \xi + \delta)/. Y \rightarrow (yp - \eta + \delta)/. Z$$

$$\rightarrow (zp - \zeta + \delta)/. \eta \rightarrow (\kappa - bpnpp)$$

$$up = ((upi/. \xi$$

$$\rightarrow \frac{1}{c\phi^2}(-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}}\sqrt{a}\sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2$$

$$- 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2))/.\zeta \rightarrow \zeta 0/. \zeta 0$$

$$\rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi 0/. \xi 0$$

$$\rightarrow -0.088) - (upi/. \xi$$

$$\rightarrow \frac{1}{c\phi^2}(-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}}\sqrt{a}\sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2$$

$$- 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2))/.\zeta \rightarrow \zeta k/. \zeta k$$

$$\rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi k/. \xi k \rightarrow -0.388)/.\chi$$

$$\rightarrow \chi) - ((upi/. \xi$$

$$\rightarrow \frac{1}{c\phi^2}(-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}}\sqrt{a}\sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2$$

$$- 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2))/.\zeta \rightarrow \zeta 0/. \zeta 0$$

$$\rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi 0/. \xi 0$$

$$\rightarrow -0.088) - (upi/. \xi$$

$$\rightarrow \frac{1}{c\phi^2}(-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}}\sqrt{a}\sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2$$

$$- 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2))/.\zeta \rightarrow \zeta k/. \zeta k$$

$$\rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi k/. \xi k \rightarrow -0.388)/.\kappa$$

$$\rightarrow 0)/. a0 \rightarrow -\frac{2\pi}{\text{Log}[\delta + \sqrt{3}\sqrt{\delta^2}]};$$

$$vpi = \frac{\frac{1}{2\pi} \int \int \frac{a0vp0Y}{(X^2 + Y^2 + Z^2)^{3/2}} dX dZ}{.X} \rightarrow \frac{xp - \xi + \delta}{.Y} \rightarrow (yp - \eta + \delta)/.Z$$

$$\rightarrow (zp - \zeta + \delta)/.\eta \rightarrow (\chi - bpnpp)$$

$$\begin{aligned}
vp &= ((vpi/. \xi \\
&\rightarrow \frac{1}{c\phi^2} (-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}} \sqrt{a} \sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2} \\
&- 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2))/. \zeta \rightarrow \zeta 0/. \zeta 0 \\
&\rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi 0/. \xi 0 \\
&\rightarrow -0.088) - (vpi/. \xi \\
&\rightarrow \frac{1}{c\phi^2} (-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}} \sqrt{a} \sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2} \\
&- 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2))/. \zeta \rightarrow \zeta k/. \zeta k \\
&\rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi k/. \xi k \rightarrow -0.388)/.\chi \\
&\rightarrow \chi) - ((vpi/. \xi \\
&\rightarrow \frac{1}{c\phi^2} (-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}} \sqrt{a} \sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2} \\
&- 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2))/. \zeta \rightarrow \zeta 0/. \zeta 0 \\
&\rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi 0/. \xi 0 \\
&\rightarrow -0.088) - (vpi/. \xi \\
&\rightarrow \frac{1}{c\phi^2} (-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}} \sqrt{a} \sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2} \\
&- 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2))/. \zeta \rightarrow \zeta k/. \zeta k \\
&\rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi k/. \xi k \rightarrow -0.388)/.\kappa \\
&\rightarrow 0)/. a0 \rightarrow -\frac{2\pi}{\text{Log}[\delta + \sqrt{3}\sqrt{\delta^2}]};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
wpi &= \frac{1}{2\pi} \int \int \frac{a0wp0Z}{(X^2 + Y^2 + Z^2)^{3/2}} dX dY/. X \rightarrow (xp - \xi + \delta)/. Y \rightarrow (yp - \eta + \delta)/. Z \\
&\rightarrow (zp - \zeta + \delta)/. \eta \rightarrow (\chi - bpnpp)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
wp = ((wpi/. \xi \\
& \rightarrow \frac{1}{c\phi^2} (-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}} \sqrt{a} \sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2 \\
& - 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2)}))/. \zeta \rightarrow \zeta 0/. \zeta 0 \\
& \rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi 0/. \xi 0 \\
& \rightarrow -0.088) - (wpi/. \xi \\
& \rightarrow \frac{1}{c\phi^2} (-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}} \sqrt{a} \sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2 \\
& - 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2)}))/. \zeta \rightarrow \zeta k/. \zeta k \\
& \rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi k/. \xi k \rightarrow -0.388)/.\chi \\
& \rightarrow \chi) - ((wpi/. \xi \\
& \rightarrow \frac{1}{c\phi^2} (-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}} \sqrt{a} \sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2 \\
& - 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2)}))/. \zeta \rightarrow \zeta 0/. \zeta 0 \\
& \rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi 0/. \xi 0 \\
& \rightarrow -0.088) - (wpi/. \xi \\
& \rightarrow \frac{1}{c\phi^2} (-cs\phi + \frac{1}{\sqrt{b}} \sqrt{a} \sqrt{(-bcd\phi^2 + bc\zeta\phi^2 + bp^2c^2npp^2\kappa^2\phi^2 \\
& - 2bpc^2npp\kappa^2\chi\phi^2 + c^2\kappa^2\chi^2\phi^2)}))/. \zeta \rightarrow \zeta k/. \zeta k \\
& \rightarrow (d + c(\frac{((\phi\xi) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(\chi + bpnpp))^2}{b}))/.\xi \rightarrow \xi k/. \xi k \rightarrow -0.388)/.\chi \\
& \rightarrow 0)/.a0 \rightarrow -\frac{2\pi}{\text{Log}[\delta + \sqrt{3}\sqrt{\delta^2}]};
\end{aligned}$$

Додаток Б.6

$$\begin{aligned}
expn1 = \text{Table}[(& \epsilon xp/. zp \rightarrow (d + c(\frac{((\phi xp) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y p + (\chi - bpnpp)))^2}{b}))/.\text{Vm} \\
& \rightarrow 1/. \kappa \rightarrow 0.005/. bp \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c \\
& \rightarrow 0.95/. \phi \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. bc \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.005/. hp \\
& \rightarrow 0.15), \{npp, 1, 3, 1\}]
\end{aligned}$$

Продовження дод.Б.6

$$\begin{aligned} \epsilon_{ypn1} = \text{Table}[(\epsilon_{yp}/.z_p \rightarrow (d + c(\frac{((\phi_{xp}) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y_p + (\chi - \text{bpnpp})))^2}{b}))/V_m \rightarrow 1/. \kappa \rightarrow 0.005/. \text{bp} \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c \\ \rightarrow 0.95/. \phi \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. \text{bc} \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.0005/. \text{hp} \rightarrow 0.15), \{\text{npp}, 1, 3, 1\}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \epsilon_{zpn1} = \text{Table}[(\epsilon_{zp}/.z_p \rightarrow (d + c(\frac{((\phi_{xp}) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y_p + (\chi - \text{bpnpp})))^2}{b}))/V_m \rightarrow 1/. \kappa \rightarrow 0.005/. \text{bp} \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c \\ \rightarrow 0.95/. \phi \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. \text{bc} \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.0005/. \text{hp} \rightarrow 0.15), \{\text{npp}, 1, 3, 1\}]; \end{aligned}$$

Додаток Б.7

$$\begin{aligned} \sigma_{xps} = \sigma_{xp}/.z_p \rightarrow (d + c(\frac{((\phi_{xp}) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y_p + (\chi - \text{bpnpp})))^2}{b}))/V_m \rightarrow 1/. G \\ \rightarrow \frac{EE}{2(1 + \nu)}/. \nu \rightarrow 0.37/. \rho \rightarrow 1400/. EE \rightarrow 10^6/. \eta_1 \rightarrow 510^3/. L \rightarrow 1/. \chi \\ \rightarrow 0.005/. \text{bp} \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c \rightarrow 0.95/. \phi \\ \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. \text{bc} \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.005/. \text{hp} \rightarrow 0.15; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{yps} = \sigma_{yp}/.z_p \rightarrow (d + c(\frac{((\phi_{xp}) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y_p + (\chi - \text{bpnpp})))^2}{b}))/V_m \rightarrow 1/. G \\ \rightarrow \frac{EE}{2(1 + \nu)}/. \nu \rightarrow 0.37/. \rho \rightarrow 1400/. EE \rightarrow 10^6/. \eta_1 \rightarrow 510^3/. L \rightarrow 1/. \chi \\ \rightarrow 0.005/. \text{bp} \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c \rightarrow 0.95/. \phi \\ \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. \text{bc} \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.0005/. \text{hp} \rightarrow 0.15; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{zps} = \sigma_{zp}/.z_p \rightarrow (d + c(\frac{((\phi_{xp}) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y_p + (\chi - \text{bpnpp})))^2}{b}))/V_m \rightarrow 1/. G \\ \rightarrow \frac{EE}{2(1 + \nu)}/. \nu \rightarrow 0.37/. \rho \rightarrow 1400/. EE \rightarrow 10^6/. \eta_1 \rightarrow 510^3/. L \rightarrow 1/. \chi \\ \rightarrow 0.005/. \text{bp} \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c \rightarrow 0.95/. \phi \\ \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. \text{bc} \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.0005/. \text{hp} \rightarrow 0.15; \end{aligned}$$

Продовження дод.Б.7

$$s\tau_{xy\psi s} = s\tau_{xyp}/.z_p \rightarrow (d + c(\frac{((\phi xp) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y p + (\chi - b p n p p)))^2}{b}))/.V m$$

$$\rightarrow 1/.G \rightarrow \frac{EE}{2(1 + \nu)} /. \nu \rightarrow 0.37/. \rho \rightarrow 1400/. EE \rightarrow 10^6/. \eta 1 \rightarrow 510^3/. L$$

$$\rightarrow 1/. \kappa \rightarrow 0.005/. b p \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c$$

$$\rightarrow 0.95/. \phi \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. b c \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.0005/. h p$$

$$\rightarrow 0.15;$$

$$s\tau_{xz\psi s} = s\tau_{xzp}/.z_p \rightarrow (d + c(\frac{((\phi xp) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y p + (\kappa - b p n p p)))^2}{b}))/.V m$$

$$\rightarrow 1/.G \rightarrow \frac{EE}{2(1 + \nu)} /. \nu \rightarrow 0.37/. \rho \rightarrow 1400/. EE \rightarrow 10^6/. \eta 1 \rightarrow 510^3/. L$$

$$\rightarrow 1/. \kappa \rightarrow 0.005/. b p \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c$$

$$\rightarrow 0.95/. \phi \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. b c \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.0005/. h p$$

$$\rightarrow 0.15;$$

$$s\tau_{yz\psi s} = s\tau_{yzp}/.z_p \rightarrow (d + c(\frac{((\phi xp) + s)^2}{a} - \frac{(\kappa(y p + (\chi - b p n p p)))^2}{b}))/.V m$$

$$\rightarrow 1/.G \rightarrow \frac{EE}{2(1 + \nu)} /. \nu \rightarrow 0.37/. \rho \rightarrow 1400/. EE \rightarrow 10^6/. \eta 1 \rightarrow 510^3/. L$$

$$\rightarrow 1/. \chi \rightarrow 0.005/. b p \rightarrow -0.02/. s \rightarrow 0.2/. a \rightarrow 0.2/. b \rightarrow 1.5/. c$$

$$\rightarrow 0.95/. \phi \rightarrow 0.25/. \kappa \rightarrow 1.5/. d \rightarrow -0.15/. b c \rightarrow 0.25/. \delta \rightarrow 0.0005/. h p$$

$$\rightarrow 0.15;$$

Додаток В.1

Коефіцієнт тертя руху для пари бульба картоплі без забруднення – сталева
поверхня

Кут спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою	Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою
28	0,5317	29	0,541
29	0,541	27	0,5223
27	0,5223	29	0,541
28	0,5317	27	0,5223
28	0,5317	28	0,5317
29	0,541	28	0,5317
27	0,5223	29	0,541
28	0,5317	28	0,5317

Продовження дод. В.1

Коефіцієнт тертя руху для пари бульба картоплі із налипшим ґрунтом (площа налипання 10%) – сталева поверхня

Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою	Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою
31	0,601	30	0,5896
30	0,5896	32	0,6124
30	0,5896	30	0,5896
31	0,601	31	0,601
31	0,601	31	0,601
32	0,6124	31	0,601
31	0,601	32	0,6124
30	0,5896	32	0,6124

Коефіцієнт тертя руху для пари бульба картоплі із налипшим ґрунтом (площа налипання 30%) – сталева поверхня

Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою	Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою
34	0,675	35	0,6848
34	0,675	33	0,6652
33	0,6652	34	0,675
35	0,6848	34	0,675
33	0,6652	35	0,6848
34	0,675	35	0,6848
34	0,675	34	0,675
35	0,6848	33	0,6652

Коефіцієнт тертя руху для пари бульба картоплі із налипшим ґрунтом (площа налипання 60%) – сталева поверхня

Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою	Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою
39	0,809	38	0,7948
40	0,8232	39	0,809
39	0,809	40	0,8232
39	0,809	39	0,809
38	0,7948	40	0,8232
40	0,8232	38	0,7948
38	0,7948	40	0,8232
38	0,7948	39	0,809

Продовження дод. В.1

Коефіцієнт тертя спокою для пари бульба картоплі без забруднення – сталева поверхня

Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою	Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою
29	0,55	30	0,578
31	0,601	29	0,55
30	0,578	31	0,601
29	0,55	29	0,55
29	0,55	30	0,578
31	0,601	31	0,601
30	0,578	30	0,578
30	0,578	30	0,578

Коефіцієнт тертя спокою для пари бульба картоплі із налипшим ґрунтом (площа налипання 10%) – сталева поверхня

Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою	Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою
34	0,674	33	0,649
33	0,649	34	0,674
33	0,649	34	0,674
34	0,674	34	0,674
35	0,7	33	0,649
35	0,7	35	0,7
35	0,7	34	0,674
34	0,674	33	0,649

Коефіцієнт тертя спокою для пари бульба картоплі із налипшим ґрунтом (площа налипання 30%) – сталева поверхня

Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою	Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою
36	0,727	38	0,781
36	0,727	37	0,754
37	0,754	38	0,781
36	0,727	38	0,781
37	0,754	36	0,727
37	0,754	37	0,754
37	0,754	36	0,727
38	0,781	37	0,754

Продовження дод. В.1

Коефіцієнт тертя спокою для пари бульба картоплі із налипшим ґрунтом (площа налипання 60%) – сталева поверхня

Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою	Кут тертя спокою, град	Коефіцієнт тертя спокою
41	0,869	41	0,869
40	0,839	41	0,869
41	0,869	41	0,869
42	0,9	42	0,9
42	0,9	41	0,869
40	0,839	40	0,839
40	0,839	40	0,839
42	0,9	41	0,869

Додаток В.2

Коефіцієнт тертя кочення бульби картоплі із забруднення по сталевій поверхні при $\beta=60^\circ$

Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення	Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення
143	0,3377	136	0,2858
140	0,3118	139	0,3118
135	0,2858	136	0,2988
134	0,2728	135	0,2858
142	0,3248	141	0,3248
138	0,2988	140	0,3118
136	0,2728	135	0,2988
137	0,2988	133	0,2858
140	0,3248	133	0,2728
142	0,3118	143	0,3377
138	0,2988	140	0,3248
142	0,3377	138	0,2988
141	0,3248		

Продовження дод. В.2

Коефіцієнт тертя кочення бульби картоплі із забруднення по сталевій поверхні при $\beta=45^\circ$

Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення	Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення
143	0,2400	140	0,2175
141	0,2250	143	0,2400
140	0,2175	141	0,2250
134	0,1875	142	0,2325
135	0,1875	141	0,2175
142	0,2325	137	0,2025
136	0,1950	137	0,2025
137	0,2025	140	0,2100
140	0,2100	136	0,1950
140	0,2175	139	0,2175
141	0,2175	141	0,2250
142	0,2250	143	0,2325
143	0,2325		

Коефіцієнт тертя кочення бульби картоплі із забруднення по сталевій поверхні при $\beta=30^\circ$

Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення	Маса, гр.	Коефіцієнт тертя кочення
140	0,1429	139	0,1429
143	0,1516	136	0,1342
142	0,1472	138	0,1386
135	0,1299	135	0,1299
136	0,1342	142	0,1472
138	0,1386	143	0,1516
140	0,1429	141	0,1429
142	0,1472	141	0,1429
143	0,1516	139	0,1386
135	0,1299	142	0,1472
136	0,1342	139	0,1386
141	0,1516	137	0,1342
142	0,1472		

Додаток Г.1

Технічні характеристики картоплекопачок

Показник	КНТ-2В	Agromet Z-609/2
1	2	3
Продуктивність за годину основного часу, га	0,25-0,47	0,3-0,4
Робоча швидкість, км/год	1,8-3,4	2-6
Ширина міжряддя, см	70	62,5-67,5
Робоча ширина захвату, м	1,4	1,25-1,35
Транспортна швидкість, км/год	До 16	До 15
Глибина викопування, см	До 22	До 25

Додаток Г.2

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності
спеціалізованої техніки

Показники	Машина	
	Базова	Удосконалена
1	2	3
Продуктивність агрегату за годину змінного часу, га	0.34	0.355
Продуктивність агрегату за годину експлуатаційного часу, га	0.29	0.305
Балансова вартість, грн: машини енергетичного засобу	40000 100000	41000 100000
Річне завантаження, год: енергетичного засобу машини	15.5 15.5	14.74 14.74

Продовження дод. Г.2

1	2	3
Чисельність виробничого персоналу, чол.: основного допоміжного	1 3	1 3
Годинні тарифні ставки, грн/люд.-год: основного персоналу допоміжного персоналу	20.34 13.48	20.34 13.48
Коефіцієнт, що враховує доплати: основному персоналу допоміжному персоналу	1.1 1.0	1.1 1.0
Коефіцієнт відрахувань на реновацію: енергетичного засобу машини	0.1 0.142	0.1 0.142
Коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування: енергетичного засобу машини	0.12 0.1	0.12 0.1
Коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт: енергетичного засобу машини	0.05 0.021	0.05 0.021
Витрата пально-мастильних матеріалів, кг/га	10	10
Ціна 1 кг палива з врахуванням вартості мастильних матеріалів, що припадає на 1 кг палива, грн.	24.00	24.00
Затрати на зберігання, що припадають на одну годину експлуатаційного часу, грн: енергетичного засобу машини	0.869 0.44	0.869 0.44

Продовження дод. Г.2

1	2	3
Кількість продукції (бульб картоплі), що виробляє машина за одиницю напрацювання, ц/га	379.3	387
Ціна продукції, грн/ц	800.0	800.0
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0.15	0.15
Коефіцієнт гарантії споживачу економічного ефекту	0.8	0.8
Коефіцієнт переведення оптової ціни в балансову	1.1	1.1



Продовження дод. Д.1

(11) 103214

(19) UA

(51) МПК (2015.01)

A01D 19/00

A01D 19/02 (2006.01)

(21) Номер заявки: u 2015 04886

(72) Винахідники:

Налобіна Олена
Олександрівна, UA,
Шимко Андрій
Володимирович, UA

(22) Дата подання заявки: 19.05.2015

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: 10.12.2015(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: 10.12.2015,
Бюл. № 23

(73) Власник:

НАЦІОНАЛЬНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО
ГОСПОДАРСТВА ТА
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ,
вул. Соборна, 11, м. Рівне,
33000, UA

(54) Назва корисної моделі:

АКТИВНИЙ ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

(57) Формула корисної моделі:

Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини, що містить леміш, який складається із двох частин та механізму привода в коливальний рух, перша частина лемеша включає в себе різальну кромку друга - площину, по якій зрізаний бульбоносний шар рухається на транспортер, який відрізняється тим, що друга частина лемеша складається із двох плоских пластин з отворами, в отвори встановлено стакани, в які розміщено пружні елементи, плоскі пластини з'єднані із різальною кромкою за допомогою гнучких планок, а пружні елементи, за допомогою стрижнів, з'єднані із механізмом привода в коливальний рух.

Продовження дод. Д.1



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **103214** (13) **U**

(51) МПК (2015.01)

A01D 19/00**A01D 19/02** (2006.01)

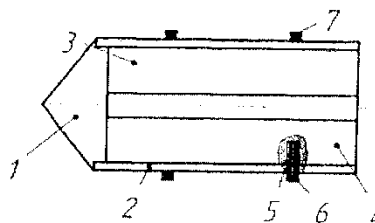
ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2015 04886	(72) Винахідник(и): Налобіна Олена Олександрівна (UA), Шимко Андрій Володимирович (UA)
(22) Дата подання заявки: 19.05.2015	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ, вул. Соборна, 11; м. Рівне, 33000 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.12.2015	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.12.2015, Бюл.№ 23	

(54) АКТИВНИЙ ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**(57) Реферат:**

Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини містить леміш, який складається із двох частин та механізму привода в коливальний рух, перша частина лемеша включає в себе різальну кромку. Друга частина лемеша складається із двох плоских пластин з отворами, в отвори встановлено стакани, в яких розміщено пружні елементи, плоскі пластини з'єднані із різальною кромкою за допомогою гнучких планок, а пружні елементи, за допомогою стрижнів, з'єднані із механізмом привода в коливальний рух.



Фіг. 1

UA 103214 U

UA 103214 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарського машинобудування, а саме до підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин.

Відомий підкопувальний робочий орган картоплезбиральної машини, що включає в себе плоский леміш. Леміш складається із трьох секцій. Крайні секції лемеша плоскі, середня - увігнута. Крайні секції закріплені на кронштейнах болтами із потаємними головками. Середня секція клиновидної форми закріплена болтами на спеціальному кронштейні середньої стінки рами елеватора [1].

Недоліком даного підкопуючого робочого органу є те, що при переході бульбоносної маси з лемеша на транспортер відбувається згруджування.

Найближчим аналогом є леміш, який складається із клиновидної підрізної пластини, яка ділиться на дві послідовно розташовані частини, кронштейна, осі коливання, механізму привода коливального руху [2].

Недоліком даної конструкції є те, що при малих амплітудах коливання бульбоносна маса недостатньо кришиться і погано передається на сепаруючі органи.

В основу корисної моделі поставлена задача зменшення сили опору тертя ґрунту по матеріалу підкопуючого робочого органу та більш рівномірного розподілу бульбоносної маси по довжині елеватора.

Поставлена задача вирішується тим, що у активному підкопуючому робочому органу картоплезбиральної машини, що включає в себе леміш, який складається із двох частин, та механізму привода в коливальний рух, перша частина лемеша включає в себе різальну кромку, друга - площину, по якій зрізаний бульбоносна маса рухається на транспортер, згідно з корисною моделлю, друга частина лемеша складається із двох плоских пластин з отворами, в отвори встановлено стакани, в яких розміщено пружні елементи, плоскі пластини з'єднані із різальною кромкою за допомогою гнучких планок, а пружні елементи, за допомогою стрижнів, з'єднані із механізмом привода в коливальний рух.

Створення спіральних коливань бульбоносної маси по підкопуючому робочому органу картоплезбиральної машини призводить до ефективної сепарації бульб картоплі від ґрунту, зменшення тертя ґрунту по матеріалу підкопуючого робочого органу картоплезбиральної машини та забезпечує більш рівномірний розподіл бульбоносної маси по довжині елеватора.

Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини зображено: на Фіг. 1 - Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини вид зверху; на Фіг. 2 - Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини з механізмом привода в коливальний рух вид збоку.

Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини складається з ріжучої кромки 1, до якої, за допомогою гнучкої планки 2 кріпляться плоскі пластини 3 та 4. В отвори у плоских пластинах встановлені стакани 5, в яких розміщено пружні елементи 6, що з'єднуються з механізмом привода в коливальний рух (не вказано, можливий ексцентриковий привод) за допомогою стрижня 7.

Працює активний підкопуючий робочий орган наступним чином.

Під час проходження картоплезбиральної машини шар ґрунту підрізується ріжучою кромкою 1 і рухається далі на плоскі пластини 3 та 4, які приводяться в зворотно-поступальний рух механізмом привода в коливальний рух. За допомогою стрижнів 7 зусилля від механізму привода в коливальний рух передається на пружні елементи 6, які встановлено в стакани 5, що розміщено в отворах у плоских пластинах 3 та 4. Пружні елементи приводять в зворотно-поступальний рух плоскі пластини. Це сприяє підвищенню часу проходження зрізаного пласта по підкопуючому робочому органі та покращення сепарації бульб картоплі від ґрунту.

Запропонований активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини дозволяє підвищити ефективність сепарації бульб картоплі від ґрунту, зменшити тертя ґрунту по матеріалу активного підкопуючого робочого органу картоплезбиральної машини та більш рівномірно розподілити бульбоносну масу по ширині транспортера.

Джерела інформації:

1. Петров Г.Д. "Картофелеуборочные машины" - 2е изд., перераб. И доп. - М.: Машиностроение, 1984., ст.47.

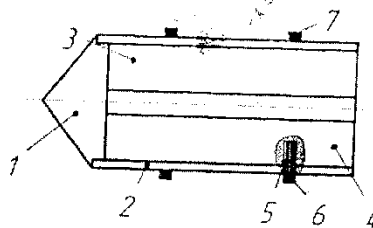
2. Авторское свидетельство СССР № 1598902, кл. А01D 15/04, 1970 (прототип).

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

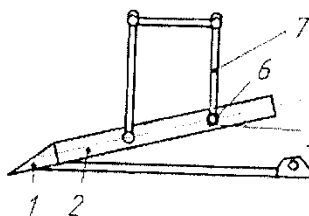
Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини, що містить леміш, який складається із двох частин та механізму привода в коливальний рух, перша частина лемеша включає в себе різальну кромку, друга - площину, по якій зрізаний бульбоносна маса рухається

UA 103214 U

на транспортер, який відрізняється тим, що друга частина лемеша складається із двох плоских пластин з отворами, в отвори встановлено стакани, в яких розміщено пружні елементи, плоскі пластини з'єднані із різальною кромкою за допомогою гнучких планок, а пружні елементи, за допомогою стрижнів, з'єднані із механізмом привода в коливальний рух.



Фіг. 1

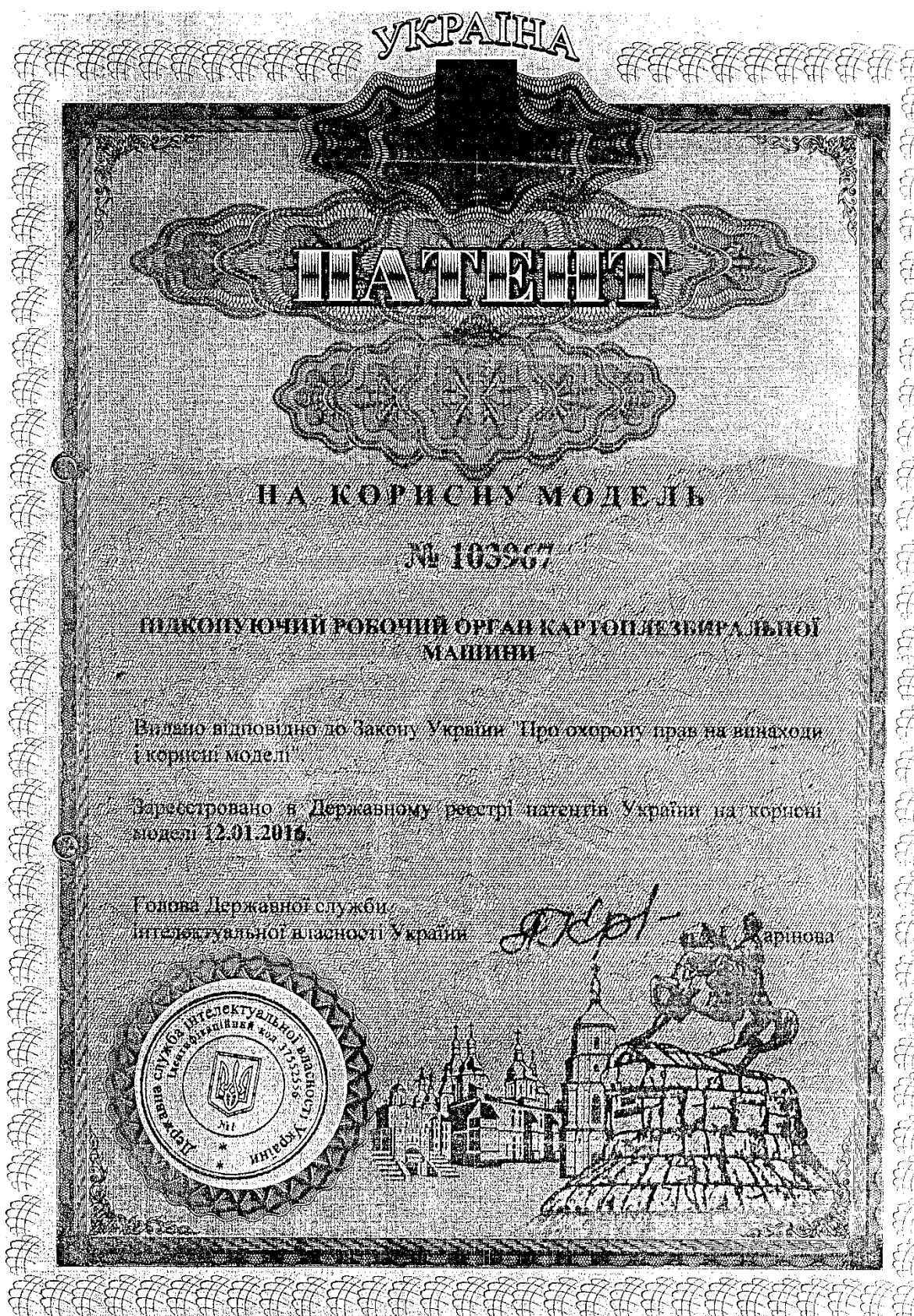


Фіг. 2

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



Продовження дод. Д.2

(11) 103967

(19) UA

(51) МПК
A01D 19/02 (2006.01)

(21) Номер заявки: u 2015 05929

(22) Дата подання заявки: 16.06.2015

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: 12.01.2016(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: 12.01.2016,
Бюл. № 1(72) Винахідники:
Налобіна Олена
Олександрівна, UA,
Шимко Андрій
Володимирович, UA(73) Власник:
НАЦІОНАЛЬНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО
ГОСПОДАРСТВА ТА
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ,
вул. Соборна, 11, м. Рівне,
33000, UA

(54) Назва корисної моделі:

ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

(57) Формула корисної моделі:

Підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини, що включає в себе ріжучу кромку, увігнуті боковини та площину, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, який відрізняється тим, що поверхні площини, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, має хвилясту форму, в увігнутих боковинах виконано отвори, де закріплені осі, в яких розташовано валики з ворсом.

Продовження дод. Д.2



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA

(11) 103967

(13) U

(51) МПК

A01D 19/02 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2015 05929

(22) Дата подання заявки: 16.06.2015

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: 12.01.2016(46) Публікація відомостей
про видачу патенту: 12.01.2016, Бюл. № 1

(72) Винахідник(и):

Налобіна Олена Олександрівна (UA),
Шимко Андрій Володимирович (UA)

(73) Власник(и):

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА ТА
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33000 (UA)

(54) ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

(57) Реферат:

Підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини включає в себе ріжучу кромку, увігнуті боковини та площину, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера. Поверхня площини, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, має хвилясту форму, в увігнутих боковинах виконано отвори, де закріплені осі, в яких розташовано валики з ворсом.

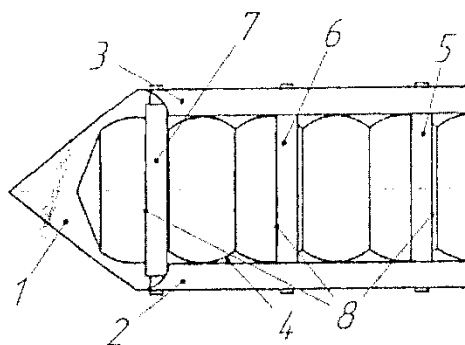


Fig. 1

UA 103967 U

UA 103967 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарського машинобудування, а саме до підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин.

Відомий підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини, що включає в себе плоский леміш. Леміш складається із трьох секцій. Крайні секції лемеша плоскі, середня - увігнута. Крайні секції закріплені на кронштейнах болтами із потаємними головками. Середня секція клиновидної форми закріплена болтами на спеціальному кронштейні середньої стінки рами елеватора [1].

Недоліком даного підкопуючого робочого органу є те, що при переході бульбоносної маси з лемеша на транспортер відбувається її згруджування.

Найбільш близьким до корисної моделі є підкопуючий робочий орган коренебульбозбиральної машини, який складається із різальної кромки, площини, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера та боковин [2].

Недоліком даної конструкції є те, що бульбоносний шар недостатньо кришиться і при переході бульбоносної маси з лемеша на транспортер відбувається згруджування.

В основу корисної моделі поставлена задача підвищення ступеня подрібнення шару ґрунту та виключення згруджування при переході бульбоносної маси на транспортер.

Поставлена задача вирішується тим, що у підкопуючому робочому органі картоплезбиральної машини, який складається із різальної кромки, площини, по якій рухається бульбоносна маса та боковин, поверхня площини, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, має хвилясту форму, в увігнутих боковинах виконано отвори, де закріплені осі, в яких розташовано валики з ворсом.

Підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини зображено на: Фіг. 1 - вид зверху; Фіг. 2 - вид збоку; на Фіг. 3 - вісь із розташованим на ній валиком із ворсом, вид збоку.

Підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини, що включає в себе ріжучу кромку 1, увігнуті боковини 2 та 3, та площину 4, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, поверхня площини має хвилясту форму, в увігнутих боковинах 2 та 3 виконано отвори 9 де закріплені осі 5, 6, 7, на яких розташовано валики з ворсом 8.

Працює підкопуючий робочий орган наступним чином.

Під час руху картоплезбиральної машини шар ґрунту підрізується ріжучою кромкою 1 і подається на площину 4. Осі 5, 6, 7, на яких розташовано валики з ворсом 8, при контакті із бульбоносною масою, починають обертатися та частково очищують бульби картоплі від ґрунту. Обертання осей 5, 6, 7, на яких розташовано валики з ворсом 8, сприяють переміщенню бульб вздовж хвилястої поверхні площини 4 за рахунок сил тертя між матеріалом ворсу та ґрунтом і картоплею. Під час проходження бульбоносної маси по площині 4, увігнуті боковини 2 та 3 запобігають випаданню бульбоносної маси. Це сприяє покращенню сепарації бульб картоплі від ґрунту, зменшує можливість згруджування бульбоносної маси при переході із підкопуючого робочого органу картоплезбиральної машини на транспортер.

Запропонований підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини дозволяє підвищити ефективність сепарації бульб картоплі від ґрунту, зменшити відсоток втраченої картоплі внаслідок випадання із підкопуючого робочого органу картоплезбиральної машини, зменшити відсоток пошкодженої картоплі та більш рівномірно розподілити бульбоносну масу по ширині транспортера, зменшити можливість згруджування бульбоносної маси при переході із підкопуючого робочого органу картоплезбиральної машини на транспортер.

Джерела інформації:

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины -2е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984. - с. 47.
2. Авторское свидетельство СССР № 974958, кл. А 01 D 25/02, 1982 (прототип).

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини, що включає в себе ріжучу кромку, увігнуті боковини та площину, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, який відрізняється тим, що поверхня площини, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, має хвилясту форму, в увігнутих боковинах виконано отвори, де закріплені осі, в яких розташовано валики з ворсом.

UA 103967 U

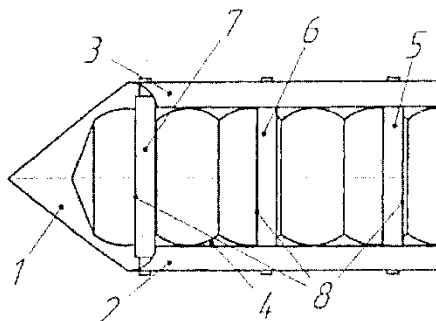


Fig. 1

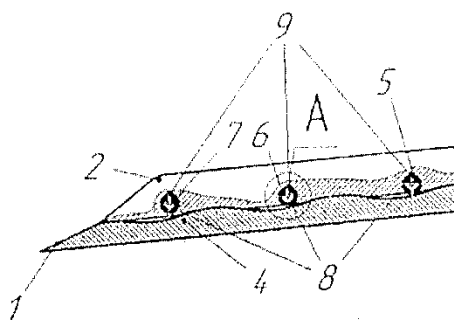


Fig. 2

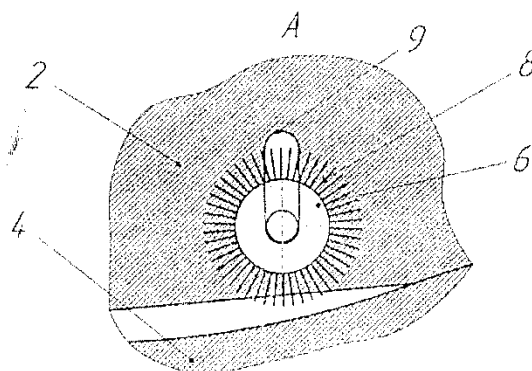


Fig. 3

Комп'ютерна верстка Л. Литвиненко

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ - 42, 01601



Продовження дод. Д.3

(11) **114596**(19) **UA**(51) МПК (2017.01)
A01D 21/00
A01D 19/02 (2006.01)(21) Номер заявки: **u 2016 10046**(22) Дата подання заявки: **03.10.2016**(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель **10.03.2017**(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: **10.03.2017,**
Бюл. № 5(72) Винахідники:
Налобіна Олена
Олександрівна, UA,
Шимко Андрій
Володимирович, UA(73) Власник:
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Львівська, 75, м. Луцьк,
43018, UA

(54) Назва корисної моделі:

ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН БУЛЬБОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

(57) Формула корисної моделі:

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить леміш, боковини та поверхню, який **відрізняється** тим, що зверху поверхні встановлені прутки, а над прутковим елеватором розташовані напрямні, уповнювачі, привід та очисний механізм, який містить диск, лопаті, які встановлені в пази диска, кріплення та вал.

Продовження дод. Д.3



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **114596** (13) **U**

(51) МПК (2017.01)

A01D 21/00**A01D 19/02** (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

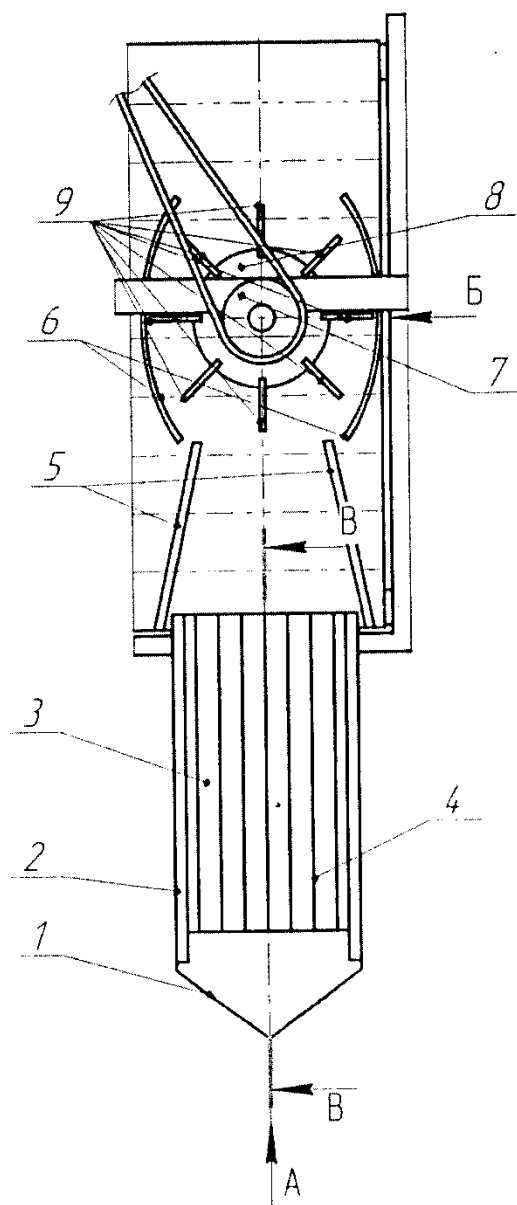
(21) Номер заявки: u 2016 10046	(72) Винахідник(и): Налобіна Олена Олександрівна (UA), Шимко Андрій Володимирович (UA)
(22) Дата подання заявки: 03.10.2016	(73) Власник(и): ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Львівська, 75, м. Луцьк, 43018 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.03.2017	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.03.2017, Бюл.№ 5	

(54) ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН БУЛЬБОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**(57) Реферат:**

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини містить леміш, боковини та поверхню, зверху якої встановлені прутки, а над прутковим елеватором розташовані напрямні, уловлювачі, привід та очисний механізм, який містить диск, лопаті, які встановлені в пази диска, кріплення та вал.

UA 114596 U

UA 114596 U



Фиг. 1

Продовження дод. Д.3

UA 114596 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарського машинобудування, а саме до підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин і машин для збирання топінамбура.

Відомий підкопуючий робочий орган коренебульбозбиральної машини, що містить леміш, решето, яке виконано із поздовжніх прутків, та привода. Поздовжні прутки зв'язані задньою частиною із приводним валом за допомогою ексцентричних цапф. [патент РФ № 2246199, МПК А 01D 15/04, 2003].

Недоліком даного підкопуючого робочого органу є те, що при переході бульбоносної маси з лемеша на транспортер відбувається її згруджування та недостатня сепарація бульб від коріння.

Найбільш близьким аналогом до запропонованої корисної моделі є підкопуючий робочий орган коренебульбозбиральної машини, який складається із лемеша, поверхні, по якій бульбоносна маса рухається до пруткового елеватора, та боковин [АС СРСР № 974958, МПК А01 D 25/02, 1982].

Недоліком даної конструкції є те, що бульбоносний шар недостатньо сепарується від коріння самих рослин та інших домішок.

В основу корисної моделі поставлена задача, що полягає у підвищенні ступеня сепарації бульб від коріння самих рослин, кам'яних включень та ґрунту, а також розділення коренів топінамбура на окремі бульби.

Поставлена задача вирішується тим, що у підкопуючому робочому органі бульбозбиральної машини, який містить леміш, поверхню, боковини, згідно з запропованою корисною моделлю, прутки встановлені зверху поверхні, над прутковим елеватором встановлено напрямні, уловлювачі, привід та очисний механізм, який містить диск, лопаті, які встановлені в пази диска, кріплення та вал.

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини зображено на: Фіг. 1 - вигляд зверху; Фіг. 2 - вигляд А; Фіг. 3 - вигляд Б; Фіг. 4. - вигляд В.

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить леміш 1, боковини 2, поверхню 3, по якій бульбоносна маса рухається до пруткового елеватора (на кресленнях не показаний), зверху поверхні 3 встановлені прутки 4, над прутковим елеватором встановлені напрямні 5, уловлювачі 6, привід 7 та очисний механізм, який містить диск 8, лопаті 9, які встановлені в пази диска 8, кріплення 10 та вал 11.

Працює підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини наступним чином.

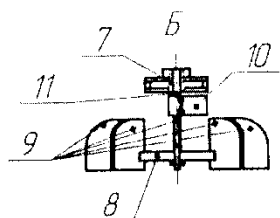
Під час руху бульбозбиральної машини шар ґрунту із бульбою підрізується лемешем 1 і подається на поверхню 3, на якій прутками 4 розділяється із подальшим потраплянням на прутковий елеватор. Напрямами 5 бульбоносний шар спрямовується до очисного механізму, де відділяється від коріння та інших домішок із подальшим транспортуванням до бункера (на кресленнях не показаний). Під час очистки бульб за допомогою очисного механізму уловлювачі 6 запобігають вильоту бульб із пруткового елеватора.

Запропонований підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини дозволяє підвищити ефективність сепарації бульб від ґрунту та коріння самих рослин, зменшити відсоток втрачених бульб внаслідок випадання із підкопуючого робочого органу та пруткового елеватора, більш рівномірно розподілити бульбоносну масу по ширині пруткового елеватора, зменшити можливість згруджування бульбоносної маси при переході із підкопуючого робочого органу бульбозбиральної машини на прутковий елеватор.

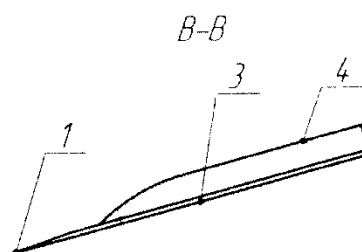
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить леміш, боковини та поверхню, який **відрізняється** тим, що зверху поверхні встановлені прутки, а над прутковим елеватором розташовані напрямні, уловлювачі, привід та очисний механізм, який містить диск, лопаті, які встановлені в пази диска, кріплення та вал.

UA 114596 U



Фиг. 3



Фиг. 4

Комп'ютерна верстка В. Мацело

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



Продовження дод. Д.4

(11) **115204**(19) **UA**(51) МПК
A01D 19/02 (2006.01)(21) Номер заявки: **u 2016 10045**(22) Дата подання заявки: **03.10.2016**(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: **10.04.2017**(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: **10.04.2017,
Бюл. № 7**(72) Винахідники:
**Налобіна Олена
Олександрівна, UA,
Шимко Андрій
Володимирович, UA**(73) Власник:
**ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Львівська, 75, м. Луцьк,
43018, UA**

(54) Назва корисної моделі:

ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН БУЛЬБОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

(57) Формула корисної моделі:

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить леміш, боковини та поверхню, який відрізняється тим, що зверху поверхні встановлені прутки, а над прутковим елеватором розташовані напрямні, уловлювачі, привід та очисний механізм у вигляді ротора.

Продовження дод. Д.4



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **115204** (13) **U**
(51) МПК
A01D 19/02 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 10045	(72) Винахідник(и): Налобіна Олена Олександрівна (UA), Шимко Андрій Володимирович (UA)
(22) Дата подання заявки: 03.10.2016	(73) Власник(и): ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Львівська, 75, м. Луцьк, 43018 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.04.2017	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.04.2017, Бюл.№ 7	

(54) ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН БУЛЬБОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**(57) Реферат:**

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить леміш, боковини та поверхню, причому зверху поверхні встановлені прутки, а над прутковим елеватором розташовані напрямні, уловлювачі, привід та очисний механізм у вигляді ротора.

UA 115204 U

Продовження дод. Д.4

UA 115204 U

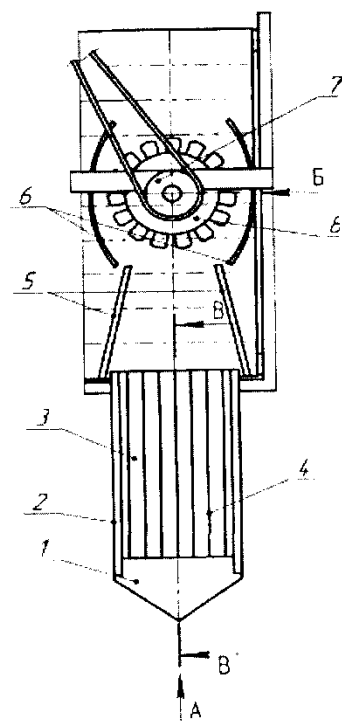


Fig. 1

UA 115204 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарського машинобудування, а саме до підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин і машин для збирання топінамбура.

Відомий підкопуючий робочий орган коренебульбозбиральної машини, що містить леміш, решето, яке виконано із поздовжніх прутків та привода. Поздовжні прутки зв'язані задньою частиною із приводним валом за допомогою ексцентричних цапф [Авторское свидетельство РФ № 2246199, кл. А 01 D 15/04, 2003].

Недоліком даного підкопуючого робочого органу є те, що при переході бульбоносної маси з лемеша на транспортер відбувається її згруджування та недостатня сепарація бульб від коріння.

Найбільш близьким до корисної моделі є підкопуючий робочий орган коренебульбозбиральної машини, який складається із лемеша, поверхні, по якій бульбоносна маса рухається до пруткового елеватора, та боковин [Авторское свидетельство СССР № 974958, кл. А 01 D 25/02, 1982].

Недоліком даної конструкції є те, що бульбоносний шар недостатньо сепарується від коріння самих рослин та інших домішок.

В основу корисної моделі поставлена задача підвищення ступеня сепарації бульб від коріння самих рослин, кам'яних включень та ґрунту, а також розділення коренів топінамбура на окремі бульби.

Поставлена задача вирішується тим, що у підкопуючому робочому органі бульбозбиральної машини, який складається із лемеша, поверхні та боковин, згідно з запропонованою корисною моделлю, прутки встановлені зверху поверхні, по якій бульбоносна маса рухається до пруткового елеватора, над прутковим елеватором встановлено напрямні, уловлювачі, привід та очисний механізм у вигляді ротора.

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини зображено на: Фіг. 1 - вигляд зверху; Фіг. 2 - вигляд А; Фіг. 3 - вигляд Б; Фіг. 4. - вигляд В.

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини містить леміш 1, боковини 2, поверхню 3, по якій бульбоносна маса рухається до пруткового елеватора (на кресленнях не вказаний), зверху поверхні 3 встановлені прутки 4, над прутковим елеватором встановлені напрямні 5, уловлювачі 6, привід 7 та очисний механізм у вигляді ротора 8.

Працює підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини наступним чином.

Під час руху бульбозбиральної машини шар ґрунту із бульбою підрізується лемешем 1 і подається на поверхню 3, на якій прутками 4 розділяється із подальшим потраплянням на прутковий елеватор. Напрямами 5 бульбоносний шар спрямовується до очисного механізму, відділяється від коріння та інших домішок із подальшим транспортуванням до бункера (на кресленнях не показаний). Під час очистки бульб за допомогою очисного механізму уловлювачі 6 запобігають вильоту бульб із пруткового елеватора.

Запропонований підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини дозволяє підвищити ефективність сепарації бульб від ґрунту та коріння самих рослин, зменшити відсоток втрачених бульб внаслідок випадання із підкопуючих робочих органів та пруткового елеватора, більш рівномірно розподілити бульбоносну масу по ширині пруткового елеватора, зменшити можливість згруджування бульбоносної маси при переході із підкопуючого робочого органу бульбозбиральної машини на прутковий елеватор.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить леміш, боковини та поверхню, який **відрізняється** тим, що зверху поверхні встановлені прутки, а над прутковим елеватором розташовані напрямні, уловлювачі, привід та очисний механізм у вигляді ротора.

UA 115204 U

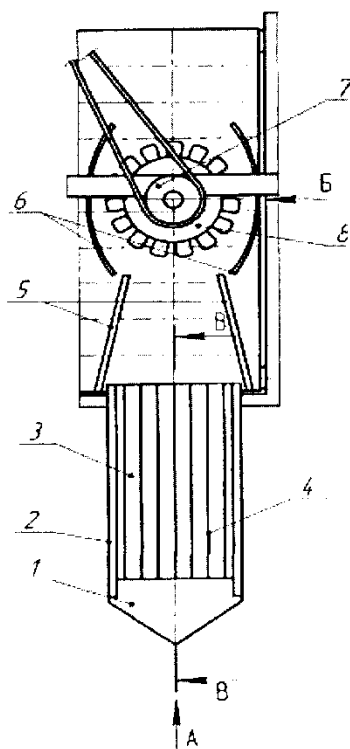


Fig. 1

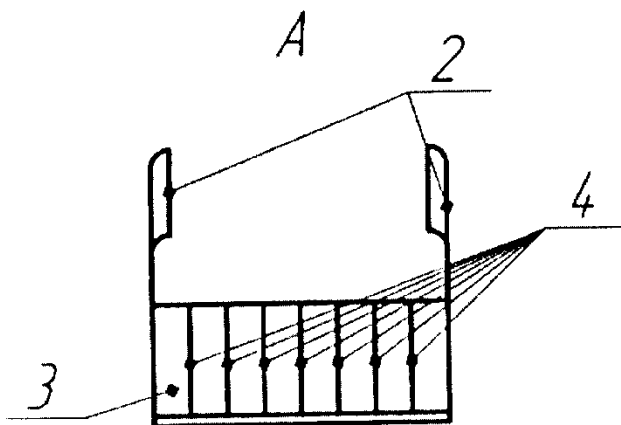
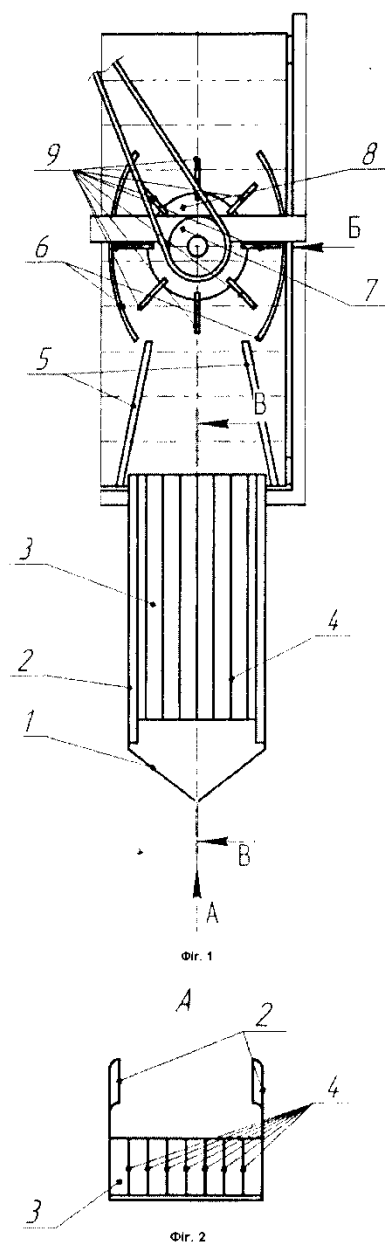


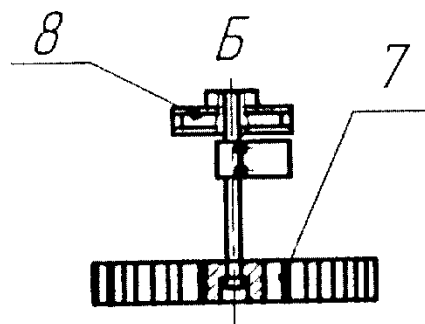
Fig. 2

Продовження дод. Д.4

UA 114596 U

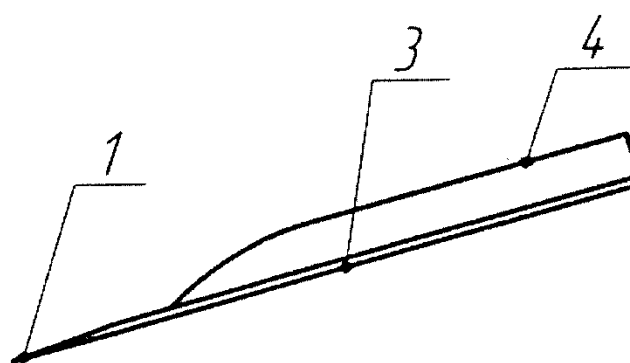


UA 115204 U



Фіг. 3

B-B



Фіг. 4

Комп'ютерна верстка Т. Вахричева

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



(11) **131318**(19) **UA**(51) МПК
A01D 19/02 (2006.01)(21) Номер заявки: **u 2018 07674**(22) Дата подання заявки: **09.07.2018**(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: **10.01.2019**(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: **10.01.2019,
Бюл. № 1**(72) Винахідники:
**Налобіна Олена
Олександрівна, UA,
Шимко Андрій
Володимирович, UA**(73) Власник:
**НАЦІОНАЛЬНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО
ГОСПОДАРСТВА ТА
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ,
вул. Соборна, 11, м. Рівне,
33000, UA**

(54) Назва корисної моделі:

ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН БУЛЬБОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

(57) Формула корисної моделі:

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить ріжучу кромку, площину, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, який відрізняється тим, що поверхня площини має форму гіперболічного параболоїда, з кінця різальної кромки на поверхні площини, по якій рухається бульбоносна маса, розміщені стержні.

Продовження дод. Д.5



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **131318** (13) **U**

(51) МПК

A01D 19/02 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ(21) Номер заявки: **U 2018 07674**(22) Дата подання заявки: **09.07.2018**(24) Дата, з якої є юридичним
осада на корисну
модель: **10.01.2019**(46) Публікація відомостей
про видачу патенту: **10.01.2019, Бюл. № 1**

(72) Винахідник(и):

Напобіна Олена Олександрівна (UA),
Шимко Андрій Володимирович (UA)

(73) Власник(и):

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА ТА
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33000 (UA)**(54) ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН БУЛЬБОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**

(57) Резюме:

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, має ріжучу кромку, площину, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера. Поверхня площини має форму гіперболічного параболоїда, з кінця різальної кромки на поверхні площини, по якій рухається бульбоносна маса, розміщені стержні.

UA 131318 U

UA 131318 U

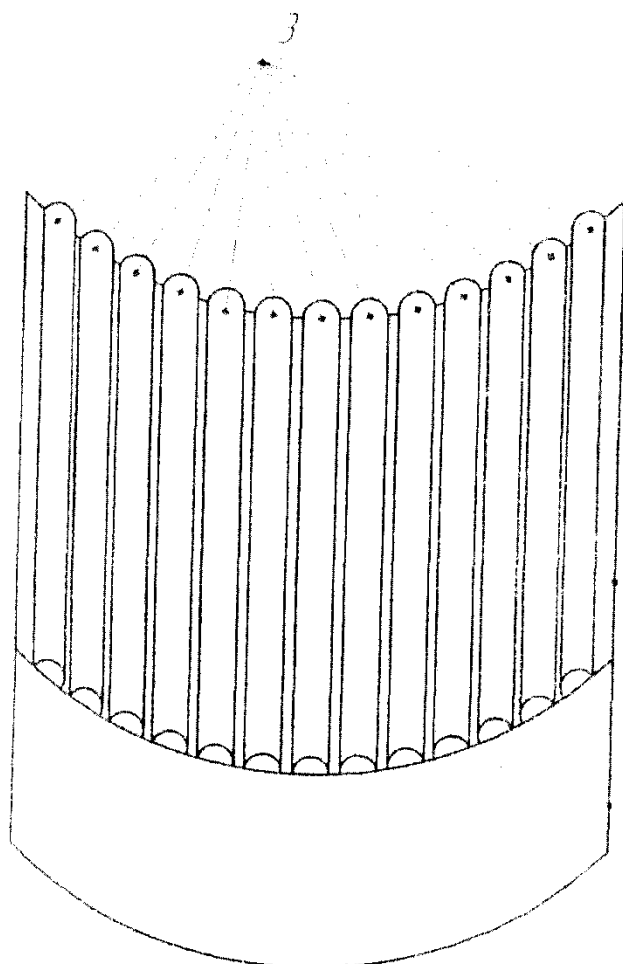


Fig. 1

UA 131318 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарського машинобудування, а саме до підкопуючих робочих органів бульбозбиральних машин.

Відомий підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини, що включає в себе плоский леміш. Леміш складається із трьох секцій. Крайні секції лемеша плоскі, середня - увігнута. Крайні секції закріплені на кронштейнах болтами із потаємними головками. Середня секція клиновидної форми закріплена болтами на спеціальному кронштейні середньої стінки рами елеватора [1].

Недоліком даного підкопуючого робочого органу є те, що при проходженні бульбоносної маси по поверхні площини лемеша існує ймовірність випадання бульбоносної маси по краям лемеша.

Найбільш близьким до корисної моделі є підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини, який складається із різальної кромки, площини, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, боковин та осей, в яких розташовано валики з ворсом [2].

Недоліком даної конструкції є те, що ґрунт недостатньо розсувається та налипає на елементи конструкції, що збільшує опір переміщенню робочого органу та енергоємність процесу копання.

В основу корисної моделі поставлено задачу збільшення розсувального ґрунту та зменшення налипання по внутрішніх боках підкопуючого робочого органу для зменшення енергоємності процесу підкопування бульб картоплі та підвищення якості роботи.

Поставлена задача вирішується тим, що у підкопуючому робочому органі бульбозбиральної машини, який складається із різальної кромки, площини, по якій рухається бульбоносна маса, поверхня площини, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, згідно з корисною моделлю, поверхня площини має форму гіперболічного параболоїда, з кінця різальної кромки на поверхні площини, по якій рухається бульбоносна маса, розміщені стержні.

При проходженні бульбоносної маси по поверхні площини, стержні, які розташовані на поверхні, розсувають ґрунт, що спричиняє зниження опору переміщення підкопуючого робочого органу. За рахунок того, що поверхня площини має форму гіперболічного параболоїда виключається налипання ґрунту по внутрішніх боках підкопуючого робочого органу.

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини зображено на:

Фіг. 1 - вид зверху;

Фіг. 2 - вид спереду;

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить ріжучу кромку 1, площину 2, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, поверхня площини має форму гіперболічного параболоїда, з кінця різальної кромки на поверхні площини 2, по якій рухається бульбоносна маса, розміщені стержні 3.

Працює підкопуючий робочий орган наступним чином.

Під час руху бульбозбиральної машини шар ґрунту підрізується ріжучою кромкою 1 і подається на площину 2. Це виключає налипання ґрунту по внутрішніх боках підкопуючого робочого органу та зменшує енергоємність процесу підкопування бульб картоплі.

Запропонований підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини дозволяє зменшити налипання ґрунту по внутрішніх боках підкопуючого робочого органу та зменшити енергоємність процесу підкопування бульб картоплі внаслідок покращення сепарації розсушеного ґрунту та зменшення опору переміщення робочого органу бульбозбиральної машини.

Джерела інформації:

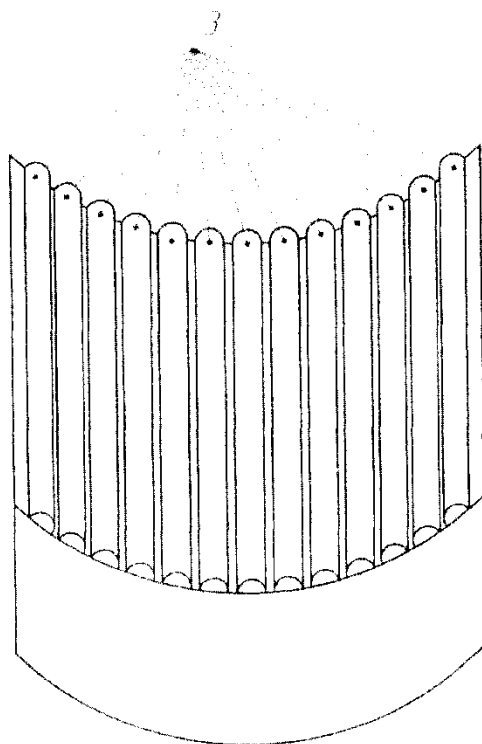
1. Петров Г.Д. "Картофелеуборочные машины" - 2е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984. - С. 47.

2. Патент на корисну модель № 103967, кл. A01D 19/02, 2016 (аналог).

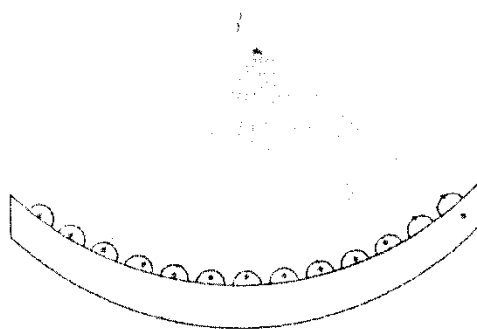
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини, що містить ріжучу кромку, площину, по якій бульбоносна маса рухається до транспортера, який відрізняється тим, що поверхня площини має форму гіперболічного параболоїда, з кінця різальної кромки на поверхні площини, по якій рухається бульбоносна маса, розміщені стержні.

UA 131318 U



Фіг. 1



Фіг. 2

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати
дисертації:

1. Налобіна О. О., **Шимко А. В.** Аналіз розвитку галузі картоплярства та огляд картоплезбиральної техніки. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк : ЛНТУ, 2015. Вип. № 31. С.106–113. *(Здобувачем здійснено аналіз існуючих конструкцій картоплезбиральної техніки).*
2. **Шимко А. В.** Удосконалення підкопуючих робочих органів корнеклубнезбиральних машин. *Вісник національного університету водного господарства та природокористування. Сер. Технічні науки* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2015. Вип. № 2(70). С. 165–171. *(Здобувачем здійснено аналіз існуючих конструкцій підкопувальних робочих органів корнеклубнезбиральних машин).*
3. Налобіна О. О., Грушецька М. Г., **Шимко А. В.** Системний аналіз підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин. *Сільськогосподарські машини*. : зб. наук. ст. Луцьк : ЛНТУ, 2015. Вип. № 32. С. 134–138. *(Здобувачем здійснено аналіз конструкцій лемішів картоплезбиральних машин та встановлено шляхи їхньої модернізації).*
4. **Шимко А. В.** Дослідження коефіцієнтів тертя кочення та ковзання бульб картоплі. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк : ЛНТУ, 2016. Вип. № 34. С. 124–129. *(Здобувачем досліджено вплив маси бульб картоплі на коефіцієнти тертя кочення та ковзання).*
5. Налобіна О. О., **Шимко А. В.** Дослідження взаємодії модернізованого підкопуючого робочого органа картоплезбиральної машини з бульбою. *Вісник Житомирського національного агроекологічного університету* : науково-теоретичний зб. Житомир : ЖНАУ, 2017. Вип. № 1(58). Т. 1. С. 279–283 . *(Здобувачем виготовлено лабораторну устаткування, виконано серію дослідів і їхню статистичну обробку).*
6. **Шимко А. В.**, Серілко Л.С. Визначення раціональної частоти обертання ротору очисного пристрою. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк :

Продовження дод. Д.6

ЛНТУ, 2017. Вип. № 37. С. 106–111. *(Здобувачем запропоновано конструкцію очисного механізму картоплезбиральної машини, виконано розрахунки за наведеними аналітичними залежностями та їхній графічний аналіз).*

Наукові праці у науковому виданні іншої держави:

7. Аналіз впливу лемішної частини підкопуючого робочого органа на напрям змін властивостей ґрунту / **А. Шимко**, О. Налобіна. European Cooperation. Warszawa, 2018. Scientific Approaches and Applied Technologies. No 6 (37). P.21-35. *(Здобувачем виконано аналіз досліджень за темою статті, сформульовано мету роботи та отримано залежності, які розкривають зв'язок напружень із швидкостями деформацій ґрунту).*

Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. **Шимко А. В.** Картоплезбиральна техніка в Україні: стан та напрямки удосконалення. *Настоящи изследвания и развитие – 2015* : зб. тез доп. XI Міжн. наук.-практ. конф. Софія, 17-25 січня 2015 року. Софія, 2015. С. 48–51. *(Здобувачем проведено аналіз стану парку машин для збирання бульб картоплі та запропоновано напрям їх удосконалення).*

9. **Шимко А. В.** Регіональні особливості вирощування картоплі на Рівненщині. *Інноваційні технології в АПК* : зб. тез доп. V Всеукраїнської наук.-практ. конф., Луцьк, 19-20 травня 2015 року. Луцьк : ЛНТУ, 2015. С. 148–150. *(Здобувачем проаналізовано стан галузі картоплярства на території Рівненщини).*

10. **Шимко А. В.** Дослідження коефіцієнтів кочення та ковзання бульб картоплі. *Vedescu pokrok na prelomu tysyuachalety* : зб. тез доп. XII Міжн. наук.-практ. конф., Прага, 27 травня – 05 червня 2016 року. Прага, 2016. С. 68–69. *(Здобувачем досліджено вплив маси бульб картоплі на коефіцієнти тертя кочення та ковзання).*

11. Налобіна О. О., **Шимко А. В.** Дослідження взаємодії валика модернізованого підкопуючого робочого органа картоплезбиральної машини з бульбою. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу*

Продовження дод. Д.6

сільськогосподарських машин і знарядь : зб. тез доп. III Всеукраїнської наук.-практ. конф., Житомир, 29-30 березня 2017 року. Житомир : ЖНАУ, 2017. С. 196–197. (Здобувачем проведено дослідження впливу валика модернізованого підкопувального робочого органа на бульби картоплі та топінамбуру).

12. **Шимко А. В.**, Налобіна О. О. Аналіз впливу лемішної частини підкопуючого робочого органа на зміну властивостей ґрунту. *Інженерія та технології: наука, освіта, виробництво : зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф., Луцьк, 15-16 листопада 2018 року. Луцьк : ЛНТУ, 2018. С. 277–280. (Здобувачем виконано аналіз існуючих досліджень та обґрунтовано конструкцію підкопувального робочого органа).*

13. Налобіна О. О., **Шимко А. В.** Аналіз зміни компонентів напружень у ґрунті від дії пруткової сепарувальної поверхні робочого органа картоплезбиральної машини. *Сучасні моделі розвитку агропромислового виробництва: виклики та перспективи : зб. тез доп. I Всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Глухів, 27 вересня 2018 року. Глухів : ГАТІ ім. С.А. Ковпака. С. 125–128. (Здобувачем проаналізовано вплив дії прутків сепарувальної поверхні на ґрунтове середовище).*

14. **Шимко А. В.**, Налобіна О. О. Формалізація форми та параметрів удосконаленого підкопуючого органу картоплезбиральної машини. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем : зб. тез доп. I міжн. наук.-техн. інтернет конф., Рівне, 21-23 травня 2019 року. Рівне : НУВГП, 2019. С. 57–59. (Здобувачем проаналізовано вплив параметрів і режимів роботи підкопувально-сепарувального робочого органа на зміну механічних властивостей ґрунту, розуцільнення та можливості руйнування його суцільності).*

Патенти України на корисні моделі:

15. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини : патент на корисну модель № 114596 Україна : № u201610046; заявл. 03.10.2016; опубл. 10.03.2017. Бюл. № 5. 5 с. (Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію очисного механізму).

Продовження дод. Д.6

16. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини : патент на корисну модель № 103967 Україна : № u201505929; заявл. 16.06.2015; опубл. 12.01.2016. Бюл. № 1. 3 с. *(Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію очищуючих валиків).*

17. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини : патент на корисну модель № 115204 Україна : № u201610045; заявл. 03.10.2016; опубл. 10.04.2017. Бюл. № 7. 5 с. *(Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію очисного механізму).*

18. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини : патент на корисну модель № 103214 Україна : № u201504886; заявл. 19.05.2015; опубл. 10.12.2015. Бюл. № 23. 3 с. *(Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію лемішу).*

19. Налобіна О.О., **Шимко А.В.** Підкопуючий робочий орган бульбозбиральної машини : патент на корисну модель № 131318 Україна : № u201807674; заявл. 09.07.2018; опубл. 10.01.2019. Бюл. № 1. 4 с. *(Здобувачем здійснено патентний пошук та запропоновано конструкцію сепарувальної частини підкопувального робочого органа).*

Затверджую Директор Інституту сільського господарства Західного Полісся НААН України  _____ Польовий В.М. «__» _____ 2018р.	Затверджую Проректор з науково – педагогічної роботи Луцького НТУ  _____ Шимчук С.П. «__» _____ 2018р.
--	---

АКТ

Про використання підкопуючого робочого органу в «Інституті сільського господарства Західного Полісся НААН України» Рівненського району, Рівненської області, с. Шубків.

Ми, що нижче підписались, представники Інституту сільського господарства Західного Полісся НААН України провідний агроном Ропак О.О. та представники Луцького національного технічного університету: д.т.н. О.О. Налобіна, здобувач А.В. Шимко склали цей акт про те, що у 2017 році під час збирання картоплі на полях Інституту сільського господарства Західного Полісся академії аграрних наук України були проведені випробування підкопуючого робочого органу та очисного механізму картоплезбиральної машини.

Збирання проводили на площі – 4 га. Сорт картоплі – «Сіфра». Середня врожайність – 362 ц/га. Ширина міжрядь – 70 см. Робоча швидкість машин 2,5 км/год.

За результатами порівняльних випробувань картоплезбиральної машини КТН-2В та модернізованої картоплезбиральної машини КТН-2В, оснащеної експериментальним зразком підкопуючого робочого органу та очисного механізму встановлено:

1. Пошкодженість бульб картоплі за умови використання удосконаленого підкопуючого робочого органу знаходилась у допустимих межах і становила 1,4%.
2. Продуктивність робіт зросла на 8%.
3. Повнота викопування бульб становила 98,6 %

Представник
 Інституту сільського господарства
 Західного Полісся НААН України
 Провідний агроном
 _____ Ропак О.О.

Представники Луцького НТУ
 Керівник роботи, д.т.н., проф.
 _____ Налобіна О.О.
 Виконавець, здобувач
 _____ Шимко А.В.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Волинської державної
сільськогосподарської дослідної
станції НААНсmt. Рокині Луцького району
Волинської областіСичук Л.В.
2019р.

АКТ

про використання
у Волинській державній сільськогосподарській дослідній станції НААН
Луцького району Волинської області
підкопувального робочого органу для збирання бульб картоплі

Комісія у складі:

Голова комісії – заступник директора з наукової роботи директора Волинської державної сільськогосподарської дослідної станції НААН к. б. н. О.М. Пузняк

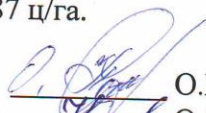
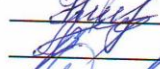
Члени комісії: д.т.н. проф. Налобіна О.О., к. т. н., ст. н. сп. Голій О.В., Шимко А.В.

Склали цей акт про те, що результати досліджень Шимка Андрія Володимировича використовувались у господарській діяльності підприємства, а саме: підкопувальний робочий орган використовувався для збирання бульб картоплі.

Використання підкопувального робочого органу бульбозбиральних машин при збиранні бульб картоплі дозволило забезпечити повноту викопування бульб 98,0%, що більше ніж у базової машини на 2,0%. Використання пристрою також дозволило збільшити продуктивність у середньому на 4,5%.

Результати досліджень проваджувались у 2016-2018 роках. Було зібрано в середньому за рік 5 га картоплі сортів «Санте», «Аносте», «Слов'янка», «Трас». Середня врожайність за рік становила 387 ц/га.

Голова комісії
Члени комісії

 О.М. Пузняк
 О.О. Налобіна
 А.В. Шимко
 О.В. Голій