

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Горбатюк Руслан Миколайович

УДК 631.171:621.7

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ВІБРОМАШИНИ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ВІДНОВЛЕННЯ
РОБОЧИХ ОРґАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва
Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ Р. М. Горбатюк

Науковий керівник: Цуркан Олег Васильович, доктор технічних наук, доцент

Вінниця – 2021

АНОТАЦІЯ

Горбатюк Р.М. Обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів вібротранспорту для поверхневого відновлення робочих органів ґрунтообробних агрегатів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, 2021р.

Дисертацію присвячено вирішенню актуальної задачі підвищення ефективності віброзміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів шляхом розробки машини для виконання процесу зміцнення їх поверхонь вібраційним деформуванням при відновленні, оцінки закономірностей зміни основних параметрів розробленої машини з механічним активатором руху робочого середовища.

На основі аналізу відомих конструкцій вібраційних схем та машин здійснення оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей розроблено нову конструкцію вібраційної машини з активатором руху робочого середовища.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження розробленої вібротранспорту з активатором руху робочого середовища дозволили отримати аналітичні та емпіричні залежності для її основних характеристик та обґрунтувати раціональні конструкційно-технологічні параметри роботи.

Експериментально досліджено вплив режимних параметрів на показники якості оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей ґрунтообробних агрегатів та витрат енергії на різних технологічних режимах розробленої вібраційної машини з активатором руху робочого середовища. В результаті віброзміцнювальної обробки підвищено твердість поверхні у 1,2-1,5 рази, зменшено витрати часу у 2 рази та питомі витрати енергії у 1,8 рази на їх відновлення, також зменшити параметри шорсткості R_z із 6,3 мкм до 0,18 мкм за 80 хвилин обробки.

Результати проведених досліджень дозволили отримати раціональні технологічні параметри досліджуваного процесу, які становлять: амплітуда коливань робочої камери – 2-4 мм; амплітуда коливань активатора – 1,5-2,5мм; кутова швидкість приводного вала робочої камери – 115-120 рад/с; кутова швидкість приводного вала активатора 120-150 рад/с; час обробки – 80 хв.

Створений дослідно-промисловий зразок вібраційної машини з активатором руху робочого середовища для процесу вібраційного зміцнення поверхонь робочих органів ґрунтообробних агрегатів впроваджено на ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш» та ТОВ «Агромаш-Калина» м. Калинівка Вінницької області. Установлено, що економічний ефект від впровадження розробленої вібраційної машини для ремонту робочих органів однієї секції дискової борони (шість дисків) складає 4451,2 грн. за терміну окупності капіталовкладень 0,55 роки.

Ключові слова: зміцнення, відновлення, робочий орган, ґрунтообробний агрегат, вібрація, диференціальні рівняння, раціональні параметри, продуктивність, енерговитрати, адаптивне керування.

ANNOTATION

Gorbatyuk R.M. Substantiation of design and technological parameters of the vibrating machine for surface restoration of working bodies of tillage units. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.05.11 - machines and means of mechanization of agricultural production. - Vinnytsia National Agrarian University, Vinnytsia, 2021.

The dissertation is devoted to solving the urgent problem of increasing the efficiency of vibration - strengthening treatment of working bodies of tillage units by developing equipment to perform the process of strengthening their surfaces by vibration deformation during restoration, evaluation of patterns of changes in basic parameters of the machine with mechanical activator.

On the basis of the analysis of known designs of vibrating machines and schemes of realization of finishing and strengthening processing of details the new design of the vibrating car with the activator of movement of the working environment is developed.

Theoretical and experimental studies of the developed vibrating machine with the activator of the movement of the working environment allowed to obtain analytical and empirical dependences for its main characteristics and to substantiate the rational design and technological parameters.

The influence of regime parameters on the quality indicators of finishing and strengthening processing of parts of tillage units and energy consumption at different technological modes of the developed vibrating machine with the activator of the working environment is experimentally investigated. As a result, the surface hardness is increased by 1,2-1,5 times, time consumption is reduced by 2 times and specific energy consumption by 1,8 times to restore them, and the roughness parameters R_z are reduced from 6,3 μm to 0,18 μm for 80 minutes of processing.

The results of the research allowed to obtain compromise technological parameters of the studied process, which are: the amplitude of oscillations of the working chamber - 2-4 mm; amplitude of oscillations of the activator - 1,5-2,5 mm; angular velocity of the drive shaft of the working chamber - 115-120 rad/s; the angular velocity of the actuator drive shaft 120-150 rad/s; processing time - 80 minutes.

The created experimental-industrial sample of the vibrating machine with the activator of movement of the working environment is introduced on PJSC Kalinivske RP «Agromash» and LTD «Agromash-Kalyna» of Kalinovka of Vinnytsia region for process of vibration strengthening of surfaces of working bodies of tillage units. It is established that the economic effect from the introduction of the developed vibrating machine for the repair of working bodies (6 pcs.) of one section of the disc harrow is 4451,2 UAH with a payback period of 0,55 years.

Key words: strengthening, restoration, working body, tillage unit, vibration, differential equations, rational parameters, productivity, energy consumption, adaptive control.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці у фахових періодичних виданнях України

1. Берник П.С., Величко Л.Д., Горбатюк Р.М. Розвиток конструктивних схем вібраційних машин більшої продуктивності. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2000. №1(13). С. 21-23. (Здобувачем обґрунтовано схему установки для оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей).

2. Берник П.С. Горбатюк Р.М., Ярошенко Л.В. Аналіз конструкцій вібраційних технологічних полічастотних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2000. №2 (14). С.7-14. (Здобувачем проаналізовано розвиток конструктивних схем вібраційних машин для віброабразивної оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей).

3. Берник П.С., Горбатюк Р.М., Величко Л.Д. Побудова математичної моделі двопривідної вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2001. №2(18). С. 7-13. (Здобувачем розроблено математичну модель та проведено її аналіз).

4. Горбатюк Р.М. Побудова математичної моделі вібраційної машини з інерційним активатором руху робочого середовища. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2003. №5(31). С. 18-20. (Здобувачем розроблено математичну модель та проведено її аналіз).

5. Берник П.С., Горбатюк Р.М. Визначення енергоспоживання вібраційних машин для оздоблювально-зачисної обробки деталей сільськогосподарської техніки. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2007. № 4 (49). С. 3-5. (Здобувачем визначені енергетичні показники роботи розробленої машини).

6. Берник П.С., Горбатюк Р.М. Дослідження мікротопографії поверхонь деталей сільськогосподарської техніки після віброабразивної обробки у полічастотних вібромашинах. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2008. № 2 (51). С. 70-74. (Здобувачем проведені дослідження з визначення параметрів мікротопографії поверхонь оброблених деталей).

7. Горбатюк Р.М. Обґрунтування параметрів роботи вібромашини для абразивної обробки деталей сільськогосподарських машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. № 3 (67). С. 73-76. (Здобувачем проведено аналіз сучасних методів та обладнання для оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей та обґрунтовано параметри розробленої вібромашини).

8. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М. Передумови створення та перспективи розвитку адаптивних технологічних машин для віброабразивної обробки деталей. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2013. № 2(70). С. 141-152. (Здобувачем проведені теоретичні дослідження з розвитку адаптивних систем керування вібромашинами для оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей сільськогосподарських машин).

9. Лисогор В.М., Горбатюк Р.М., Шулле Ю.А. Теорія експерименту дослідної електромеханічної установки для обробки деталей ремонтваної сільськогосподарської техніки. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2013. №1(69). С. 108-115. (Здобувачем проведено планування теорії проведення експериментальних досліджень).

10. Лисогор В.М., Горбатюк Р.М., Шулле Ю.А., Чубик Р.В. Визначення степеней вільності електромеханічної установки для віброабразивної обробки деталей при ремонті сільськогосподарської техніки. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. 2014. №1(84). С. 22-32. (Здобувачем проведено планування багатофакторного експерименту та здійснено статистичну оцінку проведення експериментальних досліджень).

11. Горбатюк Р.М., Килівник М.М., Чубик Р.В., Скварок Ю.Ю. Автомат для віброабразивної обробки деталей. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. №3(75). С. 57-64. (Здобувачем запропоновано схему адаптивного автоматичного керування приводом вібромашини з активатором руху робочого середовища).

12. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М., Борзов І.Г. Пристрій для автоматизації технологічного процесу віброабразивної обробки деталей. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2016. №1(93). С. 74-80. (Здобувачем запропонований

автоматичний привід вібромашини для оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей).

13. Цуркан О.В., Горбатюк Р.М., Присяжнюк Д.В. Планування багатофакторного експерименту для визначення раціональних параметрів роботи вібраційної машини. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2020. №2(97). С. 5-14. (Здобувачем розроблено матрицю планування експериментальних досліджень та проведено її аналіз).

Праці у наукових періодичних виданнях інших держав

14. Gorbatiuk R. Model of machine with activator for vibro abrasive treatment of the details of agricultural machinery. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2016.Vol.18. No.8. pp. 35-42. (Здобувачем обґрунтовано модель вібромашини з активатором руху робочого середовища).

Патенти України на корисні моделі

15. Пат. UA 32159 А Україна. Пристрій для вібраційної обробки деталей. Опубл.15.12.2000. (Здобувач взяв участь у обґрунтуванні конструкції та у складанні формули винаходу).

16. Пат. UA 35946 А Україна. Пристрій для вібраційної обробки деталей. Опубл.16.04.2001. (Здобувач взяв участь у обґрунтуванні конструкції та у складанні формули винаходу).

17. Пат. 76368 А Україна. Адаптивний пристрій для віброабразивної обробки деталей. Опубл.10.01.2013. (Здобувач взяв участь у розробці приводу та у складанні формули винаходу).

Тези доповіді міжнародних конференцій

18. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М., Мокрицький Р.Б. Адаптивне керування процесами у вібромашинах для віброабразивної обробки деталей. АВТОМАТИКА/AUTOMATICS-2013: Матеріали XX Міжнародної конференції з автоматичного управління, присвяченої 100-річчю з дня народження академіка О.Г. Івахненка. 2013. С. 223-224. (Здобувачем запропонована система керування приводом розробленої вібраційної машини).

19. Скварок Ю.Ю., Горбатюк Р.М. Розвиток керованих вібромашин та

технологій для віброабразивної обробки деталей. Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях в переробних і харчових виробництвах». 2013. С. 26-27. (Здобувачем проведені теоретичні дослідження з розвитку систем керування вібромашинами для оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей).

20. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М. Розробка адаптивної системи керування вібраційним приводом машини для віброабразивної обробки деталей при ремонті сільськогосподарських машин. *Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях в переробних і харчових виробництвах»*. 2013. С. 29-34. (Здобувачем проведені дослідження з розробки адаптивної системи керування вібромашинами для оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей сільськогосподарської техніки при ремонті).

21. Горбатюк Р.М., Скварок Ю.Ю., Чубик Р.В. Високоєфективні енергоощадні адаптивні вібромашини для віброабразивної обробки деталей. *Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові*. 2015. С. 203. (Здобувачем проведений аналіз енергоефективних вібромашин для оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей).

22. Янович В.П., Цуркан О.В., Горбатюк Р.М. Розробка конструкції вібраційної машини з активатором для поверхневого зміцнення робочих органів ґрунтообробних агрегатів. *Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми виробництва, переробки сільськогосподарської продукції, машинобудування та енергетичних систем АПК»*. 2017. С. 254-257. (Здобувачем на основі проведеного аналізу обґрунтовано конструкцію вібраційної машини з активатором руху робочого середовища).

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ВІДНОВЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНОЇ ТЕХНІКИ.....	18
1.1 Аналіз дефектів та особливості процесу відновлення робочих органів ґрунтообробних агрегатів.....	19
1.2 Аналіз особливостей обробки деталей з використанням механічних коливань.....	26
1.3 Конструктивно-технологічний аналіз процесів відновлення деталей машин.....	37
1.4 Обґрунтування вибору вібраційної машини для проведення дослідження.....	57
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ВІДНОВЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ.....	63
2.1 Визначення кінетичної енергії вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища.....	63
2.2 Визначення узагальнених сил та моментів сил відносно системи координат.....	76
2.3 Розробка диференціальних рівнянь руху робочих органів вібраційної машини.....	80
2.4 Визначення необхідної потужності приводу робочих органів вібраційної машини.....	84
2.5.Висновки до розділу.....	88
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	90
3.1 Програма проведення експериментальних досліджень вібрмашини та оснащення для їх реалізації.....	90

3.2	Методика проведення експериментальних досліджень з визначення твердості та характеристики мікротопографій поверхонь твердих тіл....	95
3.3	Методика проведення планових факторних експериментів.....	103
3.4	Висновки до розділу.....	110
	РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ.....	111
4.1	Експериментальне дослідження мікротопографій поверхонь та зміни твердості оброблених деталей.....	111
4.2	Експериментальні дослідження технологічних показників і показників якості роботи вібраційної машини.....	121
4.3	Висновки до розділу.....	135
	РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ВІБРОМАШИНИ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	136
5.1	Визначення економічної ефективності відновлення робочих органів ґрунтообробних агрегатів	136
5.2	Визначення основних витрат при виготовленні вібраційної машини.....	140
5.3	Розробка керованого приводу вібромашини для автоматизації технологічного процесу віброобробки поверхонь деталей ґрунтообробних агрегатів.....	145
5.4	Упровадження розробленої вібраційної машини у виробництво.....	151
5.5	Висновки до розділу.....	158
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	159
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	161
	ДОДАТКИ.....	173

ВСТУП

Актуальність теми. Актуальними для розвитку агропромислового комплексу України є питання збільшення виробничого ресурсу робочих органів ґрунтообробних агрегатів. Питання впровадження нових технологій та обладнання для вирішення цього актуального завдання є перспективним напрямком.

До прогресивних методів відновлення робочих поверхонь ґрунтообробних знарядь відносяться методи вібраційної оздоблювально-зміцнювальної обробки поверхонь деталей.

Методи вібраційної обробки процесу відновлення зношених поверхонь деталей ґрунтообробних робочих органів забезпечують більш високий ступінь зміцнення та рівень залишкових напружень стиску, що дозволяє підвищити втомну міцність деталей.

Метод поверхневого пластичного деформування із застосуванням механічних коливань обробного інструменту дозволяє значно підвищити довговічність дисків, лап, зубів і інших ґрунтообробних робочих органів за рахунок зміни фізико-механічного стану та властивостей оброблюваної поверхні, що забезпечує підвищення їх ресурсу роботи.

Розробка та впровадження в виробництво способів і засобів інтенсифікації оздоблювально-зміцнювальної обробки забезпечує виготовлення виробів з необхідною якістю за порівняно незначних витрат енергії і коштів, що є актуальним завданням сьогодення, або удосконалення процесів відновлення робочих поверхонь сільськогосподарського знаряддя.

Основною розглянутих у роботі технологічних процесів є: механічні методи оздоблювально-зміцнювальної обробки, які дозволяють видаляти з поверхні деталей та заготовок окалину, нагар, накип, бруд тощо; здійснювати операції зняття задирів, утворення заокруглень, полірування гострих кромek деталей; здійснювати видалення облою при обробці заготовок; виконувати шліфування, полірування та зміцнення поверхонь деталей ґрунтообробних агрегатів.

Таким чином, наукове обґрунтування інтенсифікації процесу вібраційного зміцнення поверхонь робочих органів ґрунтообробних агрегатів є актуальним і необхідним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами. Дослідження, які наведено у дисертаційній роботі виконувалися у Вінницькому національному аграрному університеті за тематичним планом науково-дослідної та дослідно-конструкторської роботи на 2017–2020 рр. «Інтенсифікація процесів механічної обробки сільськогосподарської сировини за вібраційного впливу» (державний реєстраційний номер 0117U004700), яка реалізується відповідно до державної програми «Питання Міністерства розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства», затвердженої Постановою КМ України від 2019 р. за № 838.

Робота також виконувалася відповідно до договорів про творчу співпрацю Вінницького національного аграрного університету із ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш» та ТОВ «Агромаш-Калина».

Як особистий внесок дисертанта у роботу за поданими програмами та договорами стали розробка теоретичних засад вібраційного впливу на процес зміцнення поверхні робочих органів ґрунтообробних агрегатів; створення дослідно-промислової моделі вібраційної машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки поверхонь робочих органів ґрунтообробних агрегатів; проведення експериментальних досліджень та обґрунтування режимних параметрів розробленої машини.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення технологічної ефективності оброблення поверхонь робочих органів ґрунтообробних знарядь шляхом розробки процесу вібраційного деформування з механічним активатором руху робочого середовища та обґрунтування раціональних параметрів вібраційної машини.

Для вирішення поставленої мети було прийнято **наукову гіпотезу**, згідно з якою ресурс робочих органів ґрунтообробних знарядь, що залежить від твердості їх робочих поверхонь можна підвищити за рахунок інтенсифікації

процесу вібраційного зміцнення робочої поверхні з застосуванням відповідного технологічного обладнання.

Для досягнення поставленої мети сформульовано такі задачі:

- на основі аналізу відомих конструкцій вібраційних машин і процесів оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей розробити удосконалену конструкцію вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища;

- розробити математичну модель динаміки руху виконавчих органів вібраційної машини з горизонтальною циліндричною робочою камерою та дебалансним активатором робочого середовища;

- отримати аналітичні залежності, які описують амплітудно-частотні, силові та енергетичні характеристики механічного приводу дебалансного активатора руху робочого середовища залежно від його параметрів;

- спроектувати та виготовити вібраційну машину з механічним дебалансним активатором руху робочого середовища;

- провести експериментальні дослідження показників якості процесу оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей та витрат енергії залежно від технологічних режимів роботи вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища;

- експериментально визначити відповідність і адекватність числової реалізації розробленої математичної моделі;

- провести оцінку економічної ефективності застосування удосконаленого способу відновлення робочих органів ґрунтообробних знарядь і промислову апробацію впровадженого обладнання.

Об'єкт дослідження – технологічний процес оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей ґрунтообробних агрегатів при їх поверхневому пластичному вібраційному деформуванні.

Предмет дослідження – закономірності впливу параметрів і режимів роботи вібраційної машини на показники якості відновлених поверхонь робочих органів ґрунтообробних агрегатів.

Методи дослідження. Диференційні рівняння динаміки руху виконавчих органів вібраційної машини отримано з використанням рівняння Лагранжа II-го роду, а їх розв'язок і аналіз виконано на основі застосування теорії коливань механічних систем. Експериментальні дослідження проводилися в умовах науково-дослідної лабораторії та реального виробничого процесу із використанням математичного методу планування експериментів, натурних спостережень і методів електронно-тензометричних досліджень руху ланок експериментально-дослідного зразка вібраційної машини за допомогою вимірювального комплексу «Robotron». Обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень здійснювалася з використанням методик кореляційно-регресійного аналізу з використанням програмного забезпечення для персонального комп'ютера. Показники якості оздоблювально-зміцнювальної обробки робочих органів визначалися шляхом дослідження мікротопографії оброблених поверхонь за допомогою сучасного комп'ютеризованого профілографа-профілометра Talyscan 450. Твердість поверхні оброблених деталей визначалася за допомогою мікротвердомірів ПМТ-3 та НМV-G21. Енерговитрати на виконання оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки деталей визначалися за допомогою ватметрів.

Результати досліджень опрацьовувались на ПК за допомогою програмного забезпечення: MathCad 15, Microsoft Excel, SolidWorks, Digital Surf Mountains Map Universal Version 2.0.19, Statistika 10.0.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

вперше:

отримано математичну модель динаміки руху виконавчих органів вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища, що дозволило обґрунтовувати раціональні режими її роботи;

- розроблені емпіричні моделі, які характеризують енергетичні витрати процесу роботи оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей, висоту мікронерівності та твердості обробленої поверхні залежно від основних параметрів робочих органів;

дістали подальший розвиток:

- отримані залежності, які описують зміну амплітуди коливання робочої камери та дебалансного активатора залежно від їх геометричних і конструктивних параметрів;

- *уточнено* аналітичну залежність для визначення потужності привода з дебалансним активатором руху робочого середовища залежно від жорсткості системи підвісок вібраційної машини та кута розведення дебалансів.

Дисертаційна робота виконана в лабораторії кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв Вінницького національного аграрного університету.

Практичне значення одержаних результатів. Обґрунтовано схему, основні раціональні параметри та розроблено й виготовлено дослідно-промисловий зразок вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища, який впроваджено на ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш» та ТОВ «Агромаш-Калина» м. Калинівка Вінницької області для вібраційного зміцнення поверхонь робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Це дозволило підвищити твердість відновлених деталей в 1,2...1,5 рази, зменшити витрати часу у 2 рази та питомі витрати енергії у 1,8 рази на їх відновлення, а також зменшити шорсткість поверхні із 6,3 мкм до 0,18 мкм за час обробки 80 хв.

Економічний ефект від впровадження запропонованого методу відновлення робочих органів ґрунтообробних знарядь за рахунок застосування вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища становить 4451,2 грн. на одній секції з шести робочих органів.

Запропоновано рекомендації для застосування розробленої вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища в виробництво.

Конструктивна новизна технічного рішення підтверджена 2 патентами України на корисні моделі.

Особистий внесок здобувача. Основні положення наукових досліджень виконано здобувачем самостійно, постановку завдань, аналіз і трактування

отриманих результатів проведено спільно з науковим керівником. Особистий внесок дисертанта полягає в розробленні теоретичних засад вібраційного впливу на процес зміцнення поверхні робочих органів ґрунтообробних знарядь; розроблені дослідно-промислової моделі вібраційної машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки поверхонь робочих органів ґрунтообробних знарядь; проведені експериментальних досліджень та обґрунтуванні параметрів і режимів роботи розробленої машини; впровадженні розробленого обладнання у виробничий процес.

Результати роботи викладено одноосібно автором у 3 друкованих працях [4, 7, 14]. У наукових працях, опублікованих в співавторстві дисертантові належить наступне: проаналізовано розвиток і проведено аналіз конструктивних схем та конструкцій вібраційних машин для оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей [1, 2]; розроблено математичну модель вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища [3]; наведено методичку визначення енерговитрат вібраційної машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей ґрунтообробних агрегатів [5]; проаналізовано передумови розробки та перспективи розвитку адаптивних технологічних машин для віброзміцнювальної обробки деталей [9-13].

Особистий внесок здобувача у працях, які опубліковано у співавторстві складає 80 %, а в патентах частка всіх співавторів однакова.

Апробація результатів дисертації. Матеріали дисертації були оприлюднені та схвалені на конференціях: IV-XV Міжнародних науково-технічних конференціях «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Вінниця, 2002-2017 рр.); Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних та харчових виробництв» (м. Харків, 2003 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки» (м. Ростов-на-Дону, 2013 р.); XVI Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв» (м. Харків, 2015 р.), 12-й Міжнародному

симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2015 р.); IV, V та VI Міжнародних науково-технічних конференціях «Земля України – потенціал продовольчої, енергетичної та екологічної безпеки держави» (м. Вінниця, 2014-2016 рр.); Міжнародній науково-технічній конференції «Розвиток земельних відносин та організаційно-економічне, правове, технологічне забезпечення агропромислового комплексу України» (Київ-Вінниця, 2017 р.); XI Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (Кропивницький, 1-3 листопада 2017 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні проблеми виробництва, переробки сільськогосподарської продукції, машинобудування та енергетичних систем АПК» (м. Вінниця, 2017р.); науково-технічних конференціях Вінницького національного аграрного університету у 2009-2017 рр.; Всеукраїнській науково-практичній конференції «Інженерно-технологічне забезпечення аграрного сектору економіки: сучасний стан, проблеми та перспективи» (м. Вінниця, 2020 р.). У повному обсязі робота доповідалася на розширеному науковому семінарі ВНАУ у 2020 р.

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковано у 22 наукових працях, серед них 13 статей у фахових виданнях України, 1 стаття – у рецензованих міжнародних виданнях, 3 деклараційних патенти України, 5 тез доповідей на наукових конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота викладена українською мовою, складається зі вступу, п'яти розділів, висновків та додатків. Основна частина роботи викладена на 172 сторінках, налічує 15 таблиць та 61 рисунок. Загальний обсяг роботи складає 212 сторінок.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ВІДНОВЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНОЇ ТЕХНІКИ

1.1. Аналіз дефектів та особливості процесу відновлення робочих органів ґрунтообробних агрегатів

У процесі виконання технологічних операцій з обробітку ґрунту робочі поверхні ґрунтообробних знарядь сільськогосподарських машин піддаються інтенсивному зношуванню. Під час взаємодії з ґрунтом робочі органи зубових і дискових борін, луцильників, культиваторів, комбінованих ґрунтообробних агрегатів тощо вимагають постійного контролю і перевірки їх стану. При виявлених відхиленнях від гранично допустимих параметрів геометричних розмірів робочих органів необхідно виконати заміну або ремонт останніх [1].

Найбільшому зносу піддаються робочі поверхні дисків, підшипників секцій і скребоків. Характерними дефектами робочих органів ґрунтообробних машин, які призводять до зниження показників якості обробітку ґрунту є затуплення робочої кромки леза, збільшення ширини затилкової фаски та кута нахилу її відносно шару ґрунту.

Проведені дослідження факторів, які значно впливають на процес зношування поверхонь робочих органів ґрунтообробних знарядь дозволило визначити найбільш вагомні чинники та характер їх впливу. Інтенсивність і характер зношування ідентичних робочих органів залежить від кількості та виду абразивних часток в ґрунті, механічних властивостей рослин, які зрізуються, вологості ґрунту, матеріалу з якого виготовлені робочі органи, а також наробітку [2].

Дискові борони мають робочі органи у вигляді дискових батарей (секцій) (Рис.1.1). Дискові батареї (секції) можуть бути розібрані тільки після зняття їх з рами, де вони кріпляться на підшипниках. Диски в процесі роботи затупляються. У зношеного вирізного диска важкої борони максимально

допустима товщина леза дорівнює 2 мм, мінімальний діаметр по вершинах зубців 530 мм і диска луцильника суцільного – відповідно 1,4 і 350 мм. При затупленні дисків їх лезо заточують, а при досягненні максимального зносу диски вибраковуюють [3].

Суцільні диски заточують за допомогою спеціального пристосування або на токарному верстаті твердосплавним різцем.

Вирізні диски важких борін заточують по периметру, використовуючи спеціальні пристосування, у яких заточна головка рухається у вертикальній площині, яка проходить через центр диску. Під час відновлення зношені робочі поверхні дисків відновлюють, або зміцнюють.

Після зміцнення дисків важкі борони використовують для всіх типів ґрунтів, крім кам'янистих, бо на них відбувається сколювання поверхні шару твердого сплаву робочого органу [3, 4].

Основною особливістю дефектів, які виникають внаслідок зношування поверхонь робочих органів ґрунтообробних знарядь є необхідність компенсації (відновлення) зношеного поверхневого шару [3,4].

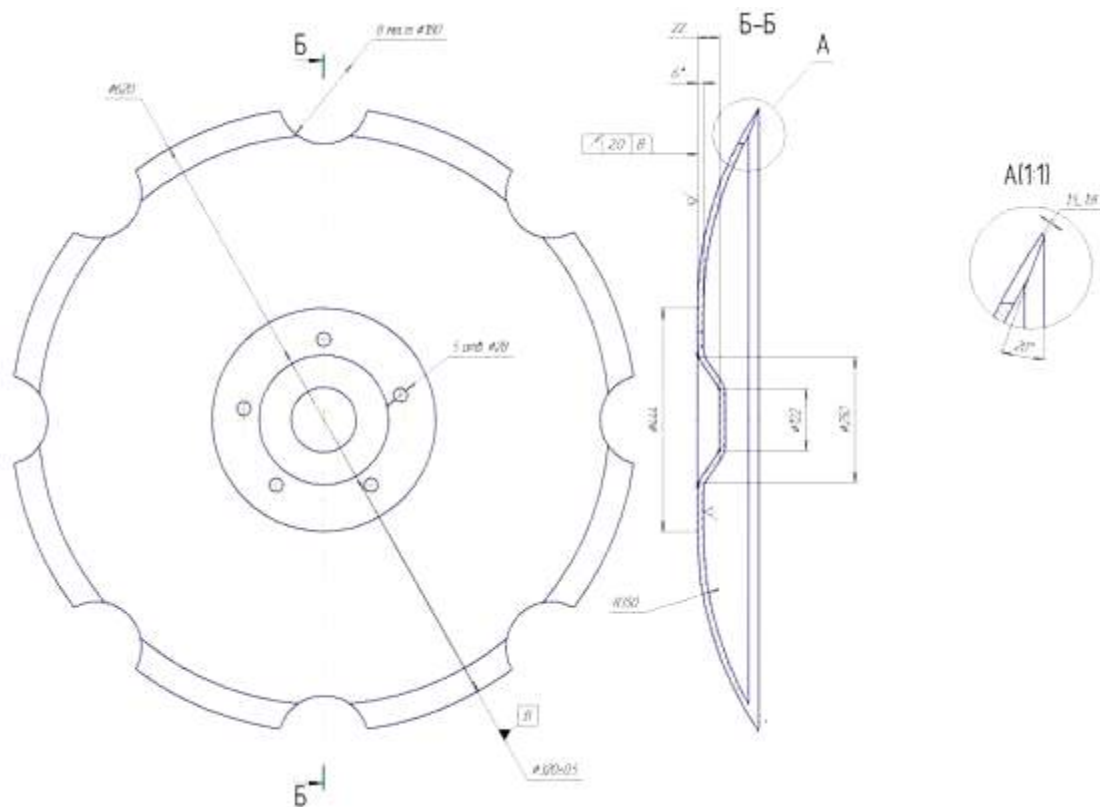


Рисунок 1.1 – Технічні умови на ремонт вирізного диска важких борін

При дії на деталь, руйнівні процеси змінюють її розміри, форму та фізико-механічні властивості, утворюють різні дефекти, призводять до несправності вузлів, агрегатів і машин (рис. 1.2).

При усуненні дефектів, технологічні процеси також поділяються за своїм умовним призначенням (рис. 1.3).

Кожна із складових частин технологічного процесу усунення дефектів робочих поверхонь деталей класифікується за технологічними способами. Наведені складові частини технологічного процесу усунення дефектів і відповідні їм способи виконання пов'язані між собою, але може бути варіант, коли застосовується тільки одна складова частина процесу усунення дефектів робочих органів [3].

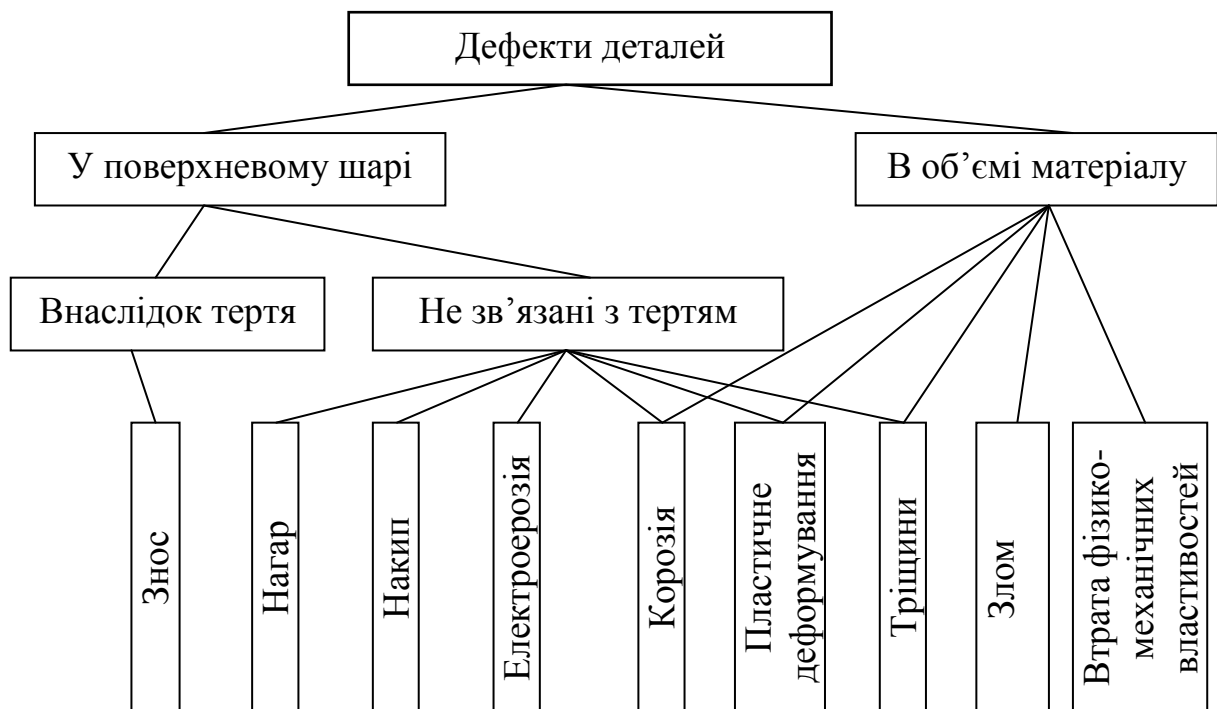


Рисунок 1.2 – Дефекти деталей машин сільськогосподарської техніки

Найбільш поширені наступні технологічні способи ремонту, або відновлення деталей ґрунтообробних агрегатів [3].

Ручне зварювання і наплавлення є технологічними процесами для виробництва нероз'ємного з'єднання двох твердих матеріалів за рахунок наявного встановлення міжатомних зв'язків між зварювальними деталями.

Загальноприйнятим способом зниження твердості і підвищення пластичності є збільшення температури металу. З метою утворення міцного шва при зварюванні, нагрітий до пластичного стану метал піддають пластичному деформуванню. Таким чином, залежно від способу зближення атомів зварювальні процеси можна розділити на зварювання плавленням і пластичним деформуванням (за допомогою тиску).

Ще одним різновидом способу ремонту є наплавка (нанесення шару металу на деталь). Зварювання і наплавка металів класифікується за фізичними, технічними та технологічними ознаками [3, 5, 6].

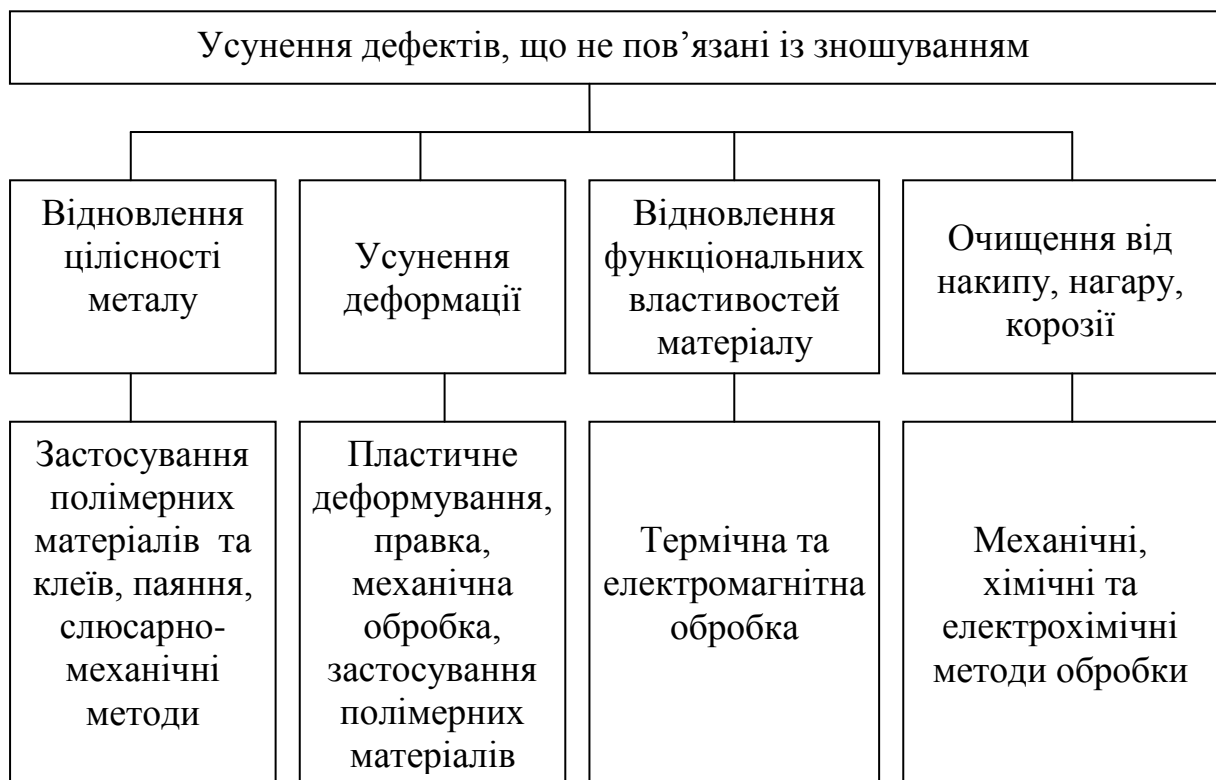


Рисунок 1.3 – Складові частин технологічного процесу відновлення деталей шляхом усунення дефектів, не пов'язаних із зношуванням

Велика кількість деталей сільськогосподарських машин, що відновлюється на спеціалізованих ремонтних підприємствах, піддаються високотемпературній термічній обробці для забезпечення необхідних властивостей: міцності, пластичності, ударної в'язкості, твердості, стійкості проти зношування.

В умовах ремонтного виробництва використання високотемпературних методів термічної і хіміко-термічної обробки обмежене і можливе лише в умовах ремонтного спеціалізованого виробництва. У цьому випадку для підвищення пластичності і міцності використовується поліпшення, нормалізація і загартування з нагріванням і відпусканням (500-650°C), а для підвищення твердості робочої поверхні — загартування СВЧ. У ряді випадків для зміцнення робочої поверхні і стійкості проти корозії використовують хіміко-термічну обробку: цементацію (насичення вуглецем при 920-950°C) у твердому карбюраторі; азотування (насичення азотом, нагрівання в аміаці або рідких середовищах при 500-571°C); ціанування у розплавлених шарах NaCN (20-25%), NaCl (25-50%), Na₂CO₃ (25-50%) при 820-860°C; нітроцементацію у газовому середовищі (вуглекислий газ і аміак при 850-860°C) [7, 8].

При всіх видах поверхневого загартування забезпечується зміцнений шар глибиною не менше 2-4мм, а твердість залежно від зміцнювального матеріалу до 50-60 HRC.

Термомеханічна обробка металів (ТМО) полягає в сукупності операцій пластичного деформування, нагрівання і охолодження, у результаті яких формування кінцевої структури сплаву, а відповідно і його властивостей, відбувається за умов підвищеного числа недосконалостей кристалів, створених пластичним деформуванням. ТМО відноситься до зміцнювальних технологій.

При поверхневому пластичному деформуванні (ППД) створюється наклеп, тобто поверхнєве зміцнення металу. Слід відзначити що поверхнєве зміцнення деталей пластичним деформуванням є одним із перспективних методів підвищення експлуатаційних характеристик робочих органів ґрунтообробних агрегатів. Зерна металу витягуються у напрямку деформації, кристалічні решітки викривлюються, у результаті чого змінюється структура і властивості поверхневого шару: зменшується пластичність і ударна в'язкість, але створюються сприятливі стискаючі напруження, збільшується втомна міцність (на 30-70%); підвищується твердість і стійкість проти зношування (у

1,5-2 рази). При ППД зменшується висота мікронерівностей і утворюється поверхня з новим мікропрофілем. Таким чином, ППД деталей є резервом підвищення їх ресурсу. При ППД в результаті деформаційного ущільнення поверхневого шару, виникнення в ньому стисних остаточних напружень, згладжування нерівностей та покращення їх профілю підвищує міцність відремонтованих деталей при змінних навантаженнях в 1,5-2,5 рази, а довговічність в 2-3 рази [3].

Зміцнення ППД можна здійснити у деталях різних габаритів і маси, виготовлених із сталі, спеціального чавуну і кольорових металів та сплавів.

Дробоструменева обробка застосовується для зміцнення ресор, пружин, валів, зубчастих коліс, зварювальних швів, робочих органів ґрунтообробної техніки тощо.

Наклепаний шар глибиною 0,5-0,7мм створюється завдяки дії кінетичної енергії потоку дробу, який летить зі швидкістю 30-90 м/с. Для цієї мети застосовують дробоструменеві установки: пневматичні (у соплі повітря стиснуте до 0,5-0,6 МПа) і механічні (з відцентровим дробоструменевим колесом).

Розмір і матеріал дробу вибирають залежно від розмірів обробки. Дріб виготовляють з відбіленого чавуну і сталевого пружинного дроту, які застосовують для обробки сталевих деталей. Для кольорових деталей використовують дріб з алюмінію.

Обкатування і розвальцьовування кульками та роликами дуже поширене у ремонтному виробництві завдяки простоті здійснення процесу і можливості значного підвищення експлуатаційних властивостей і характеристик деталей машин.

Шорсткість і твердість покриття, ступінь зміцнення і продуктивність обробки при обкатуванні і розвальцьовуванні залежать від режиму обробки: швидкості обробки, поздовжньої подачі, припусків, кількості проходів тощо.

Зусилля обробки залежить від твердості, пластичності і структури металу, шорсткості поверхні, конструкції деталі та інструменту. Мале зусилля

не забезпечує повного змінання мікронерівностей, а високе призводить до перенапруження і руйнування поверхні, деформації деталі і зниження строку служби інструменту. Шорсткість поверхні залежить від кількості проходів інструменту і зменшується із його збільшенням. Швидкість обробки суттєво не впливає на шорсткість поверхні, але від неї залежить продуктивність.

Вібраційні способи зміцнення поверхні робочих органів сільськогосподарських машин набувають все більшого застосування. Одним із прогресивних і перспективних способів ППД являється вібронакатування (вібровигладжування), за допомогою якого можна одержати більш рівномірний мікрорельєф за формою, розмірами і взаємним розміщенням робочих поверхонь деталей [9].

Цей спосіб застосовується як у машинобудуванні, так і в ремонтному виробництві для зміцнення зовнішніх і внутрішніх поверхонь деталей машин та дає можливість поліпшити експлуатаційні характеристики пар тертя, які працюють у рідких і сухих середовищах, а також виключати з технологічного процесу такі трудомісткі і дорогі операції, як доведення, шабрування, полірування покриття, термічна обробка.

Основними особливостями вібраційного накатування є: варіювання у великих межах усіх характеристик мікрорельєфу, які визначають форму і розміри мікронерівностей залежно від режиму обробки; високий ступінь однорідності розмірів і форми мікронерівностей; утворення мікрорельєфів з радіусами виступів і западин у сотні разів більшими, ніж при шліфуванні і доводці; можливість його застосування не тільки для оптимізації мікрорельєфу, але і для зміцнення [10-12].

Професор Смелянський В.М., досліджуючи вплив параметрів стану поверхневого шару деталей на їх довговічність, довів значне збільшення довговічності деталей в залежності від методів їх обробки (табл. 1.1.) [13].

Як видно з табл. 1.1 використання вібраційного наклепу дозволяє значно збільшити довговічність роботи деталей в порівнянні з іншими способами обробки [4].

Таблиця 1.1

Довговічність деталей в залежності від методу обробки

Спосіб обробки	К-ть циклів до руйнування при δ_{\max}				
	1360МПа			1000МПа	
	30ХГСА	08Х17Т	ВКС2Ю	ВНС5	ВНС2
Шліфування	7400	6900	7400	20750	19280
Піскоструменева обробка	12500	11200	21000	70000	85040
Віброшліфування	19100	19700	30000	-	53650
Вібронаклеп	21000	22300	22800	96300	105100



Рисунок 1.4 – Складові частини технологічного процесу відновлення

1.2. Аналіз особливостей обробки деталей з використанням механічних коливань

Машини з вільним кінематичним зв'язком між інструментом та деталями забезпечують копіювання інструментом всієї поверхні заготовок, що дозволяє ефективно обробляти як внутрішні так і зовнішні поверхні деталей. Разом із тим, дані машини відрізняються простотою конструктивного виконання та легкістю автоматизації процесу виробництва при забезпеченні достатньо високої продуктивності роботи [14].

Процес обробки відбувається під дією вільно гранульованого робочого середовища без обов'язкового жорсткого закріплення оброблюваних деталей та інструменту. В загальному випадку робоче середовище містить твердий та рідкий наповнювач [15].

Твердий наповнювач являє собою ріжучий та деформуючий інструмент або середовище, що запобігає взаємному зіткненню та злипанню деталей, які оброблюються. Рідкий наповнювач використовується для забезпечення видалення продуктів зношування деталей та робочих гранул, змочування та охолодження технологічного завантаження, інтенсифікації процесу обробки (хімічно та поверхнево активні речовини), зберігання технологічних властивостей твердого наповнювача (наприклад, для запобігання “засалювання” абразивних гранул).

Відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між деталями та інструментом зумовлює рівномірну обробку однотипних поверхонь заготовок (в місцях переходу з однієї поверхні до іншої спостерігається більш інтенсивна обробка), але виключає можливість регульованого впливу на геометричні розміри та форму деталей [16].

При цьому частинки гранульованого наповнювача безперервно обтікають поверхні деталей, що призводить до їх мікрорізання, пластичного деформування та сприяє реалізації очисних, шліфувально-оздоблювальних та зміцнювальних операцій [17].

Вібраційна обробка деталей може проводитися в закріпленому стані та з вільним завантаженням. При цьому в першому випадку рух гранул наповнювача відносно деталі носить впорядкований характер, а кут удару гранул об оброблювану поверхню залежить від режимів обробки. В другому випадку деталі і гранули мають довільне розташування відносно один одного і стінок робочої камери, тому напрямок удару гранул може бути яким завгодно; переважним для загального випадку є косий удар, що визначає ковзання гранули.

Форма гранул звичайно приймається сферична, тому що якою би вона не була спочатку, у процесі обробки гострі кути гранули округляються. У результаті частки абразиву практично вдаряються об оброблювану поверхню сферичною ділянкою деякого радіуса. Абразивна гранула розглядається абсолютно твердою. Оброблювана поверхня представляється у вигляді плоского півпростору, що володіє пружнопластичними властивостями [18].

Таким чином, вивчення взаємодії середовища і деталі при вібраційно-абразивній обробці (ВАО) зводиться до розгляду впливу твердої сфери (кулі) на пружнопластичний півпростір при косому ударі.

Процес зіткнення робочого тіла з оброблюваною деталлю складається з трьох етапів: пружного впровадження, пружнопластичного впровадження та пружнопластичного чи пружного виходу. Під виходом мається на увазі рух робочого тіла (кулі) при негативному значенні швидкості співударяння і до припинення контакту.

Для опису процесу вібраційної обробки використовуються допущення, що сили тертя не впливають на розподіл тиску по поверхні плями контакту, величина коефіцієнта тертя на всіх етапах деформації постійна.

Імовірності всіх можливих напрямків удару для точки оброблюваної поверхні будуть рівні, а імовірність удару при заданому куті може бути визначена як відношення площі ділянки сфери для даного кута до всієї площі сфери. Основна частина зіткнень (більш 70%) приходить на діапазон кута $0 \dots 0,78$ рад., а половина всіх ударів – у діапазоні від 0 до $0,52$ рад. [13].

Основні витрати енергії при вібраційній обробці приходяться на роботу пластичної деформації, Однак при великих значеннях коефіцієнта тертя (високої здатності абразиву, що ріже) робота сил тертя порівнянна з роботою пластичної деформації. Звідси випливає, що знімання матеріалу при розглянутому способі обробки здійснюється як за рахунок процесу мікрорізання, так і руйнування від втоми внаслідок пластичного передформування матеріалу. Частка їхньої участі в зніманні залежить від матеріалу деталі, яку обробляють, властивостей абразиву і параметрів ударного процесу [19].

Аналіз явищ, що мають місце в зоні зіткнення часток робочого середовища з поверхнею оброблюваної деталі, показує, що під дією вібрацій має місце ударний контакт абразивної гранули з поверхнею деталі [13].

Розглядаючи одиничну гранулу, що переміщається щодо оброблюваної поверхні, можна відзначити, що її профіль складається з зерен, що здійснюють мікрорізання, пластичне і пружне деформування. У результаті зіткнення абразивної гранули з поверхнею деталі під її впливом виявляються всі шари оброблюваного матеріалу, розташовані в зоні кожного з активних зерен гранули. Характер впливу абразивних зерен на метал залежить від геометричних параметрів їхніх вершин і робочого контуру гранули в цілому.

У залежності від орієнтації країв абразивних зерен, що ріжуть, щодо утворюючої гранули мають місце три основних види впливу абразивного зерна на оброблювану поверхню: різання, пластичне відтискування і тертя, причому кожне абразивне зерно в процесі обробки з часом може спочатку робити тільки тертя, потім пластичне відтискування і, нарешті, здійснювати різання, і навпаки.

При віброабразивній обробці відбувається взаємодія поверхонь двох тіл: робочої поверхні окремої гранули (чи груп гранул) і оброблюваної деталі. Характер механічних і фізико-механічних процесів при віброабразивній обробці визначається: фізико-механічними властивостями зерен, що ріжуть; їхніми геометричними розмірами; формою, кількістю і розташуванням на

поверхні гранул; характеристикою оброблюваного матеріалу, його фізико-механічними властивостями (схильністю до схоплювання, здатністю до окислювання, властивостями окисних плівок, зносостійкістю та ін.); параметрами процесу, які залежать від технологічного режиму обробки поверхонь деталей.

Процес віброабразивної обробки залежить від характеру локального контактування зерен абразивної гранули з тонким поверхневим шаром оброблюваної деталі [10]. У контакті деталей з масою вібруючих і переміщуючихся по їхній поверхні абразивних гранул, відбувається взаємне інтенсивне руйнування поверхонь контактуючих твердих тіл (процес взаємного приробляння-притирання).

Характер динамічних навантажень у зонах контакту гранул робочого середовища і деталі відрізняє метод вібраційної обробки від інших відомих методів [20, 21].

До відмінних ознак можна віднести наступні:

- зерна абразивних гранул навантажуються більш рівномірно і глибина впровадження кожного з них в оброблювану деталь є відносно стабільною;
- забезпечується чергування деформуючих і ріжучих зерен внаслідок переривчастості їхньої взаємодії з поверхнею деталі;
- наявність вібрацій забезпечує зменшення сил тертя на контактних поверхнях «гранула-деталь»;
- завдяки незначним розмірам абразивна гранула просочується технологічною рідиною і забезпечує подачу її в зону взаємного контакту абразивної гранули (зерен) з оброблюваною поверхнею;
- забезпечується зниження контактної температури.

Більшість з перерахованих відмітних ознак обумовлюється характерним для ВАО процесом «саморегулювання», що дозволяє гранулі, яка переміщається, із впровадженими в поверхню металу зернами займати раціональне положення, рівномірно наносити на поверхню елементарні оброблювальні сліди, зміщені відносно один одного.

При цьому створюються умови утворення більш однорідного поверхневого шару, усувається можливість виникнення грубих слідів руйнування. Відзначається, що в точках фактичного контакту тіл виникає складний спектр напруг, відбувається мікрорізання, пружнопластична деформація зі значним збільшенням щільності дислокацій.

У зв'язку з наявністю актів багаторазового пружнопластичного деформування і передеформування елементарних ділянок оброблюваної поверхні, поряд із процесом прямого руйнування (при однократному зіткненні), виявляється процес багатоциклового пластичного деформування і руйнування (полідеформаційного). Процеси мікрорізання, пружнопластичної деформації, активація поверхневого шару металу, утворення і руйнування вторинних структур, полідеформаційне руйнування повторюються з частотою зіткнення гранул середовища з оброблюваною поверхнею [13].

Таким чином, інтенсивність знімання металу при віброабразивній обробці залежить від інтенсивності механічного і хімічного впливу і здатності матеріалу деталі не піддаватися дії зазначених процесів. У зв'язку з розглянутою моделлю руйнування поверхневого шару оброблюваної деталі становить інтерес визначення співвідношення кожного з перерахованих етапів процесу, частки участі кожного з них у загальному процесі обробки. Орієнтовно співвідношення процесів мікрорізання (руйнування) і пружнопластичного деформування складає 30...35 % та 70...65% [13].

Незважаючи на удавану простоту процесу вібраційної обробки, теоретичний розгляд характеру контактування часток робочого середовища з оброблюваною поверхнею викликає значні труднощі.

Мається на увазі насамперед невизначеність їхнього положення в просторі і дискретний характер контакту, безліч факторів, що визначають результати обробки.

При вібраційній обробці оброблена поверхня з погляду геометричних параметрів повинна являти собою перетинання вихідної шорсткості з новими слідами обробки, які характерні даному процесу.

Характер цього перетинання може бути різним при різних умовах обробки, тобто формування поверхневого шару деталей при вібраційній обробці є результатом деформування чи руйнування його частками робочого середовища, а також дією фізико-хімічних процесів, що мають місце в зоні зіткнення [22, 23].

При цьому видалення матеріалу з поверхні (при обробці в абразивному середовищі) відбувається в результаті спільної дії таких процесів, як мікрорізання зі зніманням часток металу; викришування в результаті багаторазового деформування елементарних ділянок оброблюваної поверхні і їхньому втомлювальному руйнуванню; утворення, руйнування і видалення вторинних структур; адгезійні явища.

Вібропластична поверхнева обробка деталей, або віброабразивна обробка (ВАО) у залежності від характеристики і складу оброблюваного середовища являє собою механічний чи механо-хімічний процес знімання дрібних часток металу чи його окислів і пластичного деформування мікронерівностей внаслідок взаємних зіткнень часток середовища з оброблюваною поверхнею деталі, викликаних вібрацією робочої камери, у якій розміщені робоче середовище і оброблювані деталі. Зіткнення здійснюються під різними кутами (0-90°) [23, 27].

У загальному випадку ВАО характеризується наступними явищами: динамічним впливом робочого середовища у вигляді безлічі зіткнень її часток з поверхнею оброблюваної деталі, механо-хімічною взаємодією середовища і матеріалу деталі, акустичним впливом ударних хвиль [24-26].

Таким чином, процес являє собою складний комплекс механо-фізичних явищ, що роблять істотний вплив на стан насамперед поверхні і поверхневого шару оброблюваної деталі.

Контактна взаємодія поверхонь деталей завжди дискретна і відбувається на виступах, утворених нерівностями. Тому фактична площа контакту звичайно складає десятки і соті долі відсотка від номінальної, а контурна - декілька відсотків.

На схемі напружено-деформованого стану оброблювального матеріалу у зоні тертя (рис. 1.5) показані зона стиску попереду рухомого елемента контакту і зона розтягу позаду нього, а також області пружної і пружнопластичної деформації. В умовах тертя кожний елементарний поверхневий об'єм багатократно сприймає знакозмінні навантаження, які впливають на механізми деформації і руйнування.

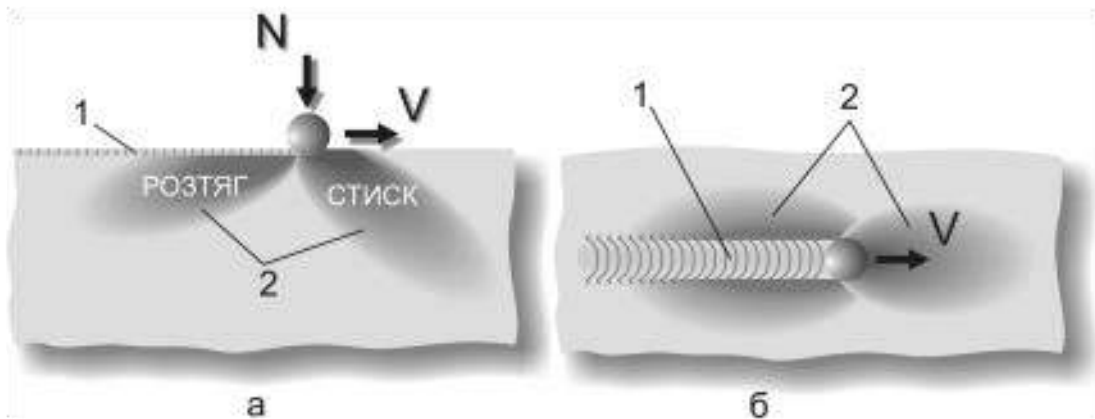


Рисунок 1.5 – Схема напружено-деформованого стану матеріалів в зоні тертя:

1 – зона пружнопластичних деформацій; 2 – зона пружних деформацій;

а – поперечний переріз зони контакту; б – вид зверху

На відміну від об'ємного напружено-деформованого стану при терті максимальні напруження виникають у всіх мікроб'ємах поверхневого шару. Це відбувається не одночасно внаслідок дискретності контакту і залежить від швидкості відносного переміщення поверхонь.

Якщо допустити, що форма виступу наближується до сферичної, то для розрахунку пружної деформації сфери можливе застосування формули Герца. Тоді, при контактуванні двох сфер радіусів r_1 (рис. 1.6) і r_2 деформація a і площа контакту ΔA_r буде рівна:

$$\Delta A_r = 2.6 \left(\frac{r \times P_i}{E} \right)^{2/3}; \quad (1.1)$$

$$a = \frac{0.825}{r^{1/3}} \left(\frac{P_i}{E} \right)^{2/3}, \quad (1.2)$$

де E – приведений модуль пружності, який визначається за формулою

$$\frac{1}{E} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}, \quad (1.3)$$

де E_1, E_2 – модулі пружності тіл, що вступають в контакт;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона, а індекси 1 і 2 відносяться до першої і другої поверхонь відповідно;

r – приведений радіус, який дорівнює

$$r = \frac{r_1 \times r_2}{r_1 + r_2}; \quad (1.4)$$

a – зближення, або деформація пружних сфер, яка визначається за формулою

$$a = (r_1 + r_2) - L; \quad (1.5)$$

P_i – сила прикладена між двома сферичними виступами;

L – відстань між центрами сфер.

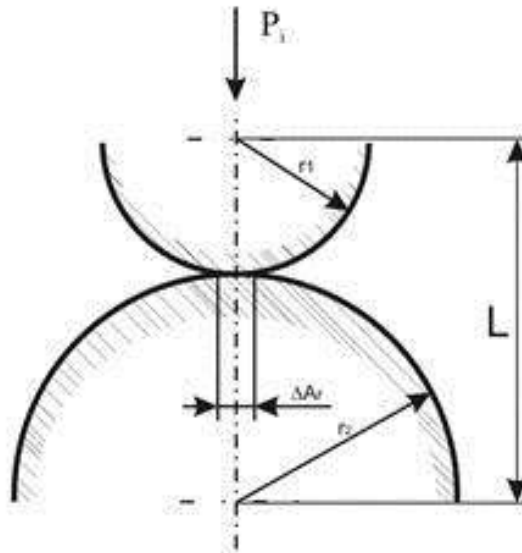


Рисунок 1.6 – Схема контакту двох сферичних тіл

При пластичній деформації сферичного виступу, або при занурюванні його в пластичний напівпростір, площу і деформацію приблизно оцінюють тим, що напруження на контакті дорівнюють твердості, оскільки при визначенні твердості теж використовується занурення сферичного індентора.

Тоді,

$$\Delta A_i = P_i / HB_i, \quad (1.6)$$

де HB_i – твердість по Брінелю.

$$a \cong \frac{P_i}{2\pi r HB}. \quad (1.7)$$

На рис. 1.7 показаний контакт жорсткої сфери з пружним (рис. 1.7а) і пластичним (рис. 1.7б) напівпростором.

Розрахунок по наведених вище формулах показує, що при пластичному контакті площа перерізу ΔA_p приблизно рівна площі контакту ΔA_r , а при пружному $\Delta A_r = 0,5\Delta A_p$.

У загальному випадку

$$\Delta A_r = \alpha \Delta A_p, \quad (1.8)$$

де α – коефіцієнт, який при пружному контакті $\alpha = 0,5$, при пластичному $\alpha = 1$, а при пружно-пластичному знаходиться у межах $0,5 < \alpha < 1$.

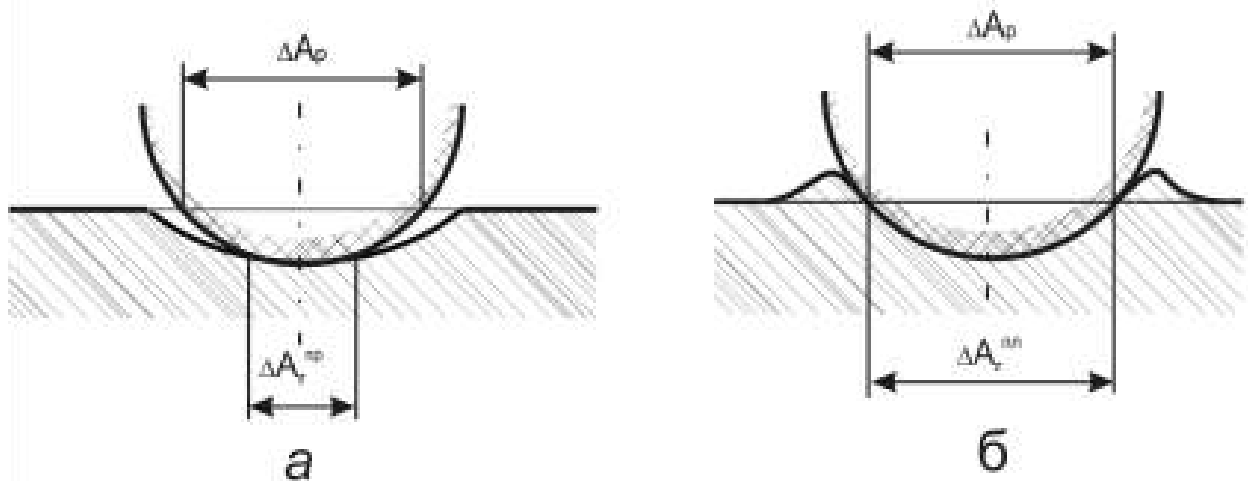


Рисунок 1.7 – Схема контакту жорсткої сфери з пружним (а) і пластичним (б) напівпростором

ВАО являє собою комплекс взаємозалежних явищ, у яких беруть участь мікрорізання, пружно-пластична деформація, активація поверхневого шару металу, утворення і руйнування вторинних структур, що повторюються з частотою дії сили, що діє на оброблювану деталь.

Фізичною суттю технологічного процесу віброзміцнення (ВіЗМ) (підвищення мікротвердості; створення залишкових напружень) в середовищі металевих тіл є пластичне деформування елементарних ділянок оброблюваної поверхні деталі, що також визначає можливість зміни мікрорельєфу.

Протікання технологічного процесу віброзміцнення залежить від параметрів котрі визначають величину сили мікроударів (амплітуди та частоти коливань робочого органу, маси частинок робочого середовища, величини площі контакту частинок робочого середовища із оброблюваною поверхнею).

Основою технологічного процесу віброзміцнення являється динамічний характер його протікання супроводжуваний великою кількістю мікроударів частинок робочого середовища по поверхні деталі, що забезпечує пластичне деформування поверхневого шару, наслідком чого являється підвищення мікротвердості, утворення стискаючих залишкових напружень першого роду та зменшення шорсткості поверхні деталі.

При цьому досягається рівномірне ущільнення тонкого поверхневого шару всіх елементів деталі, заокруглення країв, плавність переходів, виключається таке явище як «ведення» (перекривлення) котре має місце при вибірковій обробці великогабаритних деталей [13,22,25,27].

В результаті вищеописаних процесів на робочих поверхнях ремонтованих деталей формуються шари складної структури, які містять переважно чотири складові (рис. 1.8). Верхня частина 1 ($h \sim 0,3$ нм) являє собою прошарок адсорбованих молекул рідин і газів, включаючи поверхнево-активні речовини. Наступний прошарок 2 складається з оксидів. Його товщина звичайно порядку 10 нм. Сюди ж входять пиловидні включення, продукти зносу інструменту.

Прошарок 3 ($h \sim 5000$ нм) складається з кристалітів, що змінилися під дією пластичної деформації і температури. Саме він і визначає експлуатаційні властивості (зносостійкість) деталі.

Далі слідує основа 4, не порушена обробкою. Чим глибше поширюється пластична деформація, наприклад, при обробці різанням, розкочуванні, віброзміцненням, тим товстіший прошарок 3.

При шліфуванні та поліруванні між прошарками 2 і 3 можлива поява додаткового прошарку товщиною до 5 нм, що складається із дрібних структурних утворень, які важко ідентифікувати, оскільки більшість із них не мають завершеної кристалічної решітки. Такий аморфний прошарок називають шаром Бейльбі.

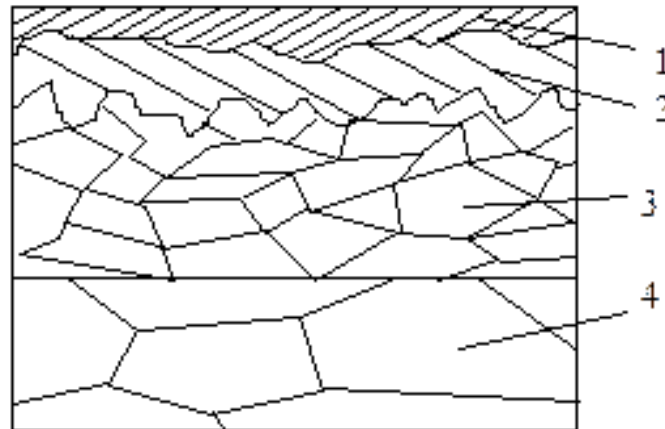


Рисунок 1.8 – Будова поверхневого шару деталі при процесах зміцнення

Дещо ефективніша обробка біля стінок робочої камери, де тиск робочого середовища вище. В міру віддалення від стінок робочої камери амплітуда коливань часток робочого середовища і інтенсивність обробки зменшуються. При накладенні додаткового тиску на об'єм робочої камери інтенсивність обробки в різних її зонах значною мірою вирівнюється [29, 30]. Під дією вібрацій обробка відбувається відносно рівномірно у всіх точках робочої камери [31].

Амплітуда коливань у більшості випадків змінюється в межах 0,5-5 мм. Значно рідше вона досягає 7-8 мм. Лише деякі різновиди, наприклад, схема віброабразивної обробки (ВАО) з жорсткими кінематичними зв'язками допускає коливання з амплітудою до 15-20 мм при порівняно низькій частоті коливань (5-15 Гц). Частота коливань для основної схеми ВАО досягає 15-100 Гц [32, 33].

Незважаючи на інтенсивні пошуки шляхів удосконалення і створення нових методів оздоблювально-зачисної обробки обсяг робіт, що виконуються за допомогою ручного інструменту залишається досить великим [34, 35].

1.3. Конструктивно-технологічний аналіз процесів відновлення деталей машин

Необхідно зазначити, що у світовій практиці накопичено доволі багато досвіду технологічної та організаційної сторони процесів функціонування ВАО та методів і засобів його реалізації.

Грунтовним дослідженням з покращення техніко-експлуатаційних показників сільськогосподарської техніки присвячені праці вчених, які зробили значний внесок у розвиток теорії і практики землеробської механіки, вібраційних машин та технологій, зокрема: Адамчука В.В., Василенка П.М., Барановського В.М., Булгакова В.М., Калетніка Г.М., Артоболевського І.І., Бабічева А.П., Берника П.С., Блехмана І.І., Денісова П.Д., Дуднікова А.А., Заїки П.М., Ісковича-Лотоцького Р.Д., Ковбаси В.П., Михайлова М.В., Копилова Ю.Р., Надутого В.П., Повідайло В.А., Потураєва В.М., Сердюка Л.І., Сіліна Р.І., Серги Г.В., Тіщенко Л.М., Алфьорова О.І., Франчука В.П., Цуркана О.В., Членова А.А. та інших науковців.

За існуючою класифікацією, заснованою на принципі енергетичного впливу, розрізняють методи механічної, хімічної і комбінованої обробки [32]. При цьому перевага віддається таким методам обробки: віброабразивній обробці; галтуванню; відцентрово-абразивній; вібраційно-відцентровій; шпиндельній віброобробці; струменево-абразивній; магніто-абразивній; обробкам ущільненим прошарком абразиву; ультразвуковій обробці; обробці механічними щітками, абразивними стрічками і пелюстковими кругами; деякі методи обробки пластичним деформуванням, металевим лезовим інструментом; термоокислювальній та електрохімічній обробці.

Найбільш наочні переваги вібраційного зміцнення при обробці деталей, що працюють у важких умовах (робочі органи ґрунтообробних, посівних, збиральних машин, культиваторів) описані в роботах Дуднікова А.А. [23, 25].

Методи вібраційної обробки при відновленні зношених поверхонь

зазначених деталей машин забезпечують більш високі ступінь зміцнення і рівень залишкових напружень стиску, що сприяє підвищенню втомної міцності деталей, особливо працюючих в абразивному середовищі. Метод поверхневого пластичного деформування із застосуванням механічних коливань обробного інструменту дозволяє значно підвищити довговічність дисків сошників зернових сівалок за рахунок зміни фізико-механічного стану і властивостей оброблюваної поверхні, що забезпечить підвищення їх ресурсу.

Підвищення довговічності дисків сошників поверхневим вібродеформуванням забезпечується за рахунок структурних змін і появи в оброблюваному матеріалі стискають залишкових напружень, які надають сприятливий вплив на його характеристики [23-25].

Відзначимо, що всі, або майже всі деталі піддаються різноманітним методам ВАО:

- для литих, кованих, штампованих деталей це - видалення облою, очищення окалини та у ряді випадків оздоблення;
- для підвищення експлуатаційних властивостей деталей, що пройшли механічну обробку різанням різноманітними методами й інструментами - знімання задирок, заокруглення країв, зменшення шорсткості поверхонь, оздоблення та збільшення твердості робочої поверхні;
- для надання їм товарного вигляду – оздоблення, миття, суміщення обробки і покриття.

Перераховані методи ВАО практично застосовуються для ремонту кожної деталі сільськогосподарського обладнання. З покращенням якості виробів та в зв'язку з розвитком автоматизації механоскладального виробництва відбувається подальше збільшення обсягу ВАО [35].

Багато операцій ВАО, насамперед, видалення задирок, заокруглення й обробка країв, до останнього часу здійснювалися вручну, і важко піддавалися автоматизації та стали серйозною перешкодою подальшому зростанню продуктивності праці. Складність і різноманіття форм поверхонь, що повинні бути оброблені, ускладнюють створення універсальних кінематичних схем

устаткування і відповідних інструментів [35].

Характеристику застосування методів ВАО в останні роки можуть показати дані опитування. Застосовують вібраційну обробку – 23% опитуваних, струменево-абразивну обробку – 18%, стрічкове шліфування – 11, галтування – 6%, полірувальні круги і металеві щітки – 5%, обробку потоком ущільненого абразиву – 2...5 %.

Щодо перспектив на найближчі роки, то відповіді були такими:

- розширити застосування вібраційної обробки запланували 10% опитаних підприємств;
- 4% планують розширити електрохімічну обробку й обробку полірувальними кругами і щітками;
- менше 1% запланували застосування струменево-абразивної обробки, вдатися до роботизації ВАО, та використовувати галтування.

Серед заходів, спрямованих на зниження обсягу ВАО, передбачається мінімізація облою і задирок за рахунок вдосконалення механічної обробки і технології виготовлення заготовок.

Розуміння природи явищ, що виникають при дії вібрації являється основою її ефективного застосування в технологічних цілях та для створення вібраційних технологічних машин (ВТМ). В ряду випадків вібрація відіграє роль каталізатора та призводить до суттєвої інтенсифікації технологічних процесів та підвищення їх якісних показників, а в деяких випадках певні технологічні процеси можуть бути реалізовані завдяки тільки вібрації [31].

Розробкою вібраційних машин для виконання процесів оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей в Україні займаються ряд установ, а саме: Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України (м. Київ), Інститут геотехнічної механіки імені М.С. Полякова НАН України (м. Дніпро), Національний університет «Львівська політехніка» (м. Львів), Вінницький національний аграрний університет, Казенне науково-виробниче об'єднання "Форт" МВС України (м. Вінниця), Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтавська державна аграрна академія

(м. Полтава) та інші. Серед закордонних фірм розробників та виробників вібраційних технологічних машин слід відмітити «Wibral» (Франція), «Sweco» (Швеція), «Pangborn CO», «Abrodo-Finichers», «Roto-Finish», (США), «Vijimech» (Індія), «Walther Trowal» (Німеччина), «William Boulton Limited», «Almco» (Великобританія) котрі вирішували теоретичні та прикладні аспекти по використанню вібраційних технологій в багатьох галузях промисловості.

Усі вібраційні технологічні машини, що експлуатуються зараз у складі віброоброблюючих центрів, наприклад комплекс фірми «Walther Trowal» для віброабразивної обробки деталей (рис. 1.9) можна поділити на дві групи: універсальні верстати загального призначення і спеціальні та спеціалізовані [32]. Також слід зазначити, що промисловістю випускаються автоматичні ВТМ, автоматизовані ВТМ, ВТМ напівавтомати та неавтоматизовані ВТМ.



Рисунок 1.9 – Комплекс фірми «Walther Trowal» для віброабразивної обробки деталей: 1 – тороїдальна вібраційна технологічна машина; 2 – вібраційний бункерний живильник; 3 – вібросепаратори; 4 – віброток

Неавтоматизовані ВТМ виготовляють багатокамерними (багато секційними) і вони використовуються у тих випадках коли номенклатура оброблюваних деталей на конкретному виробництві є невеликою та є потреба в послідовній вібраційній обробці деталей на очисних, зачисних та

оздоблювальних технологічних операціях.

Згідно з [36, 37] автоматичними вібраційними верстатами називається вібромашина в котрих дистанційно із пульта відбувається плавне керування параметрами вібраційного поля робочого органу і всі робочі та допоміжні операції (завантаження та вивантаження, подача робочої рідини) необхідні для виконання технологічного циклу віброобробки деталей механізовані.

ВТМ напівавтомати це вібромашини, що мають неавтоматизовані деякі основні або допоміжні операції (більшості випадків це операції пов'язані із керуванням режимами віброобробки [37] та завантаженням і вивантаженням) та керування параметрами вібраційного поля робочого органу є ступінчастим та вимагає безпосередньої участі оператора в даному процесі.

Згідно з [34, 35] автоматизованими вібраційними верстатами називаються вібромашини в котрих всі робочі та допоміжні операції необхідні для виконання технологічного циклу віброобробки деталей механізовані.

В свою чергу, усі автоматичні та автоматизовані ВТМ із трьох груп можна поділити на два класи:

- вібромашини безперервної дії;
- вібромашини циклічної дії.

До останнього часу найбільше розроблено конструкцій одно- (рис. 1.10) та багатоканістрних (рис. 1.11) універсальних неавтоматизованих ВТМ загального призначення

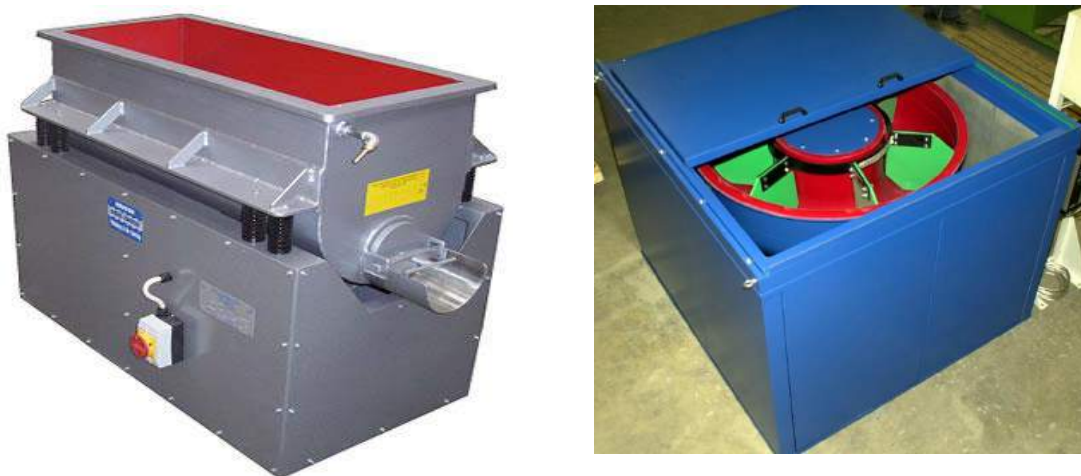


Рисунок 1.10 – Однокамерна універсальна неавтоматизована ВТМ загального призначення фірм «SPALECK Oberflächentechnik» та «WaltherTrowal»



Рисунок 1.11 – Багатокамерні універсальні неавтоматизовані ВТМ загального призначення фірми «Walther Trowal»

Класичним та одним із найперших [32, 38] автоматизованих віброоброблюючих комплексів безперервної дії із прямокутною робочою камерою є вібраційної машина фірми «Pangborn CO».

Українським науковцем П.Д. Денісовим (НУ «Львівська політехніка») розроблено цілу лінійку [32] автоматизованих ВТМ загального призначення безперервної дії (СВА-25, СВА-250, ..., СВА-750).

Фірма «Walther Trowal» розробила ряд універсальних автоматизованої ВТМ циклічної та безперервної дії.

Вібромашини із контейнерами кільцевої форми (тороїдальні ВТМ) (рис. 1.12) широкого розповсюдження не набули, через те, що вони складніші у виготовленні та величина злому металу в них в середньому на 20...25 % менша за вібрмашини із робочою камерою прямокутної форми.

Класичними представниками спеціальних та спеціалізованих неавтоматизованих ВТМ загального призначення циклічної дії із кільцевою формою контейнера (тороїдальної) формою контейнера (рис. 1.13) є вібрмашини серії GLM та CM фірми «Walther Trowal» (GLM-250 маса завантаження 320 кг).

Розглянемо детальніше відомі конструктивні схеми вібраційних машин для оздоблювально-зміцнювальної обробки (ОЗО) деталей.



Рисунок 1.12 – Тороїдальні вібрмашини фірми «WaltherTrowal»

Одна з найбільш простих по конструкторському виконанню вібраційною машиною для ОЗО (рис. 1.14) була запропонована С.С. Фасатуровим [36], що має робочу камеру 1, пружно встановлену за допомогою двох пружних опор 2 на нерухомій основі 3. Дебалансний вал 4 встановлений з можливістю обертання в підшипникових вузлах 5 і 6 та з'єднаний за допомогою гнучкої муфти 7 з приводом 8. На дебалансному валу 4 біля підшипникових вузлів 6 і 5 встановлені дебаланси 9 та 10.



Рисунок 1.13 – Спіратрон фірми «SPALECK Oberflächentechnik» марка DL 1000

Дебаланси 9 та 10 виконані в вигляді частини циліндричного диска з отвором для кріплення на дебалансному валу 4. Торцеві поверхні, котрі прилягають до підшипникових вузлів, виконані в вигляді загостреного скосу, утвореного з площиною, перпендикулярною осі обертання дебалансного вала, гострий кут, величина якого може знаходитися в межах 15-30°.

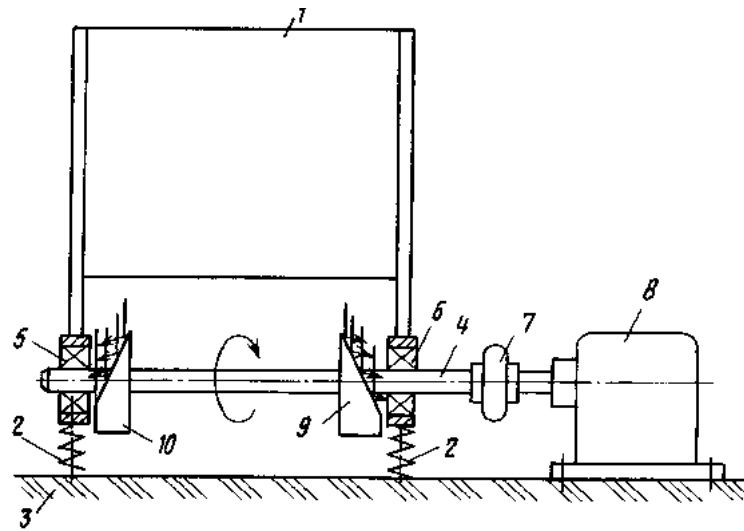


Рисунок 1.14 – Пристрій для вібраційної оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей: 1 – робоча камера; 2 – пружинні опори; 3 – нерухома основа; 4 – дебалансний вал; 5, 6 – підшипникові вузли; 7 – гнучка муфта; 8 – привод; 9, 10 – дебаланси

Пристрій працює наступним чином. В робочу камеру 1 в певному співвідношенні завантажуються деталі для віброобробки разом з оброблюваним середовищем (наприклад, абразивним наповнювачем та т.п.). Після чого вмикається привод 8, від якого через муфту 7 обертання передається дебалансному валу 4 та закріпленим на ньому дебалансами 9 та 10 (показано стрілкою). В результаті обертання дебалансів 9 та 10 робочій камері 1 через підшипникові опори 5 та 6 передається вібрація, котра від внутрішніх стінок робочої камери 1 передається завантаженому в неї оброблюваному середовищу та деталям. Маса робочого завантаження робочої камери 1 приходить в інтенсивне вібраційне переміщення, що зумовлює вібраційну обробку завантажених в робочу камеру 1 деталей.

При обертанні дебалансів 9 та 10 останні захоплюють загостреними скосами повітря та направляють його в бік прилягання до них підшипникових опор 6 та 5 (показано стрілками), в результаті чого останні інтенсивно охолоджуються повітряними потоками.

Недоліком даного пристрою являється низька ефективність обробки деталей складної конфігурації та мала продуктивність процесу віброобробки.

Підвищення інтенсифікації віброобробки досягається при застосуванні полічастотних вібраційних машин. Так відомий пристрій для вібраційної обробки, котрий містить робочу камеру, яка через тягу з'єднана з ексцентриковим приводом. Між приводом та робочою камерою встановлений планетарний механізм, що надає робочій ємності пелюсткової траєкторії. За рахунок збільшення різниці швидкостей переміщення та тиску між частками робочого середовища та деталями поліпшуються якісні показники вібраційної обробки.

В іншій полічастотній вібромашині віброзбуджувачі створюють коливання, які накладаються в вертикальній площині [37]. При цьому швидкості обертання вібраторів кратні між собою. Такі структурні особливості установки зумовлюють підвищення інтенсифікації обробки деталей.

Вібраційний пристрій, що містить робочу камеру із заокругленим днищем, всередині якої розташовується барабан з технологічним завантаженням. За рахунок того, що зовнішній діаметр барабану складає 0,7...0,95 від внутрішнього діаметру округлої частини робочої камери, робоча ємність здійснює коливний рух із збільшеною амплітудою та одночасно обертається навколо власної осі. Як наслідок подібних конструктивних заходів загальна кінетична енергія робочого завантаження підвищується.

Для підвищення якості обробки деталей, особливо великогабаритних, в запропонованій машині (рис. 1.15) взаємно перпендикулярні вали дебалансів розміщені горизонтально і виконані в вигляді двох двовальних вібраторів, вали яких жорстко пов'язані між собою. При цьому один вал має можливість обертання в один бік, а вали іншого – з можливістю зустрічного обертання.

На рухомій пружно встановленій рамі 1 змонтовані взаємно перпендикулярні вібратори 2 та 3, кожен з яких виконаний в вигляді двох паралельних дебалансних валів 4 та 5, 6 та 7. Вібратори 2 та 3 розміщені горизонтально. Пара валів 4 та 5 вібратора 2 обертається в один бік з постійним числом обертів, що забезпечується синхронізатором 8. Синхронізатор 9 виконує ті ж функції для вібратора 3, але забезпечує зустрічне обертання валів вібратора 3.

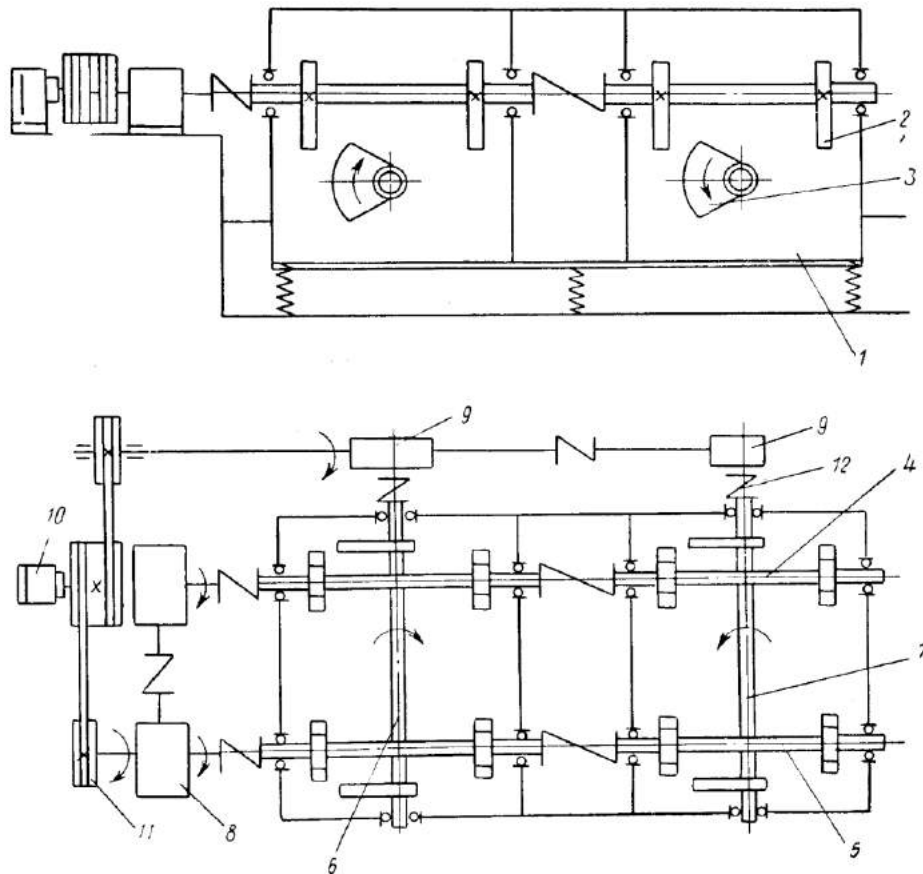


Рисунок 1.15 – Вібраційна машина із взаємно перпендикулярними дебалансними валами: 1 – рама; 2, 3 – вібратори; 4-7 – дебалансні вали; 8, 9 – синхронізатори; 10 – електродвигун; 11 – клинопасова передача.

Привод здійснюється від електродвигуна 10 через клинопасову передачу 11 та синхронізатори 8 та 9. Вали приводу та вали вібраторів 2 та 3 з'єднані між собою шарнірними муфтами 12. Всі елементи приводу розміщені поза зоною вібрації. На рухомій рамі розміщений робочий контейнер.

Пара дебалансних валів вібратора 2 обертається в один бік, створюючи кругову траєкторію коливань. Пара дебалансних валів вібратора 3 має зустрічний рух, створюючи лінійну горизонтальну траєкторію коливань, перпендикулярну круговій.

Недоліком даного пристрою є значне ускладнення конструкції при незначній інтенсифікації процесу віброобробки, що в свою чергу збільшує металоємкість машини, погіршує енергетичні показники, зменшує надійність системи.

Розглянемо представлений на рис. 1.16 загальний вигляд конструкції пристрою для вібраційного зміцнення. Описаний пристрій складається з циліндричної робочої камери 1, пов'язаної з основою 2 за допомогою тороподібних елементів 3 та 4. В робочій камері 1, співвісно з осью лінійою камери, закріплено вал 5 з дебалансом 6, який з'єднано шарнірно муфтою 7 з електродвигуном 8. Робоча камера 1 оснащена противагою 9, яка являє собою набір вагових дисків. Маса противаги 9 (кількість вагових дисків) підбирається таким чином, щоб центр мас завантаженої робочої камери 1 при роботі пристрою співпадав з точкою прикладання збуджуючої сили, створеної дебалансом 6. Жорсткості пружних елементів обернено пропорційні їх відстані від точки прикладення збуджуючої сили.

До недоліків даного пристрою варто віднести недосконалість конструкції пружної підвіски.

Відомі пристрої, призначені для обробки деталей, як з нижнім, так і з торцевим розміщенням вібраторів (рис. 1.17). Траєкторія руху робочої камери з нижнім розміщенням віброзбуджувача являє собою еліпс з різним коефіцієнтом еліпсності, а з розміщенням віброзбуджувача на торцях робочої камери траєкторія руху її близька до кола, продуктивність процесу віброабразивної обробки при цьому збільшується незначно.

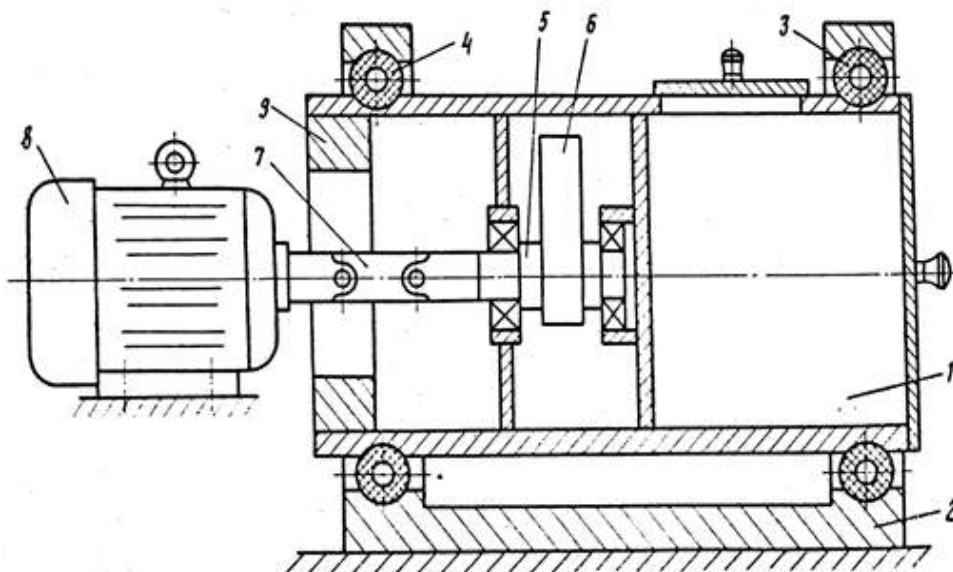


Рисунок 1.16 – Пристрій для вібраційного зміцнення деталей: 1 – циліндрична робоча камера; 2 – основа; 3, 4 – тороподібні елементи; 5 – вал; 6 – дебаланс; 7 – муфта; 8 – електродвигун; 9 – противага

З метою інтенсифікації процесу віброобробки шляхом надання робочій камері коливань, що накладаються одні на одних в вертикальній площині, торцеві вібратори кінематично пов'язані з віброприводом, розміщеним внизу робочої камери, за умови, що швидкість обертання торцевих вібраторів кратна швидкості обертання вібратора розміщеного внизу робочої камери.

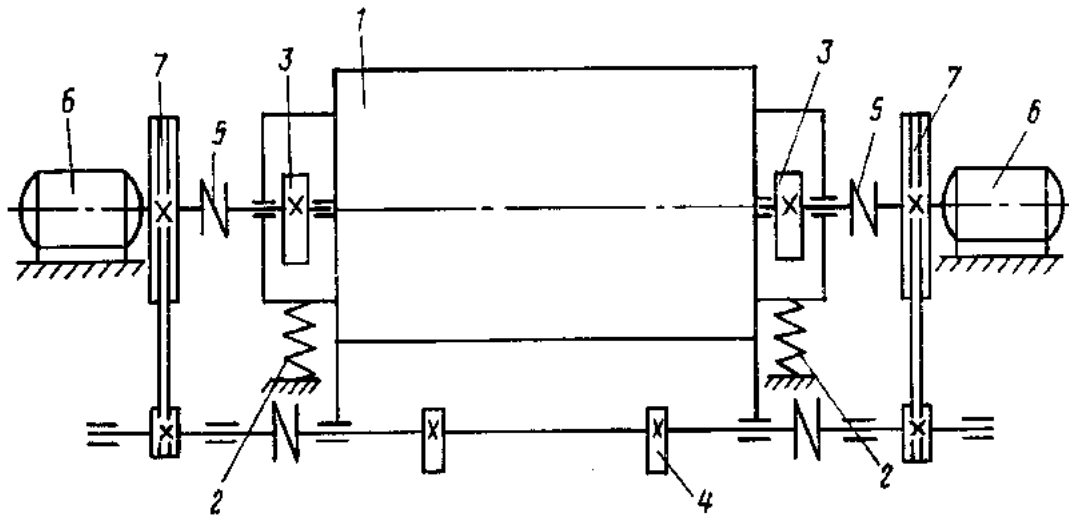


Рисунок 1.17 – Вібраційна машина з торцевими вібробудувачами: 1 – робоча камера; 2 – амортизатори; 3, 4 – вібробудувачі; 5 – еластичні елементи; 6 – двигуни; 7 – клинопасова передача

Робоча камера 1, як це видно з рис. 1.17, за допомогою пружин підвішена на амортизаторах 2 та приводиться в коливний рух вібробудувачами 3 і 4, котрі з'єднані еластичними елементами 5 з двигунами 6. Симетрично розміщені торцеві вібробудувачі 3 зв'язані з вібробудувачем 4 розміщеним внизу за допомогою двох клинопасових передач 7.

Недоліком вищеописаного пристрою є складність приводу вібробудувачів робочої камери через наявність клинопасових передач.

В пристрої, описаному нижче, для вібраційної обробки вільно гранульованим абразивом з метою збільшення продуктивності вібраційної обробки підшипникові опори вала закріплені на торцевих стінках робочої камери (рис. 1.18), частина вала пристрою, розміщена всередині об'єму робочої камери, виконана у вигляді кривошипу, а пристрій встановлений на кривошипі з можливістю обертання навколо його осі.

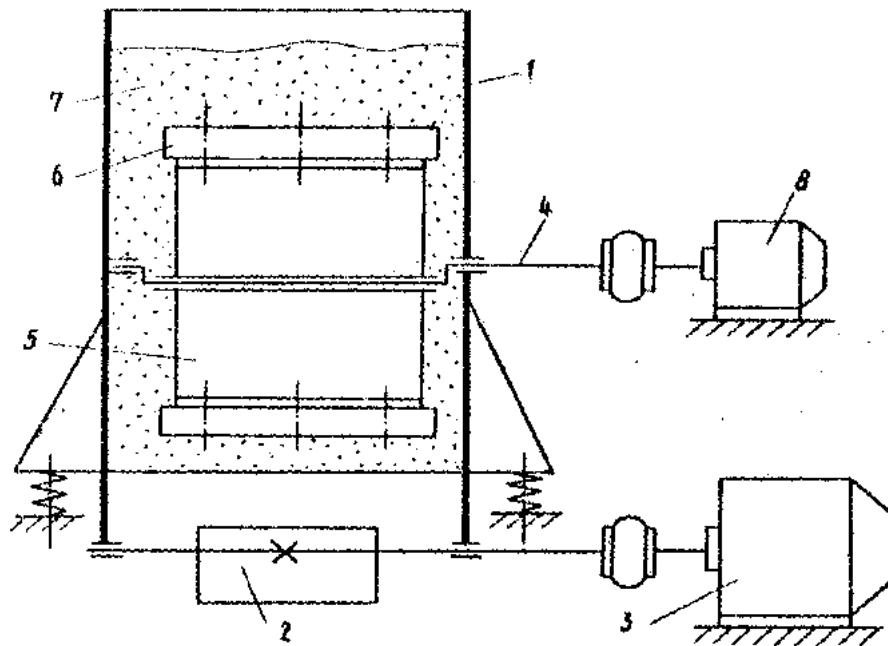


Рисунок 1.18 – Вібраційна машина з дебалансним ексцентриковим валом:
 1 – робоча камера; 2 – дебалансний віброзбуджувач; 3 – електродвигун;
 4 – ексцентриковий дебалансний вал; 5 – пристосування; 6 – деталі; 7 – робоче середовище; 8 – додатковий привод

Пристрій для вібраційної обробки деталей, що зображений на рис. 1.18, містить пружно встановлену робочу камеру 1 з розміщеним в нижній його частині дебалансним віброзбуджувачем 2, що обертається від електродвигуна 3. В середині робочої камери 1 на ексцентриковому валу 4 встановлено з можливістю обертання пристосування 5 з деталями 6. В робочій камері знаходиться також робоче середовище 7. Ексцентриковий вал 4 встановлений в робочій камері 1 з можливістю обертання від додаткового приводу 8.

При обертанні вала дебалансного віброзбуджувача 2 робоча камера 1 з розміщеними в ній робочим середовищем 7 та пристосуванням 5 з деталями 6 здійснює коливні рухи. При цьому пристосування 5 з деталями 6 обертається під дією циркуляції робочого середовища 7 в робочій камері 1. Крім того, додатковий привод 8 обертає ексцентриковий вал 4 на якому встановлено пристосування 5. В результаті цього пристосування 5 з деталями 6 отримує додаткові плоскопаралельні переміщення відносно робочої камери 1.

Радіус додаткових переміщень рівний ексцентриситету вала 4. Додаткові плоскопаралельні переміщення деталей 6 складаються з коливними рухами робочої камери 1, в результаті цього змінюється амплітуда відносного переміщення деталей 6 та гранул робочого середовища 7, яка залежить від ексцентриситету вала 4 та кута фазового розходження між переміщенням робочої камери 1 та додатковими переміщеннями пристосувань 5 з деталями 6.

Недоліком вище описаної машини являється значне збільшення динамічних навантажень на конструкцію пристрою при збільшенні продуктивності обробки, обумовленим наявністю жорстких зв'язків між приводами робочих рухів робочої камери та пристосування з деталями.

Відомі також пристрої для вібраційної обробки деталей [38], що містять три дебалансних віброзбуджувача (рис. 1.19). Це робиться для того, щоб ускладнити траєкторію руху робочої камери та покращити обробку деталей. Для цього вісь центрального вібратора розміщена в вертикальній площині, що проходить через вісь робочої камери, а два інших вала розміщені симетрично цій площині, причому маси дебалансів підібрані з умови рівності створюваної обертанням центрального дебалансу відцентрової сили сумі відцентрових сил двох інших дебалансів, а передаточне відношення між валами вибрані з умови забезпечення додаткового обертання завантаження з постійною, для даного передаточного відношення, кутовою швидкістю.

Горизонтально розміщена робоча камера 1 циліндричної форми (рис. 1.19), жорстко встановлена на несучій рамі 2, прикріпленій до основи 3, за допомогою чотирьох пневмопружинних амортизаторів 4. Ззовні на валах 5, 6, 7 паралельно осі робочої камери розміщені дебалансні вантажі 8, 9, 10, поміщені в захисні трубчасті кожухи 11, жорстко зв'язані з рамою. Причому більший по масі дебаланс 8 знаходиться знизу, вісь його вала 5 лежить в вертикальній площині, котра проходить через вісь робочої камери; вісі двох інших рівних по масі дебалансів 9 та 10 розміщені зверху симетрично цій площині. Вал 5 нижнього дебалансу 8 зв'язаний за допомогою клинопасової передачі з валом електродвигуна та за допомогою ланцюгового контура 12, двох паразитних зірочок 13 – з валами верхніх дебалансів.

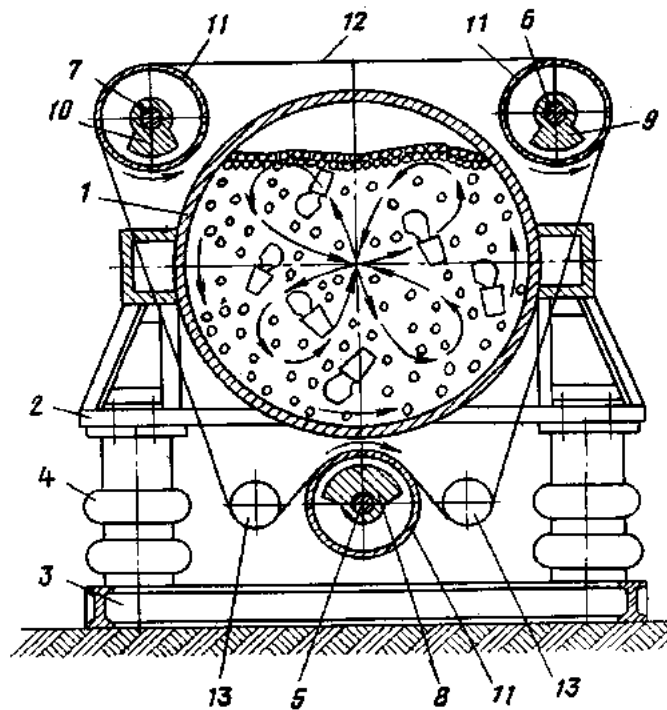


Рисунок 1.19 – Тридебальний вібраційний пристрій: 1 – стінка камера; 2 – несуча рама; 3 – основа; 4 – амортизатори; 5, 6, 7 – вали; 8, 9, 10 – дебалансні вантажі; 11 – захисний кожух; 12 – ланцюговий контур; 13 – паразитні зірочки

Недоліком вищеописаного пристрою є низька ефективність обробки деталей складної конфігурації, складність де балансного приводу та мала продуктивність процесу.

Досить часто для інтенсифікації процесу віброобробки у вібраційних пристроях використовують пружні елементи (рис. 1.20).

Пристрій [39] працює наступним чином.

Оброблюване середовище 12 та деталі 13 завантажуються у робочі зони, що утворені пружними робочими органами 1 та боковими стінками 3, які в свою чергу прикріплені до торцевих стінок 11 за допомогою стержневих пружин 10.

Двигуни 8 передають крутний момент через еластичну муфту 7. Внаслідок динамічної синхронізації вібробудувачі 5 здійснюють синхронне протифазне обертання на валах 6, передаючи робочому органу 1 та боковим стінкам 3 інтенсивні крутильні коливання навколо центра ваги.

Внаслідок крутильних коливань робочого органу 1 завантаження (оброблюване середовище 12 та деталі 13) здійснюють в ємкості інтенсивні обертальні рухи назустріч одне одному. При цьому бокові стінки 3 здійснюють крутильні коливання навколо осей 9, діючи своєю поверхнею на оброблюване середовище 12 та деталі 13. Внаслідок інтенсивного обертання завантаження (оброблюваного середовища 12 та деталей 13) і циклічної стискаючої дії на неї бокових стінок 3 відбувається інтенсивна взаємодія оброблюваного середовища з оброблюваними деталями.

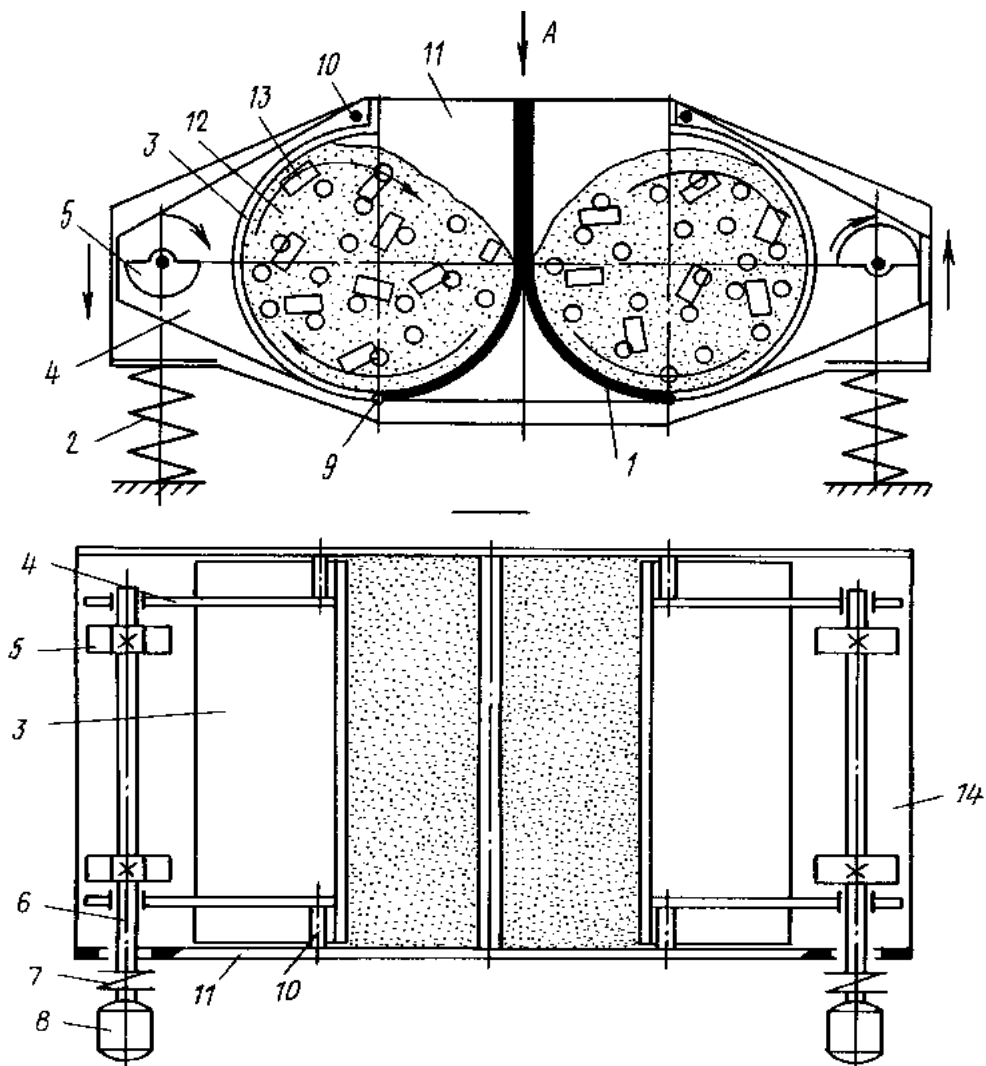


Рисунок 1.20 - Вібраційна машина з пружними елементами: 1 – пружний робочий орган; 2 – пружинна підвіска; 3 – бокова стінка; 4 – ребра; 5 – вібробудувач; 6 – вал; 7 – еластична муфта; 8 – двигун; 9 – осі; 10 – стержневі пружини; 11 – торцева стінка; 12 – оброблюване середовище; 13 – деталі; 14 – платформа

До основних недоліків даної вібромашини слід віднести велике навантаження на з'єднання пружних робочих органів з корпусом і як наслідок низька надійність цього вузла.

Для інтенсифікації віброабразивної обробки деталей у вільно гранульованому середовищі досить широкого використання набули конструкції робочих контейнерів з пружними вставками.

Пружні вставки у робочі камери вібраційних обробних пристроїв використовують для розширення технологічних можливостей шляхом забезпечення обробки великогабаритних деталей за рахунок збільшення швидкості переходу оброблюваних деталей з одного шару в інший.

Пристрій, який показаний на рис. 1.21, складається з робочої камери прямокутної форми, виконаної з окремих пружно зв'язаних між собою станини 1 та секцій 2, оснащених дебалансними вібраторами 3, які надають секціям 2 задану траєкторію руху.

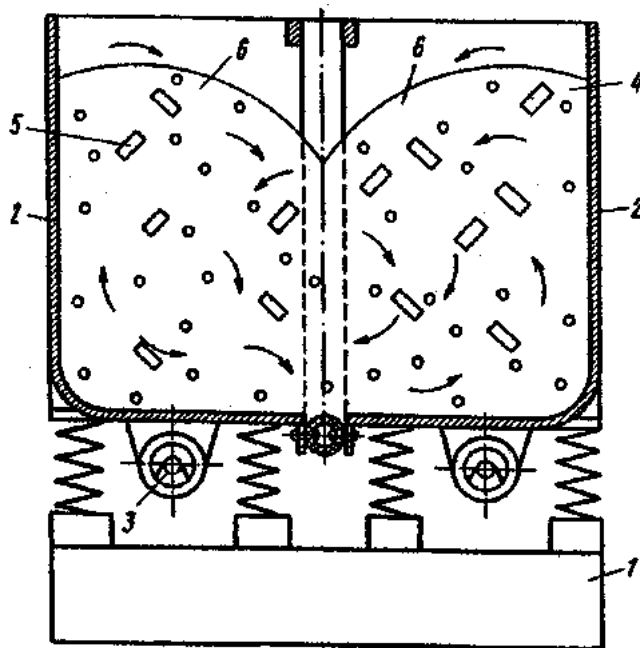


Рисунок 1.21 – Пристрій для віброобробки з еластичними вставками:

1 – станина; 2 – секція; 3 – вібратори; 4 – абразивне середовище; 5 – деталі

Принцип роботи пристрою наступний. В робочу камеру завантажують абразивне середовище 4 та оброблювані деталі 5, вмикаючи вібратори 3 таким чином, щоб кожен з них по відношенню до розміщеного поруч обертається в

протилежному напрямку. При цьому маса завантаження розподіляється на циркулюючі в протилежні сторони шари 6. Співвідношення висоти шарів 6 до їх сумарної ширини в поперечному перерізі складає $1/2-5/4$.

Відомі вібраційні машини [40], що містять пружно встановлену камеру з розміщеним в центральній її частині по всій довжині робочим тілом, що дозволяє виключити з робочого об'єму малопродуктивну зону робочої камери. Для досягнення різного технологічного результату та з метою керування процесом обробки внутрішнє робоче тіло виконують в перерізі циліндричної, овальної та інших форм.

Запропонований пристрій даного типу (рис. 1.22) складається з основи 1, встановленої на амортизаторах 2, змонтованого електромеханічного приводу 3, котрий через вал 4 та пружну муфту 5 передає обертальний момент на вал вібратора 6, що розміщений в корпусі центрального робочого тіла 9 камери 7 на підшипниках 8. На корпусі центрального тіла 9 закріплюється охоплювана поверхня 10. При цьому вісь вала вібратора співпадає з поздовжньою віссю контейнера.

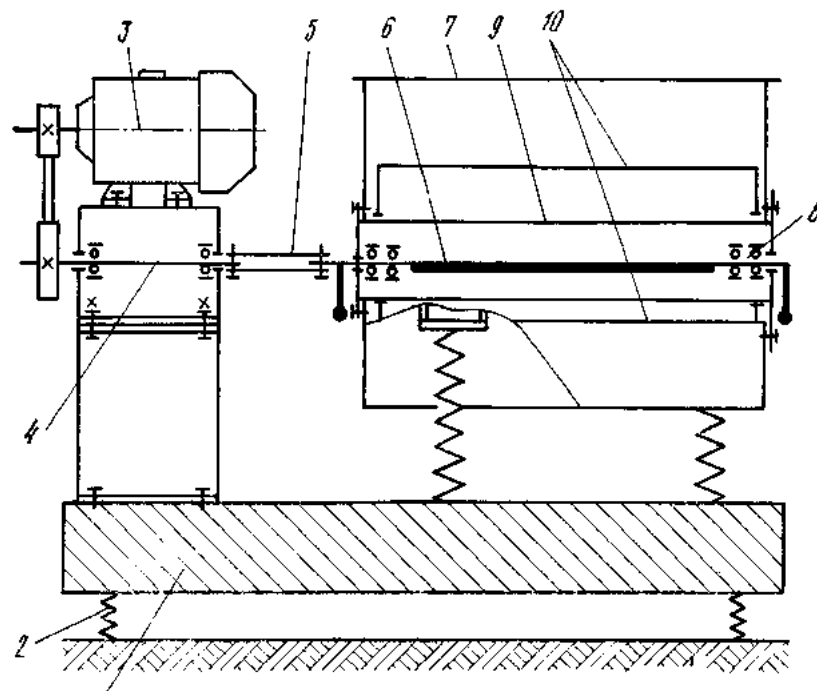


Рисунок 1.22 – Вібраційна машина з робочим тілом: 1 – основа;
2 – амортизатори; 3 – привод; 4 – вал; 5 – пружна муфта; 6 – вал вібратора;
7 – робоча камера; 8 – підшипники; 9 – робоче тіло; 10 – охоплювана поверхня

Поверхня 10 в перерізі має форму груші, дещо витягнуту до більш гострого кінця. Вона закріплена на корпусі центрального тіла 9 таким чином, що її вісь більшого радіуса співпадає з віссю камери та вібратора та і сама поверхня може бути повернена відносно цієї осі вправо чи вліво на деякий кут до бокових поздовжніх стінок камери.

Перевагою даного типу машин є виключення низькопродуктивної зони в центральній частині робочої камери за рахунок введення центрального тіла.

Вибір форми охоплюваної поверхні центрального тіла обумовлений необхідністю керувати процесом обробки, тобто можливістю збільшувати чи зменшувати зняття металу при виконанні певних технологічних операцій, таких як очищення, шліфування чи полірування поверхні деталей.

Недоліками її є: незначне зменшення корисного об'єму робочої камери та необхідність в декількох камерах, різних за формою, для різних технологічних цілей, тобто неможливість керувати процесом обробки в одній камері; частота коливань камери завжди дорівнює частоті коливань центрального тіла.

Для підвищення продуктивності процесів віброобразивної обробки та розширення її технологічних можливостей в розглянутому нижче вібраційному пристрої (рис. 1.23) використаний двовальним двочастотний вібратор, вали якого розміщені відносно охоплюваної та охоплюючої поверхні в вертикальній площині [41].

Таке конструктивне виконання дозволяє створити складну траєкторію руху середовища зі складним переплетенням потоків робочого середовища, що виключає прилипання деталей до робочих поверхонь камери та одна до одної і забезпечує збільшення продуктивності процесу віброобробки за рахунок створення складних зустрічних потоків по перерізу камери та складної несиметричної траєкторії її руху.

Вібраційний пристрій [42], зображений на рис. 1.23, має основу 1, встановлену на амортизаторах 2, що мають лінійну характеристику жорсткості. На основі 1 закріплений електропривод 3, котрий через пружну муфту 4 з'єднаний з ведучим валом 5 вібратора, розміщеного в камері 6 таким чином,

що його вісь співпадає з поздовжньою віссю радіусної частини камери. Вал 5 вібратора з'єднаний кінематично за допомогою підвищуючої зубчатої передачі 7 з іншим валом 8. Обидва вали 5 та 8 всередині камери закриті охоплюваною (для робочого середовища) поверхнею 9, виконані в вигляді «8» в перерізі.

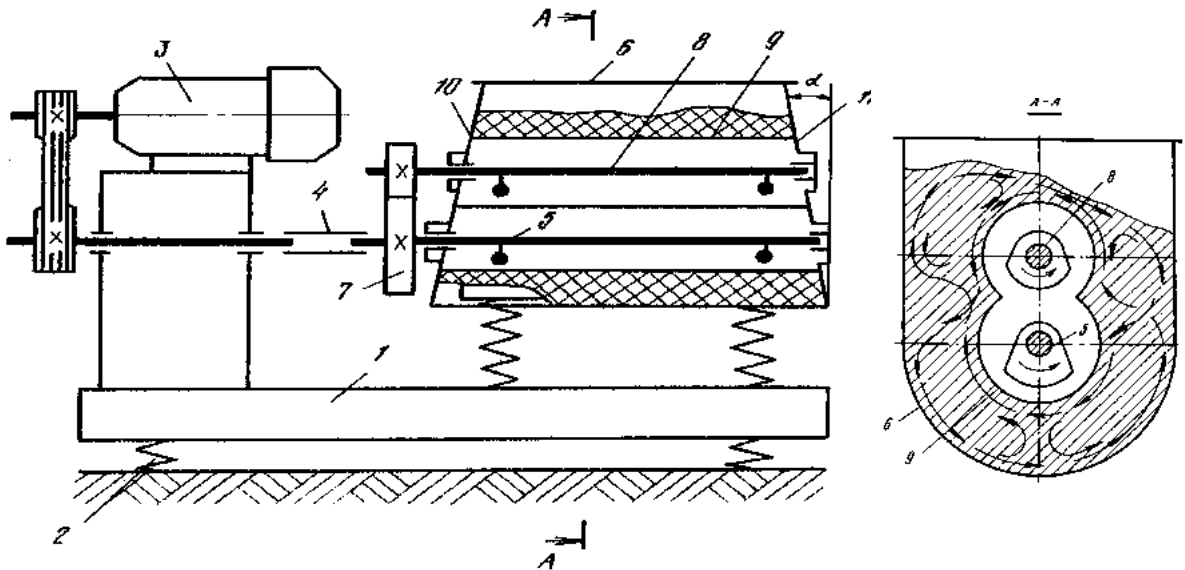


Рисунок 1.23 – Двочастотний вібраційний пристрій: 1 – основа;
2 – амортизатори; 3 – електропривод; 4 – пружна муфта; 5 – вал ведучий;
6 – камера; 7 – передача зубчата; 8 – вал ведений; 9 – охоплююча поверхня;
10, 11 торцеві стінки

Торцеві стінки 10 та 11 камери виконані нахиленими на кут 10° всередину камери. Осі валів 5 та 8 лежать в одній вертикальній площині, що проходить через поздовжню вісь симетрії камери, котра пружнопідвішена на циліндричних пружинах. Вали вібраційної машини отримують обертання від електропривода 3 через пружну муфту 4. Підвищуюча зубчата передача 7 виконана з передаточним відношенням не менш як 2:1. Таким чином, швидкість обертання вала 8 значно більша, ніж вала 5. Таке розміщення валів і їх швидкості обертання викликають несиметричну по вертикалі складну траєкторію руху камери.

Недоліком вищеописаного пристрою є неможливість широко змінювати робочі параметри (траєкторію, амплітуду коливань та інші) через сталі передаточне відношення між валами вібробуджувачів 5 і 8.

1.4. Обґрунтування вибору вібраційної машини для проведення дослідження

Обґрунтування раціонального способу та обладнання для поверхневого відновлення робочих органів ґрунтообробних машин було проведено на основі вивчення та аналізу науково-технічної літератури та патентних даних, що дозволило створити класифікацію машин, які використовуються для здійснення обробки деталей у вільно гранульованому середовищі.

Наявність загальних ознак дає можливість класифікації різних видів машин для обробки деталей при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між деталями та інструментом, що відображена на рис.1.24 та в додатку Б.

Жирним шрифтом виділені ознаки, які характеризують вібраційні машини, розроблені в лабораторії кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв Вінницького національного аграрного університету. За даною класифікацією вони відносяться до вібраційних машин для ОЗО деталей у вільно гранульованому середовищі з циліндричною частково гнучкою робочою камерою, що оснащена рухомим активатором руху робочого середовища.

На основі виділених ознак (рис. 1.24) та проведеного аналізу відомих конструкцій, було запропоновано конструктивні схеми вібраційної машини з активатором руху робочого середовища, які реалізують запропоновані рішення [43-45].

У конструкції запропонованої вібраційної машини (рис. 1.25) пружно встановлена на пружинних опорах 2 робоча камера 1, що містить дебалансний віброзбуджувач 3 і пружно підвішений активатор 4 у центральній його частині, що з'єднаний з робочою камерою 1 за допомогою пружинної підвіски 5, жорсткість якої вибрана такою, щоб забезпечувалось протифазне коливання активатора 4 та робочої камери 1.

Машина для ОЗО деталей працює наступним чином [46, 47]. Абразивний наповнювач та оброблювані деталі через горловину 9 завантажуються в робочу

камеру 1. Електродвигун 8 через еластичну муфту 7 передає крутний момент на вібробуджувач 3, який надає робочій камері 1 коливного руху, при цьому активатор 4 здійснює коливний рух, траєкторія якого близька до кола.

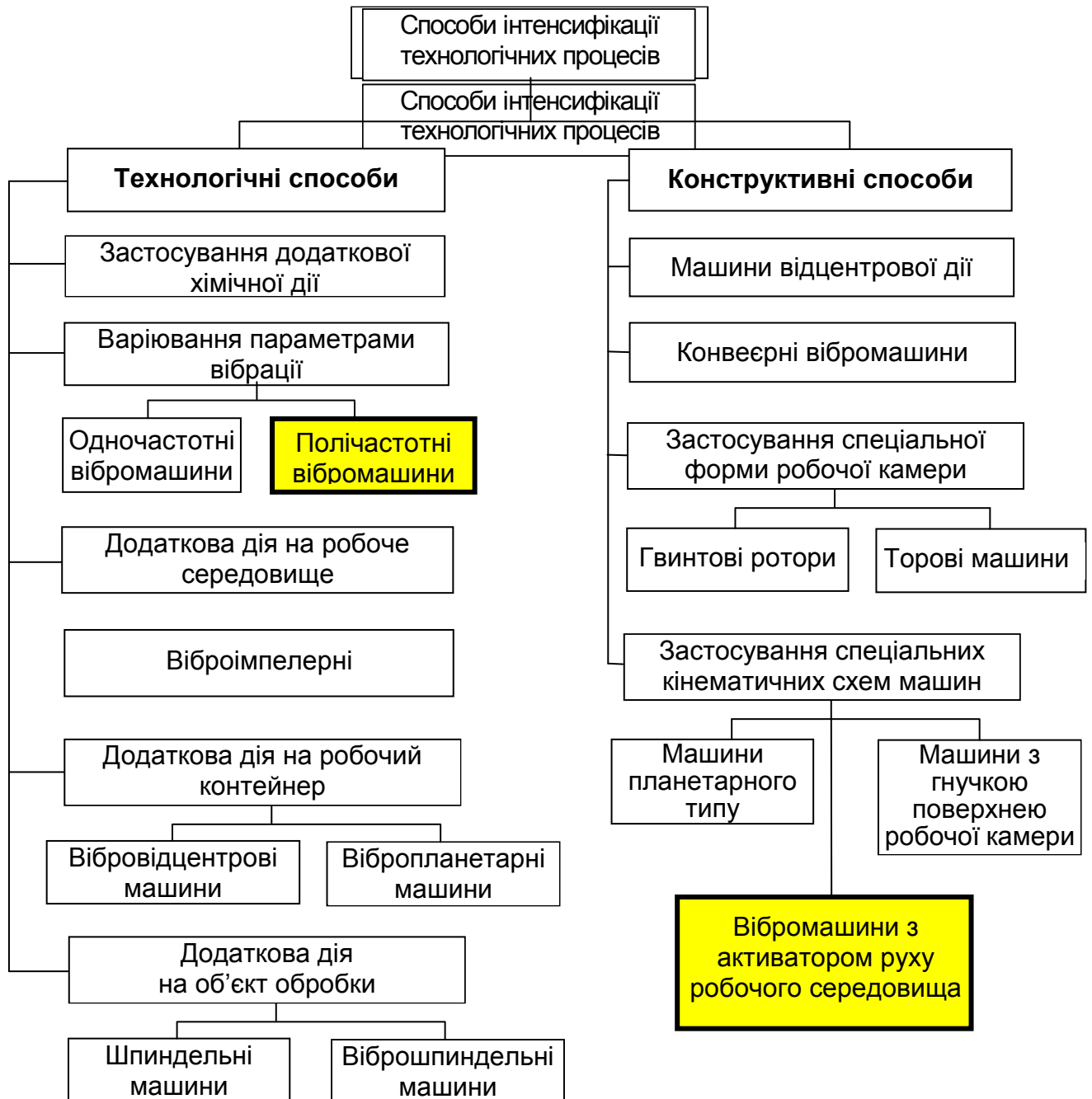


Рисунок 1. 24 – Класифікація способів інтенсифікації технологічного процесу відновлення деталей

Під час роботи від поверхонь робочої камери 1 та активатора 4 до робочого середовища передаються ударні імпульси. Імпульси, що передаються робочому середовищу від поверхні робочої камери 1 співпадають у часі з

імпульсами, котрі передаються робочому середовищу від центрального активатора 4, а оскільки ці імпульси направлені назустріч одні одному, то загальний імпульс що передається робочому середовищу буде рівним їх сумі. Це створює також зустрічні потоки робочого середовища.

Такий характер руху робочого середовища підвищує продуктивність процесу віброобробки за рахунок збільшення швидкості відносного взаємного переміщення гранул абразивного середовища та деталей. Інтенсивність взаємного переміщення робочого середовища, яке знаходяться в центральній частині робочої камери, відносно такого ж робочого середовища, яке знаходяться в периферійній частині робочої камери, також збільшується за рахунок коливань еластичних стінок робочої камери 6. Після закінчення процесу ОЗО робоче середовище та деталі вивантажуються через горловину 10.

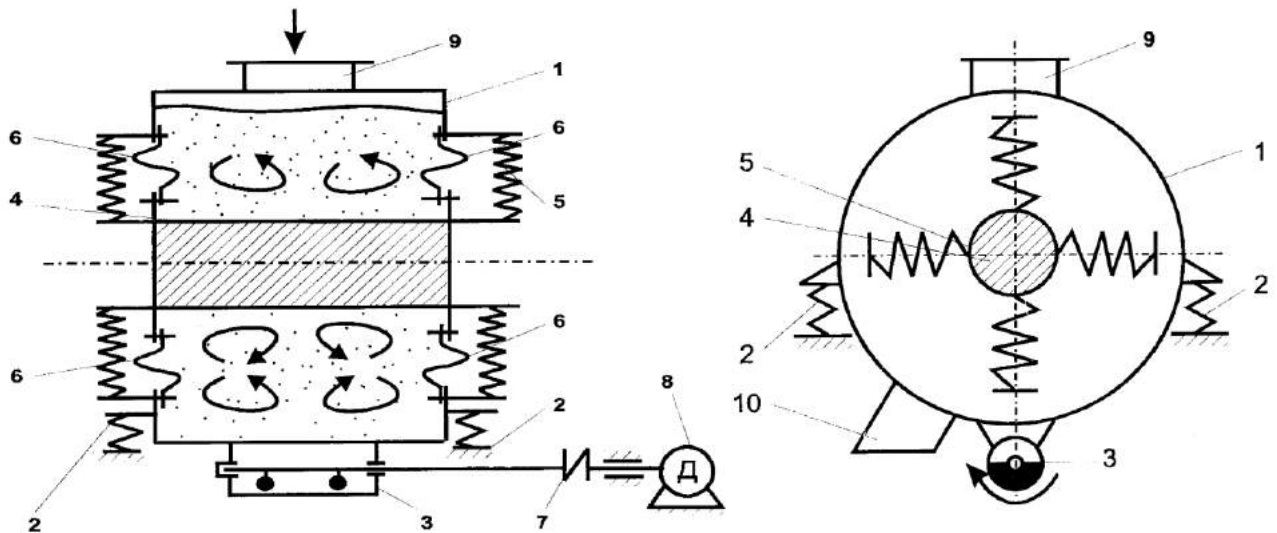


Рисунок 1.25 – Схема вібраційної машини з інерційним активатором руху робочого середовища: 1 – робоча камера; 2 – пружні опори; 3 – дебалансний вібробуджувач; 4 – активатор; 5 – пружна підвіска; 6 – еластичні стінки; 7 – еластична муфта; 8 – двигун; 9 – завантажувальна горловина; 10 – вивантажувальна горловина

Таке виконання машин для ОЗО дозволяє суттєво інтенсифікувати процес та використовувати його для обробки таких типів деталей та матеріалів, для яких раніше він був малоефективним і непродуктивним. Але суттєвим недоліком конструкції машини з інерційним активатором є необхідність регулювання пружної підвіски активатора при різних режимах роботи.

Даний недолік усунутий в конструкції розробленої віброна машини з дебалансним віброприводом активатора руху робочого середовища (рис. 1.26).

Машина для вібраційної обробки [48] складається з пружно встановленої робочої камери 1, яка заповнена робочим середовищем та оброблюваними деталями 14. На зовнішній стінці робочої камери 1 розміщений вал 3 віброзбуджувача робочої камери 4 з дебалансом 5. Вал через еластичну муфту 6 з'єднаний з електродвигуном 7. В центральній частині робочої камери 1 встановлено на пружинній підвісці 9 центральне тіло (активатор) 10, що складається з труби, в середині якої на підшипниках закріплений вал 11 з дебалансами 12. Вал 11 через еластичну муфту 6, з'єднаний з електродвигуном 8. Активатор 10 з'єднаний з робочою камерою 1 за допомогою еластичних з'єднувальних елементів 13. Зверху робочої камери 1 знаходиться завантажувальна горловина 15, а знизу – вивантажувальна горловина 16.

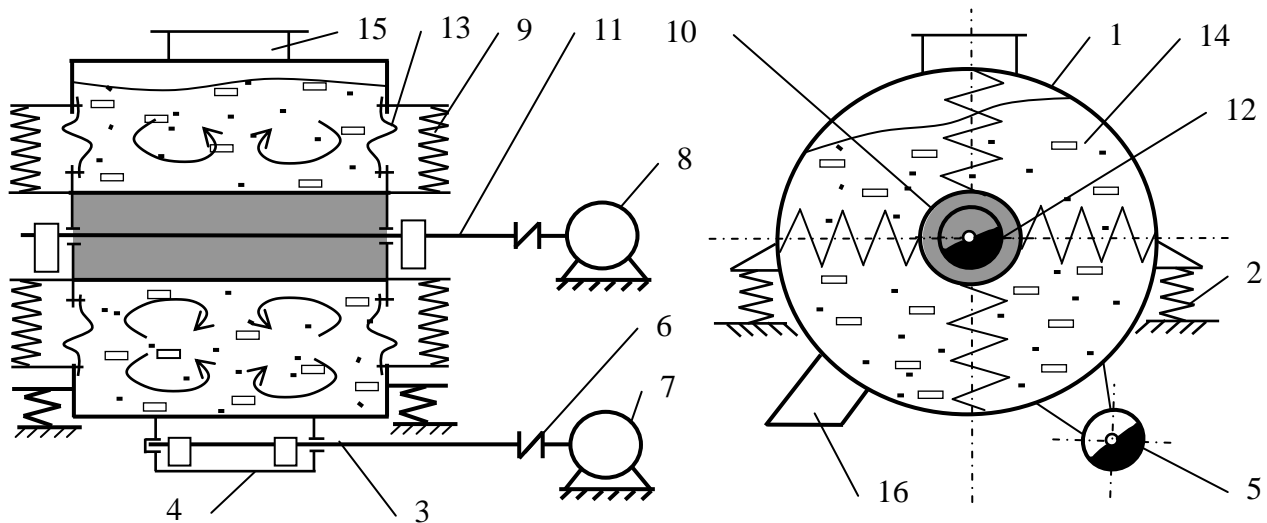


Рисунок 1.26 – Вібраційна машина з дебалансним активатором руху робочого середовища: 1 – робоча камера; 2 – пружні опори робочої камери; 3 – вал віброзбуджувача робочої камери; 4 – віброзбуджувач робочої камери; 5 – дебаланси вібропривода робочої камери; 6 – муфта еластична; 7 – електродвигун вібропривода робочої камери; 8 – електродвигун вібропривода активатора; 9 – підвіска активатора; 10 – активатор; 11 – вал віброзбуджувача активатора; 12 – дебаланси активатора; 13 – еластичні стінки робочої камери; 14 – робоче середовище з оброблюваними деталями; 15 – завантажувальна горловина; 16 – вивантажувальна горловина

Машина для вібраційної обробки працює наступним чином. Оброблювані деталі з робочим середовищем 14 через горловину 15 завантажуються в робочу камеру 1. Електродвигун 8 через еластичну муфту 6 передає крутний момент на вал 11 з дебалансами 12, при цьому активатор 10 здійснює коливний рух, траєкторія якого близька до кола. Одночасно з активатором 10 через еластичну муфту 6 приводиться в дію нижній віброзбуджувач 4, який надає робочій камері 1 коливних рухів. Даний вібропривод надає активатору 10 та робочій камері 1 коливань, частота та амплітуда яких може змінюватися в широких межах, тобто додаткова енергія, що надається активатором 9 робочій камері 1 та робочому середовищу 14 з деталями, піддається регулюванню в широкому діапазоні, що важливо для вибору оптимальних режимів обробки тих чи інших деталей та матеріалів. Крім того, регулюючи частоту обертання віброприводів активатора 10 та робочої камери 1, можна досягти того, що активатор 10 буде коліватися в протифазі з робочою камерою 1.

Це дозволить, при досить великих амплітудах, в декілька разів підвищити динамічний тиск робочого середовища 14, що сприяє інтенсифікації процесу віброобробки. Шари робочого середовища та деталей 14, що розміщені біля поверхні робочої камери 1, переміщуються в напрямку протилежному напрямку обертання вала 3 віброзбуджувача робочої камери 1, а шари робочого середовища та деталей котрі розміщені біля поверхні активатора 10 переміщуються в напрямку протилежному до напрямку обертання вала 11 віброзбуджувача центрального тіла 9. Отже, шари робочого середовища та деталей, що знаходяться біля поверхні робочої камери рухаються назустріч шарам робочого середовища, що знаходиться навколо активатора 9. Такий характер руху робочого середовища та деталей підвищує продуктивність процесу віброобробки за рахунок збільшення швидкості відносного взаємного переміщення гранул робочого середовища та оброблюваних деталей. Інтенсивність взаємного переміщення робочого середовища та деталей, які знаходяться в центральній частині робочої камери, відносно такого ж робочого середовища та деталей, які знаходяться в периферійній частині робочої камери,

також збільшується за рахунок коливань еластичних стінок 13 робочої камери 1. Після закінчення процесу віброобробки робоче середовище 14 та оброблені деталі вивантажуються через горловину 16.

Збільшення інтенсивності вібраційної обробки у розробленій машині досягається шляхом збільшення величини імпульсів, що передаються робочому середовищу та взаємної швидкості руху робочого середовища та оброблюваних деталей [49].

На основі викладеного матеріалу необхідно зазначити:

1. На основі проведеного аналізу розроблена схема способів інтенсифікації технологічних процесів в машинах з вільним кінематичним зв'язком між деталями та робочим інструментом.

2. На основі розглянутих конструкції вітчизняних та закордонних машин для вібраційної обробки деталей в вільногранульованому середовищі, проаналізувавши їх переваги та недоліки, визначено конструктивне виконання машини в якому впроваджено способи інтенсифікації процесів оздоблювально-зміцнювальної вібраційної обробки та зменшення питомих енерговитрат на здійснення цих процесів.

3. На основі проведеного аналізу існуючих методів віброзміцнення і огляду конструкцій обладнання розроблена конструктивна схема машини з активатором для оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей робочих органів ґрунтообробних агрегатів.

Основні наукові положення розділу опубліковано у працях [29, 30, 44-49].

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ВІДНОВЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ

2.1. Визначення кінетичної енергії вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища

Основна мета складання, розв'язку та аналізу диференціальних рівнянь полягає у отриманні рівнянь руху робочих органів робочої камери і активатора з завантаженням, або визначення траєкторії та значення складових їх амплітуди коливання відносно осей OX , OY від параметрів збуджуваної системи. Це дає змогу в подальшому визначити раціональні технологічні параметри роботи машини (амплітуду та частоту коливань робочого контейнера та активатора), а також потужність приводу, необхідну для реалізації технологічного процесу.

Для математичного обґрунтування технологічного процесу та принципу роботи запропонованої вібраційної машини складаємо її розрахункову схему [50-52].

Схема для визначення динаміки руху вібраційної машини з дебалансним активатором показана на рис. 2.1. Робоча камера 1 масою m_1 встановлена на рамі на пружних опорах 2. Коливний рух робочої камери забезпечує віброзбуджувач 3 з регульованими дебалансами масою m_3 , який прикріплений до зовнішньої стінки робочої камери. В центральній частині робочої камери, вздовж її осі, закріплений активатор 4 масою m_2 , положення якого в просторі забезпечується пружинами 5, які з'єднані з робочою камерою 1. В активаторі розташований вал 11 з дебалансами 12 масою m_4 .

Обґрунтування параметрів робочих органів вібраційної машини проведемо на основі розробки математичної моделі шляхом складання диференціальних рівнянь, які описують руху точок механічної системи відносно незалежних

координат [52, 53].

Для формалізації об'єкта дослідження у процесі розробки аналітичної математичної моделі функціонування робочих органів вібраційної машини приймаємо такі припущення та обмеження:

- робоча камера та активатор вібраційної машини є жорстким, твердим, недеформованим тілом;
- кутові швидкості обертання дебалансних валів робочої камери та активатора сталі;
- вплив маси завантаження враховуємо через коефіцієнт приєднаної маси, який позначимо як k_n ;
- заповнення робочої камери враховується через коефіцієнт заповнення, який позначимо як ξ_3 ;
- жорсткість пружин опорних елементів підвіски активатора однакова.

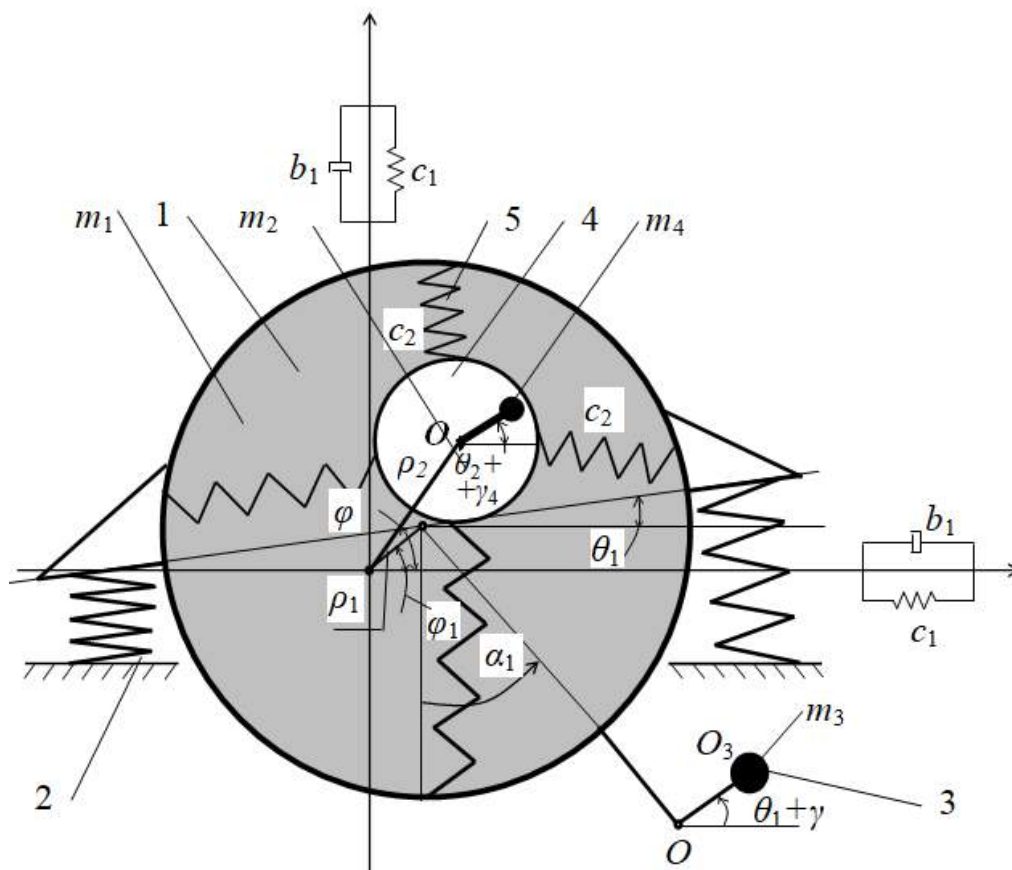


Рисунок 2.1 – Схема вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища: 1 – робоча камера; 2 – пружні опори робочої камери; 3 – дебалансний віброзбуджувач робочої камери; 4 – активатор; 5 – пружна підвіска активатора; 6 – дебаланс активатора

Для визначення моменту обертання дебалансного вала та його зміни залежно від параметрів робочих органів вібраційної машини приймаємо початок відліку нерухокої системи координат OXZ (рис. 2.1) у точці O , або в точці статичної рівноваги динамічної системи.

Робоча камера здійснює плоско-паралельний рух. Центр мас робочої камери – точка O_1 має полярні координати (ρ_1, φ_1) , що визначають її положення відносно нерухокої системи координат OXY . Точка O_2 – центр мас активатора з полярними координатами (ρ_2, φ_2) . Кут Θ_1 – кут повороту робочої камери відносно осі OX .

Всі кути відкладаються від горизонтальної прямої, яка паралельна осі OX та мають додатній напрям відліку кутів проти руху годинникової стрілки.

Для силового і енергетичного аналізу системи (у нашому випадку для визначення кінетичної енергії складових і самої машини загалом) потрібно визначити власні частоти коливань робочої камери на пружних опорах [54].

В загальному вигляді рівняння вільних вертикальних коливань робочої камери сумарною масою m робочих елементів, закріпленої на пружних елементах вздовж координати y має вигляд

$$-m\ddot{y} = cy, \quad (2.1)$$

де m – сумарна маса робочої камери, кг;

c – жорсткість пружних елементів, Н/м.

Розв'язок рівняння (2.1) відносно координати y має вигляд

$$y = c_1 \cos\left(\frac{\sqrt{ct}}{\sqrt{m}}\right) + c_2 \sin\left(\frac{\sqrt{ct}}{\sqrt{m}}\right), \quad (2.2)$$

де c_1 і c_2 – сталі інтегрування, які визначаються з початкових умов.

Величина, що стоїть під знаком трансцендентної функції є власною частотою системи (із врахуванням розмірності і гіперболічності функцій)

$$\omega c = \frac{\sqrt{c}}{\sqrt{m}}, \quad (2.3)$$

де ω – кутова швидкість системи, рад/с.

Енергія системи складається з кінетичної енергії робочої камери та її елементів, що рухаються і потенційної енергії пружинних підвісок, які залежать від жорсткості пружин. Також жорсткість пружин буде впливати на співвідношення власних та вимушених коливань. Жорсткість пружин повинна бути підібрана таким чином, щоб вона забезпечувала максимальну амплітуду коливань при визначеній масі системи і частоті вимушених коливань.

В рівняннях динаміки руху елементів системи використовується зосереджена сила, яка прикладається до робочої камери. Ця сила змушує рухатися робочу камеру і сипке середовище що знаходиться всередині [55].

Вертикальна компонента масової сили F_y (тобто сила, яка рухає сипке середовище) визначається за формулою

$$F_y = -\rho \left\{ a \left[1 + \frac{1}{2} (R + X) \omega^2 \cos(\lambda) \sin(t\omega) + g \cos(\theta) \right] \right\}, \quad (2.4)$$

де ρ – полярна координата центра мас вібраційної машини, м;

a – амплітуда коливання центра мас вібраційної машини, м;

R – радіус вектор центра мас вібраційної машини, м;

X – координата по осі OX , м;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

λ – кут нахилу до осі OY вимушеної сили коливання, рад.;

θ – кут повороту дебаланса робочої камери, рад.

Ця сила розподілена по довжині камери і для отримання виразу сумарної зосередженої сили F (Н) потрібно застосувати криволінійний інтеграл першого роду, тобто

$$F = 2 \int_{\delta}^R F_y [X, Y] \sqrt{1 + y'(x)^2} dy. \quad (2.5)$$

Твірною циліндра, який утворює робочу камеру вібраційної машини є пряма, тому отриманий криволінійний інтеграл (2.5) необхідно помножити на довжину твірної l_k (м).

Тоді в загальному вигляді сила F , яка витрачається на приведення в коливний рух камери із сипким середовищем, активатора та подолання пружних сил підвіски і приведення в коливний рух сипкого середовища буде визначатись

$$F = -gm - ac \left[1 + \frac{1}{2}(R + X) \cos(\lambda) \sin(t\omega) \right] + am \left[1 + \frac{1}{2}(R + X) \omega^2 \cos(\lambda) \sin(t\omega) \right] + \\ + \xi_k l_k \sqrt{R^2 \rho} \left[aR\omega^2 \cos(\lambda) \sin(t\omega) \right] + \operatorname{arctg} \left(\frac{7R}{\sqrt{R^2}} \right) \left[\begin{array}{l} 2g \cos(\theta) + \\ + a(2 + R\omega^2 \cos(\lambda) \sin(t\omega)) \end{array} \right] \quad , \quad (2.6)$$

де ξ_k – коефіцієнт завантаження робочої камери.

Для визначення роботи сил, які необхідні для приведення в рух елементів системи (в тому числі і сипкого середовища), останній вираз (2.6) необхідно проінтегрувати по довжині шляху на якому виконується робота, тобто по амплітуді a .

При цьому виконана робота A_i (Дж) в нашому випадку є різницею кінетичних енергій елементів і всієї системи загалом.

Тобто, в загальному випадку маємо

$$A_i = 2 \int_0^a F da \quad (2.7)$$

Визначення кінетичної енергії робочої камери проведемо таким чином.

Визначаємо кінетичну енергію робочої камери T_1 .

Тому, що робоча камера вібраційної машини здійснює складний плоско паралельний рух, кінетична енергія робочої камери T_1 (Нм) буде визначатися як сума кінетичних енергій поступального та обертового рухів робочої камери, або визначатися за залежністю

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot V_{01}^2}{2} + \frac{I_1 \cdot \omega_1^2}{2}, \quad (2.8)$$

де m_1 – маса робочої камери (кг) разом із завантаженням $m_1 = m_{\text{конт}} + k_n m_{\text{завант}}$, де $m_{\text{конт}}$ – маса робочої камери, кг; k_n – коефіцієнт приєднаної маси; $m_{\text{завант}}$ – маса завантаження, кг;

V_{01} – поступальна швидкість центра мас робочої камери, м/с;

I_1 – момент інерції робочої камери відносно осі, яка проходить через центр мас робочої камери м²;

ω_1 – кутова швидкість робочої камери (рад/с), при цьому $\omega_1 = \dot{\theta}_1$, де θ_1 – кут повороту дебаланса робочої камери, рад.

При цьому поступальна швидкість V_{01} центра мас робочої камери буде

$$V_{01}^2 = \dot{\rho}_1^2 + \rho_1^2 \dot{\varphi}_1^2, \quad (2.9)$$

де ρ_1, φ_1 – полярні координата центра мас робочої камери, м.

Отже, кінетична енергія робочої камери визначається за формулою

$$T_1 = \frac{m_1 (\dot{\rho}_1^2 + \rho_1^2 \dot{\varphi}_1^2)}{2} + \frac{I_1 \cdot \dot{\theta}_1^2}{2}. \quad (2.10)$$

Визначаємо кінетичну енергію активатора T_2 (нм).

Активатор здійснює плоский рух, тому

$$T_2 = \frac{m_2 \cdot V_{02}^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \omega_2^2}{2}, \quad (2.11)$$

де V_{02} – швидкість центра мас активатора, м/с;

I_2 – момент інерції активатора відносно осі, яка проходить через центр мас активатора, м²;

ω_2 – кутова швидкість активатора (рад/с), при цьому $\omega_2 = \dot{\theta}_2$, де θ_2 – кут повороту активатора. рад.

При цьому поступальна швидкість V_{01} центра мас активатора становить

$$V_{02}^2 = \dot{\rho}_2^2 + \rho_2^2 \dot{\varphi}_2^2. \quad (2.12)$$

де ρ_1, φ_1 – полярна координата центра мас робочої камери.

Отже, кінетична енергія активатора T_2 визначається за формулою

$$T_2 = \frac{m_2 (\dot{\rho}_2^2 + \rho_2^2 \dot{\varphi}_2^2)}{2} + \frac{I_2 \cdot \dot{\theta}_2^2}{2}, \quad (2.13)$$

де θ_2 – кут обертання активатора, рад.

Визначаємо кінетичну енергію дебаланса робочої камери.

Дебаланс робочої камери O_3 здійснює плоско паралельний рух, тому кінетична енергія дебалансів T_3 (Нм) буде визначатися як сума кінетичних енергій поступального та обертового рухів дебалансів, або визначатися

$$T_3 = \frac{m_3 \cdot V_{03}^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \omega_3^2}{2}, \quad (2.14)$$

де V_{03} – швидкість центра мас дебаланса робочої камери (м/с), при цьому порядок визначення швидкості V_{03} наведено у додатку В.1;

I_3 – момент інерції дебалансів T_3 робочої камери відносно осі, яка проходить через центр мас дебаланса, м²;

$\omega_3 = \dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3$ – сумарна кутова швидкість робочої камери та кутової швидкості дебалансів (рад/с), де γ_3 – відносний кут обертання дебаланса робочої камери, рад.

Кінетична енергія T_3 дебаланса O_3 дорівнює

$$T_3 \frac{m_3}{2} \left[\begin{aligned} & \dot{\rho}_1^2 + \rho_1^2 \dot{\phi}_1^2 + \dot{\theta}_1^2 \ell_4^2 + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2 \ell_3^2 + 2\dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ & + 2\dot{\rho}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ & + 2\dot{\phi}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \rho_1 \ell_3 \cos(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - 2\dot{\theta}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{aligned} \right] + \frac{I_3 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2}{2}, \quad (2.15)$$

де умовні позначення складових залежності (2.15) наведено в додатку В.1.

Визначаємо кінетичну енергію дебаланса активатора T_4 , Нм.

Дебаланс D активатора здійснює плоско паралельний рух, тому кінетична енергія дебаланса активатора T_4 буде визначатися як сума кінетичних енергій поступального та обертового рухів дебаланса, або визначатися за залежністю

$$T_4 = \frac{m_4 V_D^2}{2} + \frac{I_4 \omega_4^2}{2}, \quad (2.16)$$

де m_4 – маса дебаланса активатора, кг;

V_D – швидкість центра мас дебаланса (м/с), при цьому порядок визначення швидкості V_D наведено у додатку В.1;

I_4 – момент інерції дебаланса активатора відносно осі, яка проходить через центр мас дебаланса, м^2 ;

$\omega_4 = \dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4$ – сумарна кутова швидкість дебаланса та активатора (рад/с), де γ_4 – відносний кут обертання дебаланса активатора, рад.

Отже, кінетична енергія дебаланса активатора T_4 дорівнює

$$T_4 = \frac{m_4}{2} \left[\dot{\rho}_2^2 + \rho_2^2 \dot{\phi}_2^2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 d_2^2 + 2\dot{\rho}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \times \right. \\ \left. \times d_2 \sin(\varphi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + 2\dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 \rho_2 d_2 \cos(\varphi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] + I_4 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2, \quad (2.17)$$

де умовні позначення складових залежності (2.17) наведено в додатку В.1.

Визначаємо загальну сумарну кінетичну енергію вібраційної машини T .

Сумарна кінетична енергія системи вібраційного збудження робочої камери складається з енергії дебаланса робочої камери, та залежить від його маси m_2 , радіуса дебаланса ρ_2 , та його кутової швидкості $\dot{\phi}_2$, які є складовими третього доданка рівняння. Перший доданок рівняння представляє собою кутові переміщення маси робочої камери m_1 , радіуса його центра мас ρ_1 та його кутової швидкості $\dot{\phi}_1$. Інші доданки рівняння є проекціями мас робочої камери та дебаланса на відповідні осі координат.

Тоді сумарна кінетична енергія вібраційної машини визначається

$$T = \frac{m_1 (\dot{\rho}_1^2 + \rho_1^2 \dot{\phi}_1^2)}{2} + \frac{I_1 \cdot \dot{\theta}_1^2}{2} + \frac{m_2 (\dot{\rho}_2^2 + \rho_2^2 \dot{\phi}_2^2)}{2} + \frac{I_2 \dot{\theta}_2^2}{2} + \frac{I_3 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2}{2} + \\ + \frac{m_3}{2} \left[\dot{\rho}_1^2 + \rho_1^2 \dot{\phi}_1^2 + \dot{\theta}_1^2 \ell_4^2 + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2 \ell_3^2 + 2\dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \right. \\ \left. + 2\dot{\rho}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \right. \\ \left. + 2\dot{\phi}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_2 - \gamma_3 - \theta_1) - 2\dot{\theta}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) \right] + \quad (2.18) \\ + \frac{m_4}{2} \left[\dot{\rho}_2^2 + \rho_2^2 \dot{\phi}_2^2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 d_2^2 + 2\dot{\rho}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \sin(\varphi_2 - \gamma_2 - \theta_2) + \right. \\ \left. + 2\dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \cos(\varphi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] + \frac{I_4 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2}{2}.$$

Отримана залежність (2.18) дозволяє визначати кінетичну енергію, як окремих складових динамічної системи, так і для всієї динамічної системи вібраційної машини загалом.

Використовуючи принцип Д'Аламбера-Лагранжа щодо узагальнюючих сил і для кінетичної енергії, в подальшому можна отримати диференціальні рівняння руху робочої камери та інших складових системи. Ці рівняння будуть слугувати основою для визначення раціональних параметрів і режимів роботи вібраційної машини (в першу чергу – амплітуди та частоти коливання), а також потужності, яка необхідна для приводу машини в робочий стан [56-58].

У загальному вигляді узагальнене рівняння руху динамічної системи пов'язує узагальнені сили, узагальнені координати та кінетичну енергію системи наступним чином:

$$\theta_i = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right). \quad (2.19)$$

Для складання рівнянь Лагранжа 2-го роду у подальшому визначимо узагальнені сили, узагальнені координати та кінетичну енергію системи узагальнюючі сили та рівняння Лагранжа другого роду.

Для визначення кінетичної енергії системи складемо диференціальні рівняння, які мають вигляд:

- часткова похідна кінетичної енергії центра мас робочої камери від полярної координати ρ_1

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_1} = m_1 \dot{\rho}_1 + m_3 \left[\dot{\rho}_1 + \dot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \rho_1} = m_1 \rho_1 \dot{\phi}_1^2 + m_3 \left[\rho_1 \dot{\phi}_1^2 - \dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \dot{\phi}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \right] \end{cases}; \quad (2.20)$$

- різниця повної та часткової похідної кінетичної енергії центра мас робочої камери від полярної координати ρ_1

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho_1} = & (m_1 + m_3) (\ddot{\rho}_1 - \rho_1 \dot{\phi}_1^2) + \\ & + m_3 \left[\ddot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) + \right. \\ & \left. + \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2 \ell_3 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) \right], \end{aligned} \quad (2.21)$$

де порядок визначення формули (2.21) наведено у додатку В.2;

- часткова похідна кінетичної енергії центра мас робочої камери від полярної координати ϕ_1 , яка характеризує зміну положення робочої камери вібраційної машини

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} = m_3 \left[-\dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \dot{\rho}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \right. \\ \left. - \dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \dot{\phi}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} = m_1 \rho_1^2 \dot{\phi}_1 + m_3 \left[\rho_1^2 \dot{\phi}_1 - \dot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \right] \end{array} \right. ; (2.22)$$

- різниця повної та часткової похідної кінетичної енергії центра мас робочої камери від полярної координати ϕ_1 , яка характеризує зміну положення робочої камери вібраційної машини

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} = (m_1 + m_3) (\rho_1 \ddot{\phi}_1 + 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1) + \\ + m_3 \left[-\ddot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \right. \\ \left. + \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \right] \rho_1, \quad (2.23)$$

де порядок визначення формули (2.23) наведено у додатку В.2;

- часткова похідна кінетичної енергії центра мас робочої камери від її кута обертання θ_1

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1} = m_3 \left[\dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \dot{\rho}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \right. \\ \left. + \dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \dot{\phi}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \theta_1} = I_1 \dot{\theta}_1 + I_3 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) + m_3 \left[\dot{\theta}_1 \ell_4^2 + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3^2 + \dot{\rho}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \right. \\ \left. + \dot{\rho}_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \right. \\ \left. + \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - (2\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \times \right. \\ \left. \times \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) \right] \end{array} \right. ; (2.24)$$

- різниця повної та часткової похідної кінетичної енергії центра мас робочої камери від її кута обертання θ_1

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_1} = (I_1 + m_3 \ell_4^2) \ddot{\theta}_1 + (I_3 + m_3 \ell_3^2) (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) +$$

$$+ m_3 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \ddot{\rho}_1 \ell_3 \sin(\phi_2 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - (2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) - 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \\ - \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - (2\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \dot{\gamma}_3 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{array} \right], \quad (2.25)$$

де порядок визначення формули (2.25) наведено у додатку В.2;

- часткова похідна кінетичної енергії центра мас активатора робочої камери від полярної координати ρ_2

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \rho_2} = m_2 \rho_2 \dot{\phi}_2^2 + m_4 \left[\rho_2 \dot{\phi}_2^2 + \dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_2} = m_2 \rho_2 + m_4 \left[\dot{\rho}_2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] \end{array} \right. ; \quad (2.26)$$

- різниця повної та часткової похідної кінетичної енергії центра мас активатора робочої камери від полярної координати ρ_2

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho_2} = (m_2 + m_4) (\ddot{\rho}_2 - \dot{\phi}_2^2 \rho_2) +$$

$$+ m_4 \left[\begin{array}{l} (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 \times \\ \times d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right], \quad (2.27)$$

де порядок визначення формули (2.27) наведено у додатку В.2;

- часткова похідна кінетичної енергії центра мас активатора робочої камери від полярної координати ϕ_2 ,

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \phi_2} = m_4 \left[\dot{\rho}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} = m_2 \rho_2^2 \dot{\phi}_2 + m_4 \left[\rho_2^2 \dot{\phi}_2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] \end{array} \right. ; \quad (2.28)$$

- різниця повної та часткової похідної кінетичної енергії центра мас активатора робочої камери від полярної координати ϕ_2

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} = \left(\begin{array}{l} (m_2 + m_4)(\rho_2 \ddot{\phi}_2 + 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2) + \\ + m_4 \rho_2 \left[(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 \times \right. \\ \left. \times d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] \end{array} \right), \quad (2.29)$$

де порядок визначення формули (2.29) наведено у додатку В.2;

- часткова похідна кінетичної енергії центра мас активатора робочої камери від його кута обертання θ_2

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \theta_2} = m_4 \left[-\dot{\rho}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_2} = I_2 \dot{\theta}_2 + I_4 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) + m_4 \left[(\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2^2 + \dot{\rho}_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \right. \\ \left. + \dot{\phi}_2 \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 + \gamma_4 - \theta_2) \right] \end{array} \right. ; \quad (2.30)$$

- різниця повної та часткової похідної кінетичної енергії центра мас активатора робочої камери від його кута обертання θ_2

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_2} = I_2 \ddot{\theta}_2 + (I_4 + m_4 d_2^2) (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) + \\ + m_4 \left[\ddot{\rho}_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \rho_2 \ddot{\phi}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \right. \\ \left. + 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \dot{\phi}_2^2 \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right], \quad (2.31)$$

де порядок визначення формули (2.31) наведено у додатку В.2;

- часткова похідна кінетичної енергії центра мас дебаланса робочої камери від його відносного кута обертання γ_3

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \gamma_3} = m_3 \left[-\dot{\rho}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^{\ell_3} \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \dot{\phi}_1 \rho_1^{\ell_3} (\theta_1 + \gamma_3) \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \right. \\ \left. - \dot{\theta}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^{\ell_3 \ell_4} \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_3} = I_3 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) + m_3 \left[(\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^{\ell_3^2} + \dot{\rho}_1^{\ell_3} \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \right. \\ \left. + \dot{\phi}_1 \rho_1^{\ell_3} \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \dot{\theta}_1^{\ell_3 \ell_4} \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) \right] \end{array} \right. ; \quad (2.32)$$

- різниця повної та часткової похідної кінетичної енергії центра мас дебаланса робочої камери вібраційної машини від його відносного кута обертання γ_3

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma_3} = (I_3 + m_3 \ell_3^2) (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) +$$

$$+ m_3 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \ddot{\theta}_1 \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) + 2 \dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \dot{\theta}_1^2 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{array} \right] \quad , (2.33)$$

де порядок визначення формули (2.33) наведено у додатку В.2;

- часткова похідна кінетичної енергії центра мас дебаланса активатора вібраційної машини від його відносного кута обертання γ_4

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \gamma_4} = m_4 \left[-\dot{\rho}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \gamma_4} = I_4 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) + m_4 \left[(\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2^2 + \dot{\rho}_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \right. \\ \left. + \dot{\phi}_2 \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] \end{array} \right. \quad ; (2.34)$$

- різниця повної та часткової похідної кінетичної енергії центра мас дебаланса активатора вібраційної машини від його відносного кута обертання γ_4

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma_4} = (I_4 + m_4 d_2^2) (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) +$$

$$+ m_4 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_1 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \dot{\phi}_2 \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + 2 \dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \dot{\phi}_2^2 \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right] \quad , (2.35)$$

де порядок визначення формули (2.35) наведено у додатку В.2.

Для розробки математичної моделі функціонального процесу роботи вібраційної машини, або подальшого складання диференціального рівняння Лагранжа II-го роду необхідно визначити всі сили, які діють під час виконання процесу та визначити узагальнену силу і моменти сил [59, 60].

2.2. Визначення узагальнених сил та моментів сил відносно системи координат

На основі принципової схеми машини, яка наведена на рис. 2.1 визначаємо узагальнені сили та моменти сил, які вони створюють. Згідно з рис. 2.1 під час роботи вібраційної машини діють такі узагальнені сили та моменти сил:

- сила ваги робочої камери P_1 , Н;
- сила ваги активатора P_2 , Н;
- сила ваги дебаланса P_3 , Н;
- сили пружності вертикальних пружин F_{1y} (Н) на яких утримується робоча камера, горизонтальних пружин F_{1x} (Н), які підтримують робочу камеру, опору середовища R_{1y} (Н) ззовні робочої камери в вертикальній площині, опору середовища R_{1x} (Н) ззовні робочої камери в горизонтальній площині, відповідно

$$F_{1y} = c_{1y}(\rho_1 \sin \phi_1 - \delta_{CT}); \quad F_{1x} = c_{1x}\rho_1 \cos \phi_1; \quad (2.36)$$

$$R_{1y} = \epsilon_{1y}(\dot{\rho}_1 \sin \phi_1 + \rho_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1); \quad R_{1x} = \epsilon_{1x}(\dot{\rho}_1 \cos \phi_1 - \rho_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1); \quad (2.37)$$

- моменти пружності M_{1C} , що протидіє обертанню робочої камери, опору середовища $M_{1\epsilon}$ (Нм) ззовні робочої камери, момент сил електромагнітного поля M_{el} (Нм), момент опору M_{on} (Нм) в підшипниках дебаланса, відповідно

$$M_{1C} = c_{1\theta}\theta_1; \quad M_{1\epsilon} = \epsilon_{1\theta}\dot{\theta}_1; \quad M_{el} = \frac{2M_{кр}(\omega_0 - \omega_{кр})(\omega_0 - \omega_3)}{(\omega_0 - \omega_3)^2 + (\omega_0 - \omega_{кр})^2}; \quad M_{on} = fNr, \quad (2.38)$$

де $M_{кр} = const$;

ω_0 – синхронна кутова швидкість обертання магнітного поля, рад/с;

$\omega_{кр}$ – критичне значення кутової швидкості обертання магнітного поля, рад/с;

ω_3 – поточна кутова швидкість дебаланса, рад/с;

f – коефіцієнт тертя ковзання;

N – нормальна реакція, Н;

r – радіус вала в точці O_4 , м.

Для визначення величини нормальної реакції координати центра мас дебаланса розглянемо складену розрахункову схему, рис. 2.2.

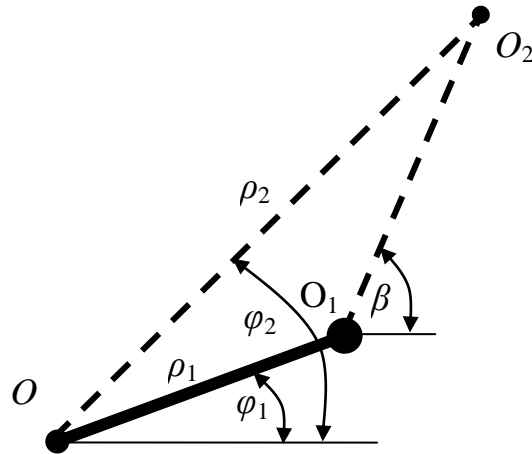


Рисунок 2.2 – Схема для визначення величини нормальної реакції координати центра мас дебаланса робочої камери

Приймаємо припущення, що сила пружності F (Н) діє вздовж лінії O_1O_2 , при цьому

$$F = c_2 \Delta \ell, \quad (2.39)$$

$$\text{де } \operatorname{tg} \beta = \frac{\rho_2 \sin \phi_2 - \rho_1 \sin \phi_1}{\rho_2 \cos \phi_2 - \rho_1 \cos \phi_1};$$

$$\Delta \ell^2 = (\rho_2 \cos \phi_2 - \rho_1 \cos \phi_1)^2 + (\rho_2 \sin \phi_2 - \rho_1 \sin \phi_1)^2 = \rho_2^2 + \rho_1^2 - 2\rho_1\rho_2 \cos(\phi_2 - \phi_1).$$

Крім того під час роботи вібраційної машини діють також такі узагальнені сили та моменти сил:

- сила дії активатора F_2 (Н) та момент пружності M_2 протидії обертанню активатора

$$F_2 = c_2 \Delta \ell; \quad M_2 = c_{2\theta} (\theta_2 - \theta_1) \neq, \quad (2.40)$$

$$\text{де } \Delta \ell^2 = \rho_2^2 + \rho_1^2 - 2\rho_1\rho_2 \cos(\phi_2 - \phi_1), \text{ м};$$

- вага сили P_4 дебаланса активатора, Н; крутний момент дебаланса $M_{2ем}$,
Нм; момент опору в підшипниках дебаланса активатора $M_{2он}$, Нм

$$M_{2он} = f_2 N_2 r_2, \quad (2.41)$$

де f_2 – коефіцієнт тертя ковзання;

N_2 – нормальна реакція, Н;

r_2 – радіус вала в точці O_2 , м.

Визначимо координати точки D під час руху дебаланса активатора вібраційної машини:

$$\left. \begin{aligned} X_D &= \rho_2 \cos \phi_2 + d_2 \cos(\gamma_4 + \theta_2); \\ Y_D &= \rho_2 \sin \phi_2 + d_2 \sin(\gamma_4 + \theta_2) \end{aligned} \right\}. \quad (2.42)$$

Тоді згідно з (2.42) проекції швидкості і прискорення руху дебаланса активатора на осі системи координат визначаються за формулами:

- проекції швидкості руху дебаланса активатора

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_D &= \dot{\rho}_2 \cos \phi_2 - \rho_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 - d_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2) \sin(\gamma_4 + \theta_2); \\ \dot{Y}_D &= \dot{\rho}_2 \sin \phi_2 + \rho_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + d_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2) \cos(\gamma_4 + \theta_2) \end{aligned} \right\}; \quad (2.43)$$

- проекції прискорення руху дебаланса активатора

$$\left. \begin{aligned} \ddot{X}_D &= \ddot{\rho}_2 \cos \phi_2 - 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 - \rho_2 \ddot{\phi}_2 \sin \phi_2 - \rho_2 \dot{\phi}_2^2 \cos \phi_2 - d_2 (\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) \sin(\gamma_4 + \theta_2); \\ \ddot{Y}_D &= \ddot{\rho}_2 \sin \phi_2 + 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + \rho_2 \ddot{\phi}_2 \cos \phi_2 - \rho_2 \dot{\phi}_2^2 \sin \phi_2 + d_2 (\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) \cos(\gamma_4 + \theta_2) - \\ &- d_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 \sin(\gamma_4 + \theta_2) - d_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 \cos(\gamma_4 + \theta_2) \end{aligned} \right\}. \quad (2.44)$$

Величина прискорення точки D руху активатора дорівнює

$$\begin{aligned} * a_D^2 &= \ddot{X}_D^2 + \ddot{Y}_D^2 = \ddot{\rho}_2^2 + 4\dot{\rho}_2^2 \dot{\phi}_2^2 + \rho_2^2 \ddot{\phi}_2^2 + \rho_2^2 \dot{\phi}_2^4 + d_2^2 (\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2)^2 + d_2^2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^4 - \\ &- 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2^2 \rho_2 + 2\ddot{\rho}_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2) d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - 2\dot{\rho}_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ &+ 4\ddot{\phi}_2 \dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 \rho_2 + 4(\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) \dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + 4\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ &+ 2(\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) \dot{\phi}_2^2 \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + 2\ddot{\phi}_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \\ &- 2(\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) \dot{\phi}_2^2 \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + 2\dot{\phi}_2^2 (\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) \phi_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{aligned}$$

* - порядковий номер формули (2.45).

Нормальна реакція опору в опорі підшипників дебаланса активатора визначається за формулою

$$N_2 = m_4 a_D. \quad (2.46)$$

Тоді, момент опору в підшипниках дебаланса активатора M_{2on} дорівнює

$$M_{2on} = f_2 r_2 m_4 \left[\begin{aligned} & \left(\ddot{\rho}_2^2 + 4\dot{\rho}_2^2 \dot{\phi}_2^2 + \rho_2^2 \ddot{\phi}_2^2 + \rho_2^2 \dot{\phi}_2^4 + d_2^2 (\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2)^2 + d_2^2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^4 - \right. \\ & \left. -2\ddot{\rho}_2 \dot{\phi}_2^2 \rho_2 + 4\ddot{\phi}_2 \dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 \rho_2 + \left(-2\ddot{\rho}_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 d_2 + 4(\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) \dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 d_2 + \right. \right. \\ & \left. \left. + 2(\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2) \ddot{\phi}_2 \rho_2 d_2 + 2\dot{\phi}_2^2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 \rho_2 d_2 \right) \right] \times \\ & \times \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ & \left. + \left(2\ddot{\rho}_2 (\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) d_2 + 4\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 d_2 + 2\ddot{\phi}_2 (\dot{\gamma}_4 + \dot{\theta}_2)^2 \rho_2 d_2 - \right. \right. \\ & \left. \left. - 2(\ddot{\gamma}_4 + \ddot{\theta}_2) \dot{\phi}_2^2 \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right) \right]^{1/2}. \quad (2.47) \end{aligned}$$

Визначаємо узагальнені сили по осях системи координат:

$$\begin{aligned} & (m_1 + m_3) \ddot{x}_1 + m_3 \left[\ddot{\phi}_1 \cdot \ell_4 \cdot \cos \varphi_1 - \dot{\phi}_1^2 \ell_4 \sin \varphi_1 - (\ddot{\phi}_1 + \ddot{\phi}_3) \cdot \ell_3 \sin(\varphi_1 + \varphi_3) - \right. \\ & \left. - (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_3)^2 \cdot \ell_3 \cos(\varphi_1 + \varphi_3) \right] = -b_{1x} \cdot \dot{x}_1 - c_{1x} \cdot x_1 + \alpha_x (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \end{aligned}; \quad (2.48)$$

$$\begin{aligned} & (m_1 + m_3) \ddot{y}_1 + m_3 \left[\ddot{\phi}_1 \cdot \ell_4 \cdot \sin \varphi_1 + \dot{\phi}_1^2 \ell_4 \cos \varphi_1 + (\ddot{\phi}_1 + \ddot{\phi}_3) \cdot \ell_3 \cos(\varphi_1 + \varphi_3) - \right. \\ & \left. - (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_3)^2 \cdot \ell_3 \sin(\varphi_1 + \varphi_3) \right] = -b_{1y} \cdot \dot{y}_1 - c_{1y} \cdot y_1 + \alpha_y (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - P_1 - P_3 \end{aligned}; \quad (2.49)$$

$$\begin{aligned} & (J_1 + m_3 \ell_4^2 + m_3 \ell_3^2) \ddot{\phi}_1 + m_3 \left[\ddot{\phi}_3 \cdot \ell_3^2 + \ddot{x}_1 \cdot \ell_4 \cos \varphi_1 + \ddot{y}_1 \cdot \ell_4 \sin \varphi_1 - \ddot{x}_1 \cdot \ell_3 \sin(\varphi_1 + \varphi_3) + \right. \\ & \left. + \ddot{y}_1 \cdot \ell_3 \cos(\varphi_1 + \varphi_3) - (2\ddot{\phi}_1 + \ddot{\phi}_3) \ell_3 \cdot \ell_4 \sin \varphi_3 - (2\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_3) \dot{\phi}_3 \cdot \ell_3 \cdot \ell_4 \cos \varphi_3 \right] = \\ & = -b_{1\phi} \cdot \dot{\phi}_1 - c_{1\phi} \cdot \phi_1 + \alpha_\phi (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) - P_3 \left[\ell_4 \sin \varphi_1 + \ell_3 \cos(\varphi_1 + \varphi_3) \right] \end{aligned}; \quad (2.50)$$

$$\begin{aligned} & (m_2 + m_5) \ddot{x}_2 + m_5 \left[(\ddot{\phi}_2 + \ddot{\phi}_5) \cdot \ell_5 \cos(\varphi_2 + \varphi_5) - (\dot{\phi}_2 + \dot{\phi}_5)^2 \cdot \ell_5 \sin(\varphi_2 + \varphi_5) \right] = \\ & = -b_{2x} \cdot \dot{x}_2 - c_{2x} \cdot x_2 + \alpha_x (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \end{aligned}; \quad (2.51)$$

$$\begin{aligned} & (m_2 + m_5) \ddot{y}_2 + m_5 \left[-(\ddot{\phi}_2 + \ddot{\phi}_5) \cdot \ell_5 \cdot \sin(\varphi_2 + \varphi_5) - (\dot{\phi}_2 + \dot{\phi}_5)^2 \cdot \ell_5 \cos(\varphi_2 + \varphi_5) \right] = \\ & = -b_{2y} \cdot \dot{y}_2 - c_{2y} \cdot y_2 + \alpha_y (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - P_2 - P_5 \end{aligned}; \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} & (J_2 + m_5 \ell_5^2) \ddot{\phi}_2 + m_5 \left[\ddot{\phi}_5 \cdot \ell_5^2 + \ddot{x}_2 \cdot \ell_5 \sin(\phi_2 + \phi_5) + \ddot{y}_2 \cdot \ell_5 \cos(\phi_2 + \phi_5) \right] = ; \quad (2.53) \\ & = -b_{2\phi} \cdot \dot{\phi}_2 - c_{2\phi} \cdot \phi_2 - \alpha_\phi (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) - P_5 \cdot \ell_5 \cos(\phi_2 + \phi_5); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & m_3 \left[(\ddot{\phi}_1 + \ddot{\phi}_3) \cdot \ell_3^2 - \ddot{x}_1 \cdot \ell_3 \sin(\phi_1 + \phi_3) + \ddot{y}_1 \cdot \ell_3 \cos(\phi_1 + \phi_3) - \right. \\ & \left. - \dot{\phi}_1 \cdot \ell_3 \cdot \ell_4 \sin \phi_3 + \dot{\phi}_3^2 \cdot \ell_3 \cdot \ell_4 \cos \phi_3 \right] = -P_3 \cdot \ell_3 \cos(\phi_1 + \phi_3); \quad (2.54) \\ & m_5 \left[(\ddot{\phi}_2 + \ddot{\phi}_5) \cdot \ell_5^2 - \ddot{x}_2 \cdot \ell_5 \sin(\phi_2 + \phi_5) + \ddot{y}_2 \cdot \ell_5 \cos(\phi_2 + \phi_5) \right] = \\ & = -P_5 \cdot \ell_5 \cos(\phi_2 + \phi_5). \end{aligned}$$

2.3. Розробка диференціальних рівнянь руху робочих органів вібраційної машини

На основі залежностей викладених в пункті 2.2 складаємо систему диференціальних рівнянь руху робочої камери та інших елементів, що входять до складу вібраційної машини.

Складаємо систему рівнянь, яка утворює рівняння Лагранжа 2-роду :

$$\begin{aligned} & (m_1 + m_3) (\ddot{\rho}_1 - \rho_1 \dot{\phi}_1^2) + m_3 \left[\ddot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) + \right. \\ & \left. + \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2 \ell_3 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) \right] = \\ & = -c_{1y} \rho_1 \sin^2 \phi_1 - c_{1x} \rho_1 \cos^2 \phi_1 - b_{1y} (\dot{\rho}_3 \sin \phi_1 + \rho_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1) \sin \phi_1 - \\ & - b_{1x} (\dot{\rho}_1 \cos \phi_1 - \rho_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1) \cos \phi_1 + F_2 \cos(\beta - \phi_1) \quad ; \quad (2.55) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (m_1 + m_3) (\rho_1 \ddot{\phi}_1 + 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1) + m_3 \left[-\ddot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \right. \\ & \left. + (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \right. \\ & \left. + \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \right. \\ & \left. + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \right] = ; \quad (2.56) \\ & = -c_{1y} \rho_1 \sin \phi_1 \cos \phi_1 + c_{1x} \rho_1 \sin \phi_1 \cos \phi_1 - \\ & - b_{1y} (\dot{\rho}_1 \sin \phi_1 + \rho_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1) \cos \phi_1 + \\ & + b_{1x} (\dot{\rho}_1 \cos \phi_1 - \rho_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1) \sin \phi_1 + F_2 \sin(\phi_1 - \beta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (I_1 + m_3 \ell_4^2) \ddot{\theta}_1 + (I_3 + m_3 \ell_3^2) (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) + \\
& + m_3 \left[\begin{aligned} & \ddot{\rho}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \ddot{\rho}_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ & - \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ & - (2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) - 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ & + 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \rho_1 \dot{\phi}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \\ & - \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - (2\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \dot{\gamma}_3 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{aligned} \right] = \quad ; \quad (2.57) \\
& = -m_3 g (\ell_4 \sin(\theta_1 + \alpha_{14}) + \ell_3 \cos(\theta_1 + \gamma_3)) - {}_{10}\dot{\theta}_1 - C_{10\theta} \theta_1 + C_{20\theta} (\theta_2 - \theta_1);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (m_2 + m_4) (\ddot{\rho}_2 - \dot{\phi}_2^2 \rho_2) + \\
& + m_4 \left[(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) d_3 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] = -F_2 \cos(\beta - \phi_2) \quad ; \quad (2.58)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (m_2 + m_4) (\rho_2 \ddot{\phi}_2 + 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2) + m_4 \left[\begin{aligned} & (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ & + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{aligned} \right] = -F_2 \sin(\phi_2 - \beta); \quad (2.59)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_2 \ddot{\theta}_2 + (I_4 + m_4 d_2^2) (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) + \\
& + m_4 \left[\begin{aligned} & \ddot{\rho}_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \dot{\phi}_2 \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ & + 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \dot{\phi}_2^2 \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{aligned} \right] = -c_{2\theta} (\theta_2 - \theta_1) \quad ; \quad (2.60)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (I_3 + m_3 \ell_3^2) (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) + \\
& + m_3 \left[\begin{aligned} & \ddot{\rho}_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \dot{\theta}_1 \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) + \\ & + 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \dot{\theta}_1^2 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{aligned} \right] =, \quad (2.61) \\
& = -m_3 g \ell_3 \cos(\gamma_3 + \theta_1) + M_{1em} - M_{1on};
\end{aligned}$$

де $M_{1on} = f_1 N_1 r_1$ – момент опору в підшипнику дебаланса, Нм;

f_1 – коефіцієнт тертя ковзання;

N_1 – нормальна реакція, Н;

r_1 – радіус кола в точці O_4 , м.

Визначимо величину нормальної реакції N_1 сили опору в підшипнику.

Для цього знаходимо координати центра мас дебаланса.

При цьому

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= \rho_1 \cos \phi_1 + \ell_4 \sin(\theta_1 + \alpha_{14}) + \ell_3 \cos(\gamma_3 + \theta_1); \\ y_3 &= \rho_1 \sin \phi_1 - \ell_4 \cos(\theta_1 + \alpha_{14}) + \ell_3 \sin(\gamma_3 + \theta_1) \end{aligned} \right\} \quad (2.62)$$

Крім того визначаємо:

- швидкість центра мас дебаланса відносно осей

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_3 &= \dot{\rho}_1 \cos \phi_1 - \dot{\phi}_1 \rho_1 \sin \phi_1 + \dot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\theta_1 + \alpha_{14}) - (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1) \ell_3 \sin(\gamma_3 + \theta_1); \\ \dot{y}_3 &= \dot{\rho}_1 \sin \phi_1 + \dot{\phi}_1 \rho_1 \cos \phi_1 + \dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\theta_1 + \alpha_{14}) + (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1) \ell_3 \cos(\gamma_3 + \theta_1) \end{aligned} \right\}; \quad (2.63)$$

- прискорення центра мас дебаланса відносно осей

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_3 &= \ddot{\rho}_1 \cos \phi_1 - 2\dot{\phi}_1 \dot{\rho}_1 \sin \phi_1 - \ddot{\phi}_1 \rho_1 \sin \phi_1 - \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \cos \phi_1 + \ddot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\theta_1 + \alpha_{14}) - \\ &- \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \sin(\theta_1 + \alpha_{14}) - (\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \ell_3 \sin(\gamma_3 + \theta_1) - (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 \cos(\gamma_3 + \theta_1); \\ \ddot{y}_3 &= \ddot{\rho}_1 \sin \phi_1 + 2\dot{\phi}_1 \dot{\rho}_1 \cos \phi_1 + \ddot{\phi}_1 \rho_1 \cos \phi_1 - \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \sin \phi_1 + \ddot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\theta_1 + \alpha_{14}) - \\ &- \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \cos(\theta_1 + \alpha_{14}) + (\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \ell_3 \cos(\gamma_3 + \theta_1) - (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 \sin(\gamma_3 + \theta_1) \end{aligned} \right\}; \quad (2.64)$$

- сумарне прискорення центра мас дебаланса

$$\begin{aligned} a_3^2 &= \ddot{x}_3^2 + \ddot{y}_3^2 = \ddot{\rho}_1^2 + 4\dot{\phi}_1^2 \dot{\rho}_1^2 + \ddot{\phi}_1^2 \rho_1^2 + \dot{\phi}_1^4 \rho_1^2 + \ddot{\theta}_1^2 \ell_4^2 + \dot{\theta}_1^4 \ell_4^2 + (\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1)^2 \ell_3^2 + \\ &+ (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3^2 - 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1^2 \rho_1 + 2\dot{\rho}_1 \ddot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + 2\dot{\rho}_1 \ddot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ &+ 2\dot{\rho}_1 (\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - 2\dot{\rho}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \\ &+ 4\ddot{\phi}_1 \dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \rho_1 - 4\ddot{\theta}_1 \dot{\phi}_1 \dot{\rho}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + 4\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ &+ 4(\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + 4\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ &- 2\ddot{\phi}_1 \ddot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + 2\ddot{\phi}_1 \dot{\theta}_1^2 \rho_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ &+ 2\ddot{\phi}_1 (\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + 2\ddot{\phi}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ &- 2\ddot{\theta}_1 \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - 2\dot{\phi}_1^2 \dot{\theta}_1^2 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \\ &- 2(\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + 2\dot{\phi}_1^2 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ &- 2\ddot{\theta}_1 (\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \ell_4 \ell_3 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) - 2\ddot{\theta}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_4 \ell_3 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) + \\ &+ 2(\ddot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \dot{\theta}_1^2 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) - 2\dot{\theta}_1^2 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{aligned} \quad (2.65)$$

Приймаємо, що нормальна реакція підшипника дебаланса дорівнює $N_1 = m_3 a_3$.

Тоді момент опору в підшипнику дебаланса (точка O_4) визначається за залежністю

$$\begin{aligned}
 M_{1on} = f_1 r_1 m_3 & \left(\begin{aligned}
 & \ddot{\rho}_1^2 + 4\dot{\phi}_1^2 \dot{\rho}_1^2 + \ddot{\phi}_1 \rho_1^2 + \dot{\phi}_1^4 \rho_1^2 + \ddot{\theta}_1 \ell_4^2 + \\
 & + \dot{\theta}_1^4 \ell_4^2 + (\dot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1)^2 \ell_3^2 + \\
 & + (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^4 \ell_3^2 - 2\ddot{\rho}_1 \dot{\phi}_1^2 \rho_1 + 4\ddot{\phi}_1 \dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \rho_1 + \\
 & + (2\ddot{\rho}_1 \ddot{\theta}_1 \ell_4 + 4\dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1^2 \ell_4 + 2\ddot{\phi}_1 \dot{\theta}_1^2 \rho_1 \ell_4 - 2\ddot{\theta}_1 \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_4) \times \\
 & \times \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (2\ddot{\rho}_1 \dot{\theta}_1^2 \ell_4 - 4\ddot{\theta}_1 \dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 - 2\ddot{\phi}_1 \ddot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 - \\
 & - 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1^2 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\
 & + \left(2\ddot{\rho}_1 (\dot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \ell_3 - 4\ddot{\theta}_1 \dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 + 4\dot{\phi}_1 \dot{\rho}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 + \right. \\
 & \left. + 2\ddot{\phi}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 - 2(\dot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \phi_1^2 \rho_1 \ell_3 \right) \times \\
 & \times \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \left(-2\ddot{\rho}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 + 4(\dot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1 \ell_3 + \right. \\
 & \left. + 2\ddot{\phi}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1) \rho_1 \ell_3 + 2\dot{\phi}_1^2 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \rho_1 \ell_3 \right) \times \\
 & \times \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \left(2\ddot{\theta}_1 (\dot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \ell_3 \ell_4 + 2\dot{\theta}_1^2 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 \ell_4 \right) \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) + \\
 & + \left(-2\ddot{\theta}_1 (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 \ell_4 + 2(\dot{\gamma}_3 + \ddot{\theta}_1) \dot{\theta}_1^2 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \right)^{\frac{1}{2}}
 \end{aligned} \right) \times \quad . \quad (2.66)
 \end{aligned}$$

Проведемо заміну складових рівнянь. При цьому

$$\begin{cases}
 F_2 \cos(\beta - \phi_1) = c_2 (\rho_2 \cos(\phi_2 - \phi_1) - \rho_1); \\
 F_2 \sin(\phi_1 - \beta) = c_2 \rho_2 (\phi_2 - \phi_1); \\
 -F_2 \cos(\beta - \phi_2) = -c_2 (\rho_2 - \rho_1 \cos(\phi_2 - \phi_1)); \\
 -F_2 \sin(\phi_2 - \beta) = -c_2 \rho_1 (\phi_2 - \phi_1)
 \end{cases}; \quad (2.67)$$

де c_2 – жорсткість пружини між активатором і корпусом робочої камери, Н/м.

Відкинемо менші величини рівняння (2.67).

Тоді згідно з (2.55), (2.56), (2.58) і (2.59) отримаємо систему диференціальних рівнянь руху робочих органів вібраційної машини

$$\left. \begin{aligned} (m_1 + m_3)(\ddot{\rho}_1 - \rho_1 \dot{\phi}_1^2) - m_3 \dot{\gamma}_3^2 \ell_3 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) &= c_2 (\rho_2 \cos(\phi_2 - \phi_1) - \rho_1); \\ (m_1 + m_3)(\rho_1 \ddot{\phi}_1 + 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1) - m_3 \dot{\gamma}_3^2 \ell_3 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) &= c_2 \rho_2 \sin(\phi_2 - \phi_1); \\ (m_2 + m_4)(\ddot{\rho}_2 - \rho_2 \dot{\phi}_2^2) - m_4 \dot{\gamma}_4^2 d_2 \cos(\phi_2 - \theta_2 - \gamma_4) &= -c_2 (\rho_2 - \rho_1 \cos(\phi_2 - \phi_1)); \\ (m_2 + m_4)(\rho_2 \ddot{\phi}_2 + 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2) + m_4 \dot{\gamma}_4^2 d_2 \sin(\phi_2 - \theta_2 - \gamma_4) &= -c_2 \rho_1 \sin(\phi_2 - \phi_1) \end{aligned} \right\}, \quad (2.68)$$

де $\theta_1 \approx \theta_2 \approx 0$, або кути повороту робочої камери та активатора робочої камери можна прийняти приблизно рівними і які наближено дорівнюють нулю;

$\gamma_3 = \omega_3 t$, $\gamma_4 = \omega_4 t$, де ω_3 і ω_4 – власні кутові швидкості електродвигунів дебалансів, рад/с;

$\rho_1(0) = \rho_2(0) = 0$, $\dot{\rho}_1(0) = \dot{\rho}_2(0) = 0$, $\phi_1(0) = \phi_2(0) = 0$, $\dot{\phi}_1(0) = \dot{\phi}_2(0) = 0$ – початкові умови.

Отримана система диференціальних рівнянь (2.68) дозволяє на теоретичному рівні визначити потужність, яка необхідна на привод робочих органів вібраційної машини з активатором руху робочого середовища.

2.4. Визначення необхідної потужності приводу робочих органів вібраційної машини

При дослідженні всіх технологічних процесів одним із головних питань є ефективне використання енергетичних та матеріальних ресурсів. У нашому випадку основну увагу необхідно приділяти вирішенню задачі ефективного використання енергії процесу віброобробки робочих органів ґрунтообробних знарядь. Це ґрунтується на тому, що матеріал, який використовується для віброобробки робочих органів ґрунтообробних знарядь в розробленій машині, відносно не дорогий і має довготривалий термін використання.

Для вирішення задачі ефективного енерговикористання потрібно визначити потужність, яка необхідна для приводу вібраційної машини [61, 62].

При аналізуванні літературних джерел, в яких описується подібний технологічний процес [63] було звернено увагу той факт, що потужність на

привод вібраційних машин визначалася практично у всіх розглянутих випадках лише емпіричним шляхом. Очевидно, це пов'язано з тим, що теоретичне визначення необхідної на привод потужності пов'язане з певними труднощами, в першу чергу – з значною кількістю факторів, які впливають на протікання процесу.

Але при певних узагальненнях і спрощеннях є можливість теоретично визначити необхідну потужність для реалізації даного технологічного процесу.

У загальному вигляді потужність, яка необхідна для приведення в коливний рух робочої камери з сипким завантаженням та активатора руху робочого середовища, визначається як похідна по часу від роботи, яка витрачається на приведення в коливний рух робочої камери, активатора та робочого середовища [64].

Тобто, можна записати, що

$$N_k = \frac{dA_k}{dt}. \quad (2.69)$$

У свою чергу, в загальному випадку, величина роботи визначається, як добуток сили, яка виконує роботу на її переміщення в процесі виконання роботи, тобто

$$A_k = Fa, \quad (2.70)$$

де F – сума сил на подолання інерційних сил з боку робочої камери та активатора, пружних сил їх підвісок та сил приведення в коливний рух сипкого середовища та оброблюваних деталей, H ;

a – амплітуда коливання робочих органів, м.

Спочатку визначимо потужність, яка необхідна для приведення в коливальний рух робочої камери з завантаженням (абразивним середовищем та оброблюваними деталями) та активатора робочої камери вібраційної машини.

Для вирішення поставленої задачі необхідно прийняти деякі припущення та спрощення, або формалізувати процес роботи робочої камери з активатором.

Будемо вважати, що робоча камера разом з активатором та робочим завантаженням здійснює лише зворотно-поступальний рух вздовж осі OY з

амплітудою a та з кутовою швидкістю дебалансів ω . Всі пружинні елементи мають однакові конструктивно-технологічні параметри, в тому числі жорсткість c ; всередині робочої камери розташоване однорідне сипке середовище з оброблюваними деталями загальною густиною ρ ; маса робочої камери разом з активатором та робочим середовищем з оброблюваними деталями дорівнює m .

Попередньо при теоретичних дослідженнях динаміки руху робочої камери з активатором та робочим середовищем з деталями була визначена залежність сумарної кінетичної енергії системи в залежності від амплітуди та частоти коливань (2.18).

Як відомо, робота і кінетична енергія в загальному випадку пов'язані між собою співвідношенням:

$$A = \int_1^2 F ds = K_2 - K_1, \quad (2.71)$$

де s – переміщення системи (тіла), м;

K_1, K_2 – кінетична енергія системи, відповідно в стані 1 та стані 2, Нм;

F – прикладена сила, Н.

Стосовно першого випадку, переміщення системи буде визначатися величиною амплітуди коливання a робочої камери з активатором, при цьому кінетичну енергію системи у рівнянні (2.18) було позначено символом T .

Тоді для нашого випадку та згідно з (2.71) можна записати, що

$$A = \int_1^2 F da = T_2 - T_1. \quad (2.72)$$

Тоді згідно з припущенням розглянемо тільки вертикальні коливання системи. В цьому випадку визначимо роботу, яка затрачується на переміщення робочої камери від стану 1 за якого $t_1 = t_0 = 0$, $a_1 = a_0 = 0$ до стану 2 за якого $t_2 = t_{max}$, $a_2 = a_{max}$.

Таким чином ми обмежуємо рух системи від початку до кінця напівперіода коливання робочої камери з активатором.

Якщо прийняти прийняті припущення, тоді після математичного перетворення та спрощення, отримаємо залежність для визначення роботи, яка необхідна для приведення системи в коливальний рух

$$A_k = a \left[-gm - a \cos[\theta] \sin[t\omega] (c - m\omega^2) + \xi_3 l_k R \rho \pi (g \cos[\alpha] \sin[t\omega] + a) \right], \quad (2.73)$$

де l_k, R – довжина та радіус робочої камери, м;

ω – кутова швидкість обертання приводного дебалансного вала, рад/с;

ξ_3 – коефіцієнт завантаження контейнера;

c – інтегральна (сумарна) жорсткість підвісів системи, Н/м;

ρ – густина робочого середовища (абразиву та оброблюваних деталей), кг/м³;

α – кут нахилу осі робочої камери до осі OY , рад.;

θ – кут нахилу вектора вимушеної сили до осі OY (кут повороту дебалансу), рад.

Вираз (2.73), який визначає роботу, необхідна для приведення системи в коливальний рух змінює свій знак за часом (може бути зі знаком « - » та зі знаком « + »).

У нашому випадку робота витрачається на виконання корисної дії, тобто вона не може бути від'ємною.

Тому при аналізі необхідно оперувати величиною $A = \sqrt{A_k^2}$.

Потужність, яка витрачається на приведення системи в коливний рух визначається як похідна за часом від функції роботи A_k (2.73), тобто

$$N = a^2 \omega \left\{ [m\omega^2 - f_1(c)] f_2(\theta) \cos(t\omega) + 2\pi g \xi_3 l_k R \rho \right\} \quad (2.74)$$

де $f_1(c)$ – функція, яка залежить від жорсткості системи підвіски вібраційної машини;

$f_2(\theta)$ – функція, яка залежить від кута розведення дебалансів.

Функції $f_1(c)$ та $f_2(\theta)$ будуть визначені в результаті експериментальних досліджень. Друга складова $2\pi g \xi_3 l_k R \rho$ фігурних дужок не залежить від амплітуди та частоти коливання вібраційної машини, а характеризує сипке середовище, що знаходиться всередині робочої камери.

Важливо звернути увагу на те що перед виразом функції $f_1(c)$ стоїть знак «-». Це пояснюється тим, що в початковий період часу витрачається енергія на надання пружинам початкової потенційної енергії. Потім пружинна підвіска віддає свою енергію і зменшує необхідну потужність, яка витрачається на коливання всієї системи.

Необхідно також акцентувати на те, що чим більша жорсткість пружини, тим більша її енергія (при всіх інших рівних умовах) [64].

З залежності (2.74) видно, що потужність, яка необхідна для приводу вібраційної машини та виконання нею процесу віброобробки робочих органів ґрунтообробних знарядь залежить від параметрів вібрації (амплітуди та частота коливань) та жорсткості системи підвісок.

Параметри вібрації безпосередньо впливають на якість виконання технологічного процесу віброобробки робочих органів ґрунтообробних знарядь і варіювати ними можна в дуже обмеженому діапазоні.

2.5. Висновки до розділу

1. Розроблена математична модель вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища. Із врахуванням прийнятих припущень отримані розв'язки і проведений аналіз диференціальних рівнянь руху даної механічної системи.

2. Розроблена механіко-математичну модель динаміки руху робочих органів вібраційної машини дозволила встановити істотний взаємозв'язок між параметрами вібраційних коливань і якісними показниками віброзміцнювальної обробки деталей.

3. Залежності (2.73, 2.74), які отримано в результаті розв'язку складених диференціальних рівнянь, дають змогу обчислювати амплітуду коливань робочої камери та споживану потужність приводних двигунів машин саме такого типу, що є важливою складовою при проектуванні вібраційної машини із раціональними параметрами.

3. Розв'язання отриманих систем рівнянь аналітичним методом за допомогою програмного пакету MathCad дозволить теоретично визначити технологічні показники роботи розробленої вібраційної машини.

4. Теоретично визначена потужність необхідна для приводу машини. Вона залежить від як конструктивних (жорсткість пружинної підвіски, кутів розведення дебалансів) так і технологічних (амплітуда та частота коливань робочої камери та активатора,) параметрів розробленої вібраційної машини.

Основні наукові положення розділу опубліковано у працях [52, 53].

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма проведення експериментальних досліджень вібромашини та оснащення для їх реалізації

Об'єктом дослідження вібраційної машини для поверхневого відновлення робочих органів ґрунтообробних машин є технологічний процес обробки деталей ґрунтообробних знарядь в середовищі вільного абразиву (сипкому середовищі).

При цьому складовими компонентами технологічного процесу обробки поверхонь робочих органів ґрунтообробних агрегатів є дослідження зміни технологічних параметрів, а також зміни потрібної продуктивності та кількісних і якісних параметрів (твердість, шорсткість деталей тощо), які залежать від конструктивно-технологічних параметрів структурних елементів вібраційної машини, як то активатор, дебаланса тощо.

Предметом досліджень є конструктивно-кінематичні параметри робочих органів вібраційної машини, які забезпечують виконання технологічного процесу поверхневого відновлення робочих органів ґрунтообробних машин.

Згідно з метою дисертаційної роботи та поставлених завдань, а також для перевірки адекватності отриманих результатів теоретичного аналізу, програма проведення експериментальних досліджень промислово-дослідного зразка вібраційної машини була наступною:

- провести лабораторні експериментальні дослідження з метою одержання емпіричних регресійних залежностей, які характеризують:
- висоти мікронерівностей після обробки деталей в залежності від режимних параметрів процесу;
- твердості поверхні деталей після обробки в залежності від режимних параметрів процесу;

- визначити показники технологічної ефективності використання вібраційної машини для відновлення поверхні робочих органів ґрунтообробних агрегатів на основі проведення порівняльних досліджень.

Методика проведення теоретичних досліджень базувалася на основі математичного моделювання технологічного процесу роботи вібраційної машини з метою побудови детермінованих математичних моделей, що характеризують основні технологічні та якісно-кількісні показники, які досліджуються з використанням основних положень теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, вищої математики, фізики та прикладних програм для комп'ютера.

Експериментальні дослідження базувалися на основі загальних положень планування, проведення, обробки та аналізу одержаних результатів експериментального масиву багатофакторних експериментів із використанням прикладних програм для персонального комп'ютера.

Серед основних параметрів досліджуваної вібрмашини, що використовується при оптимізації режимів обробки, можна виділити амплітудно-частотні, силові та енергетичні характеристики. Амплітудно-частотні характеристики дозволяють виявити ділянки резонансних піків та установленого режиму роботи машини. Силові та енергетичні характеристики дають можливість оцінити витрати енергії на привод та побудувати баланс потужності віброзбуджувачів.

Комплексний аналіз означених параметрів дозволяє знайти режими, що відповідають максимальній динамічності системи за мінімальних енерговитрат на привод. Крім того, для розробленої вібраційної машини запропонована адаптивна система керування технологічними процесами в автоматичному режимі. Це дає можливість відтворювати та порівняльно оцінити на означеній машині активатори руху робочого середовища з інерційним та дебалансним механічним віброзбудженням.

В якості критеріїв порівняльної оцінки використовуємо амплітуди коливань активатора та контейнера, потужність на привод, коефіцієнти

ефективності, віддачі та постачання енергії. Амплітуди коливань контейнера та активатора виступають як міри динамічності коливальної системи, що дозволяє оцінити зрівноваженість та відповідно довговічність роботи опорних вузлів, які є найбільш завантажені при експлуатації вібраційної машини. Означені енергетичні параметри обґрунтовують техніко-економічну ефективність використання досліджуваних вібробуджувачів.

Для оцінки та регулювання параметрів електричного струму використовуємо пульт керування, представлений на рис. 1.Г.1 Додатка Г.1.

Для дослідження мікротвердості застосовували мікротвердомір НМV-G21. Мікротвердомір (рис.3.1) використовується для вимірювання твердості матеріалів за шкалою Вікерса відповідно до ГОСТ Р ІСО 6507-1-2007.



Рисунок 3.1 – Загальний вигляд мікротвердоміра НМV-G21

Принцип дії мікротвердоміра полягає в статичному вдавлюванні наконечника (алмазна піраміда Вікерса), після чого відбувається вимірювання відбитку та перерахунок довжин діагоналей у твердість.

Даний мікротвердомір являє собою стаціонарний пристрій вимірювання, що складається із засобу надавання навантаження та вимірювального блоку.

Мікротвердомір може складатися із одного індентора та двох об'єктивів, чи із двох інденторів та чотирьох об'єктивів та з автоматичною туреллю.

Мікротвердомір ПМТ-3 (рис. 3.2) призначений для вимірювання мікротвердості матеріалів, сплавів, скла, кераміки та мінералів. Метод полягає в тому, що відбувається вдавнення у матеріал алмазного наконечника Віккерса із основою чотиригранної піраміди, яка забезпечує геометричне та механічну подоби відбитків в міру поглиблення індентора під дією навантаження.

Технічна характеристика мікротвердоміра НМV-G21 та мікротвердоміра ПМТ-3 наведена у додатку Г.2.

Мінімальні значення мікротвердості, що можуть бути виміряні на цих приладах, лімітуються роздільною здатністю оптичного мікроскопа і точністю системи прикладання навантаження.



Рисунок 3.2 – Прилади для вимірювання мікротвердості поверхні ПМТ-3 та МФН-11

Вимірювання проводилися згідно ДСТУ ISO 6507-1:2007 (ISO 6507-1:2005, idt) національний стандарт України. «Матеріали металеві. Визначення твердості за Віккерсом». Частина 1. Метод випробування, ГОСТ 9450-76 «Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников», ДСТУ ISO 6507-4:2008 «Металлические материалы. Определение твердости по Виккерсу.» Часть 4. Таблицы значений твёрдости (ISO 6507-4:2005), ДСТУ ISO 6507-1:2007 «Матеріали металеві. Визначення твердості за Віккерсом». Частина 1. Метод випробування, ДСТУ ISO 6507-4:2008 «Металеві матеріали.

Визначення твердості за Віккерсом». Частина 4. Таблиця значень твердості, ДСТУ ISO 6506-1:2007 «Матеріали металеві. Визначення твердості за Брінеллем». Частина 1. Метод випробування (ISO 6506-1:2005, idt).

Проведення досліджень з мікротвердості проводилися на деталях ґрунтообробних агрегатів виготовлених зі сталі 65Г: нових, після обробітку 100 га, відремонтованих (заточених та віброзміцнених).

Дослідження шорсткості (мікротопографії) поверхні робочих органів ґрунтообробних машин проводилася за допомогою профілографа-профілометра «Talyscan 450» фірми «Taylor Hobson». Сканування оброблених поверхонь зразків розміром 2x2 мм виконувалось за допомогою алмазної голки з радіусом при вершині 0,2 мкм. Швидкість переміщення голки становила 300 мм/хв, крок голки – 2 мкм.



Рисунок 3.3 – Обладнання для дослідження шорсткості поверхні:
а – профілограф-профілометр «Talyscan 450»; б – скануюча головка
«Talysurf i-Series»

Обробку отриманих результатів здійснювали з використанням програми «Digital Surf MountainsMap Universal Version 2.0.19». За допомогою цієї програми будували 3D-модель сканованої поверхні досліджуваних деталей, гістограму розподілу виступів, гістограму точкової площі по певних перерізах досліджуваної поверхні та отримали криву несучої поверхні з визначенням площі виступів та западин, а також повторюваності піків сканованої поверхні з визначенням кроку і величини піків виступів.

3.2. Методика проведення експериментальних досліджень з визначення твердості та характеристики мікрогеометрії поверхонь твердих тіл

Вибір оптимальних режимів обробки для розробленої вібраційної машини в даній науковій роботі ґрунтується на комплексному аналізі результатів теоретичного та експериментального дослідження основних параметрів [65, 66].

В якості об'єктів дослідження використовуються розроблена вібраційна машина з активатором руху робочого середовища для вібраційної обробки поверхонь деталей сільськогосподарської техніки, а саме для виконання операцій вібраційного очищення, полірування, шліфування та зміцнення поверхні робочих органів ґрунтообробних агрегатів при їх ремонті та відновленні. Розроблена машина характеризується енергозберігаючим та інтенсивним технологічним впливом на об'єкт обробки.

Теорія випадкових похибок дозволяє оцінити точність і надійність вимірів при даній кількості вимірювань або визначити мінімальну кількість замірів, яка гарантує необхідну точність і надійність вимірювань [67-69].

Загальними оціночними характеристиками вимірювань є:

- дисперсія, яка обумовлює однорідність вимірів

$$D = \sigma_0^2 = \frac{(x_i - \bar{x})^2}{(n-1)}, \quad (3.1)$$

де x_i і \bar{x} – відповідно, поточне і середнє значення вимірюваного параметра;

- коефіцієнт варіації для оцінки змінності вимірів

$$K_\epsilon = \frac{\sigma}{\bar{x}}; \quad (3.2)$$

- довірча ймовірність P_D , величина якої приймається рівною 0,9;

- мінімальна кількість дослідів

$$n_{\min} = \sigma^2 t^2 / \sigma_0^2, \quad (3.3)$$

де $\sigma_0 = \sigma / \sqrt{n}$ – середньоарифметичне значення середньоквадратичного

відхилення або середня похибка досліджу;

n – кількість вимірів;

σ – середньоквадратичне відхилення.

Для статистичної обробки вимірювань використовується метод, запропонований англійським математиком Стьюдентом. Цей метод, оснований на тому, що при кількості вимірювань, що наближається до нескінченності, криві розподілу Стьюдента переходять в криві нормального розподілу, що дозволяє використовувати для оцінки малу виборку [70]. При цьому довірчий інтервал складе

$$\mu_{st} = \sigma_0 \alpha_{st}, \quad (3.4)$$

де α_{st} – коефіцієнт Стьюдента.

Тоді дійсне значення вимірюваної величини для малої вибірки

$$x_{\partial} = \bar{x} \pm \mu_{st} \quad (3.5)$$

Також при обробці результатів вимірювань використовуються графічні методи, які дають наочне уявлення про результати дослідів, дозволяють краще зрозуміти фізичну суть досліджуваного процесу, виявити загальний характер функціональної залежності випадкових величин, що вивчаються, встановити наявність екстремумів функції. Отримані точки на графіку з'єднуються кривою, яка проходить якнайближче до експериментальних точок, враховуючи, що звичайно функції мають повільний характер [71,72].

Наявність різких відхилень в багатьох випадках пояснюється погрішністю вимірювань, хоча іноді вони виникають внаслідок особливостей фізико-хімічних процесів. Для виключення грубих похибок ряду використовується «правило трьох сигм»: відхилення випадкових величин від середнього значення не повинні перевищувати величини $3 \times \sigma$

$$x_{\min, \max} = \bar{x} \pm 3\sigma, \quad (3.6)$$

де $x_{\min, \max}$ – найменше і найбільше значення вимірюваного параметра.

Важливим для наших досліджень є вимірювання механічних

властивостей оброблюваних матеріалів. Під їх властивостями розуміють їх здатність до протидії різним зовнішнім чинникам. Механічні властивості матеріалів можна вивчити за допомогою спеціально призначених приладів і систем. Методи випробувань поділяються на статичні та динамічні.

Твердість оцінюється опором, яке одне тіло надає проникненню в нього іншого, більш твердого тіла. Ця характеристика відображає в собі цілий комплекс механічних властивостей. Дані про твердість широко використовуються завдяки ряду переваг цього методу: можливість 100% -ного контролю деталей після нанесення покриттів; випробування не є руйнівними, заміри можна проводити безпосередньо на деталі; серійні прилади не складні по влаштуванню, продуктивні і зручні в експлуатації.

Метод вимірів твердості по Роквеллу (рис. 3.4а) через простоту і оперативності вважається одним з найпоширеніших. Сутність його полягає в тому, що в випробувану поверхню вдавлюється алмазний конус або сталева кулька. Безрозмірною одиницею твердості є величина, відповідна переміщенню наконечника на глибину $2 \cdot 10^{-3}$ мм. Діаметр кульки 1,5875 мм (1/16 дюйма), кут при вершині алмазного конуса 120° (2,1 рад).

Для того щоб виключити вплив вібрації і тонкого поверхневого шару, проводиться попереднє навантаження зусиллям 100 Н (10 кгс). Потім діє основне навантаження: для шкали А – 490 Н (50 кгс), для шкали В – 883 Н (90 кгс) і для шкали С – 1472 Н (150 кгс). За різними шкалами відліку числа твердості позначаються HRA, HRB, HRC.

Чисельне значення твердості по Віккерсу (HV) (рис. 3.4б) визначають по довжині діагоналі відбитка, використовуючи спеціальні таблиці, або за відповідною формулою.

При вимірюванні твердості необхідно, щоб мінімальна товщина покриття була більше діагоналі відбитка в 1,2 рази. Методом Віккерса можна вимірювати твердість поверхневих шарів або покриттів товщиною до 0,03-0,05 мм. Якщо товщина шару не відома, то проводиться кілька вимірів при різних навантаженнях. До тих пір, поки при зменшенні навантаження значення

твердістю не будуть близькі за своїми значеннями або збігатися.

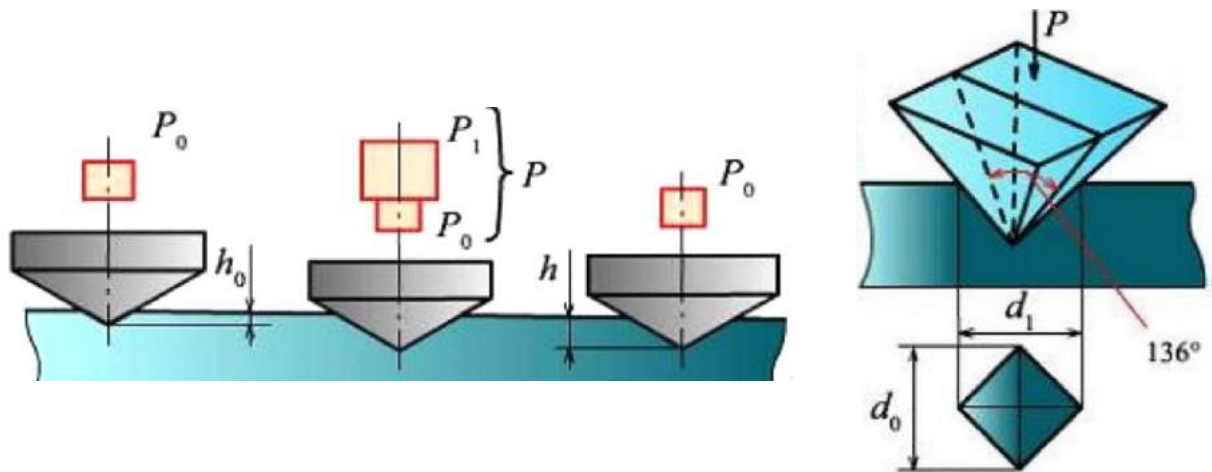


Рисунок 3.4 – Вимірювання твердості: а - за Роквеллом; б – за Віккерсом

Твердість по Брінеллю (НВ) визначають головним чином у свідомо м'якого основного металу: сталі після відпалу, нормалізації, бронзи, латуні і т. д. Суть методу полягає в тому, що в поверхню зразка вдавлюється сталевий загартований кульку діаметром 10,5 або 2,5 мм. Регламентується час витримки під навантаженням і величина навантаження. Для цього використовують спеціальні таблиці. Діаметр відбитка вимірюють за допомогою лупи Брінелля. Твердість по Брінеллю випробовуваних матеріалів повинна бути менше 450, в іншому випадку сталева кулька може деформуватися або руйнуватися. Відповідно до стандарту, вимірювання твердості по Віккерсу проводяться при навантаженнях від 9,8 Н (1 кгс) до 980 Н (100 кгс). За схемою навантаження метод нагадує вимірювання твердості по Брінеллю, тільки в якості індентора використовується чотиригранна алмазна піраміда з кутом між протилежними гранями 2,38 рад (136°).

Розмірність значень твердості, визначених за методом Брінелля або Віккерса, однакова – Паскаль ($\text{кгс}/\text{мм}^2$). Крім того, для матеріалів з твердістю до НВ 450 числа твердості збігаються.

Метод зазвичай застосовують для матеріалів, у яких $\text{НВ} > 360$, тобто для термозміцнених сталей, зносостійких покриттів і ін. З усіх методів виміру твердості розглянутий найбільш досконалий, так як дозволяє отримувати чисельні значення практично для будь-яких матеріалів і в будь-яких інтервалах

твердості.

Зразками для вимірювань мікротвердості служать металографічні шліфи. Мікротвердість покриття можна визначати на поздовжніх і поперечних шліфах. Метод визначення мікротвердості відрізняється від методу Віккерса значно меншими доданими навантаженнями. Визначення мікротвердості вдавненням по методу не поновлення відбитка передбачає одночасне з додатком навантаження вимір глибини відбитка [73].

У дослідницькій практиці для визначення мікротвердості покриттів найчастіше використовується прилад марки ПМТ-3. До недоліків способу визначення мікротвердості слід віднести високий рівень похибок, особливо зростаючих при випробуванні покриттів із застосуванням малих навантажень. Тому бажано, щоб діагональ відбитку не була меншою 8-10 мкм. Величина похибки залежить від ідентичності навантаження, вибору раціонального навантаження, якості налаштування систем приладу та інших причин. Особливо великі похибки вносять зовнішні вібрації, тому прилад необхідно встановлювати на масивній опорі.

У США аналогічні випробування мають назву «Метод визначення твердості по Кнупа». У випробувану поверхню вдавлюється наконечник, що має форму чотиригранної алмазної піраміди з кутами між протилежними гранями 2,27 і 3,0 рад (130 і 172°). В інтервалі навантажень 1-5 Н значення мікротвердості HV і твердості по Кнупа практично збігаються.

Вимірювання мікротвердості є основним методом визначення механічних характеристик поверхневого шару. Мікротвердість вимірюється шляхом втискання у досліджувану поверхню 4-х граної алмазної піраміди з кутом між гранями 136°. Метод стандартизований. Число мікротвердості H_m визначається по формулі:

$$H_{\mu} = 1,854P / d^2, \quad (3.7)$$

де d – діагональ відбитка виміряна під мікроскопом;

P – навантаження на піраміду.

При куті між гранями 136° глибина відбитка рівна $1/7$ його діагоналі.

Контактну взаємодію твердих тіл при терті і зношуванні можна оцінити тільки з врахуванням реальних фізико-механічних і хімічних властивостей шорстких поверхонь. Така оцінка досить складна, тому в інженерній практиці звичайно використовують теорію контакту шорстких поверхонь, яка базується на класичних задачах пружності і пластичності.

Як відомо, зовнішнє тертя характеризується дискретністю контактування. У відповідності з цим необхідно розглядати і враховувати номінальну A_n , контурну A_c і фактичну A_f площі контакту (рис. 3.5). Це значно ускладнює рішення контактних задач.

Тому для розрахунку контактної взаємодії реальних твердих тіл використовують статистичні методи, які дозволяють достатньо точно описати стан і деформацію деяких усереднених виступів, а також розподіл виступів і хвиль на поверхні.

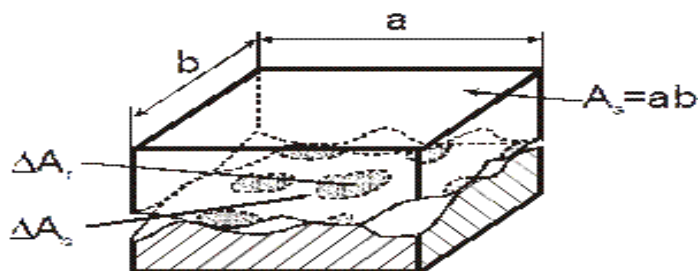


Рисунок 3.5 – Схема контактування твердих тіл при зовнішньому терті

Нерівності поверхонь деталей машин поділяють на шорсткість, хвилястість і макровідхилення форми. Під шорсткістю поверхні розуміють сукупність нерівностей з відносно малим кроком S ($2 \dots 800$ мкм) і висотою R_{\max} ($0,03 \dots 400$ мкм), які утворюють рельєф поверхні деталі і розглядаються на певній базовій довжині l ($80 \dots 8000$ мкм). Для шорсткості $S/R_{\max} < 50$. Хвилястість являє собою сукупність періодичних, регулярно повторюваних, близьких по розмірах виступів і впадин, віддалей між якими крок хвилі S_x значно більший їх висоти H_x ($S_x/H_x = 50 \dots 1000$). Макровідхилення (похибки) форми мають одиничний, регулярно не повторюваний характер з відношенням кроку до висоти більше 1000 (випуклість, вгнутість, конусність і т.д.).

Схематично відхилення форми, хвилястість і шорсткість показані на рис.

3.6. На рис. 3.7 показана схема структури площі контакту.

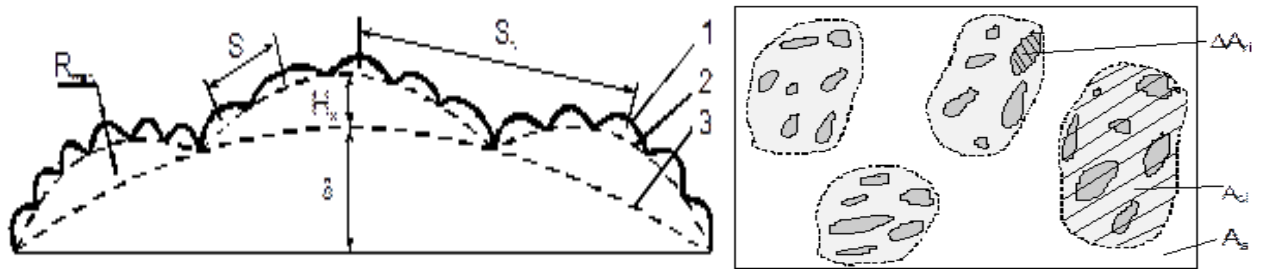


Рисунок 3.6 – Схема мікрогеометрії поверхні твердого тіла (а) та структурні компоненти реального контакту шорстких поверхонь (б): 1 – шорсткість; 2 – хвилястість; 3 – макровідхилення форми (d – максимальне відхилення форми) площею контакту A_a (НПК); A_a – номінальна площа контакту; A_{ci} – контурна площа; ΔA_{ri} – фактична площа одиначної плями контакту

Площадки фактичного контакту DA_{ni} згруповані на площях торкання хвиль, сукупність яких складає контурну площу контакту DA_{ci} (КПК). Загальна площа дотику тіл, у межах якої укладені ФПК і КПК, називається номінальною

Встановлені характеристики шорсткостей ілюструє рис. 3.7. Вони діляться на висотні (R_a , R_z і R_{max}), крокові (S , S_m) і структурний параметр t_p .

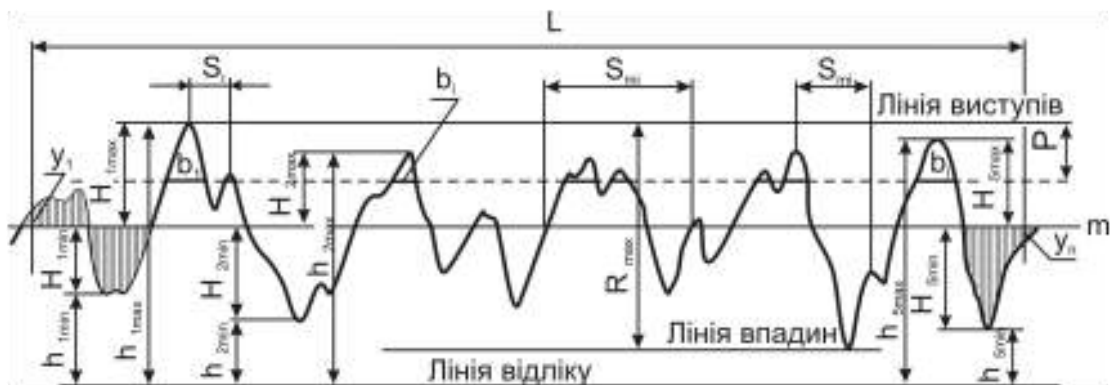


Рисунок 3.7 – Ілюстрація параметрів шорсткості поверхні

Для оцінки мікрогеометрії поверхні найбільш широко застосовують щуповий метод, при якому шорсткість оцінюється за допомогою профілографа, що має голку радіусом $2 \dots 10$ мкм (рис. 3.8а).

При аналізі профілограм слід врахувати, що вертикальне збільшення значно більше горизонтального, а це приводить до спотворення форми профілю. На рис. 3.8б показана профілограма шліфованої поверхні і її вид при

однакових вертикальному і горизонтальному збільшеннях.

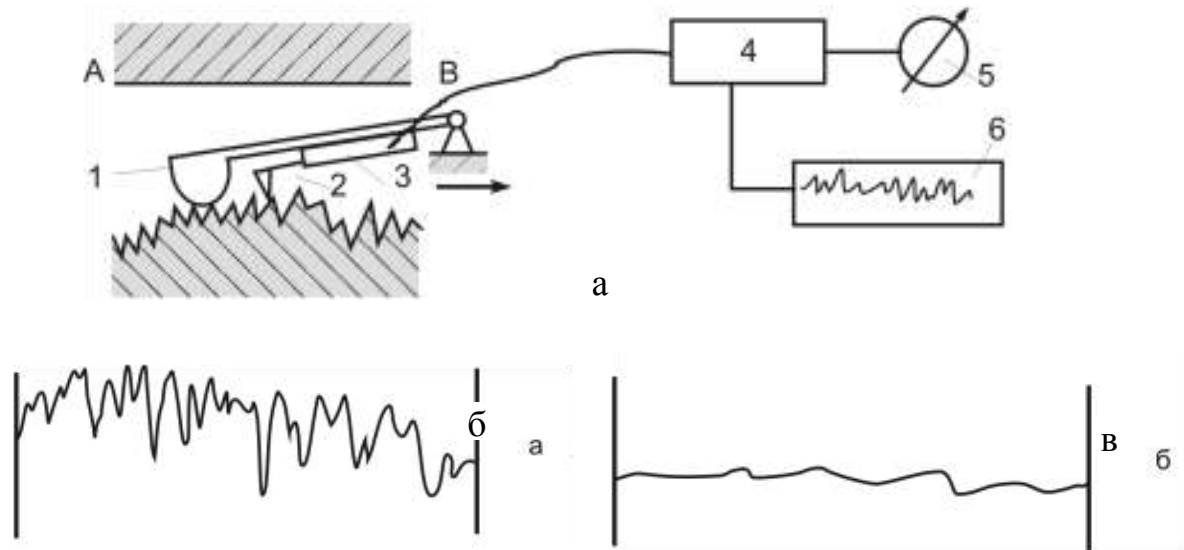


Рисунок 3.8 – Схема профілографа-профілометра (а) та профілограма шліфованої поверхні: б – загальний вид; в – з однаковим вертикальним та горизонтальним збільшенням

У табл. 1.Г.3 додатку Г.3 приведені значення r_{non} і r_{noz} для поверхонь деталей машин після різних видів механічної обробки.

Крім профілографів, для оцінки шорсткості застосовується оптичні методи. Для оцінки грубої шорсткої поверхні використовують подвійний мікроскоп, що працює по принципу світлового січення. На досліджувану поверхню під кутом 45° направляють вузьку яскраву щілину. Проекція відтворює форму профілю, який вимірюється за допомогою мікроскопу.

Для дослідження гладких поверхонь використовується інтерференційний метод. В останні роки розроблені методи отримання профілограм на растровому, електронному і скануючому (тунельному) мікроскопах. Роздільна здатність у цьому випадку сягає нанометрів. Вдається реєструвати шорсткість молекулярних розмірів (субмікрошорсткість), а також мікродефекти кристалічної структури.

Підходи та методи підвищення якості та ефективності ремонту сільськогосподарської техніки є пріоритетними завданнями. Один з перспективних методів досліджень є планування експерименту при оптимізації

багатофакторних процесів, якими є віброзміцнювальна обробка деталей

3.3. Методика проведення планованих факторних експериментів

Метою планування експерименту є розробка теоретичного базису для проведення оптимального експерименту досліджуваної установки для обробки деталей ґрунтообробних агрегатів. Теоретичний базис повинен зв'язати в єдине ціле використані матеріали дисперсійного, регресійного аналізу, планування експерименту.

Відомі підходи і методи, що визначають основні елементи теорії багатофакторного експерименту: найважливіші фактори досліджуваного процесу; фундаментальні питання визначення поверхонь відгуку; визначення матриць планування експерименту; визначення умов ортогональності; рототабельності; приведені результати досліджень по отриманню рівнянь регресії; визначені ефекти взаємодії різних факторів розкриті у [74-77].

Етапи дисперсійного аналізу включатимуть: однофакторний, двофакторний аналіз, дисперсійний аналіз з довільною кількістю спостережень в комірці.

Кореляційний аналіз включатиме: функціональні та статистичні зв'язки, визначення форми зв'язку, властивості коефіцієнта кореляції, обчислення оцінок параметрів двомірної моделі, перевірка гіпотези значущості коефіцієнта кореляції, оцінка кореляційного відношення, оцінки параметрів в багатомірному кореляційному аналізі.

Регресійний аналіз включатиме: формування моделей лінійної та нелінійної регресії, оцінок значимості коефіцієнтів регресії, інтервальної оцінки коефіцієнтів регресії, оцінка моделі багатомірного регресійного аналізу.

Маємо m режимів обробці експерименту на дослідній установці, отже, m сукупностей або рівнів, на яких проведено n_1, n_2, \dots, n_m спостережень. Для простоти суджень припустимо, що $n_1 = n_2 = \dots = n_m$. Шорсткість деталей, що складають n_i спостережень на i -му рівні, позначимо $x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{in}$.

Тоді усі спостереження можна представити у вигляді таблиці, яку називаємо матрицею спостережень (табл. 2.Г.3 додатку Г.3).

Припустимо, що для i -го рівня n спостережень мають середню β_i , що дорівнюють сумі загальної середньої μ та варіації її, яка обумовлена i -м рівнем фактора, тобто $\beta = \mu + \gamma_i$.

Тоді одне спостереження можна представити у вигляді

$$X_{ij} = \mu + \gamma_i + \xi_{ij} = \beta_i + \xi_{ij}, \quad (3.8)$$

де μ – загальна середня;

γ – ефект, що обумовлений i -м рівнем фактора;

ξ – варіація результатів в середині окремого рівня.

Компонента ξ характеризує вплив всіх факторів, що не враховані в моделі (3.8).

Згідно загальної задачі дисперсійного аналізу, потрібно оцінити вагомість впливу фактора γ на шорсткість деталей. Загальну варіацію змінної x_{ij} розкладемо на частини, одна з яких характеризує вплив фактора γ , інша – вплив неврахованих факторів. Для цього необхідно знайти оцінку загальної середньої μ та оцінки середніх по рівнях β і очевидно, що оцінкою β є середня арифметична n спостережень i -го рівня, тобто $\bar{X}_{i^*} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n X_{ij}$. Зірочка в індексі при X означає, що спостереження фіксовані на i -му рівні. Середня арифметична усієї сукупності спостережень є оцінкою загальної середньої μ , тобто

$$\bar{X} = \frac{1}{mn} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n X_{ij} \quad \text{або} \quad \bar{X} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \bar{X}_{i^*}. \quad (3.9)$$

Знайдемо суму квадратів відхилень X_{ij} від \bar{X} , тобто $\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X})^2$.

Представимо її у вигляді:

$$\begin{aligned}
Q &= \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X})^2 = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}_{i^*} + \bar{X}_{i^*} - \bar{X})^2 = \\
&= \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}_{i^*})^2 + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (\bar{X}_{i^*} - \bar{X})^2 + 2 \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}_{i^*}) (\bar{X}_{i^*} - \bar{X}).
\end{aligned} \tag{3.10}$$

Причому

$$S = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}_{i^*}) (\bar{X}_{i^*} - \bar{X}) = \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}_{i^*}) \sum_{i=1}^m (X_{ij} - \bar{X}_{i^*}). \tag{3.11}$$

Але $\sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}_{i^*}) = 0$, так як це сума відхилень змінних однієї сукупності,

тобто $S=0$, другий член суми (3.10) запишемо у вигляді

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (\bar{X}_{i^*} - \bar{X})^2 = n \sum_{i=2}^m (\bar{X}_{i^*} - \bar{X})^2. \tag{3.12}$$

Тоді повну тотожність (3.9) можна представити таким чином

$$\underbrace{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X})^2}_Q = n \underbrace{\sum_{i=2}^m (\bar{X}_{i^*} - \bar{X})^2}_{Q_1} + \underbrace{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}_{i^*})^2}_{Q_2}, \tag{3.13}$$

або

$$Q = Q_1 + Q_2. \tag{3.14}$$

Складові Q є сумою квадратів різностей між середніми рівнів та середньої усієї сукупності спостережень. Ця сума називається сумою квадратів відхилень між групами та характеризує розбіжність між рівнями. Величину Q_1 назвемо також розсіюванням по факторах, тобто розсіюванням за рахунок досліджуваного фактора.

Складова Q_2 є сумою квадратів різниці між окремими спостереженнями та середньою i -го рівня. Цю суму назвемо сумою квадратів відхилень всередині групи, яка характеризує розбіжність між спостереженнями i -го рівня. Величину Q_2 називають також остаточним розсіюванням, тобто розсіюванням за рахунок неврахованих факторів [71]. На кінець, Q назвемо загальною або повною сумою квадратів відхилень окремих спостережень від загальної середньої \bar{X} .

Знаючи суми квадратів Q , Q_1 та Q_2 оцінимо відповідні дисперсії:

загальну, міжгрупову та внутрішньогрупову.

Оцінимо дисперсії s_1^2, s_2^2, s^2 :

$$s_1^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (\bar{X}_{i^*} - \bar{X})^2 = \frac{Q_1}{m-1}; \quad (3.15)$$

$$s_2^2 = \frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}_{i^*})^2 = \frac{Q_2}{m(n-1)}; \quad (3.16)$$

$$s^2 = \frac{1}{mn-1} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X})^2. \quad (3.17)$$

Порівнюючи між групову та остаточну дисперсії, по величині їх відношення будемо судити, наскільки сильно проявляється вплив факторів.

Визначальними положеннями кореляційного аналізу тут є виявлення зв'язку між випадковими змінними за рахунок точкової та інтервальної оцінки парних коефіцієнтів кореляції, обчислення та перевірка значимості множини коефіцієнтів кореляції та детермінації оцінки часткових коефіцієнтів кореляції. Кореляційний аналіз, також, оцінити функцію регресії одної випадкової змінної на іншу.

Передумови кореляційного аналізу є такими: змінні величини повинні бути випадковими; випадкові величини повинні мати сумісне нормальне розподілення.

Розглянемо простий випадок кореляційного аналізу – двовимірну модель. Введемо основні поняття та опишемо принцип проведення кореляційного аналізу. Результати двовимірного випадку легко узагальнити на багатовимірній моделі.

Нехай X та Y – випадкові змінні, що мають сумісне нормальне розподілення. Тоді для зв'язку між X та Y [71] представимо у вигляді коефіцієнта кореляції ρ . Цей коефіцієнт визначимо як коваріацію між X та Y , що віднесена до їх середньоквадратичного відхилення

$$\rho = \frac{\ddot{K}_{XY}}{\sigma_X \sigma_Y}, \text{ або } \rho = M \left\{ \frac{X - \mu(x)}{\sigma_X} \frac{Y - \mu(y)}{\sigma_Y} \right\}. \quad (3.14)$$

Оцінкою коефіцієнта кореляції є вибірковий коефіцієнт кореляції τ . Для його знаходження необхідно знати оцінки таких параметрів: $M(X)$, $M(Y)$, σ_X , σ_Y . Основною оцінкою математичного сподівання є середнє арифметичне, тобто $M(X) = \bar{X} = \sum_{i=1}^n X_i/n$. Оцінкою дисперсії буде вибірка дисперсія, тобто

$$\sigma_X^2 = s_X^2 = \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2/n. \quad (3.25)$$

Тоді вибірковий коефіцієнт кореляції дорівнюватиме

$$\tau = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{n s_X s_Y}. \quad (3.26)$$

Коефіцієнт ρ називають також парним коефіцієнтом кореляції, а τ вибіркоvim парним коефіцієнтом кореляції.

При суміщеному нормальному законі розподілення випадкових величин X та Y , використовуючи розглянуті вище параметри розподілення та коефіцієнт кореляції, отримаємо вираз для умовного математичного сподівання, тобто запишемо вираз для функції регресії одної випадкової величини на другу. Так, функція регресії Y на X має вигляд

$$\mu(Y|X = x) = \mu(Y) + \rho \frac{\sigma_Y}{\sigma_X} [X - \mu(X)]. \quad (3.27)$$

Функція регресії Y на X матиме вигляд

$$\mu(X|Y = y) = \mu(X) + \rho \frac{\sigma_X}{\sigma_Y} [Y - \mu(Y)]. \quad (3.28)$$

Вирази $\rho \frac{\sigma_X}{\sigma_Y}$ та $\rho \frac{\sigma_Y}{\sigma_X}$ назвемо коефіцієнтами регресії.

Підставивши в (3.28) відповідні оцінки параметрів, отримаємо рівняння регресії, графік яких – пряма лінія, що проходить через точку $C(\bar{X}, \bar{Y})$.

Запишемо рівняння регресії Y на X та X на Y :

$$\bar{Y}(X) = \bar{Y} + \tau \frac{s_Y}{s_X} (X - \bar{X}); \quad (3.29)$$

$$\bar{X}(Y) = \bar{X} + \tau \frac{s_X}{s_Y} (Y - \bar{Y}). \quad (3.30)$$

Таким чином, в кореляційному аналізі на основі оцінок параметрів двомірної нормальної сукупності отримуємо оцінки щільності зв'язку між випадковими змінними та зможемо оцінити регресії однієї змінної на другу. Особливістю кореляційного аналізу є строго лінійна залежність між змінними. Це обумовлюється початковими припущеннями. На практиці кореляційний аналіз можна використовувати для обробки спостережень, взятих при нормальних умовах роботи експериментальної установки.

Відзначимо, що коефіцієнт кореляції обов'язково приймає значення в інтервалі (+1, -1), тобто проходить через нульову точку. Вказане зв'язує підходи дисперсійного, кореляційного, регресійного аналізу, планування експерименту в єдину методологію наших досліджень.

Планування експериментів проведемо для повного факторного експерименту та часткового факторного експерименту.

Повний факторний експеримент почнемо з обґрунтування вибору нульового або основного рівня проведення досліджень. Нехай x_{j0} – нульовий рівень, h_j – інтервал варіювання, x_j – значення фактора, j - номер фактора. Для простоти запису та обробки експериментальних даних перейдемо до нової безрозмірної системи координат з початком у центрі досліджуваної області. У новій системі координат значення j -го фактора позначимо X_j .

Значення X_j пов'язане з x_j такою залежністю

$$X_j = \frac{(x_j - x_{j0})}{h_j}. \quad (3.40)$$

Використовуючи (3.1), покажемо, що у новій системі координат x_{j0} прийме значення -0 , верхній рівень $x_{j0} + h_j = x_{j\delta}$ - значення $+1$, а нижній рівень $x_{j0} - h_j = x_{jn}$ значення -1 .

Експеримент, у якому реалізуються всі можливі сполучення рівнів

факторів, назвемо повним факторним експериментом. Методи обробки інформації повного факторного експерименту ми досліджували у дисперсному аналізі.

Якщо кількість факторів відомо, то при варіюванні факторів на декількох рівнях кількість спроб будемо визначати за формулою $N = p^k$, де N – кількість спроб (експериментів), k – кількість діючих факторів, p – кількість рівнів варіювання фактора.

При складанні план-матриці експерименту у ній вказують усі можливі сполучення нижніх та верхніх рівнів по кожному з факторів моделі, в останньому стовпці записують значення вихідного параметра, що відповідають визначеним сполученням факторів.

Для проведення планованого експерименту під час експериментального дослідження процесу роботи вібраційної машини було складено несиметричну план-матрицю Бокса-Бенкіна для п'яти діючих факторів, які варіюють на трьох рівнях згідно з положеннями [71, 72].

Назва, позначення та рівні варіювання факторами наведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Рівні факторів та їх інтервали варіювання

Фактори	Рівні факторів					Інтервал варіювання
	$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$	
Технологічний процес обробки						
x_1 – амплітуда коливань контейнера, мм	2	3	4	5	6	1
x_2 – амплітуда коливань активатора, мм	1	2	3	4	5	1
x_3 – кутова швидкість приводного валу контейнера, рад/с	115	125	135	145	155	10
x_4 – кутова швидкість приводного валу активатора, рад/с	115	125	135	145	155	10
x_5 – час обробки, хв.	45	55	65	75	85	10

Несиметричну план-матрицю планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^5 наведено у додатку Г.4.

Усі фактори, які присутні в експерименті є величинами, що мають різну розмірність, а значення цих величин факторів мають різні порядки. Тому для отримання поверхні відгуку функції здійснено операцію кодування факторів, що являє собою лінійне перетворення факторного простору: мінімальний -1 , середній 0 , максимальний $+1$ та зіркові значення $-\alpha$; $+\alpha$ [3, 5].

3.4. Висновки до розділу

1. Вибрано та описано методику та обладнання для вимірювання параметрів оброблених деталей ґрунтообробних агрегатів.

2. Представлено огляд існуючих моделей та методів для вимірювання мікротвердості деталей ґрунтообробних агрегатів оброблених на розробленій вібр машині. Описано сферу застосування розробленого приладу, а саме: контроль мікротвердості деталей.

3. Вперше в агропромисловому комплексі запропоновано та розроблено теорію метода проведення оптимального експерименту по складовим: матриці спостережень, результатам кореляційно-регресійного аналізу, планування експерименту по всім складовим компонентам, реалізації часткового експерименту досліджуваної вібр машини для обробки деталей. Розроблений теоретичний базис зв'язав в єдине ціле матеріали дисперсійного, кореляційного, регресійного аналізів, безпосередньої реалізації проведених досліджень.

Основні результати розділу опубліковано у наукових працях [71,72].

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ

4.1. Експериментальне дослідження мікротопографії поверхонь та зміни твердості оброблених деталей

Дослідження поверхонь проводилися на деталях робочих органів ґрунтообробних агрегатів виготовлених зі сталі 65Г (рис. 4.1), а саме: диски борін, стрілочасті та долотоподібні лапи культиваторів, лапи і зуби борін.



Рисунок 4.1 – Зразки деталей ґрунтообробних агрегатів для обробки

З метою інтенсифікації процесу віброобробки було створено вібраційну машину з циліндричним горизонтальним контейнером та активатором руху робочого середовища у центральній його частині.

Проведені дослідження направлені на використання сучасних методів контролю параметрів поверхонь після різних видів механічної обробки, що використовується при виготовленні та ремонті робочих органів ґрунтообробних агрегатів.

Вібраційна обробка здійснювалась у вібромашині [47, 48] у якій вібраційні поля генерувались зовнішніми стінками робочої камери і розташованим всередині активатором руху робочого середовища у вигляді циліндричного тіла з окремим збуджувачем коливань, що дозволило збільшити інтенсивність віброобробки за рахунок збільшення величини імпульсів, що передаються робочому середовищу та шляхом накладання кількох вібраційних полів.

В якості робочого середовища в розробленій машині використовувалися: металеві кульки діаметром 6мм (для віброзміцнення), керамічні кульки діаметром 6мм, призми трьохгранні керамічні (рис.4.2) з довжиною грані 10 та 16 мм (для оздоблювальної обробки).

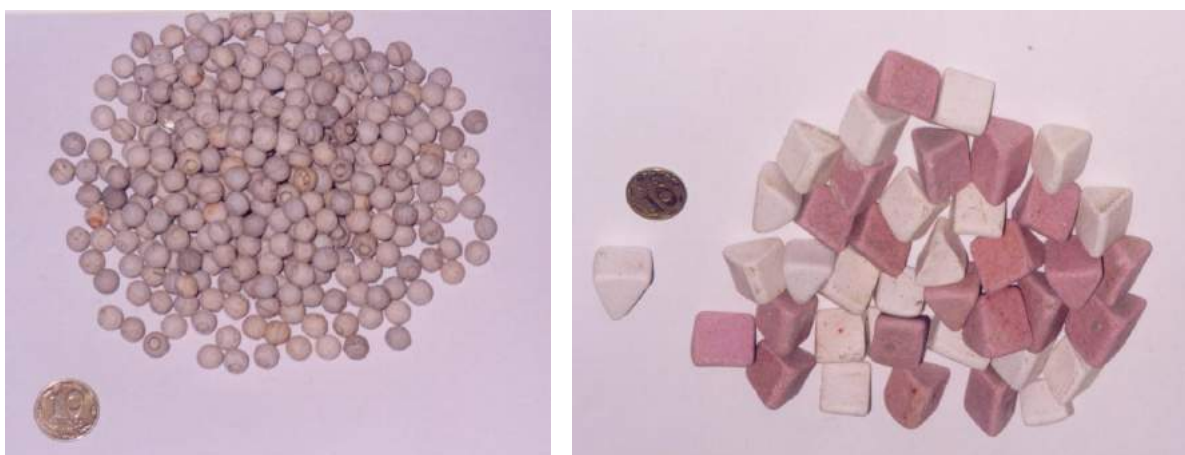


Рисунок 4.2 – Зразки абразивного робочого середовища

Двомірні методи оцінки шорсткості та хвилястості поверхні, загальноприйняті у машинобудуванні не дають повного уявлення про

просторове поле реалізації процесів обробки поверхні деталі.

Використовуючи двомірні параметри оцінки поверхні, визначаються, як правило, в одному, випадково вибраному перерізі поверхні деталі, а використання декількох перерізів призводить до визначення усередненого значення [78].

Більш точно уявлення про характер поверхні оброблюваних деталей можна отримати при використанні тривимірної (3D) мікрогеометрії і параметричних характеристик поверхні при стереометричному дослідженні мікротопографій поверхонь деталей за допомогою сучасних комп'ютеризованих стереометричних профілометрів, зокрема фірми Rank Taylor Hobson Inc., з використанням скануючої головки Talyscan [79].

Дане обладнання дозволяє сканувати оброблену поверхню з кроком квантування 1...2 мкм, а одержані результати заносяться в комп'ютер, де здійснюється їх обробка та виведення на дисплей або друк. Даний метод дослідження поверхні дає можливість одержати цілком нову якісну і кількісну інформацію про поверхню, що дає можливість поєднати візуальний високоякісний аналіз мікротопографій поверхонь за допомогою електронних скануючих мікроскопів з інструментальною точністю профілометричних методів. Вищеописаний прилад дає можливість одержати кольорове тривимірне аксонометричне зображення поверхні деталі площею до 1мм² з можливістю його збільшення до 500 разів.

Деталі ґрунтообробних агрегатів при виготовленні та відновленні після фрезерування (деталь 1), обробки на машинах з торовим контейнером (деталь 2) та вібраційної обробки на розробленій машині з циліндричною робочою камерою та центральним активатором руху робочого середовища (деталь 3) [79].

На рис. 4.3 показано аксонометричне зображення, розміром 2,000x2,000 мм, поверхні деталі 1 виготовленої з сталі 65Г, після фрезерування. Основні об'ємні геометричні характеристики зображеної поверхні деталі згідно з позначеннями та рекомендаціями ISO 4288 наступні:

- середнє арифметичне абсолютних відхилень профілю поверхні від середньої лінії складає $R_a = 14,9$ мкм;
- максимальна глибина профілю нижче середньої лінії в межах площі оцінки $R_v = 44,3$ мкм; максимальна висота профілю над середньою лінією в межах площі оцінки $R_p = 44,8$ мкм;
- максимальний пік профілю (розмах) від *max* впадин до *min* виступу в межах площі оцінки $R_t = 9$ мкм;
- середнє квадратичне відхилення профілю від середньої лінії складає $R_q = 17,2$ мкм;
- асиметрія і ексцес профілю складають відповідно $R_{sk} = 0,133$ і $R_{ku} = 1,87$;
- середня лінія, згідно ISO 11562, визначається фільтрами, як така, що задовольняє умові найменших квадратів відхилень профілю від неї.

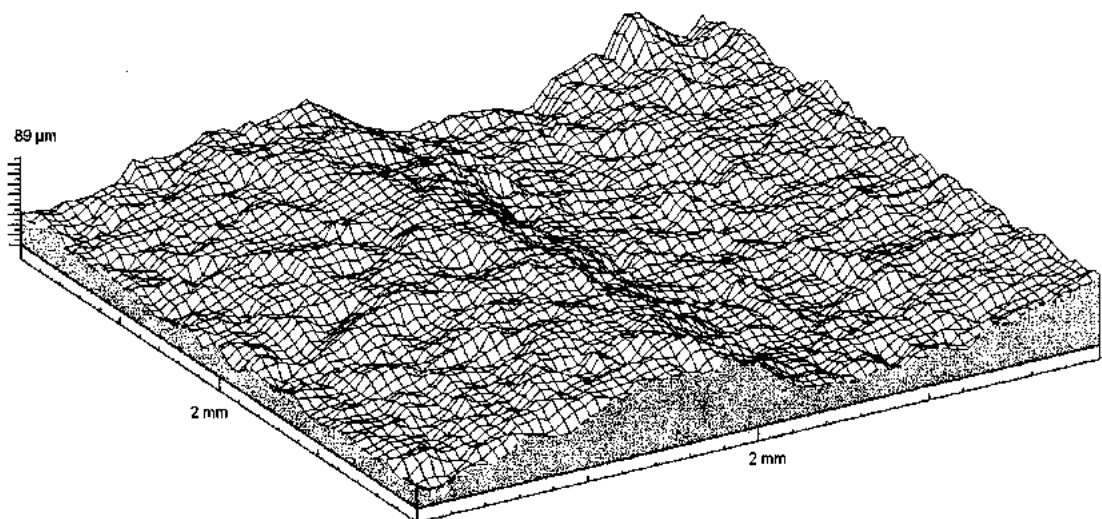


Рисунок 4.3 – Аксонометричне зображення складної поверхні деталі після фрезерування

Топографічна карта цієї поверхні деталі 1, зображена на рис. 4.4, виконана з кодуванням рівня висот через $0,445$ мкм. Така карта або контурна діаграма дозволяє якісно та кількісно оцінити розподіл виступів і западин розглянутої поверхні, їх форму, висоту та глибину. Як видно з рис. 4.4, для поверхні деталі 1 цей розподіл не є рівномірним.

Зміну опорної поверхні профілю деталі 1 зображено на рис. 4.5. Вона

визначається як відсоток від базової довжини оцінки L поверхні на рівні p нижче найвищого піку і позначається, згідно ISO 4288, t_p .

Значення цього параметру для досліджуваної поверхні деталі наступні (рис. 4.5): $t_{15} = 8\%$, $t_{20} = 10\%$, $t_{45} = 44\%$, $t_{65} = 86\%$, $t_{75} = 98\%$.

Тобто опорна поверхня профілю досягає 100% досягає на рівні 0,81 мкм.

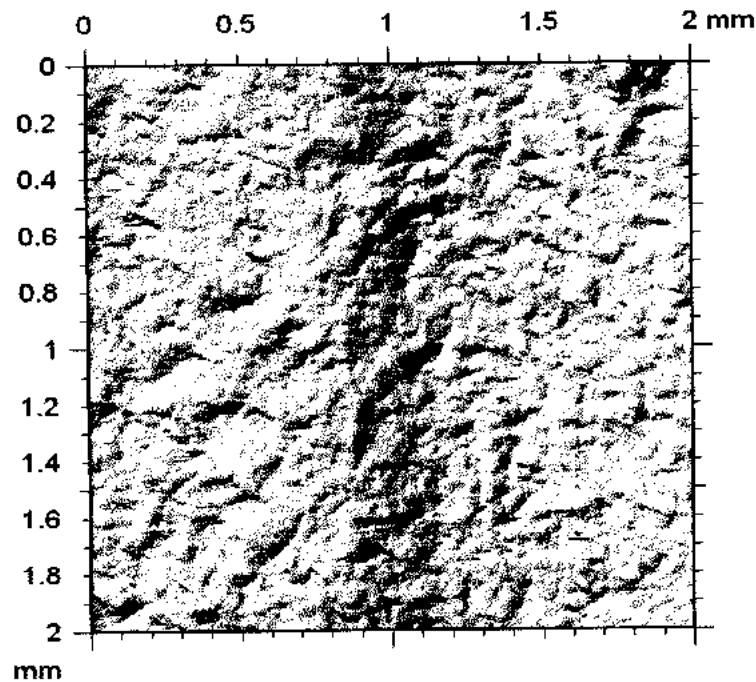


Рисунок 4.4 – Контурна діаграма деталі після фрезерування

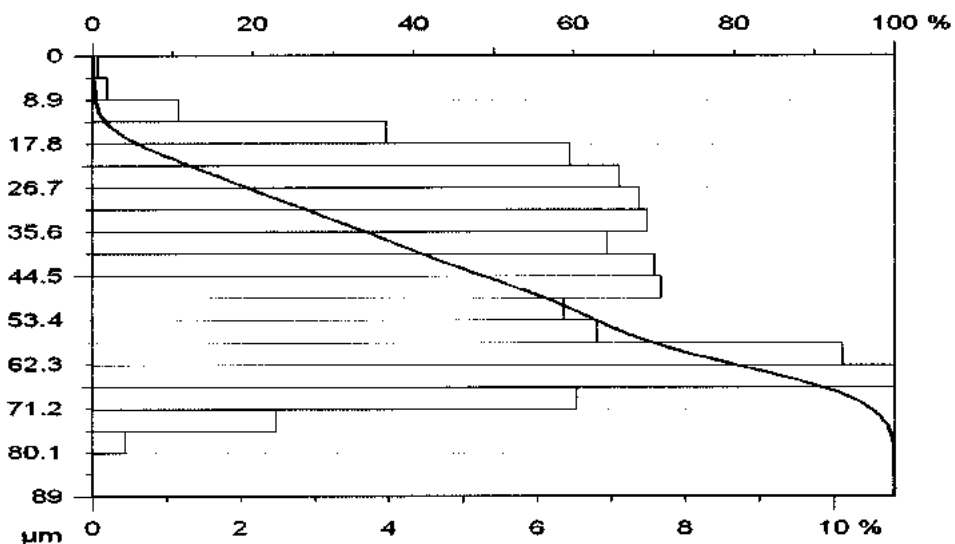


Рисунок 4.5 - Характеристика опорної поверхні профілю деталі після фрезерування

Січення відфільтрованого профілю поверхні, представлене на рис. 4.6

характеризує хвилястість поверхні деталі після фрезерування. Як видно з кривої, хвилястість є досить значною.

Представлені вище параметри та зображення поверхні деталі після фрезерування, дають комплексну її характеристику. Зокрема велика шорсткість поверхні вище приведеної деталі вказує на необхідність подальшої її обробки. Це дало можливість цілеспрямованої розробки технологічних процесів віброобробки поверхонь деталей у вільно гранульованому середовищі з розробкою нових вібраційних машин.

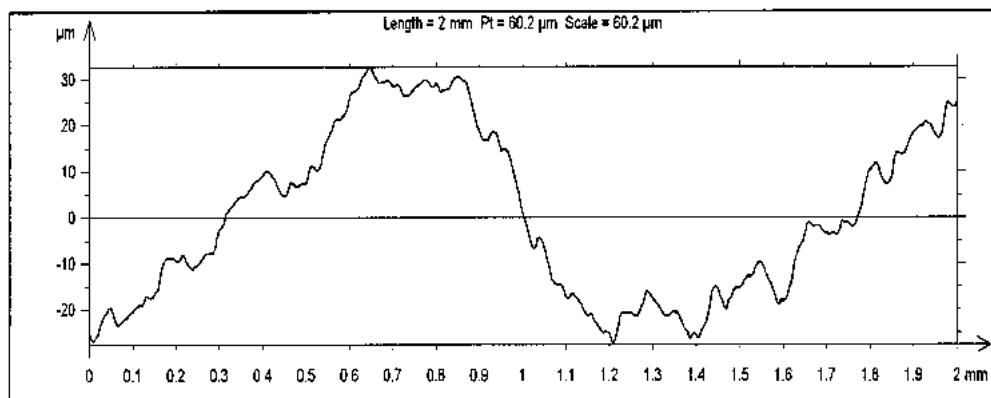


Рисунок 4.6 - Січення відфільтрованого профілю поверхні деталі після фрезерування

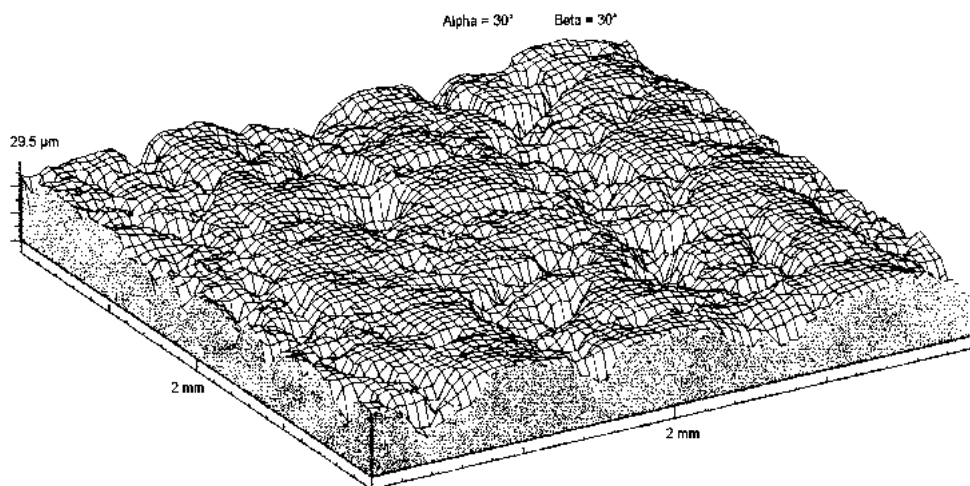


Рисунок 4.7 – Аксонометричне зображення поверхні деталі після фрезерування та обробки в торувій машині

На рис. 4.7 показано аксонометричне зображення, розміром 2,000x2,000 мм, поверхні деталі 2 виготовленої зі сталі 65Г, після фрезерування та обробки

в торовій машині. Основні об'ємні геометричні характеристики зображеної поверхні деталі згідно з позначеннями та рекомендаціями ISO 4288 наступні:

$R_a = 3,07$ мкм; $R_V = 22,4$ мкм; $R_p = 7,1$ мкм; $R_t = 29,5$ мкм; $R_q = 4$ мкм; $R_{sk} = 1,3$ і $R_{ku} = 4,81$.

Зміну опорної поверхні профілю деталі після фрезерування та обробки в торовій машині зображено на рис. 4.8. Значення цього параметру для досліджуваної поверхні металевої деталі наступні: $t_5 = 28\%$, $t_{10} = 76\%$, $t_{15} = 94\%$, $t_{20} = 98\%$.

Тобто опорна поверхня профілю досягає 100% досягає на рівні 0,33 мкм.

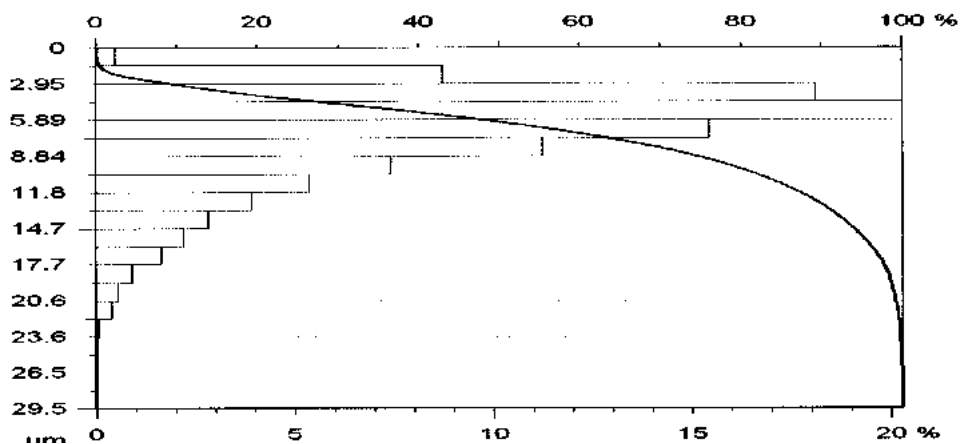


Рисунок 4.8 – Характеристика опорної поверхні профілю металевих деталей після фрезерування та обробки в торовій машині

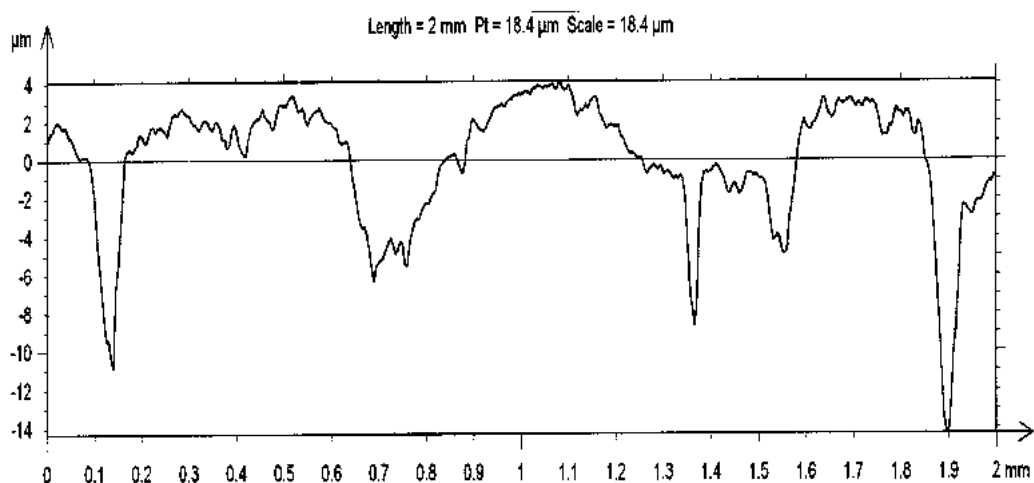


Рисунок 4.9 – Переріз відфільтрованого профілю поверхні металевих деталей після фрезерування та обробки в торовій машині

Як видно з рис. 4.9, шорсткість поверхні металевих деталей після обробки у торовій

машині значно зменшилася, але серед недоліків такого виду обробки слід відмітити довготривалість даного виду обробки.

З метою інтенсифікації процесу віброобробки було створено вібраційну машину з циліндричною горизонтальною робочою камерою та активатором руху робочого середовища у центральній її частині [47, 48].

Аналогічні деталі ґрунтообробних агрегатів було оброблено у розробленій машині та отримані наступні результати шорсткості поверхні.

Після проведення віброобробки деталей у розробленій вібромашині, шорсткість та хвилястість поверхні деталей значно зменшилася, що видно з рис. 4.9, 4.10 та 4.11 в порівнянні з обробкою їх у торовій машині. При цьому тривалість віброобробки в розробленій машині скоротилася в 3 рази.

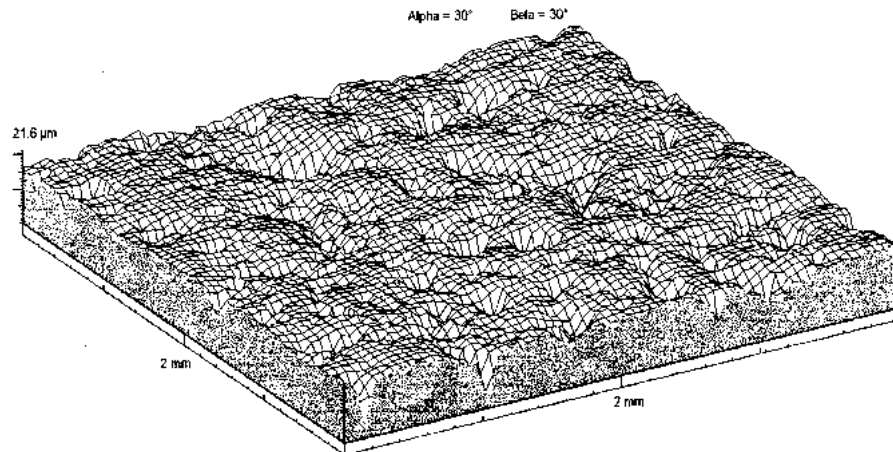


Рисунок 4.10 – Аксонометричне зображення поверхні деталі після фрезерування та віброобробки у машині з центральним активатором руху робочого середовища

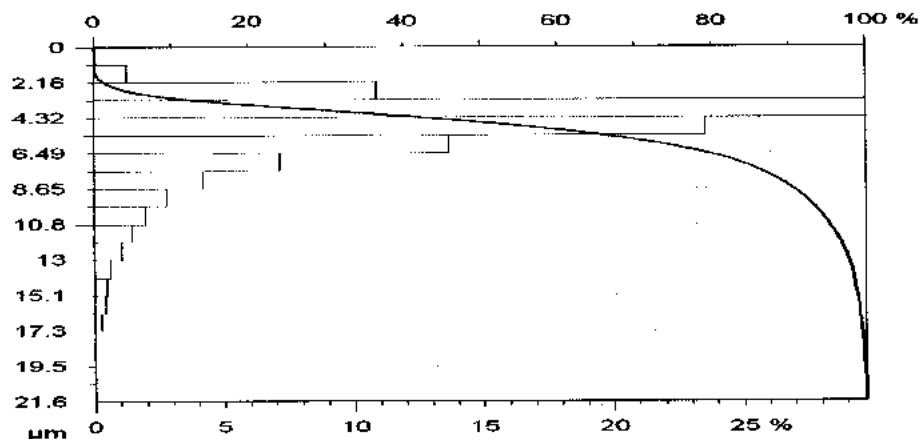


Рисунок 4.11 – Характеристика опорної поверхні профілю деталі після віброобробки у машині з центральним активатором руху робочого середовища

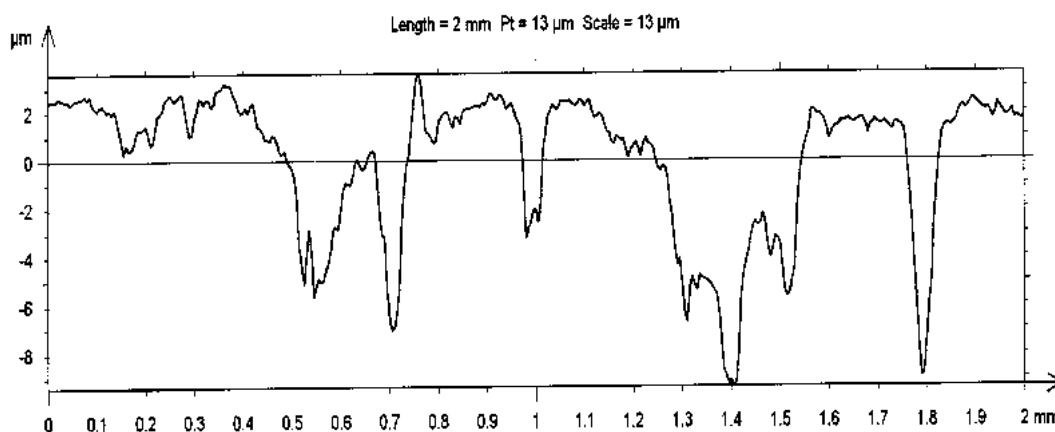


Рисунок 4.12 – Переріз відфільтрованого профілю поверхні деталі після віброобробки у машині з центральним активатором руху робочого середовища

Так як процес одержання поверхонь деталей з малою шорсткістю є багатоступінчастим, тобто кожний наступний етап обробки здійснюється, при необхідності, на різних параметрах роботи вібромашини, то використання описаного вище методу контролю поверхонь дозволяє більш оперативно, точно і обґрунтовано визначити режими віброобробки, отже підвищити ефективність процесів оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей ґрунтообробних агрегатів при проведенні відновлювальних та ремонтних робіт.

Вимірювання мікротвердості структурних складових та високовуглецевого покриття проводилися згідно ДСТУ ISO 6507-1:2007 (ISO 6507-1:2005, IDT) Національний стандарт України. Матеріали металеві. Визначення твердості за Віккерсом. Частина 1. Метод випробування по глибині перерізу зразка обробленої деталі.

Для вимірювань твердості було виготовлено мікрошліфи з оброблених деталей (рис. 4.13). У роботі використовувався метод вимірювання мікротвердості по відновленому відбитку, описаний в третьому розділі даної роботи. Значення мікротвердості відповідають середнім значенням за результатами 5 вимірювань. Для проведення досліджень з вібраційного зміцнення поверхонь робочих органів ґрунтообробних агрегатів використовувалися елементи робочих органів нових, робочих та відновлених деталей (рис. 4.1).



Рисунок 4.13 – Мікрошліфи для визначення твердості оброблених зразків



Рисунок 4.14 – Робочі органи після вібраційної обробки

При цьому лапи та долота поміщувалися в робочу камеру в цілому вигляді, а з дисків борони було вирізано елементи, які зношуються безпосередньо від контакту з ґрунтом (рис. 4.14).

Елементи робочих органів оброблялися в розробленій вібромашині з використанням в якості робочого середовища сталевих кульок діаметром 6 мм.

Згідно теоретичних розрахунків, було вибрано раціональні режими роботи розробленої вібромашини, враховуючи енергозатрати, тривалість та якість обробки [80, 81].

4.2. Експериментальні дослідження технологічних показників і показників якості роботи вібраційної машини

Базуючись на отриманих результатах експериментальних досліджень з використанням розробленої вібраційної машини, виконано статистичний аналіз параметрів якості отриманої продукції.

Серед основних критеріїв оцінювання процесу було обрано енерговитрати N , кВт·год; висоту мікронерівності R , мкм; твердість поверхні T , HV, які характеризуються впливом п'яти найбільш вагомих факторів, що визначають якісно-енергетичні показники даної обробки: амплітуду коливань робочої камери a_k , мм; амплітуду коливань активатора a_a , мм; кутову швидкість приводного вала робочої камери $\omega_{нк}$, рад/с; кутову швидкість приводного вала активатора $\omega_{на}$, рад/с; час обробки T_o , хв.

Дослідження технологічних показників і показників якості проведено за результатами аналізу їх функціональної зміни залежно від діючих факторів, які записано у вигляді функцій:

$$N = f(a_k, a_a, \omega_{нк}, \omega_{на}, T_o); \quad (4.1)$$

$$R = f(a_k, a_a, \omega_{нк}, \omega_{на}, T_o); \quad (4.2)$$

$$T = f(a_k, a_a, \omega_{нк}, \omega_{на}, T_o), \quad (4.3)$$

де a_k – амплітуда коливань робочої камери, мм;

a_a – амплітуда коливань активатора, мм;

$\omega_{нкв}$ – кутова швидкість приводного вала робочої камери, рад/с;

$\omega_{наа}$ – кутова швидкість приводного вала активатора, хв.;

T_o – час обробки, хв.

Визначення впливу перерахованих вище факторів на параметри досліджуваного процесу під час здійснення однофакторних експериментів пов'язане зі значними труднощами та об'ємами робіт. Тому, доцільніше виконати статистичний аналіз для одержання функціональної залежності у вигляді множинної регресії другого порядку за допомогою рототабельного центрально-композиційного планування (РЦКП) багатфакторного експерименту [81].

Метод РЦКП дає змогу більш точно отримати математичний опис розподілу даних за рахунок збільшення кількості експериментів у центральних точках матриці плану і спеціального вибору величини «зіркового значення» α .

Кількість факторів (РЦКП) становить

$$k = k_{я} + 2n + k_0, \quad (4.4)$$

де $k_{я}$ – кількість факторів у ядрі плану;

n – кількість факторів;

$2n$ – кількість досліджень у зіркових точках;

k_0 – кількість факторів у центрі плану з координатами (0,0-0).

Рототабельність композиційного плану відбувається за умови, що зіркове значення α вибирається з інтервала $\alpha^{\frac{n}{4}}$ при $n \leq 5$, тобто для трифакторного експерименту $\alpha = 1,682$, для чотирифакторного – $\alpha = 4$.

Аналіз статистичних характеристик одержаних результатів показав, що коефіцієнти їх асиметрії прямують до нуля, тобто розподіл експериментальних даних є симетричним та апроксимується за нормальним законом.

За негативного значення асиметрії несиметричність вибірки за зміщенням центру розподіляється праворуч, у протилежному випадку – навпаки. Негативний коефіцієнт ексцесу свідчить про закругленість піка досліджуваного розподілу, додатній – про загостреність вершин [81].

Також було отримано гістограму розподілу отриманих даних якісних параметрів досліджуваного процесу (рис. 4.15).

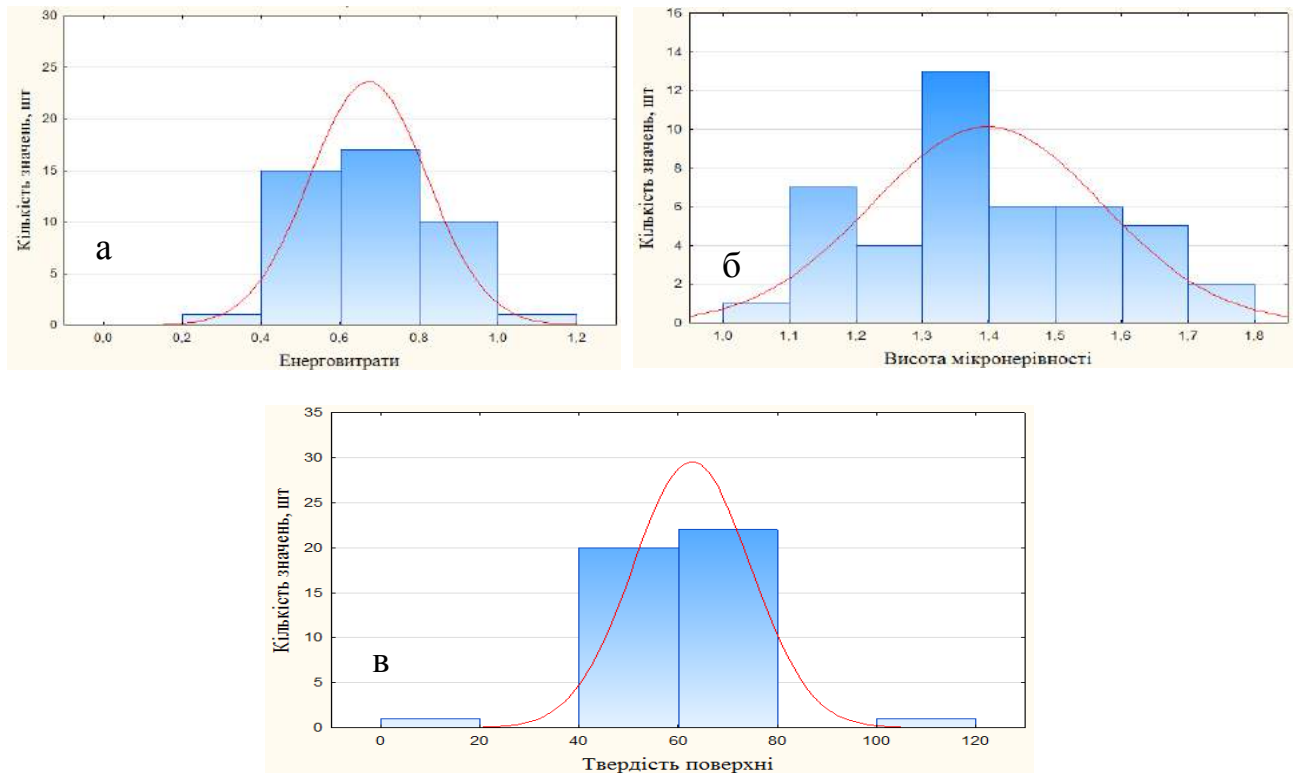


Рисунок 4.15 – Гістограма розподілу отриманих даних якісних параметрів досліджуваного процесу: а – енерговитрати N , кВт·год; б – висота мікронерівності R , мкм; в – твердість поверхні T , HV

Для визначення технологічних показників і показників якості поверхні деталі або розробки емпіричної моделі, яка функціонально описує зміну цих показників було проведено експерименти згідно несиметричної план-матриці Бокса-Бенкіна (додаток Г.4). Після обробки експериментальних даних у статистичному середовищі Statistica 10.0 було отримано коефіцієнти комплексних рівнянь множинної регресії 2-го порядку [82-84].

Після перевірки значимості коефіцієнтів рівняння регресії за критерієм

Стюдента та адекватності математичної моделі експериментальному масиву даних за критерієм Фішера (додаток Д.1) було отримано емпіричні моделі, які характеризують функціональну зміну висоти мікронерівності та твердості поверхні від зміни п'яти вхідних факторів: амплітуди коливань робочої камери, амплітуди коливань активатора, кутової швидкості приводного вала робочої камери, кутової швидкості приводного вала активатора, часу обробки та рівняння регресії, яке описує зміну необхідної потужності приводу робочих органів вібраційної машини від жорсткості пружинної підвіски та кута розведення дебалансів за раціонального значення амплітуди $a = 4 \cdot 10^{-3}$ м і кутової швидкості коливання $\omega = 146,5 \text{ c}^{-1}$:

- висота мікронерівності

$$R = 1,977 - 0,024a_k - 0,061a_a - 0,0003\omega_{пвк} - 0,002\omega_{пва} - 0,002T_o; \quad (4.5)$$

- твердість поверхні

$$T = 32,56 + 1,602a_k + 2,013a_a + 0,044\omega_{пвк} + 0,075\omega_{пва} + 0,117T_o; \quad (4.6)$$

$$N = (3027,9 - 1806,7\theta)\exp(-0,5c). \quad (4.7)$$

У кінці другого розділу була теоретично визначена залежність необхідної потужності приводу вібраційної машини від її параметрів робочих органів (2.74). Було вказано, що функції $f_1(c)$ та $f_2(\theta)$ будуть уточнені в результаті проведення експериментальних досліджень.

Згідно з рівнянням регресії (4.7) побудовано залежність зміни необхідної потужності приводу робочих органів вібраційної машини від еквівалентної жорсткості системи підвіски і кута розведення дебалансів, рис. 4.15. При цьому теоретична залежність необхідної потужності представлена кривими, а експериментальні дані – точками.

Також на основі отриманих експериментальних даних побудовано карти Парето ефектів для оцінки впливу факторів на споживані енерговитрати розробленої вібромашини (рис. 4.17), на висоту мікронерівності (рис. 4.18) та твердість поверхні (рис. 4.19).

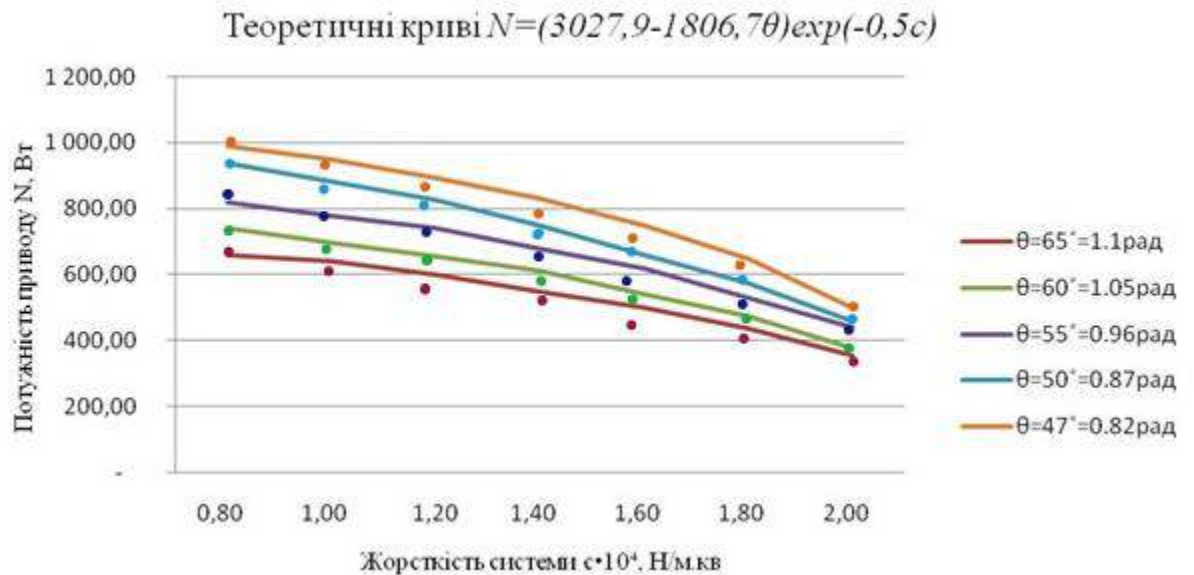


Рисунок 4.16 – Залежність потрібної потужності від еквівалентної жорсткості системи підвіски і кута розведення дебалансів



Рисунок 4.17 – Карта Парето ефектів для оцінки впливу факторів на споживані енерговитрати розробленої вібромашини

Згідно отриманих карт, на споживані енерговитрати розробленої вібромашини найбільше впливає амплітуда коливань робочої камери; на висоту мікронерівності – амплітуда коливань робочої камери, кутова швидкість приводного валу активатора та час обробки; на твердість поверхні – амплітуда коливань робочої камери та амплітуда коливань активатора.

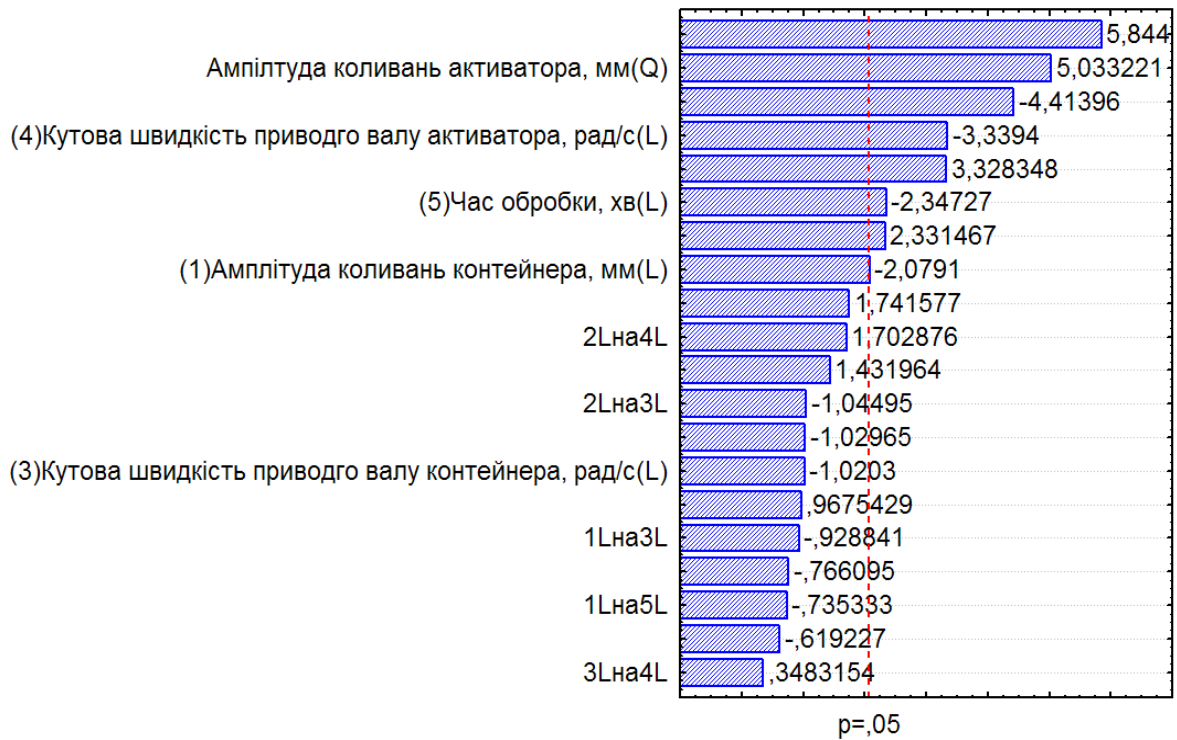


Рисунок 4.18 – Карта Парето ефектів для оцінки впливу факторів на висоту мікронерівностей

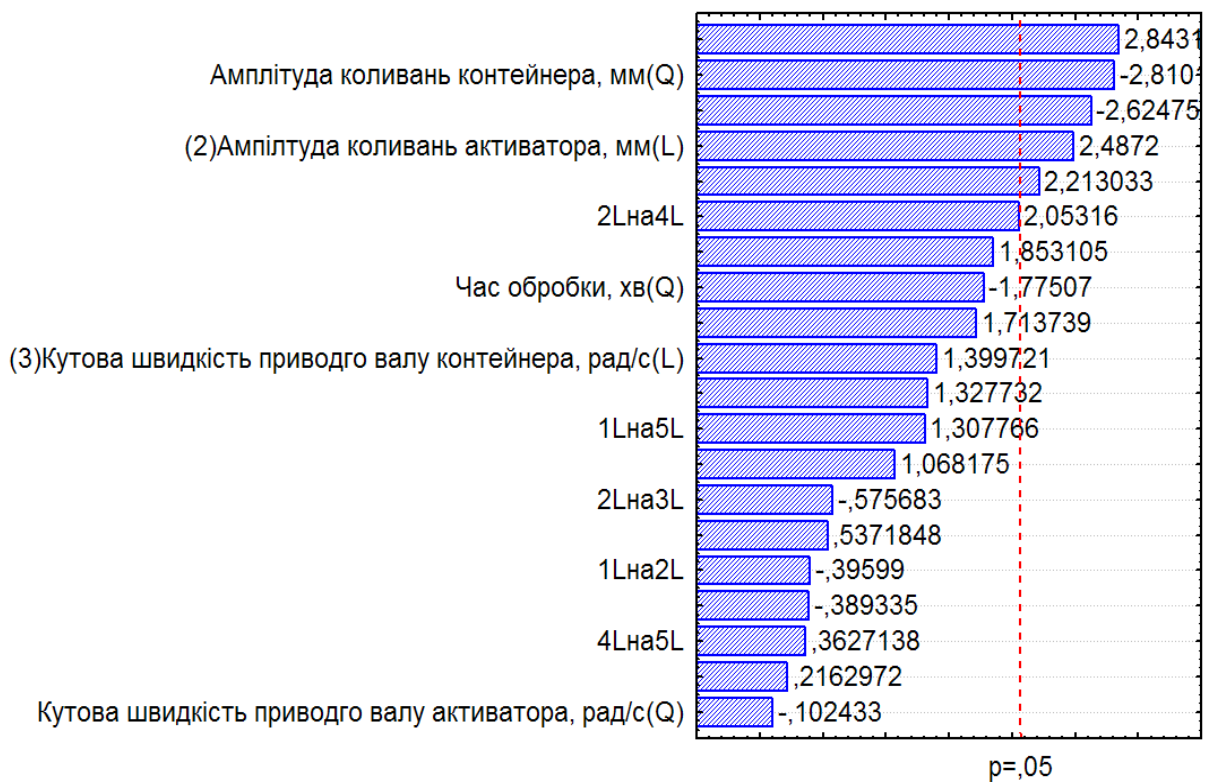


Рисунок 4.19 – Карта Парето ефектів для оцінки впливу факторів на твердість поверхні

Згідно з рівняннями регресії (4.5)-(4.7) побудовано поверхні відгуку, які функціонально описують зміну:

- рис. 4.20 – мікронерівностей поверхні деталі залежно від зміни: а – часу обробки та кутової швидкості приводного вала активатора як функція $R = f_R(T_o; \omega_{пва})$; б – часу обробки та кутової швидкості приводного вала робочої камери як функція $R = f_R(T_o; \omega_{пек})$; в – кутової швидкості приводного вала активатора та кутової швидкості вала робочої камери як функція $R = f_R(\omega_{пва}; \omega_{пек})$; г – часу обробки та амплітуди коливань активатора як функція $R = f_R(T_o; a_a)$;

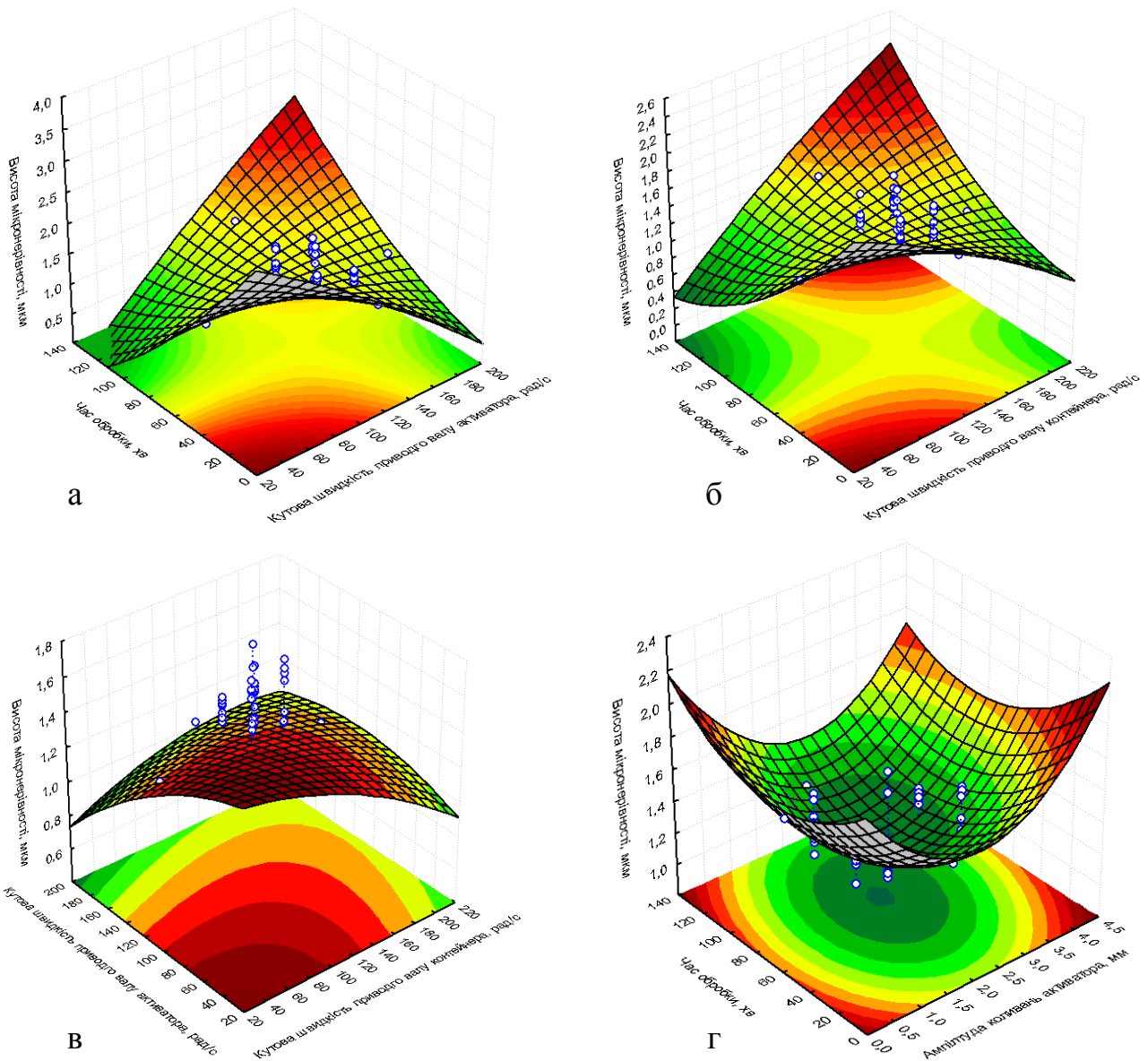


Рисунок 4.20 – Поверхня відгуку як функція: а – $R = f_R(T_o; \omega_{пва})$;

б – $R = f_R(T_o; \omega_{пек})$; в – $R = f_R(\omega_{пва}; \omega_{пек})$; г – $R = f_R(T_o; a_a)$

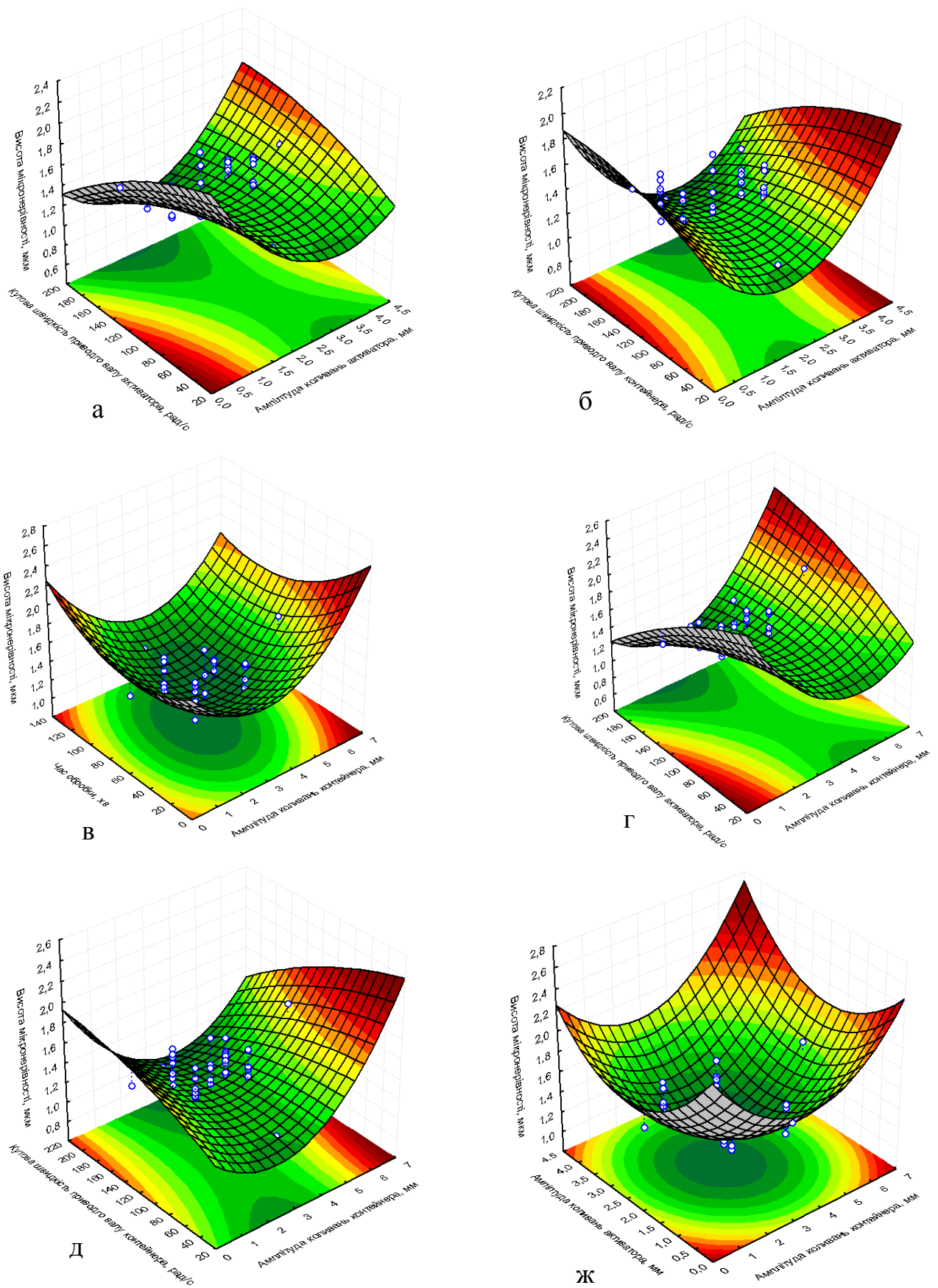


Рисунок 4.21 – Поверхня відгуку як функція: а – $R = f_R(T_o; \omega_{nva})$;

б – $R = f_R(T_o; \omega_{nvc})$; в – $R = f_R(\omega_{nva}; \omega_{nvc})$; г – $R = f_R(T_o; a_a)$;

д – $R = f_R(\omega_{nvc}; a_k)$; ж – $R = f_R(a_a; a_k)$

- рис. 4.21 – мікронерівностей поверхні деталі залежно від зміни: а – кутової швидкості приводного вала активатора та амплітуди коливань активатора як функція $R = f_R(\omega_{nva}; \omega_a)$; б – кутової швидкості приводного вала робочої камери та амплітуди коливань активатора як функція $R = f_R(\omega_{nwk}; \omega_a)$; в – часу обробки та амплітуди коливань робочої камери як функція $R = f_R(T_o; a_k)$; г – кутової швидкості приводного вала активатора та амплітуди коливань робочої камери як функція $R = f_R(\omega_{nva}; \omega_a)$; д – кутової швидкості приводного вала робочої камери та амплітуди коливань робочої камери як функція $R = f_R(\omega_{nwk}; a_k)$; ж – амплітуди коливань активатора та амплітуди коливань робочої камери як функція $R = f_R(a_a; a_k)$;

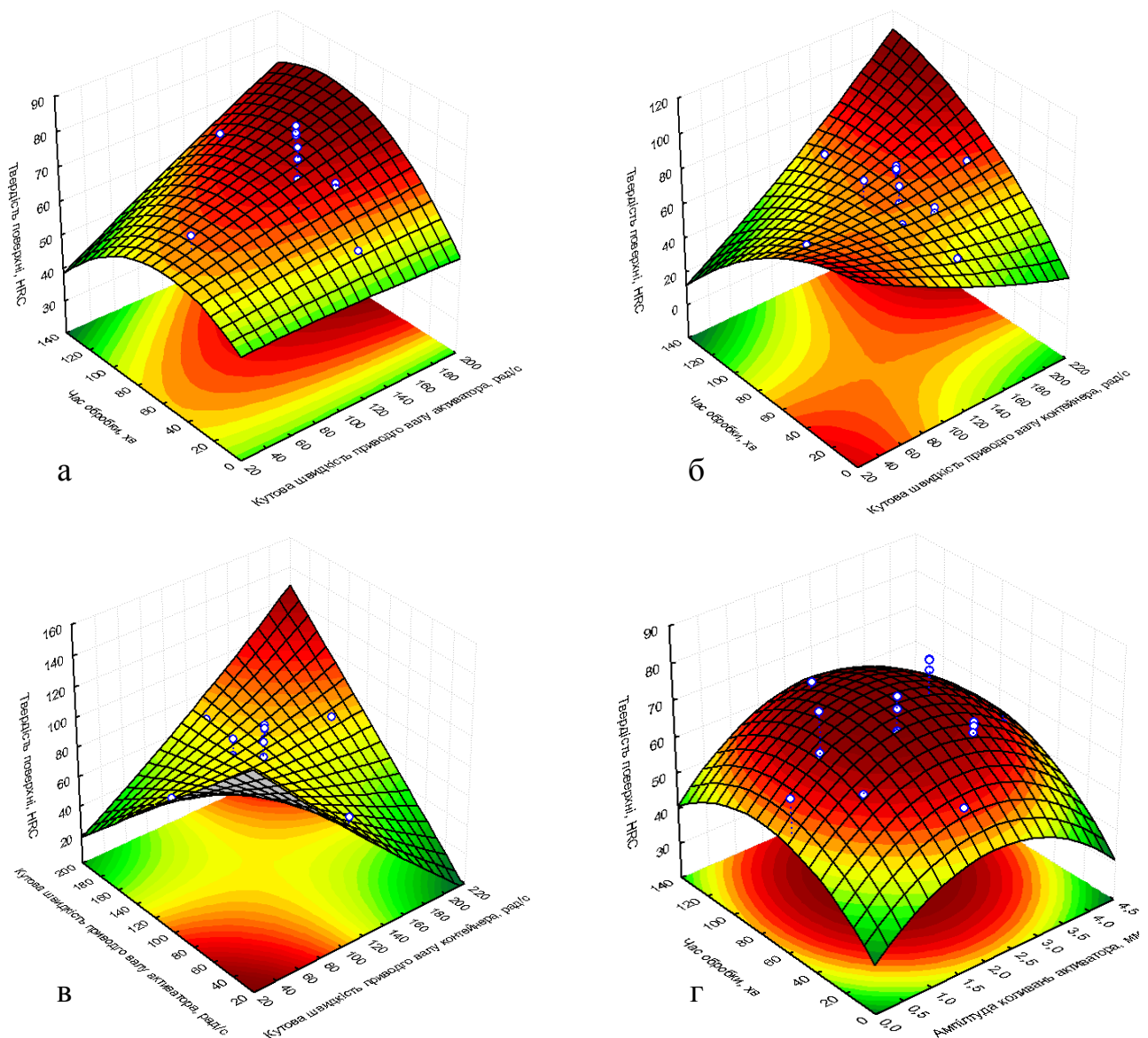


Рисунок 4.22 – Поверхня відгуку як функція: а – $T = f_T(T_o; \omega_{nva})$;

б – $T = f_T(T_o; \omega_{nwk})$; в – $T = f_T(\omega_{nva}; \omega_{nwk})$; г – $T = f_T(T_o; a_a)$

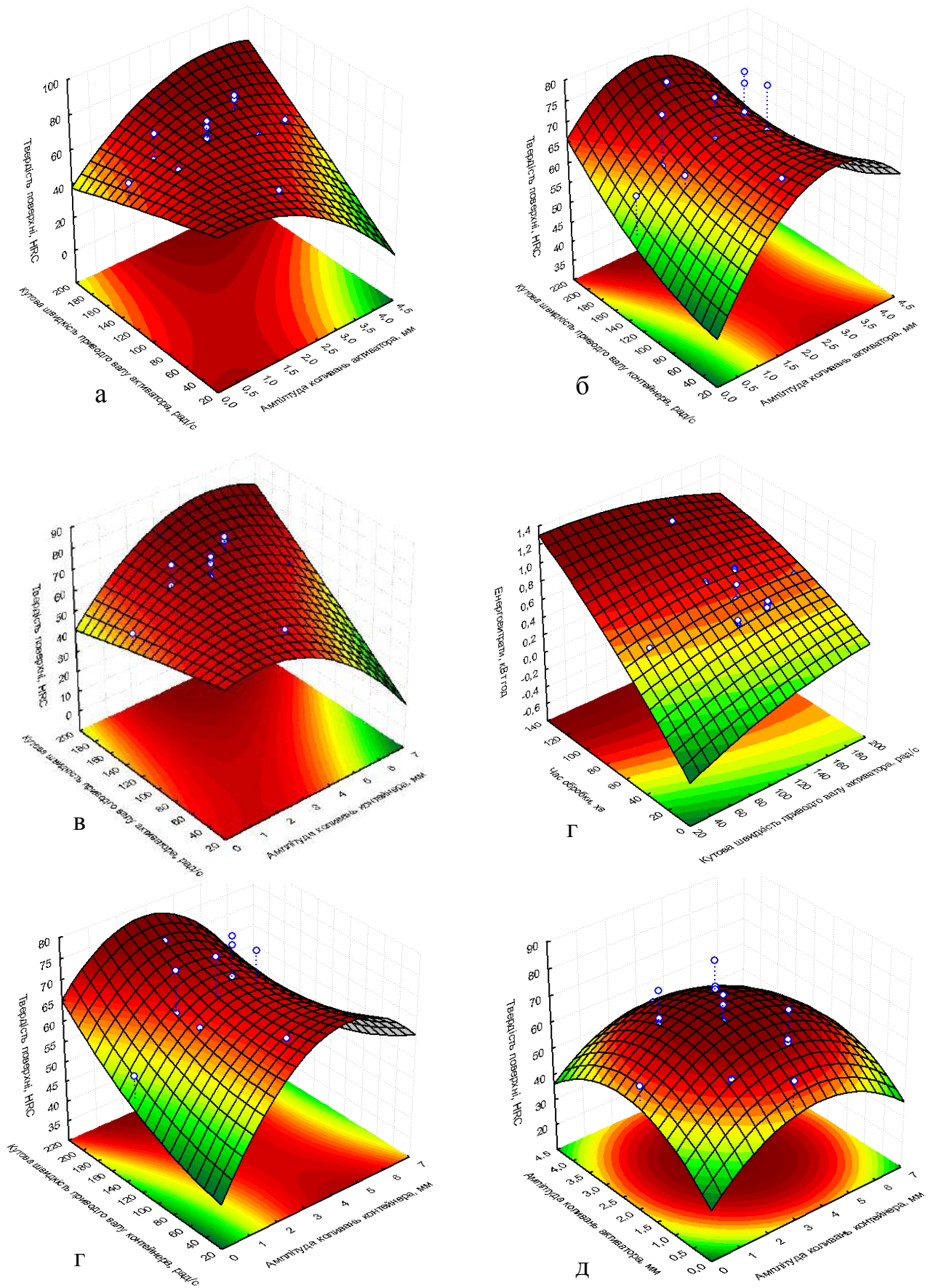


Рисунок 4.23 – Поверхня відгуку як функція: а – $R = f_R(T_o; \omega_{nva})$;
 б – $R = f_R(T_o; \omega_{nvc})$; в – $R = f_R(\omega_{nva}; \omega_{nvc})$; г – $R = f_R(T_o; a_a)$; д – $T = f_T(\omega_{nvc}; a_k)$

- рис. 4.22 – твердості поверхні деталі залежно від зміни: а – часу обробки та кутової швидкості приводного вала активатора як функція $T = f_T(T_o; \omega_{nea})$; б – часу обробки та кутової швидкості приводного вала робочої камери як функція $T = f_T(T_o; \omega_{nek})$; в – кутової швидкості приводного вала активатора та кутової швидкості вала робочої камери як функція $T = f_T(\omega_{nea}; \omega_{nek})$; г – часу обробки та амплітуди коливань активатора як функція $T = f_T(T_o; a_a)$;

- рис. 4.23 – твердість поверхні деталі залежно від зміни: а – кутової швидкості приводного вала активатора та амплітуди коливань активатора як функція $T = f_T(\omega_{nea}; a_a)$; б – кутової швидкості приводного вала робочої камери та амплітуди коливань активатора як функція $T = f_T(\omega_{nek}; a_a)$; в – часу обробки та амплітуди коливань робочої камери як функція $T = f_T(T_o; a_k)$; г – кутової швидкості приводного вала активатора та амплітуди коливань робочої камери як функція $T = f_T(\omega_{nea}; a_k)$; д – кутової швидкості приводного вала робочої камери та амплітуди коливань робочої камери як функція $T = f_T(\omega_{nek}; a_k)$; ж – амплітуди коливань активатора та амплітуди коливань робочої камери як функція $T = f_T(a_a; a_k)$;

- рис. 4.24 – енерговитрат на привод робочих органів від зміни: а – часу обробки та кутової швидкості приводного вала активатора як функція $N = f_N(T_o; \omega_{nea})$; б – часу обробки та кутової швидкості приводного вала робочої камери як функція $N = f_N(T_o; \omega_{nek})$; в – кутової швидкості приводного вала активатора та кутової швидкості вала робочої камери як функція $N = f_N(\omega_{nea}; \omega_{nek})$; г – часу обробки та амплітуди коливань активатора як функція $N = f_N(T_o; a_a)$;

- рис. 4.25 – енерговитрат на привод робочих органів залежно від зміни: а – кутової швидкості приводного вала активатора та амплітуди коливань активатора як функція $N = f_N(\omega_{nea}; \omega_a)$; б – кутової швидкості приводного вала робочої камери та амплітуди коливань активатора як функція $N = f_N(\omega_{nek}; \omega_a)$; в – часу обробки та амплітуди коливань робочої камери як функція

$N = f_N(T_o; a_k)$; Γ – кутової швидкості приводного вала активатора та амплітуди коливань робочої камери як функція $N = f_N(\omega_{nva}; \omega_a)$; Δ – кутової швидкості приводного вала робочої камери та амплітуди коливань робочої камери як функція $N = f_N(\omega_{nвк}; a_k)$; Ж – амплітуди коливань активатора та амплітуди коливань робочої камери як функція $N = f_N(a_a; a_k)$.

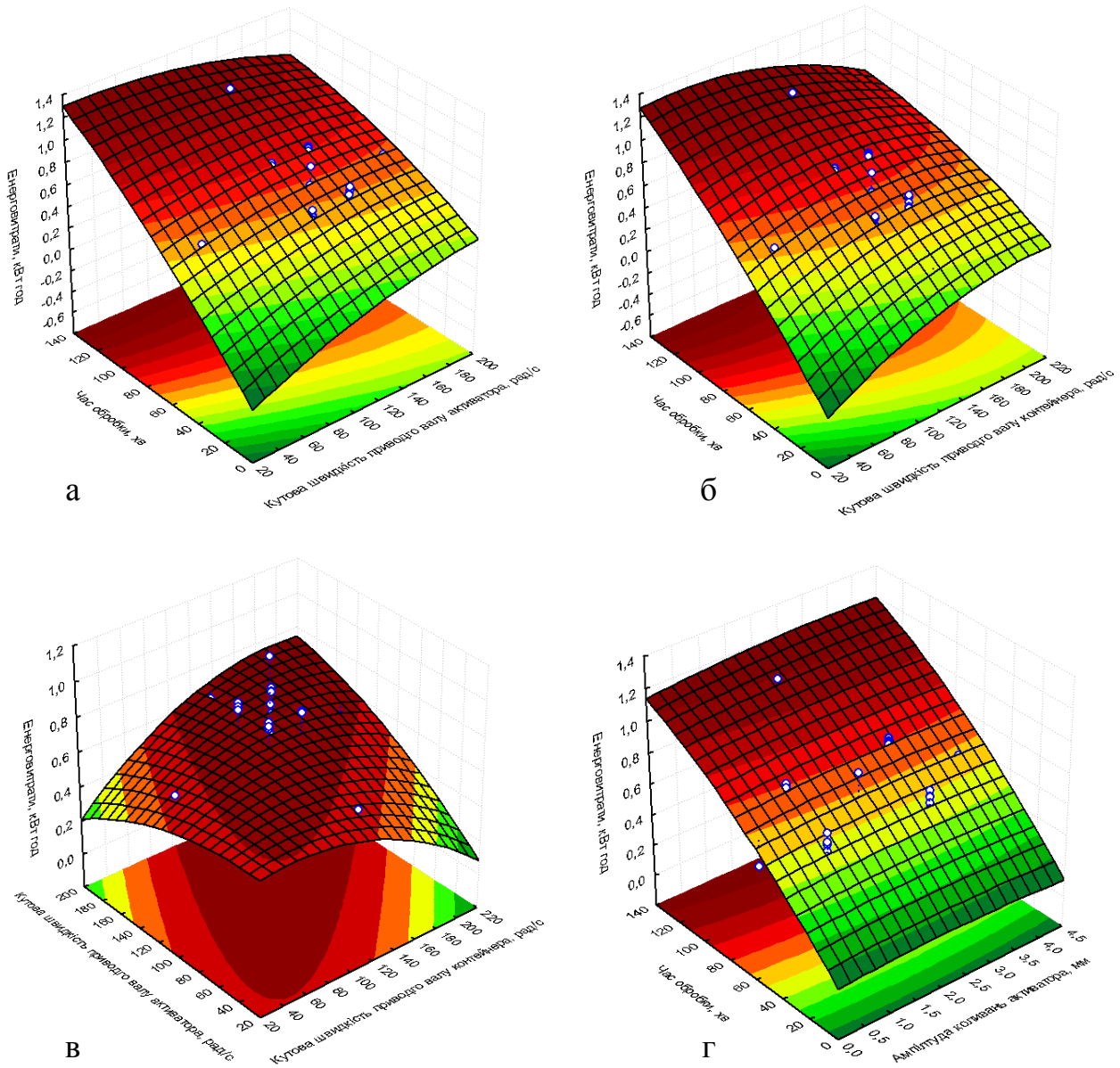


Рисунок 4.24 – Поверхня відгуку як функція: а – $N = f_N(T_o; \omega_{nva})$;

б – $N = f_N(T_o; \omega_{nвк})$; в – $N = f_N(\omega_{nva}; \omega_{nвк})$; Г – $N = f_N(T_o; a_a)$

Аналіз побудованих поверхонь відгуку функціональної зміни мікронерівностей і твердості поверхні деталі та енерговитрат приводу робочих органів вібростанини показує, що оптимум функції визначають фактори ω_{nva} , $\omega_{nвк}$ та T_o .

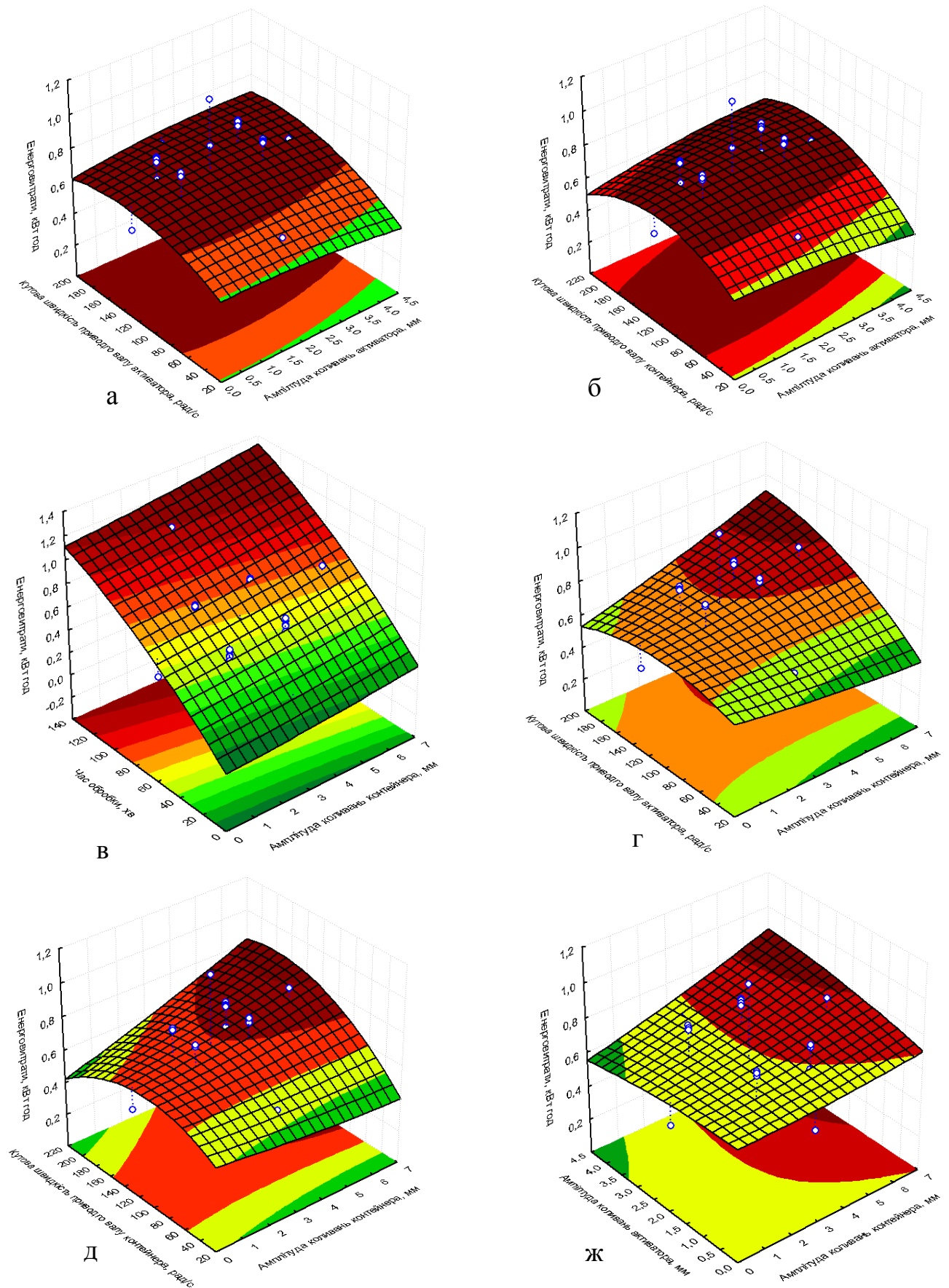


Рисунок 4.25 – Поверхня відгуку як функція: а – $R = f_R(T_o; \omega_{пва})$;

б – $R = f_R(T_o; \omega_{пвк})$; в – $R = f_R(\omega_{пва}; \omega_{пвк})$; г – $R = f_R(T_o; a_a)$;

д – $N = f_N(\omega_{пвк}; a_k)$; ж – $N = f_N(a_a; a_k)$

В якості одного з основних параметрів розробленої вібраційної машини, крім якості обробки та часу її проведення, досліджувались також енерговитрати на процес оздоблювально-зміцнювальної обробки (ОЗО) деталей при різних амплітудах коливання робочої камери та з використанням різних робочих тіл (кульки керамічні, призми трьохгранні керамічні, кульки металеві). Витрати електроенергії досліджувалися при порівнянні затрат на ОЗО деталей у вібраційних машинах без активатора, з інерційним активатором та активатором з окремим дебалансним приводом [85].

Результати досліджень приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Потужність, що споживає вібромашина, Вт

Амплітуда коливання, мм	Без активатора				З інерційним активатором				З дебалансним активатором			
	0	2	3	4	0	2	3	4	0	2	3	4
КК-6	541	600	720	840	520	540	660	900	517	523	640	870
ПТК-10	540	600	726	870	521	545	665	932	516	525	643	895
ПТК-16	542	596	723	900	520	550	670	960	518	527	658	912
КМ-6	557	624	774	920	553	572	689	982	534	538	680	936

Проаналізувавши отримані результати, можна стверджувати, що енерговитрати при оздоблювально-зміцнювальній обробці в розробленій вібромашині з дебалансним активатором руху середовища в порівнянні з базовою вібромашиною (без активатора) зменшилися на 9 % при амплітуді коливань 3 мм, при цьому час обробки зменшився на 60% [85].

Таблиця 4.2

Раціональні технологічні параметри досліджуваного процесу

Технологічний параметр	Раціональне значення
Амплітуда коливань робочої камери, мм	2-4
Амплітуда коливань активатора, мм	1,5-2,5
Кутова швидкість приводного вала робочої камери, рад/с	115-120
Кутова швидкість приводного вала активатора, рад/с	130-145
Час обробки, хв.	80

За результатами проведених експериментів досліджень та випробувань розробленої установки на основі побудованих поверхонь відгуку досліджуваних процесів (рис. 4.20 – рис. 4.25) визначено раціональні технологічні параметри її роботи (табл. 4.2), компромісне значення яких отримано методом Крамера в математичному середовищі «Mathcad 15».

Отримані значення дають можливість проводити технологічний процес у розробленій установці за мінімальних енерговитрат при отриманні кінцевої продукції високої якості.

4.3. Висновки до розділу

1. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що споживаних енерговитрат вібраційною машиною знаходиться у діапазоні від 0,2 до 0,8 кВт за зміни кутової швидкості приводного вала активатора від 20 до 200 рад/с і кутової швидкості приводу вала робочої камери від 20 до 220 рад/с. Різниця між теоретичним та експериментальними даними не перевищує 12%.

2. Встановлено, що оптимальні значення показників процесу вібраційного зміцнення деталей отримано за таких раціональних значень параметрів вібраційної машини: амплітуди коливання робочої камери $4 \cdot 10^{-3}$ м; частоти коливання приводного вала активатора та робочої камери 146,5 рад/с; кута розведення дебалансів 0,96 рад.

3. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень вібраційного зміцнення робочих органів ґрунтообробних знарядь встановлено компромісні технологічні параметри процесу: кутова швидкість вала робочої камери – 115...120 рад/с, кутова швидкість вала активатора – 120..150 рад/с, час обробки – 80 хв. При цьому твердість поверхні деталей збільшується у 1,2-1,5 рази, тривалість обробки зменшується у 2 рази, а витрати енергії у 1,8 рази в порівнянні з існуючими машинами.

Основні результати розділу опубліковано у наукових працях [79, 81, 85].

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ВІБРОМАШИНИ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

5.1. Визначення економічної ефективності відновлення робочих органів ґрунтообробних агрегатів

В сучасній ринковій економіці досить важливим і актуальним є:

- вивчення шляхів підвищення ефективності діяльності підприємства та використання всіх засобів виробництва і робочої сили;
- обґрунтування шляхів інтенсивного і економічно безпечного розвитку підприємства;
- визначення ефективності впровадження у виробництво нових машин і систем;
- впровадження і використання антикризової системи господарювання.

Собівартість продукції є важливим узагальнюючим економічним показником виробничо-фінансової діяльності підприємства, організації чи окремого виробництва. На практиці її обчислення необхідне для об'єктивної оцінки господарської діяльності підприємств, окремих їх підрозділів та виробництва окремих видів продукції, для розрахунку чистого доходу, прибутку і рентабельності, які залежать від собівартості [86].

Собівартість ремонту дискових борін визначається за формулою

$$C = C_{зз} + C_{нар} + C_{зч} + C_{м} + Н, \quad (5.1)$$

де $C_{зз}$ – заробітна плата з нарахуваннями,

$C_{нар}$ – нарахування на заробітну плату,

$C_{зч}$ – вартість запасних частин

$C_{м}$ – вартість матеріалу,

$Н$ – накладні витрати.

Основну заробітну плату визначаємо за формулою

$$C_o = T_n \times T_m, \quad (5.2)$$

де T_n – технічна норма часу на виконанні даної операції;

T_m – годинна тарифна ставка по розряду.

Визначення основної заробітної плати при ремонті дискових борін зведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Розрахунок основної заробітної плати на ремонт секції дискових борін

Назва роботи	Розряд	Годинна тарифна ставка, грн.	Норма часу на ремонт, год.	Сума, грн.
Доставка	II	15,9	0,58	9,22
Очищення	I	14,58	0,41	5,98
Розбирання	II	15,9	6,83	108,59
Дефектація	IV	19,68	0,66	12,98
Комплектування	III	17,5	1,13	19,77
Ремонт	IV	19,68	3,50	68,88
Складання	III	17,5	4,90	85,75
Регулювання	IV	19,68	0,83	16,33
Фарбування	II	15,9	0,50	7,95
Разом Z_0				355,45

Визначаємо доплати.

Доплата за стаж визначається за формулою:

$$C_{ст} = 10\% \text{ від } Z_0; \quad (5.3)$$

$$C_{ст} = 10\% \text{ від } 355,45 = 35,54 \text{ грн.}$$

Доплата за якісно виконану роботу визначається за формулою:

$$C_{як} = 20 - 50\% \text{ від } Z_0; \quad (5.4)$$

$$C_{як} = 40\% \text{ від } 355,45 = 142,18 \text{ грн.}$$

Доплата на відпустку визначається за формулою:

$$C_{від} = 8,54\% \text{ від } (Z_0 + C_{ст} + C_{як}); \quad (5.5)$$

$$C_{\text{від}} = 8,54\% \text{ від } (355,54 + 35,54 + 142,18) = 45,53 \text{ грн.}$$

Визначаємо заробітну плату з доплатами за формулою:

$$C_{\text{зн}} = Z_0 + C_{\text{ст}} + C_{\text{як}} + C_{\text{від}}; \quad (5.6)$$

$$C_{\text{зн}} = 578,7 \text{ грн.}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату $C_{\text{нар}}$, які платить роботодавець.

Розрахунки зводимо в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Нарахування на заробітну плату $Z_{\text{п}}$

Вид нарахування	$C_{\text{зн}}$	Відсоток від $C_{\text{зн}}$	Сума, грн.
Єдиний соціальний внесок	578,7	22%	127,31
Всього $C_{\text{нар}}$			127,31

Витрати на запасні частини приведені в табл. 5.3.

Таблиця 5.3

Витрати на запасні частини та матеріали $C_{\text{зп}}$

Назва деталі		Кількість, шт.	Вартість одиниці, грн.	Сума, грн.
Вал секції борони дискової		1	2370,00	2370,00
Диск борони	віброзміцнені	6	85,53	513,2
	наплавлені	6	456,46	2738,8
	нові (заміна)	6	978,67	5872
Підшипник 7212		2	197,3	394,6
Болти М-10		1	25,00	25,00
Гайки М-10		1	28,00	28,00
Електроди		0,5	90,00	45,00
Фарба		2,00	40,00	80,00
Масило Літол-24		0,5	48,00	24,00

Продовження табл. 5.3.

Всього	віброзміцнені			3479,8
	наплавлені			5705,4
	нові (заміна)			8838,6

Накладні витрати дорівнюють [87]:

$$H = 95 \dots 200\% (C_{\text{зн}} + C_{\text{нар}} + C_{\text{зп}}), \text{ приймаємо } H=100\%.$$

При ремонті віброзміцненням

$$H_{\text{в}} = 1 \times (578,7 + 127,31 + 3479,8) = 4185,81 \text{ грн.}$$

При ремонті наплавкою

$$H_{\text{н}} = 1 \times (578,7 + 127,31 + 5705,4) = 6411,41 \text{ грн.}$$

При ремонті заміною дисків на нові

$$H_{\text{нов}} = 1 \times (578,7 + 127,31 + 8838,6) = 9544,61 \text{ грн.}$$

Собівартість ремонту віброзміцненням

$$C_{\text{рв}} = 578,7 + 127,31 + 3479,8 + 4185,81 = 8371,62 \text{ грн.}$$

Собівартість наплавкою

$$C_{\text{рн}} = 578,7 + 127,31 + 5705,4 + 6411,41 = 12822,82 \text{ грн.}$$

Собівартість ремонту дискових борін шляхом заміни дисків новими

$$C_{\text{рнов}} = 578,7 + 127,31 + 8838,6 + 9544,61 = 19089,22 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від упровадження запропонованого методу ремонту робочих органів ґрунтообробних агрегатів шляхом вібраційної оздоблювально-зміцнювальної обробки в вібраційні машині з активатором руху робочого середовища визначаємо за формулою

$$E = C_{\text{рн}} - C_{\text{рв}} \quad (5.7)$$

де $C_{\text{рн}}$ – собівартість ремонту секції дискових борін шляхом наплавки.

$C_{\text{рв}}$ – собівартість ремонту віброзміцненням

$$E = 12822,82 - 8371,62 = 4451,2 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від впровадження запропонованого методу ремонту секції дискових борін за допомогою розробленого обладнання складає 4451,2 грн. Він одержаний за рахунок використання сучасних вібраційних енергоощадних технологій та обладнання, що дозволило більш якісне виконання ремонтних операцій, зменшення витрат часу та енергії, відновлення

більшої номенклатури деталей та купівлі меншої кількості запасних частин.

5.2. Визначення основних витрат при виготовленні вібраційної машини

Розроблена конструкція вібраційної машини для оздоблювально-зміцнювальної та зачисної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів в порівнянні з базовою дає відмінні ознаки, які відображені у табл. 5.4.

Таблиця 5.4

Відмінні ознаки розробленої вібромашини

№ п/п	Показники	Машина	
		базова	розроблена
1.	Продуктивність, шт./год.	40	80
2.	Середньорічне завантаження, год.	1820	1200
3.	Ємність робочої камери, л.	40	30
4.	Тривалість циклу обробки, хв.	20-60	15-25
5.	Потужність електропривода, кВт.	1,5	0,87
6.	Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
7.	Габаритні розміри, мм:		
	довжина	960	1000
	ширина	885	500
	висота	1485	1500
8.	Маса машини, кг.	95	110

Серед основних витрат розробленої вібраційної машини можна відзначити: витрати на виготовлення машини, енерговитрати при її роботі та витрати на заробітну плату обслуговуючому персоналу [87].

Визначаємо витрати на виготовлення вібраційної машини із дебалансним активатором робочого середовища.

Для цього потрібно визначити необхідну кількість матеріалів і комплектуючих запасних частин, що підуть на виготовлення машини, їх вартість, трудомісткість виконання робіт, заробітну плату працівників і провести всі нарахування.

Необхідну кількість кутника №35 визначаємо, виходячи із

конструктивних розмірів рами 1000x500x800. Звідки знаходимо, що для виготовлення рами вібраційної машини потрібно 12м кутника.

Далі визначимо необхідну кількість круга металевого $d=36$ мм для виготовлення дебалансних валів.

Знайдемо масу вала дебалансного за формулою

$$m_{e.l} = \rho \cdot V, \text{ м} \quad (5.8)$$

де ρ – густина сталі, кг/м^3 ; для сталі 35 $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ [18].

V – об'єм вала, м^3 .

Об'єм вала визначаємо за формулою [10]

$$V = \pi R^2 l, \text{ м}^3 \quad (5.9)$$

де R – радіус вала, м^3 ; $R = 0,0175$;

l – довжина вала, м; $l = 0,472$ м.

Звідки,

$$V = 3,14 \cdot 0,0175^2 \cdot 0,472 = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot \text{м}^3;$$

$$m_{e.l} = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 0,45 \cdot 10^{-3} = 3,51 \text{ кг.}$$

Аналогічно визначаємо масу корпусу активатора, підвіски, підшипникових вузлів, кронштейнів, втулок, кришок.

Маса робочої камери становить 47 кг, а одного дебалансу робочої камери 2,29 кг, а дебалансу активатора 0,55 кг.

Маючи усі необхідні дані, кількість деталей, визначаємо витрати на виготовлення. Отримуємо затрати на заробітну плату працівникам, що зайняті на виготовленні вібраційної машини.

Враховуючи кількість необхідного матеріалу, його вартість, складаємо дефектну відомість. Підсумувавши усі складові маємо затрати на запасні частини і матеріали. Відповідно до всіх даних обчислень складаємо кошторис затрат на виконання робіт, де проводимо всі необхідні нарахування.

Отже, затрати на виготовлення вібраційної машини згідно розрахунків становлять $Z_{\text{виг}}=21975,20$ грн.

Річні енерговитрати при експлуатації даної машини складають:

$$Z_{ен} = N \cdot t_{р.зм.} \cdot n_{зм.} \cdot n_p, \quad (5.10)$$

де N – технологічна потужність машини, кВт; $N = 0,87$ кВт;

$t_{р.зм.}$ – робочий час однієї зміни, год.;

$n_{зм.}$ – кількість змін; приймаємо $n_{зм.} = 1$.

n_p – кількість робочих днів на рік, днів; приймаємо $n_p = 260$ днів.

Робочий час однієї зміни можна розрахувати за формулою:

$$t_{р.зм.} = T_{зм.} - T_{п.ц.}, \quad (5.11)$$

де $T_{зм.}$ – час робочої зміни, год.; $T_{зм.} = 7$ год.;

$T_{п.ц.}$ – позацикловий час, год.; $T_{п.ц.} = 1,6$ год.

Звідки,

$$t_{р.зм.} = 7 - 1,6 = 5,4 \text{ (год.)};$$

$$Z_{ен} = 0,87 \cdot 5,4 \cdot 1 \cdot 260 = 1221,48 \text{ (кВт. год.)}.$$

Річні витрати на заробітну плату обслуговуючому персоналу становлять:

$$Z_{з.п.} = Z_{з.п.м.} \cdot n_m \cdot n_{np}, \quad (5.12)$$

де $Z_{з.п.м.}$ – місячна заробітна плата працівника, обслуговуючого технологічну машину, грн., при цьому $Z_{з.п.м.} = n_{р.д.м.} \cdot T_{д.т.с.}$;

$n_{с.м.р.д.}$ – середньомісячна кількість робочих днів на місяць, приймаємо 22 дні;

$T_{д.т.с.}$ – денна тарифна ставка робітника зайнятого на верстатних роботах по 5 розряду становить 432 грн;

n_m – кількість місяців на рік, коли машина працює, приймаємо $n_m = 12$ місяців;

n_{np} – кількість обслуговуючого персоналу, чол.; приймаємо $n_{np} = 1$ чол.

Звідки

$$Z_{зп} = 114048 \text{ грн.}$$

Таким чином загальні експлуатаційні витрати розробленої технологічної машини складають:

$$Z = Z_{\text{виг}} + Z_{\text{ен}} \cdot C_{\text{ен}} + Z_{\text{з.п.}}, \quad (5.13)$$

де $C_{\text{ен}} = 3,6$ грн. – вартість 1 кВт електроенергії, грн.

Тоді,

$$Z = 21975,20 + 1221,48 * 3,6 + 114048 = 140420,53 \text{ (грн.)}.$$

Аналогічно розраховуємо загальні експлуатаційні витрати для базової технологічної машини ВМ-40, вважаючи, що $N' = 1,5$ кВт, $C_e = 44000$ грн.

Річні енерговитрати при експлуатації визначаємо за формулою

$$Z'_{\text{ен}} = N' \cdot t'_{\text{р.зм.}} \cdot t'_{\text{зм}} \cdot n'_p, \quad (5.14)$$

де N' – технологічна потужність базової машини, кВт; $N' = 1,5$ кВт;

$t'_{\text{р.зм.}}$ – робочий час однієї зміни, год.; $t'_{\text{р.зм.}} = 5,5$ год.;

$n'_{\text{зм}}$ – кількість змін, $n'_{\text{зм}} = 1$;

n'_p – кількість робочих днів на рік, днів.; $n'_p = 260$ днів.

$$Z'_{\text{ен}} = 1,5 \cdot 5,5 \cdot 1 \cdot 260 = 2145 \text{ (кВт. год.)}.$$

Річні витрати на заробітну плату обслуговуючому персоналу становлять

$$Z'_{\text{з.п.}} = Z'_{\text{з.п.м.}} \cdot n'_m \cdot n'_{\text{пр}}, \quad (5.15)$$

де $Z'_{\text{з.п.м.}}$ – місячна заробітна плата працівника, обслуговуючого технологічну машину, грн.; $Z'_{\text{з.п.м.}} = 114048$ грн.

n'_m – кількість місяців на рік, коли машина працює, приймаємо $n'_m = 12$ місяців;

$n'_{\text{пр}}$ – кількість обслуговуючого персоналу, чол.; $n'_{\text{пр}} = 1$ чол.

Тоді

$$Z'_{\text{з.п.}} = 9504 \text{ грн.}$$

Отже, загальні експлуатаційні витрати базової технологічної машини складають

$$Z' = Z'_{\text{виг}} + Z'_{\text{ен}} \cdot C_{\text{ен}} + Z'_{\text{з.п.}}. \quad (5.16)$$

Звідки

$$Z' = 44000 + 2145 * 3,6 + 114048 = 165770 \text{ (грн.)}.$$

Аналіз техніко-економічних показників роботи розробленої вібраційної

машини для оздоблювально-зміцнювальної та зачисної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів показав, що в результаті експлуатації розробленої вібромашини має місце економія експлуатаційних витрат від збільшення продуктивності машини, зменшення витрат на виготовлення, зменшення енерговитрат при виконанні технологічних операцій при виготовленні та ремонті робочих органів ґрунтообробної техніки, скороченні часу обробки та зменшення трудомісткості зачисної та зміцнювальної обробки.

Таблиця 5.5

Техніко-економічна ефективність вібраційної машини

Показники вібромашин	Вібромашини		Відхилення (+,-)
	Базова	Розроблена	
1. Продуктивність П, шт/год.	40	80	+40
2. Місткість робочої камери m, л	40	30	-10
3. Вартість виготовлення $Z_{\text{виг}}$, грн.	44000	21975,2	-22024,8
4. Енерговитрати $Z_{\text{енерго}}$, кВт/год	2145	1221,48	-923,52
5. Експлуатаційні витрати Z , грн.	165770,00	140420,53	-25349,47
6. Економія експлуатаційних витрат E, грн.	-	25349,47	-
7. Строк окупності $T_{\text{ок}}$, років	-	0,55	-

Загальну економію експлуатаційних витрат розробленої вібромашини визначаємо за формулою:

$$E = Z' - Z. \quad (5.17)$$

Звідки

$$E = 165770 - 140420,53 = 25349,47 \text{ (грн.)}.$$

Тоді термін окупності при впровадженні розробленого обладнання складатиме:

$$T_{\text{ок}} = \frac{Z}{E} \text{ роки,} \quad (5.18)$$

де Z – загальні експлуатаційні витрати розробленої технологічної машини, грн.;

E – загальний економічний ефект розробленої вібромашини, грн.

Техніко-економічну ефективність розробленої вібраційної машини

приводимо у табл. 5.5.

5.3. Розробка керованого приводу вібромашини для віброобробки поверхонь деталей ґрунтообробних знарядь

З метою розширення потенційних можливостей технології віброзміцнювальної обробки деталей, розроблено структурну електромеханічну схему керування приводом машини для віброзміцнювальної обробки, яка дозволяє у автоматичному режимі забезпечити мінімальні енерговитрати на вібропривод, задані раціональні параметри вібраційного поля та програмно визначену зміну послідовностей траєкторій руху робочого середовища у робочій камері вібромашини на протязі заданого циклу обробки [88, 89]. Запропонована схема машини для віброзміцнювальної обробки деталей у автоматичному режимі (рис. 5.1).

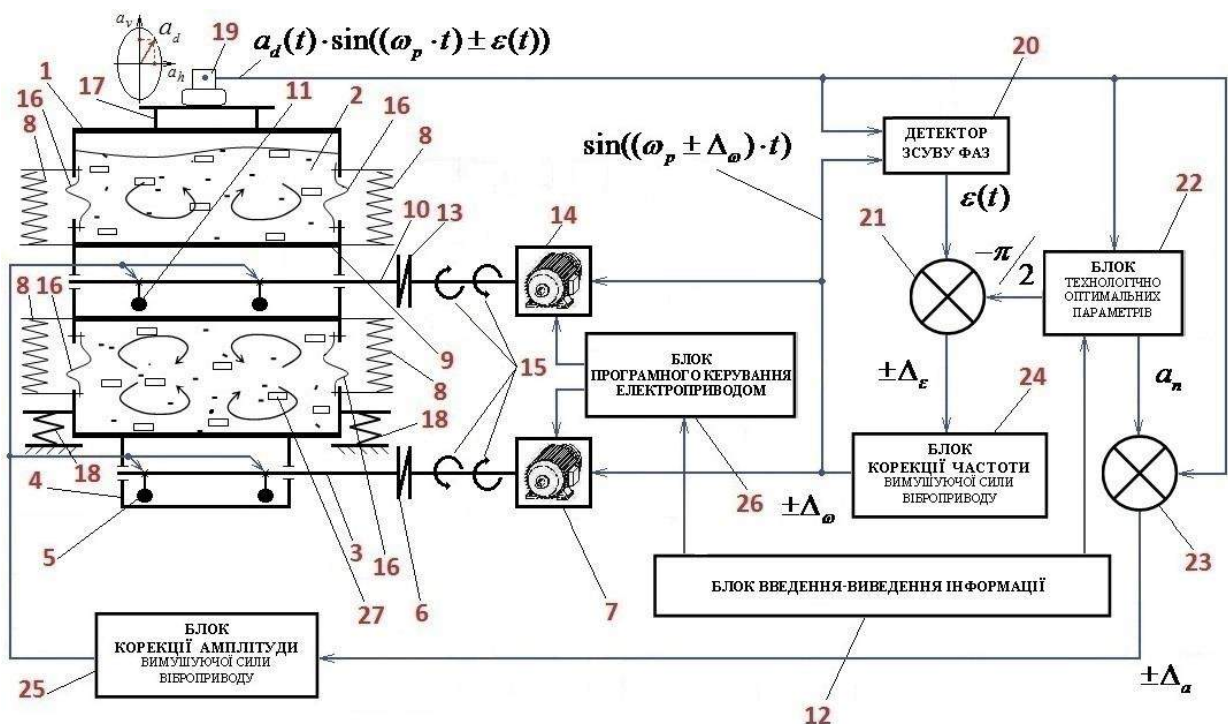


Рисунок 5.1 – Електромеханічна схема запропонованої системи для віброзміцнювальної обробки деталей у автоматичному режимі

Схема руху середовища разом із деталями у робочій камері машини для віброзміцнювальної обробки деталей у автоматичному режимі при різних

комбінаціях роботи віброприводу робочої камери та активатора представлена в додатку К.

Програма зміни послідовностей траєкторій руху сипучого середовища у корпусі 1 записується у автомат для віброзміцнювальної обробки деталей за допомогою блоку введення-виведення інформації

Запропонована система [90, 91] для віброзміцнювальної обробки деталей дозволяє у автоматичному режимі: проводити адаптивне настроювання та підтримування у часі резонансного режиму роботи робочої камери незалежно від маси його завантаження робочим середовищем та деталями на протязі усього циклу віброобробки; проводити адаптивне налаштування та підтримування у часі заданого раціонального значення параметрів вібраційного поля у робочій камері завантаженого робочим середовищем та деталями на протязі усього циклу віброобробки; проводити керування напрямом та формою траєкторії руху завантаженого технологічного середовища і деталей у робочій камері по наперед визначеній користувачем (оператором) програмі на протязі усього циклу віброобробки. Розроблена машина для віброзміцнювальної обробки деталей дозволяє отримувати для деталей складної просторової форми заданий технологічний ефект (заданий клас шорсткості поверхні деталей при шліфуванні та поліруванні, задане зміцнення поверхні пластичним деформуванням) при мінімальних енергозатратах.

Розроблена машина для віброзміцнювальної обробки деталей з керованим приводом (рис. 5.2 та рис. 5.3) складається із рами 2 на якій пружно встановлено на пружинах 18 робочої камери 1, яка заповнюється робочим середовищем та оброблюваними деталями [90, 91].

З боку робочої камери 1 розміщений вал 3 керованого дебалансного віброзбуджувача 4, у якого є можливість дистанційно змінювати ексцентриситет центра мас дебалансів 5 та 15 за рахунок кута $\beta \pm \Delta_\beta$ між ними. Вал 3 через еластичну муфту 6 з'єднано із електродвигуном 7. Вал 3 встановлений у корпус керованого дебалансного віброзбуджувача 4 на конічних підшипниках 12.

На валу 3 жорстко закріплений нерухомий дебаланс 5, а із протилежної сторони до підшипників 12 на валу 3 виконано діаметрально протилежно дві зустрічно напрямлені канавки К1, що мають довжину, рівну половині кроку гвинта і в нормальному перерізі форму півкруга. У канавках розміщено шарикові шпонки 19 на яких встановлено рухомий дебаланс 15. Рухомий дебаланс 15 кінематично з'єднаний із механізмом регулювання положення 21 рухомого дебалансу 15 вздовж осі валу 3 керованого дебалансного вібробуджувача 4. Механізм регулювання положення 21 рухомого дебалансу 15 вздовж осі валу 3 складається із перетворювача руху 22, що виконаний у вигляді передачі гвинт-гайка яка перетворює обертовий рух валу крокового двигуна (або сервоприводу) 23, що кріпиться до механізму регулювання положенням 21 у поступальний рух рухомого дебалансу 15 вздовж осі валу 3. В центральній частині робочої камери 1 встановлено на пружинах 8 центральне тіло 9 (активатор), у центральній частині активатора 9 вздовж його осі на конічних підшипниках 20 встановлений вал 10. Вал 10 через еластичну муфту 10 з'єднано із електродвигуном 14. На валу 10 жорстко закріплений нерухомий дебаланс 24, а із протилежної сторони до підшипників 20 на валу 10 виконано діаметрально протилежно дві зустрічно напрямлені канавки К2, що мають довжину, рівну половині кроку гвинта і в нормальному перерізі форму півкруга. У канавках розміщено шарикові шпонки 25 на яких встановлено рухомий дебаланс 26. Рухомий дебаланс 26 кінематично з'єднаний із механізмом регулювання положення 27 рухомого дебалансу 26 вздовж осі валу 10. Механізм регулювання положення 27 рухомого дебалансу 26 вздовж осі валу 10 складається із перетворювача руху 28, що виконаний у вигляді передачі гвинт-гайка яка перетворює обертовий рух валу крокового двигуна (або сервоприводу) 29, що кріпиться до механізму регулювання положенням 27 у поступальний рух рухомого дебалансу 26 вздовж осі валу 10. Активатор 9 з'єднано із робочою камерою 1 за допомогою еластичних стінок 16. У верхній частині робочої камери 1 заходиться завантажувальна горловина 17, а у нижній - вивантажувальна горловина 30.

Для початку циклу автоматизованої віброобробки деталі із певною сукупною довільною загальною масою разом із робочим середовищем через горловину 17 завантажуються в робочу камеру 1. Перед запуском керованого пристрою для віброзміцнювальної обробки деталей дебаланси 5 та 15 керованого дебалансного віброзбуджувача 4 і дебаланси 24 та 26 активатора 9 знаходяться в діаметрально протилежному положенні тобто, кут між їхніми центрами мас становить $\beta = 180^\circ$. Їхні сумарні статичні моменти (5 та 15 і 24 та 26) відносно центральних осей їхніх валів 3 і 10 рівні нулю.

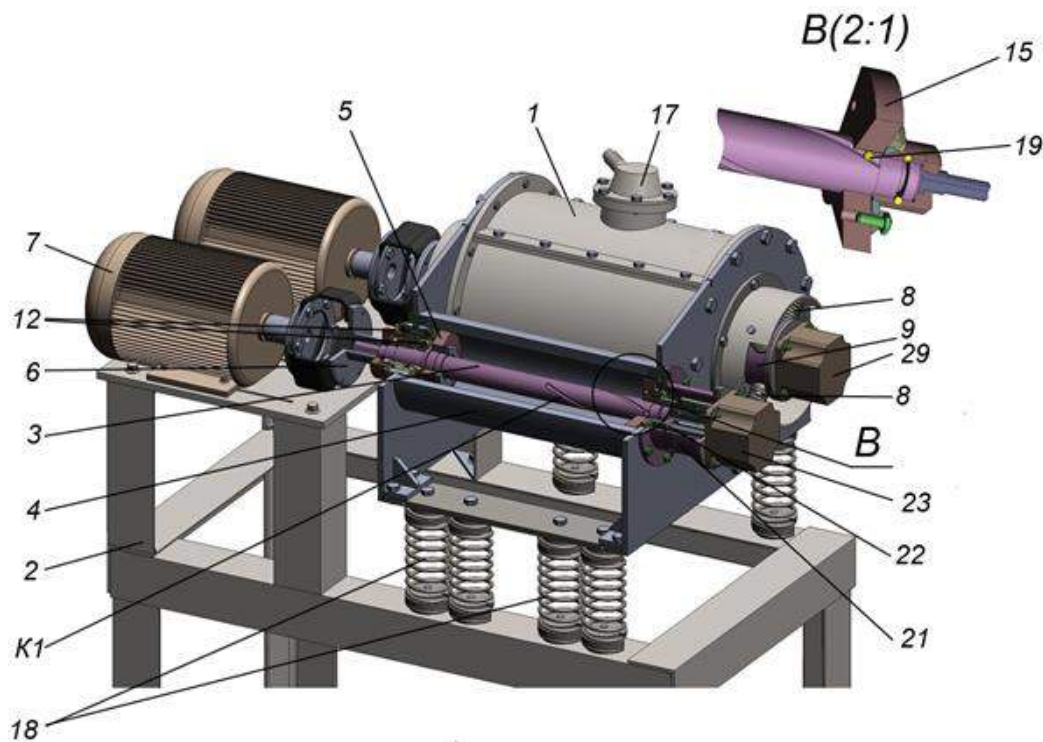


Рисунок 5.2 – Схема керованого дебалансного віброзбуджувача машини для віброзміцнювальної обробки деталей у автоматичному режимі

В момент запуску керованого машини для віброзміцнювальної обробки деталей із частотою роботи ω електродвигуни 7 та 14 передають крутні моменти до еластичних муфт 6 та 13 і вал 3 керованого дебалансного віброзбуджувача 4 та валу 10 активатора 9 починають обертатись із частотою ω яка є раціональною для реалізації своїх функцій керованим пристроєм для віброзміцнювальної обробки деталей.

Після виходу керованого пристрою на заданий режим роботи по ω

частоті коливань його циклічної вимушуючої сили F ($F = F \cdot \sin(\omega \cdot t)$), система керування роботою (рис. 5.1) починає виводити амплітуди коливань робочої камери та активатора на задане раціональне значення. Виведення амплітуди коливань керованого віброзбуджувача 4 та віброзбуджувача активатора 9 (та керування ними $F \pm \Delta F$) проводиться системою керування на основі промислового мікроконтролера через два ідентичні контури системи керування: одноосьовий модуль позиціонування, кабель, сервопідсилювач, сервопривод – шляхом виведення заданих кількостей імпульсів для забезпечення певних кутів поворотів валів сервоприводів (або крокових двигунів) 23 і 29.

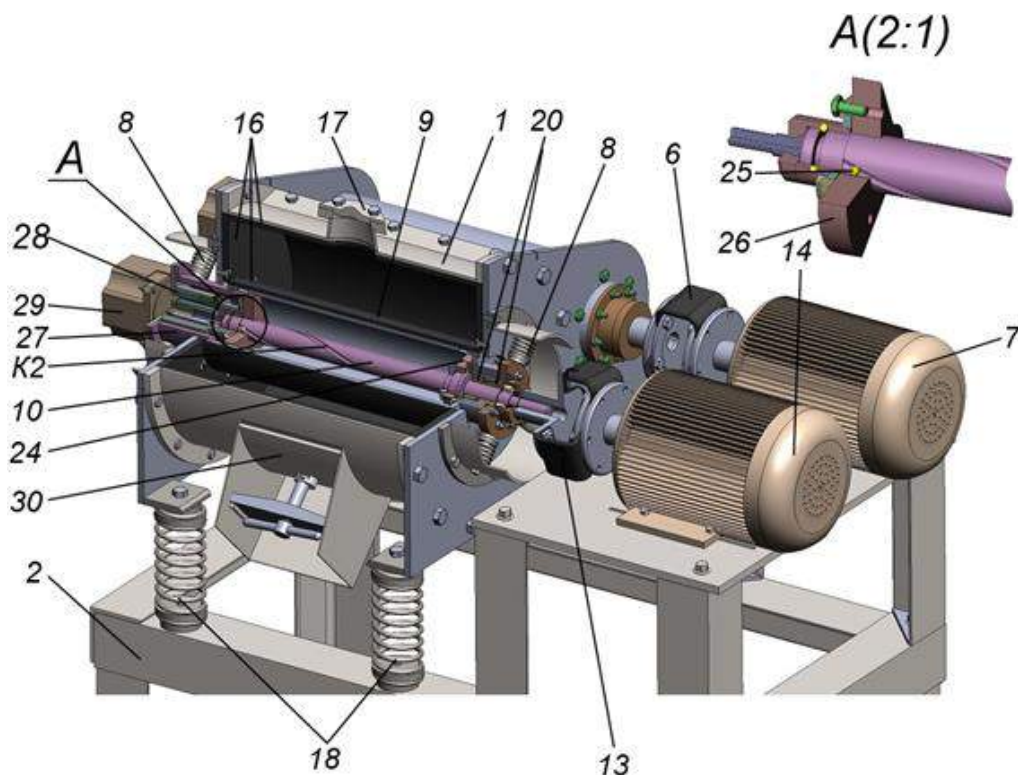


Рисунок 5.3 – Внутрішня будова робочої камери із розміщенням у його центральній частині по всій довжині пружно встановленим активатором

В результаті команди від системи керування сервоприводи 23 і 29 повертають свої вали на заданий кут α (значення величини кута повороту α валу сервоприводу обмежень немає, тобто може бути як більшим за 360° так і меншим за 360° і визначається лише кількістю імпульсів та кутовим кроком самого сервоприводу, ще однією особливістю сервоприводу є те, що він має здатність утримувати заданий кут повороту в часі). Поворот валів на кут α

сервоприводів 23 та 29 зумовить викручування (закручування) у передачах гвинт-гайка перетворювачів руху 22 та 28 механізмів регулювання положень 21 та 27 рухомих дебалансів 15 та 26. Викручування (закручування) у перетворювачах руху 22 та 28 зумовить рух рухомих дебалансів 15 та 26 вздовж основної осі валу 3 керованого дебалансного віброзбуджувача 4 та валу 10 активатора 9. Завдяки кінематичному зв'язку рухомих дебалансів 15 та 26 із перетворювачами руху 22 та 28 вони можуть обертатись навколо основної осі валів 3 та 10 і переміщатись вздовж них. Переміщуючись вздовж основних осей валів 3 та 10 рухомі дебаланси 15 та 26 починають повертатись відносно їх центральних осей завдяки тому, що відбувається переміщення двох шарикових шпонок 19 та 25 котрі одночасно перебувають у двох пазах під шпонку на рухомих дебалансах 15 та 26 і у двох діаметрально протилежно зустрічно напрямлених канавках K1 та K2 валу 3 керованого дебалансного віброзбуджувача 4 та валу 10 активатора 9. В результаті повороту рухомих дебалансів 15 та 26 навколо основних осей валу 3 керованого дебалансного віброзбуджувача 4 та валу 10 активатора 9 змінюється сумарний статичний момент пари дебалансів 5 і 15 відносно центральної осі валу 3 керованого дебалансного віброзбуджувача 4 та пари дебалансів 24 і 26 відносно центральної осі валу 10 активатора 9. Зміна ексцентриситету призведе до зміни відцентрової циклічної вимушуючої сили F керованого дебалансного віброзбуджувача 4 та віброзбуджувача активатора 9. Відцентрова циклічна вимушуюча сила F керованого дебалансного віброзбуджувача 4 та віброзбуджувача активатора 9 визначається виразами $F = m \cdot e \cdot \omega$ де m – маса дебалансів, e - ексцентриситет дебалансів 5 і 15 відносно центральної осі валу 3 для керованого дебалансного віброзбуджувача 4 і дебалансів 24 і 26 відносно центральної осі валу 10 активатора 9. Зміна динамічних параметрів вимушуючої циклічної сили керованого віброзбуджувача 4 та активатора 9 буде безпосередньо впливати на технологічні характеристики керованого пристрою для віброабразивної обробки деталей в процесі реалізації ним заданої технології обробки деталей, зокрема при: віброабразивній обробці

(віброшліфування та віброполірування), віброзачищенні (видалення облою, заусенців; заокруглення кромek), віброзміцненні (підвищення мікротвердості; створення залишкових напружень), віброочищенні (очищення заготовок і деталей від окалини, корозії; нагару), віброзмішуванні, вібраційному подрібненні (режим вібромлина). Згідно патенту [90] та згідно досліджень наведених у роботах [92-110] шари робочого середовища та деталей котрі розміщені біля поверхні робочої камери 1, переміщуються в напрямі протилежному до напрямку обертання вала керованого дебалансного віброзбуджувача 4, а шари робочого середовища та деталей котрі розміщені біля поверхні центрального тіла 9 (активатора) переміщуються в напрямі протилежному до напрямку обертання вала 10 керованого дебалансного віброзбуджувача активатора 9, в результаті чого, шари робочого середовища та деталей котрі розміщені біля поверхні робочої камери 1, рухаються на зустріч шарам робочого середовища та деталей, які розміщені біля поверхні центрального тіла 9 (активатора). Такий характер руху робочого середовища та оброблюваних деталей активізує технологічний процес віброзміцнювальної обробки деталей у пристрої за рахунок збільшення відносної взаємної швидкості переміщення часток робочого середовища та оброблюваних деталей. Керуючи зміною повороту валів на кут α сервоприводів 23 та 29, зміною частоти та напрямку обертання валів електродвигунів 7 і 14 можна в широких межах керувати амплітудою, частотою та траєкторією руху шарів робочого середовища та деталей, що розміщені в робочій камері 1. Така конструкція керованого пристрою машини для віброзміцнювальної обробки деталей дозволяє забезпечити та підтримувати в часі на протязі всього циклу віброзміцнювальної обробки задані раціональні параметри вібраційного поля робочої камери 1.

5.4. Упровадження розробленої вібраційної машини у виробництво

Використання вібраційної техніки дозволяє корінним чином

удосконалювати традиційні і розробляти нові технологічні процеси. В наш час більшість традиційних технологій може здійснюватися за допомогою вібротехніки. Вібраційні машини значно простіші і ефективніші звичайних, використовують менше електроенергії. Головною особливістю вібраційних машин є те, що вони дозволяють враховувати частотні властивості самого матеріалу, що додатково знижує сили опору при їх обробці за рахунок правильного підбору робочого режиму, це неможливо для машин інших типів.

В сільськогосподарському виробництві дану розробку можна використовувати:

- при очищенні деталей сільськогосподарського обладнання від нагару та накипу;
- для заокруглення ріжучих кромки інструмента;
- для шліфування та декоративного полірування;
- як змішувача гранульованих речовин.

В якості деталей, які обробляються на проектованій машині, використовуємо робочі органи ґрунтообробних агрегатів (дискових борін, луцильників, комплексних агрегатів). При цьому деталі розміщуються «навалом», тобто в незакріпленому стані.

Однією з галузей використання проектованої вібротехніки є фінішна обробка деталей. Особливості конструктивного виконання проектованої машини зумовлює реалізацію за її допомогою таких процесів; як заокруглення ріжучої кромки твердосплавних інструментів.

Вібраційна машина являє собою закінчену конструкцію, що використовується для процесів вібраційної оздоблювально-зміцнювальної обробки поверхонь деталей сільськогосподарської техніки. Запропонована машина вібраційного типу дозволяє реалізувати процеси очищення від нагару, іржі, зняття окалини, задирів, заусенців, поверхневе зміцнення деталей ґрунтообробних знарядь при їх виготовленні та ремонті за рахунок використання вібраційного поля. Це забезпечує значне підвищення інтенсивності процесу віброзміцнювальної та зменшує енерговитрати на

привод установки.

Наявність центрального активатора руху робочого середовища та пружних елементів робочої камери покращує умови обробки. Рівень шуму під час роботи машини відповідає нормам СНіП [111].

До складу вібраційної машини входять засоби вимірювання та автоматичного регулювання параметрів процесу віброобробки.

Розроблена технологія та обладнання інтенсифікує процес зміцнення робочої поверхні ґрунтообробних знарядь, зменшує питомі енерговитрати, покращує економічні показники при дотриманні діючих вимог до виготовлення та ремонту робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Технічна характеристика вібраційної машини:

- об'єм робочої камери, л	30
- частота коливання робочої камери, Гц.....	0-50
- частота коливання активатора, Гц.....	0-50
- амплітуда коливання робочої камери, мм.....	0-6
- амплітуда коливання активатора, мм.....	0-6
- потужність електродвигунів, кВт:	
- робочої камери.....	1,5
- активатора.....	0,35
- габаритні розміри, мм.....	500x1000x1500

Метою промислових випробувань є підбір та обґрунтування параметрів віброабразивної обробки деталей робочих органів дискових борін, луцильників, що мають складну конфігурацію, а саме видалення задирів та заусениць, заокруглення гострих кромки та зміцнення робочої поверхні.

Провести виробниче дослідження технології оздоблювально-зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів з використанням вібраційної машини з активатором руху робочого середовища для реалізації запропонованої технології метою якої є підвищення ефективності оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів при мінімізації енерговитрат шляхом розробки процесів та обладнання для відновлення та зміцнення поверхонь вібраційним деформуванням, оцінки закономірностей зміни основних параметрів проекрованої машини з механічним активатором руху робочого середовища.

Диски в процесі роботи затупляються. У зношеного вирізного диску

важкої борони допустима товщина леза дорівнює 2мм, діаметр по вершинам зубців 530мм і диска луцильника суцільного – відповідно 1,4 і 350мм. При затупленні дисків їх лезо заточують, а при досягненні максимального зносу диски вибраковуюють.

Суцільні диски луцильників заточують за допомогою спеціального пристосування або на токарному станку твердосплавним різцем за допомогою пристосування.

Вирізні диски важких борін заточують по периметру, використовуючи спеціальні пристосування, у яких заточна головка качається в вертикальній площині, яка проходить через центр диску.

В існуючих прогресивних технологіях системи технічного обслуговування і ремонту сільськогосподарської техніки невід'ємним елементом технологічного процесу відновлення деталей присутня вібраційна оздоблювально-зачисна та зміцнювальна обробка.

На деталях складної форми, що мають поверхні недосяжні для традиційних способів обробки, такі операції, як зняття задирів, облою, заокруглення гострих кромek, шліфування і полірування, підготовка під лакофарбові покриття, зміцнення і надання товарного вигляду, найбільш ефективним, а в більшості випадків єдиною можливим саме з використанням вібраційної обробки. Доля цих процесів досягає 20-25% від загальної трудомісткості відновлення.

Одним з можливих шляхів суттєвого удосконалення процесу зміцнення робочих поверхонь ґрунтообробних агрегатів є впровадження новітніх технологій, заснованих на використанні вібраційної оздоблювально-зміцнювальної обробки з використанням пластичного деформування поверхні.

При поверхневому пластичному деформуванні (ППД) створюється наклеп, тобто поверхнєве зміцнення металу. Зерна металу витягуються у напрямку деформації, кристалічні решітки викривлюються, у результаті чого змінюється структура і властивості поверхневого шару: знижується пластичність і ударна в'язкість, але створюються сприятливі стискаючі

напруження, збільшується втомна міцність (на 30-70%); підвищується твердість і стійкість проти зношування (у 1,5-2рази).

При ППД зменшується висота мікронерівностей (0,04мкм) і утворюється поверхня з новим мікропрофілем. Таким чином, ППД деталей є резервом підвищення їх ресурсу.

При ППД в результаті деформаційного ущільнення поверхневого шару, виникнення в ньому стисних остаточних напружень, згладжування нерівностей та покращення їх профілю підвищує міцність відремонтованих деталей при перемінних навантаженнях в 1,5-2,5 рази, а довговічність в 3-5 разів.

Процес обробки в розробленій машині відбувається під дією вільно гранульованого робочого середовища. Збільшення інтенсивності віброобробки у даній машині досягається збільшенням величини імпульсів, що передаються робочому середовищу та взаємної швидкості руху гранул робочого середовища шляхом накладання кількох вібраційних полів. Це здійснюється за рахунок надання вимушених коливань контейнеру та центральному тілу за рахунок використання в них дебалансних вібромеханічних збуджувачів.

Для проведення досліджень було представлено ряд деталей, що потребували обробки після плазмової порізки та фрезерування. Деталі мали заусениці, наплавки, окалину.

Обробка даних деталей проводилася в два етапи.

Перший етап обробки – заокруглення гострих кромки, видалення окалини, напливів та заусениць з поверхні деталей проводився протягом 40 хвилин на режимах коливання робочого контейнера та активатора вібромашини були в межах 4-5 мм.

Другий етап віброобробки – проведення поверхневого зміцнення. Режим обробки був змінений, а саме амплітуда коливань робочих органів складала 2-3 мм, а час обробки складав 120 хв. Такий режим дозволив змінити твердість поверхні деталей з 300 одиниць за Віккерсом до обробки до 500...520 одиниць після обробки.

Механічні характеристики вібраційної обробки і витрати енергії на

здійснення процесу замірялись безпосередньо або визначались із відомих залежностей із застосуванням стандартних методик. При визначенні даних характеристик на промислових випробуваннях запропонованої технології та обладнання був проведений порівняльний аналіз процесу відновлення поверхні робочих органів ґрунтообробних агрегатів із застосуванням вібраційної оздоблювально-зміцнювальної обробки.

Розробка та впровадження в промисловість способів та засобів інтенсифікації оздоблювально-зміцнювальної обробки, дозволяють отримати необхідну якість виробів за порівняно незначних витратах енергії та коштів, що є актуальним для сучасних процесів відновлення робочих поверхонь сільськогосподарського знаряддя.

Це забезпечило значне підвищення інтенсивності процесу обробки деталей (у 3-5 разів) при досягненні заданих параметрів шорсткості та твердості поверхні та зменшення енерговитрат на виготовлення та ремонт деталей ґрунтообробних агрегатів.

Розроблена технологія дозволяє знизити параметри шорсткості R_z із 6,3 мкм до 1,8 мкм за 80 хв. та збільшити твердість поверхні у 1,5-1,8 разів.

Таким чином, використання розробленої технології та вібраційної машини, що має досить широкі межі регулювання параметрів вібрації, для проведення оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей, дозволило вибрати оптимальні режими обробки з точки зору якості, тривалості та енергозатрат на обробку даних деталей.

Ресурс оброблених робочих органів за рахунок збільшення твердості поверхні збільшився на 47%.

За результатами промислових випробувань нами отримано наступні висновки та рекомендації:

1. В результаті досліджень встановлено, що завдяки запропонованій технології оздоблювально-зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів з використанням вібраційної машини з активатором руху робочого середовища, питомі енергозатрати в порівнянні з існуючою

технологією зменшилися у 1,8 разі, тривалість процесу скоротилися в 2-3 рази. Утворення мікронаклепу не спричиняє втрату експлуатаційних та технологічних якостей робочих органів.

2. Дооснащення вібраційної машини системою рециркуляції технологічної рідини забезпечує ощадне її використання та очищення поверхні оброблюваних деталей, що дає можливість підвищити ефективність процесу вібраційної обробки.

3. Вважати за доцільне продовження роботи по удосконаленню вібраційної машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки, зокрема деталей ґрунтообробної техніки.

4. Організувати виробничу ділянку для інтенсивного процесу оздоблювально-зміцнювальної обробки із застосуванням розробленої вібраційної машини із збільшенням ємкості робочої камери до 0,5 м³ та збереженням основних техніко-економічних показників.

5. З метою дотримання регламенту проведення ремонтних робіт та робіт з технічного обслуговування забезпечити виробничу ділянку для інтенсивної оздоблювально-зміцнювальної обробки двома аналогічними зразками обладнання, а в період інтенсивного виробництва і масового надходження деталей на ремонт та відновлення організувати одночасне (паралельне) їх використання.

Розроблену вібраційну машину також можна використовувати для шліфування поверхонь деталей та декоративного полірування, підбираючи фракцію абразиву в залежності від розмірів оброблюваних деталей та від бажаної чистоти обробки цих деталей.

Дослідження, що становлять основу дисертаційної роботи, виконувались у Вінницькому національному аграрному університеті, а також відповідно до договорів про творчу співпрацю Вінницького національного аграрного університету із ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш» та ТОВ «Агромаш-Калина» (додаток Л).

5.5. Висновки до розділу

1. Економічний ефект від впровадження розробленої вібраційної машини для ремонту робочих органів (6 шт.) однієї секції дискової борони складає 4451,2 грн. Він одержаний за рахунок використання вібраційного обладнання, що призвело до підвищення міцності відновлених деталей в 1,5-2 рази, зменшення витрат часу у 2 рази та питомих витрат енергії у 1,8 разів на відновлення деталей. Термін окупності капіталовкладень становить 0,55 року.

2. Розроблений автоматизований пристрій для вібраційної обробки деталей дозволяє роздільно (незалежно) керувати амплітудою та частотою циклічної вимушуючої сили керованого дебалансного вібробуджувача пружно встановленої робочої камери та амплітудою і частотою циклічної вимушуючої сили керованого дебалансного вібробуджувача, що забезпечує коливний рух розміщеного у центральній частині по всій довжині робочої камери активатора.

3. На основі аналізу тенденцій розвитку керованих вібромашин та технологій для віброабразивної обробки деталей, що застосовуються у гнучких автоматизованих виробничих системах промисловості, запропоновано найбільш перспективний для подальшого розвитку тип вібромашин - адаптивні вібраційні технологічні машини, котрі реалізують одночасно два принципи керування технологічними процесами віброабразивної обробки, що дозволяє забезпечити мінімальні енергозатрати на привод вібромашин при стабільному заданому раціональному рівні продуктивності (інтенсивності) віброобробки та довільній масі завантаження робочого органу вібромашини деталями і обробляючим середовищем.

Основні положення розділу опубліковано у наукових працях [88-91, 97-100, 102, 104, 110].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі системного аналізу відомих способів та технічних засобів для оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей робочих органів ґрунтообробних машин встановлено, що найбільш ефективним є використання машини з вільним кінематичним зв'язком між деталями та робочим інструментом.

2. Розроблена механіко-математичну модель динаміки руху робочих органів вібраційної машини дозволила встановити істотний взаємозв'язок між параметрами вібраційних коливань і якісними показниками віброзміцнювальної обробки деталей. При цьому збільшення амплітудно-частотних параметрів робочих органів дебалансного активатора робочого середовища на 50 % викликає збільшення твердості поверхні деталей на 60-70 %.

3. Аналітично встановлено, що збільшення еквівалентної системи жорсткості підвіски на 30 % призводить до збільшення необхідної потужності приводу вібраційної машини на 20 %.

4. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що споживані енерговитрати вібраційною машиною знаходяться у діапазоні від 0,2 до 0,8 кВт за зміни кутової швидкості приводного вала активатора від 20 до 200 рад/с і кутової швидкості приводу вала робочої камери від 20 до 220 рад/с. Різниця між теоретичним та експериментальними даними не перевищує 12%.

5. Встановлено, що оптимальні значення показників процесу вібраційного зміцнення деталей отримано за таких раціональних значень параметрів вібраційної машини: амплітуди коливання робочої камери $4 \cdot 10^{-3}$ м; частоти коливання приводного вала активатора та робочої камери 146,5 рад/с; кута розведення дебалансів 0,96 рад.

6. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень вібраційного зміцнення робочих органів ґрунтообробних знарядь встановлено компромісні технологічні параметри процесу: кутова швидкість вала робочої камери – 115...120 рад/с, кутова швидкість вала активатора – 120..150 рад/с, час

обробки – 80 хв. При цьому твердість поверхні деталей збільшується у 1,2-1,5 рази, тривалість обробки зменшується у 2 рази, а витрати енергії у 1,8 рази в порівнянні з існуючими машинами.

7. Економічний ефект від упровадження вібраційної машини для ремонту робочих органів складає 4451,2 грн. з однієї секції дискової борони (6 дисків). Термін окупності капіталовкладень становить 0,55 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <http://agro-service.com.ua/news/remont-diskovyh-boron/>
2. Герук, С. М. Дослідження зношування робочих органів дискових борін / С. М. Герук, К. В. Борак, В. О. Нечипоренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. - Кіровоград: КНТУ, 2008. - Вип. 38. - С. 184-190. <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/2219>
3. Ремонт машин та обладнання: Підручник./ О.І. Сідашенко, О.А. Науменко, Т.С. Скобло, О.В. Тіхонов та ін.; За ред. проф. О.І. Сідашенка, О.А. Науменка. – Х.: «Міськдрук», 2010.-744с. (9-12с.).
4. Калетнік Г.М., Войтюк В.Д., Бондар С.М. та ін. Управління інженерною діяльністю виробничих і сервісних підприємств АПК. Київ, 2010. 448 с.
5. Барановський В.М., Пулька Ч.В., Підгурський М.І. Технологічні процеси в зварюванні та споріднених технологіях з використанням механічної вібрації. Сварка и родственные технологии: Перспективы развития. Мат. IV межд. Науч.-техн. конф., 04-07 октября 2016 г. / под. общ. Ред. д-ра техн. наук Н.А. Макаренко. – Краматорск : ДГМА, 2016. – С 118–120.
6. Барановський В.М., Стельмах І.С., Герасимчук Г.А. Перспективи використання методу плазмового зварювання для відновлення культиваторних лап. Наукові нотатки. Міжвузівський (за галузями знань «Технічні науки»). – Луцьк : ЛНТУ, 2015. – Вип. 51. – С. 182–186.
7. Барановський В.М, Пулька Ч.В., Сенчишин В.С., та інші. Вібраційна потокова лінія для індукційного наплавлення тонких дисків. Електронний науковий фаховий журнал «Наукові доповіді НУБіП України». <http://nd.nubip.edu.ua>. – № 8 (57), 2015. (РІНЦ)
8. Baranovsky V.M., Prokofiev A.S, Gubatyuk R.S and other. Calculation of a two-layer billet of spherical bottoms for pressure vessels. The Paton WELDING JOURNAL. Kiev, E.O. Paton Electric Welding Institute of the NAS of Ukraine. August 2016. – № 8/2016. – Pg. 55–59.

9. Г.М. Калетнік, В.П. Янович. Дослідження експлуатаційних характеристик вібровідцентрового змішувача для приготування преміксів. - Сільське господарство та лісівництво. №5. 2017. - С. 6-16.

10. Бабичев А.П., Мотренко П.Д. и др. Отделочно-упрочняющая обработка деталей многоконтактным виброударным инструментом. – Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2003г. - 191с.

11. A.P. Babichev, Y. Ryabchi, H. Namkada. Vibratory (vibration) shaving processing of detail ersinconditions of remain productions. The International Conference on Deburring and Surface Finishing. California/ - SanFrancisco. 1998.

12. Сергеев А.П. Исследование процесса обработки, механизация и автоматизация вспомогательных работ на машинах для объемной вибрационной обработки // Механизация процесса снятия заусенцев. МДНТП. - М.: 1966. – С.74-85.

13. Смелянский В.М. Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. – М.: Машиностроение, 2002. – 300 с., ил. С. 10-28.

14. Одинцов Л.Г. Комплексная программа развития и внедрения отделочно-зачисной обработки деталей. М.: Машиностроение. Механизация и автоматизация производства. №5.1990. - С.1-4.

15. Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии. Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ. 1998. - 624с.

16. Карташов И.Н., Шаинский Е.М., Власов В.А. Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах. - К.: Наукова думка. 1974. - 83с.

17. Копылов Ю.Р. Динамика процесса и технология виброударного упрочнения деталей сложной формы: Дис. Д.т.н. - Воронеж. 1990. - 387 с.

18. Отделочно-абразивные методы обработки: Справочное пособие. /Кожуро Л.М., Панов А.А., Понамарева Э.Б./ Под ред.П.С. Чистоседова. - Минск: Высшая школа. 1983. - 287 с.

19. А.И. Алферов, Методология обеспечения механической надежности

почвообрабатывающих машин при проектировании / А. Алферов, А. Гринченко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszów. – 2016. – Vol. 18, № 5. – С. 47-52.

20. Берник П.С., Ярошенко Л.В. Классификация способов вибрационной обработки. Международная научно-техническая конференция «Совершенствование и развитие отделочно-зачисной, финишной и поверхностной пластической обработки деталей». Материалы. - Винница.: ВСХИ.-1992.- С.48-50.

21. Бабичев А.П., Трунин В.Б., Классификация и перспективы развития оборудования для вибрационной обработки деталей. - Современные пути повышения производительности и точности металлообрабатывающего оборудования и автоматизации технологических процессов в машиностроении. Тезисы доклада Всесоюзной научно-технической конференции. - М.: Станкин. 1980. - С.46-52.

22. Иванов В.В., Цуркан О.В. Формирование оксидной пленки в условиях виброобработки с использованием полимерных рабочих сред. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2010. №1(57).

23. Дудников А.А. Вибрационные колебания в технологических процессах упрочнения / Дудников А.А., Лапенко Т.Г., Дудник В.В., Канивец А.В. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Technical service of agriculture, forestry and transport systems №5' 2016 – С. 21-25.

24. Повышение долговечности пружинных стоек культиватора в условиях циклических нагрузок при эксплуатации / А. И. Алферов, В. М. Власовец, В. Н. Заец [та ін.] // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків. – 2016. – № 4. – С. 132-143.

25. Дудников И.А. Упрочнение деталей сельскохозяйственной техники вибрационной обработкой / Дудников И.А., Пасюта А.Г., Лапенко Т.Г., Чекризав С.И., Дудников А.А. Всеукраїнський науково-технічний журнал

«Вібрації в техніці та технологіях» Вінниця: №3(24) 2002 р. – С. 40-42.

26. Колдяжная Л.Г., Лубенская Л.М., Ясуник С.Н. Применение при вибрационной обработке деталей химических растворов. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2006. №1(43). С. 53-59.

27. Иванов В.В., Цуркан О.В. Технологические возможности комбинированного вибрационного механохимического нанесения покрытия. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2010. №3(59).

28. Теоретичний аналіз автоколивань ґрунтообробних органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичних факторів / О. І. Алфьоров, О. С. Гринченко, В. Б. Савченко, Г. П. Юр'єва. // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків. – 2016. – № 5. – С. 225-231.

29. Скварок Ю.Ю., Горбатюк Р.М. Розвиток керованих вібротомашин та технологій для віброобразивної обробки деталей. Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях в переробних і харчових виробництвах». 2013. С. 26-27.

30. Берник П.С., Ярошенко Л.В., Горбатюк Р.М. Аналіз конструкцій вібраційних технологічних полічастотних машин для оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей // Вибрации в технике и технологиях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. 2000. - № 2 (14) - С.7-14.

31. Г.М. Калетнік, В.П. Янович. Перспективи розвитку вібраційних машин для первинної обробки сільськогосподарської сировини. Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». м. Кропивницький. 2017. - С. 296-297.

32. Опирский Б.Я., Денисов П.Д. Новые вибрационные станки: конструирование и расчет. – Львов: Свит, 1991. - 160 с.

33. Вибрационные станки для обработки деталей. - М.:Машиностроение. 1984.- 167с.

34. Манжілевський О. Д. Гідроімпульсний привод установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Вінниця, 2013. - 20 с.

35. Ясунік С.М. Підвищення ефективності обробки деталей у вібруючих контейнерах: Автореф. дис. к.т.н. - Харків. 2004. -20с

36. А.с.СССР №1445923 Фасатуров С.С, Устройство для вибрационной отделочно-упрочняющей обработки деталей. Опуб. 23.12.88 Бюл. № 47.

37. А.с.СССР №528186 Шелковников Л.И., Касаткин Л.К. Вибрационная машина. Опуб. 15.09.76 Бюл. № 34.

38. А.с. СССР №623723 Докукин А.В., Гончаревич И.Ф. и Полевой А.Ю. Устройство для вибрационной обработки. Опубл. 15.09.78. Бюл. № 34.

39. А.с. СССР №1071410 А Денисов П.Д., Брайлян Н.Ф. и др. Устройство для вибрационной обработки. Опубл. 07.02.84 Бюл. № 5.

40. А.с. СССР №878516 Шаинский М.Е., Власов В.А. и др. Вибромашина для обработки деталей в контейнере. Опубл. 07.11.81 Бюл. № 41.

41. А.с. СССР №994226 Шаинский М.Е., Мицык В.Я. и др. Вибрационная машина для обработки деталей в контейнере. Опубл. 07.02.83 Бюл. № 5.

42. А.с. СССР №889400 Левченко А.В., Сергеев Ю.Г. и Тодрамович В.З. Установка для вибрационной обработки свободным абразивом. Опубл. 15.12.81 Бюл. № 46.

43. Берник П.С. Вібраційні машини з пружними елементами контейнера. Труды III международной научно-технической конференции «Вибрации в технике и технологиях». Евпатория. 1998. - С. 51-58.

44. Берник П.С., Величко Л.Д., Горбатюк Р.М. Розвиток конструктивних схем вібраційних машин більшої продуктивності. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2000. №1(13). С. 21-23.

45. Берник П.С. Горбатюк Р.М., Ярошенко Л.В. Аналіз конструкцій вібраційних технологічних полічастотних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2000. №2 (14). С.7-14.

46. Горбатюк Р.М. Обґрунтування параметрів роботи вібромашини для

абразивної обробки деталей сільськогосподарських машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. № 3 (67). С. 73-76

47. Пристрій для вібраційної обробки деталей: UA 32159 А, М.КЛ., В24В 31/06, П.С. Берник, Л.В. Ярошенко, Р.М. Горбатюк, (Україна).-№98126990; Опубл. 15.12.2000; Бюл. №7, 3ст.

48. Пристрій для вібраційної обробки деталей: UA 35946 А, М.КЛ., В24В31/06, Л.П. Середа, П.С. Берник, В.Г. Писаренко, Є.Ф. Боковий, Р.М.Горбатюк, (Україна).-№99052635; Опубл.16.04.2001; Бюл. №3, 3ст.

49. Янович В.П., Цуркан О.В., Горбатюк Р.М. Розробка конструкції вібраційної машини з активатором для поверхневого зміцнення робочих органів ґрунтообробних агрегатів. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми виробництва, переробки сільськогосподарської продукції, машинобудування та енергетичних систем АПК». 2017. С. 254-257.

50. А.П. Бабичев, Л.К. Зеленцов, Ю.М. Самодумский. Конструирование и эксплуатация вибрационных станков для обработки деталей. Издательство Ростовского университета. 1981. - 160 с.

51. Сердюк Л.И. Основы теории, расчета и конструирования управляемых вибрационных машин с дебалансными вибровозбудителями: Автореф. дис. д-ра тех. наук. - Харьков: 1991. - 40 с.

52. Горбатюк Р.М. Побудова математичної моделі вібраційної машини з інерційним активатором руху робочого середовища. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». 2003. №5(31). С. 18-20.

53. Берник П.С., Горбатюк Р.М., Величко Л.Д. Побудова математичної моделі двоприводної вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». 2001. №2(18). С.7-13.

54. Членов В.А., Михайлов Н.В. Виброкипящий слой. – М.: Наука, 1972. – 341 с.

55. Берник П.С. Машини і обладнання для розмірно-зміцнюючої термоокислювальної та вібраційної обробки твердосплавних виробів:

Автореф. дис. д-ра техн. наук. - Хмельницький, 1999. - 40 с.

56. Франчук В.П. Разработка методов расчета нелинейных динамических систем вибрационных машин с существенным влиянием технологической загрузки: Автореф. дис. д.т.н. - Днепропетровск. 1982. - 40с.

57. V. Bulgakov, V. Adamchuk, G. Kaletnik, M. Arak, J. Olt. Mathematical model of vibration digging up of root crops from soil. - *Agronomy Research* 12(1). 2014. - P. 41–58.

58. Сердюк Л.И. Основы теории, расчета и конструирования управляемых вибрационных машин с дебалансными вибровозбудителями: Автореф. Дис. д.т.н. - Харьков. 1991. - 40с.

59. Бурлакова Г.Ю. Динамические уравнения движения и кинематические характеристики практической модели контейнера для обработки мелких деталей автомобилей /*Вісник Приазовського державного технічного університету/ Серія: Технічні науки/Вип. 28. - 2014. - с. 184-187.*

60. Бурлаков В.И. Моделирование движения рабочего контейнера при вибрационной обработке /*Вісник Приазовського державного технічного університету/ Серія: Технічні науки/ Вип. 28. - 2014. - с. 162-166.*

61. Котов Р.А. Обоснование параметров вибрационного смесителя сыпучих кормов с гибким рабочим органом. Диссертация к.т.н. Барнаул - 2015.

62. Буркин С.Д. Теоретические предпосылки к обоснованию основных параметров вибрационных смесителей сыпучих кормов с активным перемешивающим рабочим органом / *Вісник ФГОУ ВПО МГАУ №4. - 2008. - с. 71-74.*

63. Николаенко А.П. Совершенствование конструкции вибрационных станков с U-образной формой контейнера. *Вісник НТУ «ХПІ». 2013. №56 (1029). с.15-21.*

64. Павловський М.Л. Теоретична механіка. К.: Техніка, 2002. – 310с.

65. Математическая статистика: Учебник. / В. М. Иванова, В. Н. Калинина, Л.А. Нешумова. – М.: Высшая школа, 1981, – 368 с.

66. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных

условий./ Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976, – 279 с.

67. Егоров А.Е. Исследование устройств и систем автоматики методом планирования эксперимента. / А.Е. Егоров, Г.Н. Азаров, А.В. Коваль. – Харьков: Государственный университет, объединение «Вища школа», 1986, – 239 с.

68. Бойко Н.Г., Устименко Т.А. Теория и методы инженерного эксперимента. Донецк, 2009. 158 с.

69. Ли Т.Г. Управление процессами с помощью вычислительных машин. Моделирование и оптимизация. / Т.Г. Ли, Г.Э. Адамс, У.М. Гейнз. Пер. с англ. – М.: Советское радио, 1972, – 312 с.

70. Боровиков В.П., Боровиков И.П. Statistica. Статистический анализ и обработка данных в среде Windows. Москва, 1997. 608 с.

71. Лисогор В.М., Горбатюк Р.М., Шулле Ю.А., Чубик Р.В. Визначення степеней вільності електромеханічної установки для віброобразивної обробки деталей при ремонті сільськогосподарської техніки. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. 2014. №1(84). С. 22-32.

72. Лисогор В.М., Горбатюк Р.М., Шулле Ю.А. Теорія експерименту дослідної електромеханічної установки для обробки деталей ремонтваної сільськогосподарської техніки. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях»*. 2013. №1(69). С. 108-115.

73. ДСТУ ISO 6507-1:2007 «Матеріали металеві. Визначення твердості за Вікерсом. Частина 1. Метод випробування».

74. Кисельов, О. В., Антонов, Е. Е., Бакарджиєв, Р. О. (2011). Використання пакету програм Statist для аналізу результатів багатofакторного активного експерименту. Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: Зб. наук. праць. Запоріжжя: ІМТ НААН. Вип. 1(7). С. 243–253.

75. Бондарь А.Г., Статюха Г.А., Потяженко И.А. Планирование эксперимента при оптимизации процессов химической технологии (алгоритмы и примеры). Киев, 1980. 264 с.

76. Гусев, В. Г.(2007). Теория планирования многофакторных экспериментов: Метод. Указания к лаб. работам. Владим. Гос. ун–т. Владимир. С. 39.

77. Аністратенко, В. О., Федоров В. Г. (1993). Математичне планування експериментів в АПК: Навчальний посібник. Київ : Вища школа. 375 с.

78. Kazimirz E. Oczos, Volodymyr Liubimov. STRUKTURA GEOMETRYCZNA POWIERZCHNI. Podstawy klasyfikacji z atlasem charakterystycznych powierzchni kształtowanych. - Rzeszow: Oficyna wydawnicza politechniki rzeszowskiej.2003 - 352 p.

79. Берник П.С., Горбатюк Р.М. Дослідження мікротопографії поверхонь деталей сільськогосподарської техніки після віброабразивної обробки у полічастотних вібромашинах. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2008. № 2 (51). С. 70-74.

80. Кисельов, О. В., Комарова, І. Б., Мілько, Д. О., Бакарджиєв, Р. О. (2017). Статистична обробка і оформлення результатів експериментальних досліджень (із досвіду написання дисертаційних робіт) : Навчальний посібник. За заг. ред. Д. О. Мілька. Інститут механізації тваринництва НААН. Електронний аналог друкованого видання (електронна книга). Запоріжжя: СТАТУС, 2017. 181 с.

81. Цуркан О.В., Горбатюк Р.М., Присяжнюк Д.В. Планування багатофакторного експерименту для визначення раціональних параметрів роботи вібраційної машини. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2020. №2(97). С. 5-14.

82. Бондарь А.Г., Статюха Г.А., Потяженко И.А. Планирование эксперимента при оптимизации процессов химической технологии (алгоритмы и примеры). Киев, 1980. 264 с.

83. Бойко Н.Г., Устименко Т.А. Теория и методы инженерного эксперимента. Донецк, 2009. 158 с.

84. Боровиков В.П., Боровиков И.П. Statistica. Статистический анализ и обработка данных в среде Windows. Москва, 1997. 608 с.

85. Берник П.С., Горбатюк Р.М. Визначення енергоспоживання вібраційних машин для оздоблювально-зачисної обробки деталей сільськогосподарської техніки. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях»*. 2007. № 4 (49). С. 3-5.

86. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. Москва, 1998. 219 с.

87. ДСТУ 4397:2005 Методики економічного оцінювання техніки на етапі випробування К. : Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.

88. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М. Передумови створення та перспективи розвитку адаптивних технологічних машин для віброабразивної обробки деталей. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях»*. 2013. № 2(70). С. 141 – 152.

89. Берник П.С. Розвиток конструктивних схем вібраційних машин/ Берник П.С., Величко Л.Д., Горбатюк Р.М. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях»* Вінниця: №1(13) 2000р. – С. 21-23.

90. Пат. 76368 А Україна, В24В31/06. Адаптивний пристрій для віброабразивної обробки деталей. Горбатюк Р.М., Скварок Ю.Ю., Чубик Р.В., Паламарчук І.П. (Україна). - № u201112534; Опубл. 10.01.2013; Бюл. №1, 6 ст.

91. Gorbatiuk R. Model of machine with activator for vibro abrasive treatment of the details of agricultural machinery. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2016.Vol.18. No.8. pp. 35-42.

92. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Керовані вібраційні технологічні машини. – Вінниця: ВНАУ, 2011. – 355 с.

93. Пат. 87776 А Україна, В65G 27/00. Спосіб керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин. Серета Л.П., Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. (Україна). - № a200803685; Опубл. 10.08.2009; Бюл. № 15.

94. Сердюк Л. И., Давыденко Ю. А., Осина Л. М. Различные подходы к оценке динамических, энергетических и технологических возможностей вибрационных машин // Вибрации в технике и технологиях. *Всеукраїнський науково-технічний журнал*. 2004. - № 3 (35) - С.113-117.

95. Копылов Ю. Р. Амплитудные и фазо-частотные характеристики вибрирующей рабочей среды // Вибрации в технике и технологиях. Труды III международной научно-технической конференции. - Евпатория: 1998. - С. 133-137.

96. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин // Вібрації в техніці та технологіях.- 2008. № 2(51).- С. 57-60.

97. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М., Мокрицький Р.Б. Адаптивне керування процесами у вібромашинах для віброабразивної обробки деталей // АВТОМАТИКА / AUTOMATICS-2013: матеріали XX Міжнародної конференції з автоматичного управління, присвяченої 100 – річчю з дня народження академіка О.Г. Івахненка, 25–27 вересня 2013 р. / м. Миколаїв: НУК, 2013. – С. 223-224.

98. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М. Передумови створення та перспективи розвитку адаптивних технологічних машин для віброабразивної обробки деталей. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2013. № 2(70). С. 141-152.

99. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М. Розробка адаптивної системи керування вібраційним приводом машини для віброабразивної обробки деталей при ремонті сільськогосподарських машин. *Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях в переробних і харчових виробництвах»*. 2013. С. 29-34.

100. Горбатюк Р.М., Скварок Ю.Ю., Чубик Р.В. Високоєфективні енергоощадні адаптивні вібромашини для віброабразивної обробки деталей. *Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові*. 2015. С. 203.

101. Сердюк Л. И., Давыденко Ю. А., Осина Л. М. Различные подходы к оценке динамических, энергетических и технологических возможностей вибрационных машин // Вибрации в технике и технологиях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. 2004. - № 3 (35) - С.113-117.

102. Горбатюк Р.М., Килівник М.М., Чубик Р.В., Скварок Ю.Ю. Автомат для віброобразивної обробки деталей. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. №3(75). С. 57-64.

103. Чубик Р.В., Лужецький В. С. Електромеханічна модель пристрою для адаптивної віброобразивної обробки деталей. // Научный Вестник Донбасской государственной машиностроительной академии. 2011. - № 2 (8Е) - С.179-189.

104. Чубик Р.В., Явір В.В., Горбатюк Р.М. Енергозберігаюча система для автоматичної віброобразивної обробки деталей. Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Щоквартальний науково-виробничий журнал. – Кременчук: КрНУ, 2013. – Вип. 2/2013 (22). – С. 162-169.

105. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Керовані вібраційні технологічні машини. – Вінниця: ВНАУ, 2011. – 355 с.

106. Пат. 43813 А Україна, F 16D3/4. Пружна муфта. / П.С. Берник, П.Д. Денісов, О.В. Солоня. (Україна) – №99116344; Заявл. 23.11.99; Опубл. 17.12.2001. Бюл.№11 – 3 с.

107. Пат. 43814 А Україна, F 16D3/74. Еластична муфта. / П.С. Берник, П.Д. Денісов, О.В. Солоня. (Україна) – №99116345; Заявл. 23.11.99; Опубл. 17.12.2001. Бюл.№11 - 3 с.

108. Пат. 1281312 А1 (СРСР), В06В 1/16. Вибровозбудитель. Сердюк Л.И. (СРСР). - № 3925547/24-28; Опубл. 07.01.1987; Бюл. № 1, 3 ст.

109. Чубик Р. В. Адаптивна система керування режимами резонансних вібраційних технологічних машин: Автореф. дис. канд. тех. наук. - Львів, 2007. - 20 с.

110. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М., Борзов І.Г. Пристрій для автоматизації технологічного процесу віброобразивної обробки деталей. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». 2016. №1(93). С. 74-80.

111. ДСТУ-НБА 3.2-1:2007. Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів. Київ, 2007. 22 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

за спеціальністю 05.05.11- машини і засоби механізації

сільськогосподарського виробництва

Горбатюка Руслана Миколайовича

№ з/п	Назва	Характер роботи	Назва видання	Кількість сторінок/ друк. арк.	Автори/Співавтори
1	2	3	4	5	6
Статті у фахових періодичних виданнях України					
1.	Розвиток конструктивних схем вібраційних машин більшої продуктивності	Стаття	Всеукраїнський науково – технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2000. №1(13). С.21-23.	3/0,13	Берник П.С., Величко Л.Д., Горбатюк Р.М.
2.	Аналіз конструкцій вібраційних технологічних полічастотних машин для оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей	Стаття	Всеукраїнський науково–технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2000. №2(14). С.7-14.	8/0,33	Берник П.С., Ярошенко Л.В., Горбатюк Р.М.
3.	Побудова математичної моделі двопривідної вібраційної машини з дебалансним активатором руху робочого середовища	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2001. №2(18). С.7-13.	7/0,3	Берник П.С., Величко Л.Д., Горбатюк Р.М.
4.	Побудова математичної моделі вібраційної машини з інерційним активатором руху робочого середовища	Стаття	Всеукраїнський науково–технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2003. №5(31). С.18-20.	3/0,13	Горбатюк Р.М.

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6
5.	Визначення енергоспоживання вібраційних машин для оздоблювально-зачисної обробки деталей сільськогосподарської техніки	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2007. 4 (49). С.3-5.	3/0,13	Берник П.С., Горбатюк Р.М.
6.	Дослідження мікротопографії поверхонь деталей сільськогосподарської техніки після віброабразивної обробки у полічастотних вібромашинах	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2008. №2 (51) С.70-74	4/0,17	Берник П.С., Горбатюк Р.М.
7.	Обґрунтування параметрів роботи вібромашини для абразивної обробки деталей сільськогосподарських машин	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2012. №3(67). С.73-76.	4/0,17	Горбатюк Р.М.
8.	Передумови створення та перспективи розвитку адаптивних технологічних машин для віброабразивної обробки деталей	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2013. №2 (70). С.141-152.	12/0,5	Чубик Р.В., Горбатюк Р.М.
9.	Теорія експерименту дослідної електромеханічної установки для обробки деталей ремонтваної сільськогосподарської техніки.	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2013. №1(69). С.108-115.	8/0,33	Лисогор В.М., Горбатюк Р.М., Шулле Ю.А.

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6
10.	Визначення степеней вільності електромеханічної установки для віброобразивної обробки деталей при ремонті сільськогосподарської техніки	Стаття	Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Вінниця. 2014. №1(84). С. 22-32.	11/0,46	Лисогор В.М., Горбатюк Р.М., Шулле Ю.А., Чубик Р.В.
11.	Автомат для віброобразивної обробки деталей	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця.2014. №3(75). С.57-64.	8/0,34	Горбатюк Р.М., Чубик Р.В., Скварок Ю.Ю., Килівник М.М.
12.	Пристрій для автоматизації технологічного процесу віброобразивної обробки деталей	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». Вінниця 2016. №1(93). С.74-80.	7/0,29	Горбатюк Р.М., Чубик Р.В., Борзов І.Г.
13.	Планування багатофакторного експерименту для визначення раціональних параметрів роботи вібраційної машини	Стаття	Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». Вінниця. 2020. №2(97). С. 5-14.	10/0,42	Цуркан О.В., Горбатюк Р.М., Присяжнюк Д.В.
Праці у наукових періодичних виданнях інших держав					
14.	Model of machine with activator for vibro abrasive treatment of the details of agricultural machinery	Стаття в іноземному виданні	MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2016.Vol.18. No.8. pp.35-42.	8/0,33	R. Gorbatiuk

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6
Патенти України на корисні моделі					
15.	Пристрій для вібраційної обробки деталей	Патент	UA 32159 А, М.КЛ., В24В 31/06, (Україна).- №98126990; Опубл.15.12.2000; Бюл. №7.	3/0,13	Берник П.С., Горбатюк Р.М., Ярошенко Л.В.
16.	Пристрій для вібраційної обробки	Патент	UA 35946 А, М.КЛ., В24В31/06, (Україна).- №99052635; Опубл.16.04.2001; Бюл. №3.	3/0,13	Середа Л.П., Берник П.С., Горбатюк Р.М., Писаренко В.Г., Боковий Є.Ф.
17.	Адаптивний пристрій для віброабразивної обробки деталей	Патент	Пат. 76368 А Україна, В24В31/06. № u201112534; Опубл.10.01.2013; Бюл. №1.	6/0,25	Горбатюк Р.М., Скварок Ю.Ю., Чубик Р.В., Паламарчук І.П.
Матеріали конференцій і тези					
18.	Адаптивне керування процесами у вібромашинах для віброабразивної обробки деталей	Тези	АВТОМАТИКА/AU ТОМАТИС-2013: Матеріали XX Міжнародної конференції з автоматичного управління, присвяченої 100-річчю з дня народження академіка О.Г.Івахненка. 2013. С. 223-224.	2/0,1	Чубик Р.В., Горбатюк Р.М., Мокрицький Р.Б.
19.	Розвиток керованих вібромашин та технологій для віброабразивної обробки деталей	Тези	Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях в переробних і харчових виробництвах». 2013. С. 26-27.	2/0,1	Скварок Ю.Ю., Горбатюк Р.М.

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6
20.	Розробка адаптивної системи керування вібраційним приводом машини для віброобразивної обробки деталей при ремонті сільськогосподарських машин	Тези	Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях в переробних і харчових виробництвах». 2013. С. 29-34.	5/0,21	Чубик Р.В., Горбатюк Р.М.
21.	Високоєфективні енергоощадні адаптивні вібромашини для віброобразивної обробки деталей	Тези	Дванадцятий міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. 2015. С. 203.	1/0,04	Горбатюк Р.М., Скварок Ю.Ю., Чубик Р.В.
22.	Розробка конструкції вібраційної машини з активатором для поверхневого зміцнення робочих органів ґрунтообробних агрегатів	Тези	Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми виробництва, переробки сільськогосподарської продукції, машинобудування та енергетичних систем АПК». 2017. С. 254-257.	4/0,17	Янович В.П., Цуркан О.В., Горбатюк Р.М.

Всього за темою дисертації опубліковано 22 наукових праці загальним обсягом 4,65 др. арк. у тому числі 4,14 др. арк. у наукових фахових виданнях.

Здобувач вченого звання



Горбатюк Р.М.
(прізвище, ініціали)

Вчений секретар

Льотка Г.І.
(прізвище, ініціали)

« 4 » серпня 2020 р

Додаток Б

Таблиця Б.1

Класифікація машин для обробки деталей при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між деталями та інструментом

№ п/п	Класифікаційна ознака	№ п/п	Тип технологічної машини
1	2	3	4
1	Технологічне призначення	1.1	Машини для оздоблювально-зачисної обробки
		1.2	Машини для поверхневого зміцнення
		1.3	Машини для стабілізації напруги в поверхневому шарі деталей
		1.4	Колоїдні млини
2	Ступінь механізації технологічного процесу	2.1	Частково механізовані
		2.2	Механізовані
		2.3	Автоматизовані
3	Рівень спеціалізації процесу обробки	3.1	Спеціальні
		3.2	Спеціалізовані
		3.3	Універсальні
4	Періодичність технологічного циклу обробки	4.1	Періодичної дії
		4.2	Напівперіодичної дії
		4.3	Неперервної дії
5	Кількість незалежних стадій обробки	5.1	Машини для одностадійної обробки
		5.2	Машини для двохстадійної обробки
		5.3	Машини для багатостадійної обробки
6	Спосіб виконання технологічної дії	6.1	Галтовочні машини
		6.1.1	З галтовочним барабаном, який обертається
		6.1.2	З барабаном, який здійснює планетарний рух
		6.2	Гвинтові ротори
		6.3	Спеціальні відцентрові машини
		6.4	Вібраційні машини
		6.4.1	Одночастотні
		6.4.2	Полічастотні
		6.5	Машини з комбінованою технологічною дією
		6.5.1	Вібровідцентрові
		6.5.2	Вібропланетарні
		6.5.3	Віброімперні
		6.5.4	Віброшпиндельні

Продовження табл. Б.1

1	2	3	4
7	Форма робочої камери	7.1	Машини з циліндричною робочою камерою
		7.2	Машини з прямокутною робочою камерою
		7.3	Машини з кільцеподібною (тороїдальною) робочою камерою
		7.3	Машини з спіралевидною робочою камерою
		7.4	Машини з спеціальною формою робочої камери
8	Жорсткість робочої камери	8.1	Машини з жорсткою робочою камерою
		8.2	Машини з частково гнучкою робочою камерою
		8.3	Машини з гнучкою робочою камерою
9	Спосіб інтенсифікації процесів обробки	9.1	Машини з турбулізаторами в робочій камері
		9.2	Машини з нерухомими збуджувачами в робочій камері
		9.3	Машини з рухомими активаторами середовища
10	Характер зрівноваження силового обробляючого поля	10.1	Машини із зрівноваженою механічною системою
		10.2	Машини із статичною не зрівноваженою механічною системою
		10.2.1	З дією направленої збуджуваної сили
		10.2.2	З дією кругової збуджуваної сили
		10.3	Машини з моментною не зрівноваженою механічною системою
		10.3.1	З дією кругового збуджуваного моменту
		10.3.2	З дією направленого збуджуваного моменту
		10.4	Машини з комбінованою не зрівноваженою механічною системою

Продовження табл. Б.1

1	2	3	4
11	Характер руху робочої камери	11.1	Машини з обертальним рухом робочої камери
		11.2	Машини з планетарним рухом робочої камери
		11.3	Машини з гіраційним рухом робочої камери
		11.4	Машини з вібраційним рухом робочої камери
		11.4.1	З кутовими коливаннями робочої камери
		11.4.2	З плоскими коливаннями робочої камери
		11.4.3	З просторовими коливаннями робочої камери
		11.5	Машини з комбінованим рухом робочої камери
		11.5.1	При поєднанні вібраційного і планетарного руху робочої камери
		11.5.2	При поєднанні вібраційного і обертального руху робочої камери
12	Особливості приводного механізму машини	12.1	Машини з електромеханічним приводом
		12.2	Машини з силовим віброзбуджувачем
		12.2.1	З дебалансним віброприводом
		12.2.2	З планетарним віброприводом
		12.3	Машини з кінематичним віброзбуджувачем
		12.3.1	З примусовим кінематичним віброприводом
		12.3.2	З ексцентриковим приводом і пружним елементом
		12.3.3	З ексцентриковим приводом і частково пружним шатуном
		12.3.4	З ексцентриковим приводом і пружним шатуном
		12.3.5	З ексцентриковим приводом і пружним опорним вузлом
		12.4	Машини з комбінованим віброзбуджувачем

Продовження табл. Б.1

1	2	3	4
13	Характер зв'язку деталей і робочої камери	13.1	Машини з вільним розміщенням деталей в робочій ємкості
		13.2	Машини з закріпленням деталей в робочій зоні
		13.3	Машини з примусовим рухом деталей в зоні обробки
		13.3.1	З наданням деталям обертального руху
		13.3.2	З наданням деталям планетарного руху
		13.3.3	З наданням деталям поступального руху
		13.3.4	З наданням деталям вібраційного руху
14	Спосіб виймання деталей з маси технологічного завантаження	14.1	Машини зі стаціонарними сепараторами
		14.2	Машини з мобільними сепараторами
		14.3	Машини з вилученням деталей транспортним механізмом

Додаток В.1

Порядок визначення швидкості V_{03} :

$$V_{03x} = \dot{\rho}_1 \cos \phi_1 - \rho_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1 + \ell_4 \cdot \dot{\theta}_1 \cos(\alpha_{14} + \theta_1) - (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\theta_1 + \gamma_3);$$

$$V_{03z} = \dot{\rho}_1 \sin \phi_1 + \rho_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 + \ell_4 \cdot \dot{\theta}_1 \sin(\alpha_{14} + \theta_1) + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\theta_1 + \gamma_3);$$

$$\begin{aligned} V_{03}^2 = & \dot{\rho}_1^2 \cos^2 \phi_1 + \rho_1^2 \dot{\phi}_1^2 \sin^2 \phi_1 + \dot{\theta}_1^2 \ell_4^2 \cos^2(\alpha_{14} + \theta_1) + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2 \ell_3^2 \sin^2(\theta_1 + \gamma_3) - \\ & - 2\dot{\rho}_1 \cos \phi_1 \cdot \rho_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1 + 2\dot{\rho}_1 \cos \phi_1 \cdot \dot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\alpha_{14} + \theta_1) - 2\dot{\rho}_1 \cos \phi_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \times \\ & \times \ell_3 \sin(\theta_1 + \gamma_3) - 2\rho_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1 \cdot \dot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\alpha_{14} + \theta_1) + \\ & + 2\rho_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\theta_1 + \gamma_3) - 2\dot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\alpha_{14} + \theta_1) (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\theta_1 + \gamma_3) + \\ & + \dot{\rho}_1^2 \sin^2 \phi_1 + \rho_1^2 \dot{\phi}_1^2 \cos^2 \phi_1 + \dot{\theta}_1^2 \ell_4^2 \sin^2(\alpha_{14} + \theta_1) + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2 \ell_3^2 \cos^2(\theta_1 + \gamma_3) + \\ & + 2\dot{\rho}_1 \sin \phi_1 \cdot \rho_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 + \\ & + 2\dot{\rho}_1 \sin \phi_1 \cdot \dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\alpha_{14} + \theta_1) + 2\dot{\rho}_1 \sin \phi_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\theta_1 + \gamma_3) + \\ & + 2\rho_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 \cdot \dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\alpha_{14} + \theta_1) + \\ & + 2\rho_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\theta_1 + \gamma_3) + 2\dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\alpha_{14} + \theta_1) \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\theta_1 + \gamma_3) \end{aligned}$$

Порядок визначення швидкості V_D :

$$V_{DX} = \dot{\rho}_2 \cos \phi_2 - \rho_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 - (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \sin(\theta_2 + \gamma_4);$$

$$V_{DZ} = \dot{\rho}_2 \sin \phi_2 + \rho_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\theta_2 + \gamma_4);$$

$$\begin{aligned} V_D^2 = & \dot{\rho}_2^2 \cos^2 \phi_2 + \rho_2^2 \dot{\phi}_2^2 \sin^2 \phi_2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 d_2^2 \sin^2(\theta_2 + \gamma_4) - 2\dot{\rho}_2 \cos \phi_2 \rho_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 - \\ & - 2\dot{\rho}_2 \cos \phi_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \sin(\theta_2 + \gamma_4) + 2\rho_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \sin(\theta_2 + \gamma_4) + \dot{\rho}_2^2 \sin^2 \phi_2 + \\ & + \rho_2^2 \dot{\phi}_2^2 \cos^2 \phi_2 + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 d_2^2 \cos^2(\theta_2 + \gamma_4) + 2\dot{\rho}_2 \sin \phi_2 \cdot \rho_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + \\ & + 2\dot{\rho}_2 \sin \phi_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\theta_2 + \gamma_4) + 2\rho_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 \cdot (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\theta_2 + \gamma_4) \end{aligned}$$

Умовні позначення:

ρ_1, ϕ_1 та ρ_2, ϕ_2 – відповідно, полярні координати центра мас робочої камери та активатора відносно нерухомої системи координат;

θ_1, θ_2 – відповідно, кут обертання робочої камери та активатора;

γ_3 - відносний кут обертання дебаланса робочої камери;

α_{14} - кут відхилення від вертикального діаметра прямої O_1O_4 ;

$l_3 = O_3O_4$ - відстань від центра мас дебаланса до осі обертання дебаланса;

$l_4 = O_1O_4$ – відстань від центра мас робочої камери до осі обертання дебаланса;

m_1 - маса робочої камери разом із завантаженням $m_1 = m_{\text{конт}} + k_n m_{\text{завант}}$;

$m_{\text{конт}}, m_{\text{завант}}$ - маса робочої камери та маса завантаження;

k_n - коефіцієнт приєднаної маси;

I_1, I_2 – відповідно, момент інерції робочої камери та активатора відносно осі, яка проходить через центр мас робочої камери;

m_2 – маса активатора;

m_3 – маса дебаланса;

θ - кут розведення дебалансів;

I_3 - момент інерції дебаланса відносно осі, яка проходить через центр мас дебаланса;

c_{1X}, c_{1Y} – коефіцієнт лінійного опору пружної підвіски робочої камери;

c_{2X}, c_{2Y} - коефіцієнт лінійного опору пружної підвіски активатора;

b_{1X}, b_{1Y} – коефіцієнт лінійного опору робочого середовища.

ξ_3 - коефіцієнт завантаження робочої камери.

Додаток В.2

Порядок визначення формули (2.21)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho_1} = m_1 \ddot{\rho}_1 + m_3 \left[\begin{aligned} & \ddot{\rho}_1 + \theta_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \dot{\theta}_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\theta}_1) \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ & + (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \times \ell_3 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) (\dot{\phi}_1 - \dot{\theta}_1 - \dot{\gamma}_3) \times \\ & \times \ell_3 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) \end{aligned} \right] -$$

$$-m_1 \rho_1 \dot{\phi}_1^2 - m_3 \left[\rho_1 \dot{\phi}_3^2 - \dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \dot{\phi}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \right];$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho_1} = (m_1 + m_3) (\ddot{\rho}_1 - \rho_1 \dot{\phi}_1^2) + m_3 \left[\begin{aligned} & \ddot{\theta}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) + \\ & + \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3)^2 \ell_3 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \gamma_3) \end{aligned} \right].$$

Порядок визначення формули (2.23)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} = m_1 \rho_1^2 \ddot{\phi}_1 + 2m_1 \rho_1 \dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 +$$

$$+ m_3 \left[\begin{aligned} & \rho_1^2 \ddot{\phi}_1 + 2\rho_1 \dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 - \ddot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \dot{\theta}_1 \dot{\rho}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \\ & - \dot{\theta}_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\theta}_1) \rho_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \\ & + (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \dot{\rho}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) (\dot{\phi}_1 - \dot{\gamma}_3 - \dot{\theta}_1) \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \end{aligned} \right] -$$

$$-m_3 \left[\begin{aligned} & -\dot{\rho}_1 \dot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \dot{\rho}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ & - \dot{\phi}_1 \dot{\theta}_1 \rho_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \dot{\phi}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \end{aligned} \right]$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} = (m_1 + m_3) (\rho_1 \ddot{\phi}_1 + 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1) +$$

$$+ m_3 \left[\begin{aligned} & -\ddot{\theta}_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \\ & + \dot{\theta}_1^2 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + (\dot{\gamma}_3 + \dot{\theta}_1)^2 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \end{aligned} \right] \rho_1$$

Порядок визначення формули (2.25)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_1} = I_1 \dot{\theta}_1 + I_3 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) + m_3 \left[\begin{array}{l} \theta_1 \ell_4^2 + (\theta_1 + \gamma_3) \gamma_3^2 + \rho_1 \ell_4 \cos(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \rho_1 (\varphi_1 - \theta_1) \gamma_4 \sin(\varphi_1 - \theta_{13} - \alpha_1) + \\ + \rho_1 \ell_3 \sin(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \rho_1 (\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \gamma_3 \cos(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \varphi_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_1) - \varphi_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \varphi_1 (\varphi_1 - \theta_1) \times \\ \times \rho_1 \ell_4 \cos(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \varphi_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\varphi_1 - \alpha_{14} - \theta_1) + \varphi_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \varphi_1 (\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \rho_1 \ell_3 \sin(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - (2\theta_1 + \gamma_3) \gamma_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) - (2\theta_1 + \gamma_3) \times \\ \times \gamma_3 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{array} \right] -$$

$$- m_3 \left[\rho_1 \theta_1 \ell_4 \sin(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \rho_1 (\theta_1 + \gamma_3) \gamma_3 \cos(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \varphi_1 \theta_1 \rho_1 \ell_4 \cos(\varphi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \varphi_1 (\theta_1 + \gamma_3) \rho_1 \ell_3 \sin(\varphi_1 - \gamma_3 - \theta_1) \right]$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_1} = (I_1 + m_3 \ell_4^2) \ddot{\theta}_1 + (I_3 + m_3 \ell_3^2) (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) +$$

$$+ m_3 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \ddot{\rho}_1 \ell_3 \sin(\phi_2 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \ddot{\phi}_1 \rho_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \ddot{\phi}_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - (2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) - 2\dot{\rho}_1 \phi_1 \ell_4 \sin(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) + \\ + 2\dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \dot{\phi}_1 \rho_1 \ell_4 \cos(\phi_1 - \theta_1 - \alpha_{14}) - \\ - \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - (2\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \dot{\gamma}_3 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{array} \right] \cdot$$

Порядок визначення формули (2.27)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho_2} = m_2 \ddot{\rho}_2 + m_4 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_2 + (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) (\dot{\phi}_2 - \dot{\gamma}_4 - \dot{\theta}_2) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right] -$$

$$- m_2 \rho_2 \dot{\phi}_2^2 - m_4 \left[\rho_2 \dot{\phi}_2^2 + \dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right];$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho_2} = (m_2 + m_4) (\ddot{\rho}_2 - \dot{\phi}_2^2 \rho_2) + m_4 \left[\begin{array}{l} (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 \times \\ \times d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right].$$

Порядок визначення формули (2.29)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} = 2m_2 \rho_2 \dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 + m_2 \rho_2^2 \ddot{\phi}_2 + m_4 \left[\begin{array}{l} 2\rho_2 \dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 + \rho_2^2 \ddot{\phi}_2 + (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \dot{\rho}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \times \\ \times (\dot{\phi}_2 - \dot{\gamma}_4 - \dot{\theta}_2) \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right] -$$

$$- m_4 \left[\dot{\rho}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right];$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} = \left(\begin{array}{l} (m_2 + m_4)(\rho_2 \ddot{\phi}_2 + 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2) + \\ + m_4 \rho_2 \left[(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4)^2 \times \right. \\ \left. \times d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] \end{array} \right)$$

Порядок визначення формули (2.31)

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_2} = & I_2 \ddot{\theta}_2 + I_4 (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) + \\ & + m_4 \left[\begin{array}{l} (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) d_2^2 + \ddot{\rho}_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \dot{\rho}_2 (\dot{\phi}_2 - \dot{\gamma}_4 - \dot{\theta}_2) \times \\ \times d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \ddot{\phi}_2 \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + \dot{\phi}_2 \dot{\rho}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \dot{\phi}_2 (\dot{\phi}_2 - \dot{\gamma}_4 - \dot{\theta}_2) \rho_2 d_2 \times \\ \times \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right] - ; \\ & - m_4 \left[-\dot{\rho}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_2} = & I_2 \ddot{\theta}_2 + (I_4 + m_4 d_2^2) (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) + \\ & + m_4 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \rho_2 \ddot{\phi}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + 2\dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \dot{\phi}_2^2 \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right] \end{aligned}$$

Порядок визначення формули (2.33)

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma_3} = & (I_3 + m_3 \ell_3^2) (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) + \\ & + m_3 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \dot{\rho}_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\gamma}_3 - \dot{\theta}_1) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \ddot{\phi}_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \\ + \dot{\phi}_1 \dot{\rho}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \dot{\phi}_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\gamma}_3 - \dot{\theta}_1) \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \ddot{\theta}_1 \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) - \dot{\theta}_1 \dot{\gamma}_3 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{array} \right] - ; \\ & - m_3 \left[\begin{array}{l} -\dot{\rho}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \dot{\phi}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \dot{\theta}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\gamma}_3) \times \\ \times \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{array} \right] \end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma_3} = (I_3 + m_3 \ell_3^2) (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\gamma}_3) +$$

$$+ m_3 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \ddot{\phi}_1 \rho_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \ddot{\theta}_1 \ell_3 \ell_4 \sin(\gamma_3 - \alpha_{14}) + 2 \dot{\rho}_1 \dot{\phi}_1 \ell_3 \cos(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) - \\ - \dot{\phi}_1^2 \rho_1 \ell_3 \sin(\phi_1 - \gamma_3 - \theta_1) + \dot{\theta}_1^2 \ell_3 \ell_4 \cos(\gamma_3 - \alpha_{14}) \end{array} \right].$$

Порядок визначення формули (2.35)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma_2} = (I_4 + m_4 d_2^2) (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) + m_4 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + \dot{\rho}_2 (\dot{\phi}_2 - \dot{\gamma}_4 - \dot{\theta}_2) d_2 \times \\ \times \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + \ddot{\phi}_2 \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + \dot{\phi}_2 \dot{\rho}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \\ - \dot{\phi}_2 (\dot{\phi}_2 - \dot{\gamma}_4 - \dot{\theta}_2) \times \\ \times \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \\ - m_4 \left[\begin{array}{l} - \dot{\rho}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) d_2 \times \\ \times \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + \dot{\phi}_2 (\dot{\theta}_2 + \dot{\gamma}_4) \rho_2 d_2 \times \\ \times \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right] \end{array} \right];$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma_4} = (I_4 + m_4 d_2^2) (\ddot{\theta}_2 + \ddot{\gamma}_4) +$$

$$+ m_4 \left[\begin{array}{l} \ddot{\rho}_1 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \ddot{\phi}_2 \rho_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) + \\ + 2 \dot{\rho}_2 \dot{\phi}_2 d_2 \cos(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) - \dot{\phi}_2^2 \rho_2 d_2 \sin(\phi_2 - \gamma_4 - \theta_2) \end{array} \right].$$

Додаток Г.1

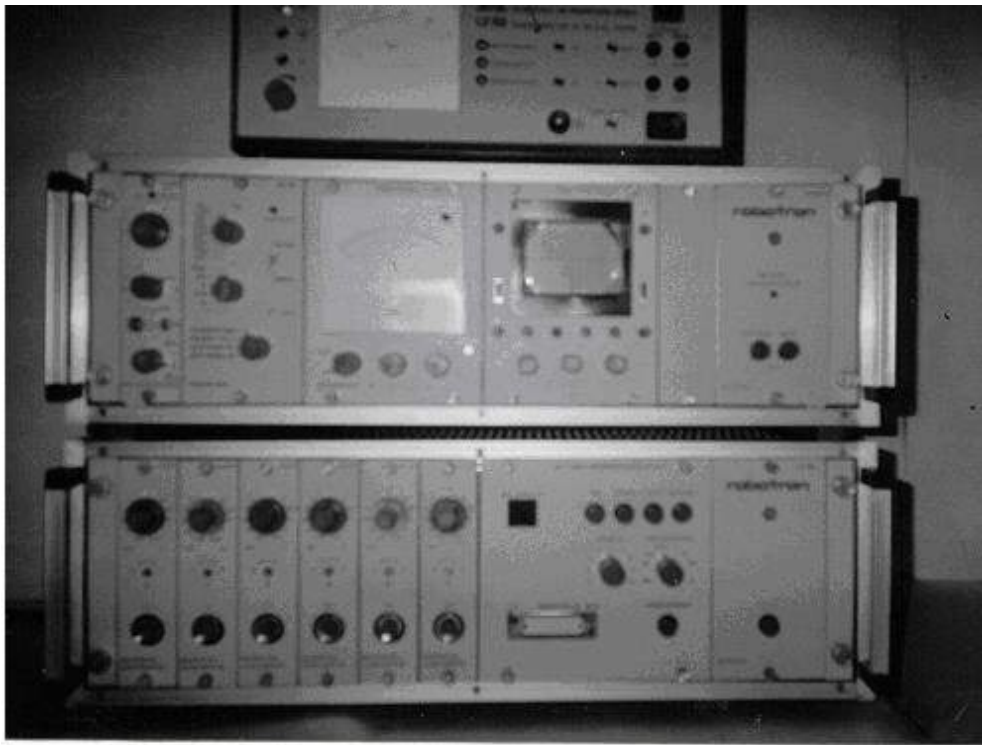


Рисунок 1.Г.1 – Вібровимірювальна апаратура «Robotron» для проведення експериментальних досліджень



Рисунок 2.Г.1 – Пульт оцінки та керування параметрами електричного струму при експериментальних дослідженнях: 1 – прилади для оцінки параметрів електричного струму; 2 – прилади для регулювання частоти обертання приводного вала активатора вібромашини

Додаток Г.2

Метрологічна та технічна характеристика мікротвердомір НМV-G21

Межі відносної похибки для навантажень - 1,96 Н; 2,94 Н; 4,90 Н; 9,81 Н; 19,6 Н,%	± 1,0
Діапазон вимірювань твердості за шкалами Віккерса (HV), HV 1; HV 2	від 50 до 1500
Межі відносної похибки навантаження для навантажень 0,098 Н; 0,245 Н; 0,490 Н; 0,981 Н,%	± 1,5
Діапазон вимірювань твердості за шкалами Віккерса (HV), HV 0025; HV 0,05	від 50 до 450
Діапазон вимірювань твердості за шкалою Віккерса (HV), HV 0,01	від 50 до 250
Діапазон вимірювань твердості за шкалами Віккерса (HV), HV 0,2; HV 0,3; HV 0,5	від 50 до 1250
Діапазон вимірювань твердості за шкалою Віккерса (HV), HV 0,1	від 50 до 850
Робочі умови застосування:	
Температура навколишнього середовища повітря, С°	від 5 до 35
Відносна вологість середовища, не більше,%	60
Напруга живлення змінним струмом частотою 50/60 Гц	110 ± 10В 220±22 В

Технічна характеристика мікротвердоміра ПМТ-3

Діапазон навантаження	0,0196 ... 4,9 Н
Управління навантаженнями -	ручне
Збільшення мікроскопа мікротвердоміра	130, 500, 800
Габаритні розміри, не більше, мм	270 x 290 x 470.
Маса, не більше, кг	22.

Додаток Г.3

Таблиця 1.Г.3

Радіуси кривизни вершин виступів для поверхонь з різною обробкою

Вид обробки	Клас шорсткості	Радіус, мкм	
		$r_{\text{поп}}$	$r_{\text{поз}}$
Шліфування	6...7	4...10	100...300
Точіння	8...9	10...40	100...300
5...6	20...40	400...500	
7...8	40...120	500...700	
Фрезерування	4...5	30...60	400...500
6...7	60...80	500...600	
Полірування	8...9	300...700	300...700
	500...1000	500...1000	
Доводка	10...12	20...70	700...1200

Таблиця 2.Г.3

Матриця спостережень

Рівні	Спостереження			
	1	2	J	n
1	x_{11}	x_{12}	x_{1j}	x_{1n}
2	x_{21}	x_{22}	x_{2j}	x_{2n}
...
i	x_{i1}	x_{i2}	x_{ij}	x_{in}
...
m	x_{m1}	x_{m2}	x_{mj}	x_{mn}

Таблиця 3.Г.3

Матриця планування експерименту для повнофакторного експерименту

№ дослідів	X_1	X_2	Y
1	-1	-1	Y_1
2	+1	-1	Y_2
3	-1	+1	Y_3
4	+1	+1	Y_4

Додаток Д.1

Матриця планування відсіюючих експериментів

№ досліджу	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	Питомі енерговитрати, к Вт	h – висота мікронерівностей, мкм	Твердість поверхні НРС, одиниць
1.	6	4	750	750	75	30	60	0,823	1,61	57,4
2.	6	4	1250	1250	30	75	60	0,825	1,74	57,7
3.	3	4	1250	750	75	75	60	0,870	1,32	58,7
4.	3	2	1250	1250	75	30	30	0,583	1,11	77,7
5.	6	2	750	1250	75	30	30	0,525	1,68	66,8
6.	6	2	1250	750	30	75	30	0,643	0,82	67,2
7.	3	2	750	750	30	75	30	0,658	1,59	67,4
8.	3	4	750	1250	75	30	60	0,523	1,42	67,7
9.	6	2	750	750	30	75	30	0,640	1,44	58,7
10.	3	4	1250	1250	75	30	60	0,658	1,81	58,2
11.	6	2	1250	750	30	75	30	0,620	1,75	58,8

Додаток Д.2

Перевірку адекватності моделі проводимо за критерієм Фішера. Критерій Фішера дозволяє порівнювати величини вибірових дисперсій двох незалежних вибірок (в даному випадку теоретичні та експериментальні значення залежності потрібної потужності від кута розведення дебалансів і еквівалентної жорсткості системи підвіски робочої камери та активатора вібраційної машини).

Формула визначення розрахункового критерію Фішера наступна:

$$F_{\rho} = \frac{\sigma_E^2}{\sigma_T^2}, \quad (1)$$

де σ_T^2, σ_E^2 – дисперсії теоретичної та експериментальної вибірки відповідно.

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n (X_l - \bar{X})^2, \quad (2)$$

де $\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{l=1}^n X_l$ – вибірове середнє;

n – кількість значень даних у вибірці.

Проведемо перевірку адекватності теоретичних та експериментальних

досліджень для випадку раціональних значень амплітуди і частоти коливань ($a=4 \cdot 10^{-3}$ м і $\omega=146,5$ с $^{-1}$) та кута розведення дебалансів $\theta=55^\circ=0,96$ рад.

Складемо таблицю значень для теоретичної та експериментальної вибірки.

Таблиця 1.Д.2

Значення параметрів вібромашини для теоретичної та експериментальної вибірки

№ ч/ч	N_T	$(N_T - \overline{N_T})^2$	N_E	$(N_E - \overline{N_E})^2$
1	841,2	35006,41	845	34225
2	789,3	18279,04	792	17424
3	727,4	5372,89	750	8100
4	661,5	54,76	670	100
5	592,9	3745,44	600	3600
6	521,6	17556,25	515	21025
7	444,9	43764,64	448	44944
	$N_T = 654,1$	123779,43	$N_E = 660$	129418

$$\sigma_T^2 = 17682,78 \quad \sigma_E^2 = 18488,29 \quad F_p = 1,045.$$

Для обох вибірок число ступенів вільності однаковий - 6. $F_T = 4,27$.

Розрахункове значення критерію Фішера менше табличного $F_p = 1,045 < F_T = 4,27$, отже гіпотеза про адекватність вибірки підтверджується на рівні 95%.

Додаток Ж

Таблиця 1.Ж

Додаткові характеристики шорсткості і хвилястості, які використовуються для розрахунків на тертя і знос

Параметр	Визначення
<u>Шорсткість</u>	
Найбільша висота виступу (висота згладжування) R_p	Відстань між лінією виступів і середньою лінією профілю
Середній радіус кривизни вершин виступів r	Середнє значення кривизни виступів вершин, визначене для п'яти найбільш високих виступів в межах базової довжини
Середній кут нахилу нерівностей профілю j	Середній кут нахилу бокової сторони нерівностей профілю до середньої лінії в межах базової довжини
Параметри опорної кривої n ,	Параметри степеневої апроксимації початкової ділянки опорної кривої (від вершини до середньої лінії), побудованої у відносних одиницях
<u>Хвилястість</u>	
Найбільша висота хвиль H_x	Віддаль між лінією виступів і лінією впадин в межах базової довжини хвилеграми l_x
Середній крок хвиль S_x	Середня арифметична віддаль між вершинами хвиль в межах базової довжини l_x . Базова довжина $l_x \approx 5S_x$
Середній радіус кривизни вершин хвиль r_x	Середнє значення кривизни хвиль в межах базової довжини

Додаток 3

Таблиця 1.3
Розрахунок основної заробітної плати на ремонт

Назва роботи	Розряд	Годинна тарифна ставка, грн.	Норма часу на ремонт, год.	Сума, грн.
Доставка	II	15,9	0,58	9,22
Очищення	I	14,58	0,41	5,98
Розбирання	II	15,9	6,83	108,59
Дефектація	IV	19,68	0,66	12,98
Комплектування	III	17,5	1,13	19,77
Ремонт	IV	19,68	3,50	68,88
Складання	III	17,5	4,90	85,75
Регулювання	IV	19,68	0,83	16,33
Фарбування	II	15,9	0,50	7,95
Разом Зо				355,45

Таблиця 2.3
Нарахування на заробітну плату Зп

Вид нарахування	Сзп	Відсоток від Сзп	Сума, грн
Єдиний соціальний внесок	578,7	22%	127,31
Всього Снар			127,31

Додаток І










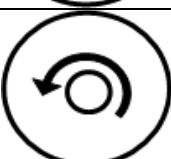










Таблиця 1.І
Витрати на запасні частини та матеріали Сзп

Назва запасної частини		Кількість (шт., кг)	Вартість одиниці, грн.	Сума (грн.)
Вал секції луцильника ЛДГ (квадратний)		2	1185,00	2370,00
Диск борони	віброзміцнені	6	85,53	513,2
	наплавлені	6	456,46	2738,8
	нові (заміна)	6	978,67	5872
Підшипник 7212		2	197,3	394,6
Болти М-10		1	25,00	25,00
Гайки М-10		1	28,00	28,00
Електроди		0,5	90,00	45,00
Фарба		2,00	40,00	80,00
Мастило Літол-24		0,5	48,00	24,00
Всього	віброзміцнені			3479,8
	наплавлені			5705,4
	нові (заміна)			8838,6

Додаток К

Таблиця 1.К

Рух середовища разом із деталями у робочій камері системи для віброзміцнювальної обробки деталей у автоматичному режимі при різних комбінаціях роботи вібропривода робочої камери та активатора.

Завантаження робочої камери	Амплітуда коливань, мм		Напрямок обертання валів		Рух середовища	Режим роботи автомата
	робочої камери	активатора	робочої камери	активатора		
2/3	3	2				A
2/3	3	2				B
2/3	3	-				C
2/3	3	-				D
2/3	-	2				E
2/3	-	2				F
2/3	3	2				G
2/3	3	2				H

Додаток Л
Акти впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ
Ректор Вінницького національного
аграрного університету

В.А. Мазур



2017 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор ТОВ «Агромаш-Калина»

Ю.М. Безуглий



2017 р.

АКТ

про впровадження науково-дослідної та
дослідно-конструкторської роботи

Комісія у складі:

головного інженера ТОВ «Агромаш-Калина» Ю.М. Васківнюка,
завідувача кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н., доцента В.П. Яновича,
доцента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових виробництв
ім. проф. П.С. Берника, к.т.н. О.В. Цуркана,
доцента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових виробництв
ім. проф. П.С. Берника, к.т.н. Ю.А. Полєводи,
доцента кафедри обліку та оподаткування в галузях економіки,
к.е.н. Н.М. Гудзенко,

асистента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, здобувача Р.М. Горбатюка

склала даний акт про впровадження у виробництво технології поверхневого
зміцнення робочих органів ґрунтообробних агрегатів та вібраційної машини з
активатором руху робочого середовища для реалізації запропонованої технології.

Вібраційна машина являє собою закінчену конструкцію, що
використовується для процесів вібраційної оздоблювально-зміцнювальної
обробки поверхонь деталей сільськогосподарської техніки. Запропонована
машина вібраційного типу дозволяє реалізувати процеси очищення від нагару,
іржі, зняття окалини, задирів, заусенців, поверхневе зміцнення деталей
ґрунтообробних знарядь при їх виготовленні та ремонті за рахунок використання
вібраційного поля. Це забезпечує значне підвищення інтенсивності процесу
віброобразивної обробки та зменшує енерговитрати на привод установки.
Наявність центрального активатора руху робочого середовища та пружних
елементів робочої камери покращує умови обробки. Рівень шуму під час роботи
машини відповідає нормам СНиП.

До складу вібраційної машини входять засоби вимірювання та
автоматичного регулювання параметрів процесу віброобробки.

Розроблена технологія та обладнання інтенсифікує процес зміцнення
робочої поверхні ґрунтообробних знарядь, зменшує питомі енерговитрати,
покращує економічні показники при дотриманні діючих вимог до виготовлення та
ремонті робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Технічна характеристика вібраційної машини:

- об'єм робочої камери, л	30
- частота коливання контейнера, Гц.....	0-50
- частота коливання активатора, Гц.....	0-50
- амплітуда коливання контейнера, мм.....	0-6
- амплітуда коливання активатора, мм.....	0-6
- потужність електродвигунів, кВт:	
- контейнера.....	1,5
- активатора.....	0,35
- габаритні розміри, мм.....	500x1000x1500


від Вінницького національного
аграрного університету

Від
ТОВ «Агромаш-Калина»

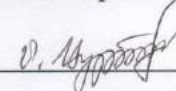
завідувач кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника,

головний інженер

к.т.н., доцент  В.П. Янович

 Ю.М. Васківнюк


доцент кафедри процесів та обладнання
переробних і харчових виробництв
ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н.,  О.В. Цуркан

доцент кафедри процесів та обладнання
переробних і харчових виробництв
ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н.,  Ю.А. Полевода

доцент кафедри обліку та
оподаткування в галузях економіки,

к.е.н.,  Н.М. Гудзенко

асистент кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника,

здобувач  Р.М. Горбатюк

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Вінницького національного
аграрного університету

В.А.Мазур



2018 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПрАТ
«Калинівське РП «Агромаш»»

В.В. Яцишин



« 15 » / лютого 2018 р.

АКТ

про впровадження науково-дослідної та
дослідно-конструкторської роботи

Комісія у складі:

головного інженера ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш»» В.С. Корчака,
завідувача кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н., доцента В.П. Яновича,
доцента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н. О.В. Цуркана,
доцента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н. Ю.А. Полеводи,
доцента кафедри обліку та оподаткування в галузях економіки,
к.е.н. Н.М. Гудзенко,
асистента, здобувача Р.М. Горбатюка

склала даний акт про впровадження у виробництво технології поверхневого
зміцнення робочих органів ґрунтообробних агрегатів та вібраційної машини з
активатором руху робочого середовища для реалізації запропонованої технології.

Вібраційна машина являє собою закінчену конструкцію, що
використовується для процесів вібраційної оздоблювально-зміцнювальної
обробки поверхонь деталей сільськогосподарської техніки. Запропонована
машина вібраційного типу дозволяє реалізувати процеси очищення від нагару,
іржі, зняття окалини, задирів, заусенців, поверхнєве зміцнення деталей
ґрунтообробних знарядь при їх виготовлення та ремонті за рахунок використання
вібраційного поля. Це забезпечує значне підвищення інтенсивності процесу
віброабразивної обробки та зменшує енерговитрати на привод установки.
Наявність центрального активатора руху робочого середовища та пружних
елементів робочої камери покращує умови обробки. Рівень шуму під час роботи
машини відповідає нормам СНиП.

До складу вібраційної машини входять засоби вимірювання та
автоматичного регулювання параметрів процесу віброобробки.

Розроблена технологія та обладнання інтенсифікує процес зміцнення
робочої поверхні ґрунтообробних знарядь, зменшує питомі енерговитрати,
покращує економічні показники при дотриманні діючих вимог до виготовлення та
ремонті робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Технічна характеристика вібраційної машини:


- об'єм робочої камери, л	30
- частота коливання контейнера, Гц.....	0-50
- частота коливання активатора, Гц.....	0-50
- амплітуда коливання контейнера, мм.....	0-6
- амплітуда коливання активатора, мм.....	0-6
- потужність електродвигунів, кВт:	
- контейнера.....	1,5
- активатора.....	0,35
- габаритні розміри, мм.....	500x1000x1500

від Вінницького національного
аграрного університету

завідувач кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н., доцент  В.П. Янович


доцент кафедри процесів та обладнання
переробних і харчових виробництв
ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н.,  О.В. Шуркан

доцент кафедри процесів та обладнання
переробних і харчових виробництв
ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н.,  Ю.А. Полевода

доцент кафедри обліку та
оподаткування в галузях економіки

к.е.н.,  Н.М. Гудзенко


асистент кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника

здобувач  Р.М. Горбатюк

Від

ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш»»

головний інженер

 В.С. Корчак

Додаток М

Акти виробничих випробувань

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Вінницького національного
аграрного університету

В.А.Мазур



2018 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПрАТ
«Калинівське РП «Агромаш»»

В.В. Ящишин



« 02 » лютого 2018 р.

АКТ

виробничих випробувань технології та обладнання для вібраційної
оздоблювально-зміцнювальної обробки поверхонь робочих органів
грунтообробних агрегатів

Комісія в складі:

головного інженера ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш» В.С. Корчака,
завідувача кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н., доцента В.П. Яновича,
доцента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н. О.В. Цуркана,
доцента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н. Ю.А. Полеводи,
доцента кафедри обліку та оподаткування в галузях економіки,
к.е.н. Н.М. Гудзенко,
асистента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, здобувача Р.М. Горбатюка
провела виробничі випробування технології оздоблювально-зміцнювальної
обробки робочих органів грунтообробних агрегатів та вібраційного обладнання
для його реалізації.

1. Об'єкт випробування.

Досліджувалась технологія оздоблювально-зміцнювальної обробки

поверхні та зменшення енерговитрат на виготовлення та ремонт деталей ґрунтообробних агрегатів. Розроблена технологія дозволяє знизити параметри шорсткості R_z із 6,3 мкм до 1,8 мкм за 17-30 хв. та збільшити твердість поверхні у 1,5-1,8 разів. Технічну документацію на розроблену вібраційну машину передано для використання на дане підприємство.

Таким чином, використання розробленої технології та вібраційної машини, що має досить широкі межі регулювання параметрів вібрації, для проведення оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей, дозволило вибрати оптимальні режими обробки з точки зору якості, тривалості та енергозатрат на обробку даних деталей. Ресурс оброблених робочих органів за рахунок збільшення твердості поверхні збільшився на 47%.

1. В результаті досліджень встановлено, що завдяки запропонованій технології оздоблювально-зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів з використанням вібраційної машини з активатором руху робочого середовища, питомі енергозатрати в порівнянні з існуючою технологією зменшилися у 1,8 разі, тривалість процесу скоротилися в 2-3 рази. Утворення мікронаклепу не спричиняє втрату експлуатаційних та технологічних якостей робочих органів.

2. Дооснащення вібраційної машини системою рециркуляції технологічної рідини забезпечує ощадне її використання та очищення поверхні оброблюваних деталей, що дає можливість підвищити ефективність процесу вібраційної обробки.

3. Вважати за доцільне продовження роботи по удосконаленню вібраційної машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки, зокрема деталей ґрунтообробної техніки.

4. Організувати виробничу ділянку для інтенсивного процесу оздоблювально-зміцнювальної обробки із застосуванням розробленої вібраційної машини із збільшенням ємкості робочої камери до 0,5 м³ та збереженням основних техніко-економічних показників.

5. З метою дотримання регламенту проведення ремонтних робіт та робіт з

технічного обслуговування забезпечити виробничу ділянку для інтенсивної оздоблювально-зміцнювальної обробки двома аналогічними зразками обладнання, а в період інтенсивного виробництва і масового надходження деталей на ремонт та відновлення організувати одночасне (паралельне) їх використання.

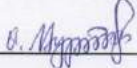
Комісія:

від Вінницького національного
аграрного університету

завідувач кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н., доцент  В.П. Янович

доцент кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв
ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н.,  О.В. Цуркан

доцент кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв
ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н.,  Ю.А. Полевода

доцент кафедри обліку та
оподаткування в галузях економіки

к.е.н.,  Н.М. Гудзенко

асистент кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника,

здобувач  Р.М. Горбатюк

Від

ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш»

головний інженер

 В.С. Корчак

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Вінницького національного
аграрного університету


В.А. Мазур
2017 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «Агромаш-Калина»



Ю.М. Безуглий
2017 р.

АКТ

виробничих випробувань технології та обладнання для вібраційної
оздоблювально-зміцнювальної обробки поверхонь робочих органів
грунтообробних агрегатів

Комісія в складі:

головного інженера ТОВ «Агромаш-Калина» Ю.М. Васківнюка,
завідувача кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н., доцента В.П. Яновича,
доцента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н. О.В. Цуркана,
доцента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, к.т.н. Ю.А. Полеводи,
доцента кафедри обліку та оподаткування в галузях економіки,
к.е.н. Н.М. Гудзенко,
асистента кафедри процесів та обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника, здобувача Р.М. Горбатюка
провела виробничі випробування технології оздоблювально-зміцнювальної
обробки робочих органів грунтообробних агрегатів та вібраційного обладнання
для його реалізації.

1. Об'єкт випробування.

Досліджувалась технологія оздоблювально-зміцнювальної обробки

робочих органів ґрунтообробних агрегатів з використанням вібраційної машини з активатором руху робочого середовища, яка складається:

- 1 – дослідно-промисловий зразок вібраційної машини;
- 2 – пульт керування;
- 3 – система рециркуляції технологічної рідини.

Також в процесі досліджень були задіяні засоби вимірювання та автоматичного регулювання режимів роботи обладнання:

- 1 – тахометр електронний (лазерний);
- 2 – мультитестер;
- 3 – таймер електронний;
- 4 – мікротвердомір ПМТ-3;
- 5 – комп'ютеризований стереометричний профілометр фірми Rank Taylor Hobson Inc., з використанням скануючої головки Talyscon;
- 6 – ватметр;
- 7 – ваги аналітичні;
- 8 – мікроскоп з цифровою камерою;
- 9 – цифровий лічильник електроенергії.

Результати досліджень опрацьовувались на ПК за допомогою спеціального програмного забезпечення: MathCad, Microsoft Excel, Mountyn.

Даний технологічний процес оздоблювально-зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів та вібраційної машини з активатором руху робочого середовища були розроблені у лабораторії кафедри процесів та обладнання переробних і харчових виробництв імені професора П.С. Берника Вінницького національного аграрного університету.

2. Мета випробувань.

Метою промислових випробувань є підбір та обґрунтування параметрів віброобразивної обробки деталей робочих органів дискових борін, луцильників, що мають складну конфігурацію, а саме видалення задирів та заусениць, заокруглення гострих кромки та зміцнення робочої поверхні.

Провести виробничі дослідження технології оздоблювально-

зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів з використанням вібраційної машини з активатором руху робочого середовища для реалізації запропонованої технології метою якої є підвищення ефективності оздоблювально-зачисної та зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів при мінімізації енерговитрат шляхом розробки процесів та обладнання для відновлення та зміцнення поверхонь вібраційним деформуванням, оцінки закономірностей зміни основних параметрів проекрованої машини з механічним активатором руху робочого середовища.

3. Сутність технології оздоблювально-зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів.

Диски в процесі роботи затупляються. У зношеного вирізного диску важкої борони допустима товщина леза дорівнює 2мм, діаметр по вершинам зубців 530мм і диска луцильника суцільного – відповідно 1,4 і 350мм. При затупленні дисків їх лезо заточують, а при досягненні максимального зносу диски вибраковують.

Суцільні диски луцильників заточують за допомогою спеціального пристосування або на токарному станку твердосплавним різцем за допомогою пристосування.

Вирізні диски важких борін заточують по периметру, використовуючи спеціальні пристосування, у яких заточна головка качається в вертикальній площині, яка проходить через центр диску.

В існуючих прогресивних технологіях системи технічного обслуговування і ремонту сільськогосподарської техніки невід'ємним елементом технологічного процесу відновлення деталей присутня вібраційна оздоблювально-зачисна та зміцнювальна обробка. На деталях складної форми, що мають поверхні недосяжні для традиційних способів обробки, такі операції, як зняття задирів, облою, заокруглення гострих кромek, шліфування і полірування, підготовка під лакофарбові покриття, зміцнення і надання товарного вигляду, найбільш ефективним, а в більшості випадків єдино

можливим саме з використанням вібраційної обробки. Доля цих процесів досягає 20-25% від загальної трудомісткості відновлення.

Одним з можливих шляхів суттєвого удосконалення процесу зміцнення робочих поверхонь ґрунтообробних агрегатів є впровадження новітніх технологій, заснованих на використанні вібраційної оздоблювально-зміцнювальної обробки з використанням пластичного деформування поверхні.

При поверхневому пластичному деформуванні (ППД) створюється наклеп, тобто поверхнєве зміцнення металу. Зерна металу витягуються у напрямку деформації, кристалічні решітки викривлюються, у результаті чого змінюється структура і властивості поверхневого шару: знижується пластичність і ударна в'язкість, але створюються сприятливі стискаючі напруження, збільшується втомна міцність (на 30-70%); підвищується твердість і стійкість проти зношування (у 1,5-2рази). При ППД зменшується висота мікронерівностей (0,04мкм) і утворюється поверхня з новим мікропрофілем. Таким чином, ППД деталей є резервом підвищення їх ресурсу.

При ППД в результаті деформаційного ущільнення поверхневого шару, виникнення в ньому стисних остаточних напружень, згладжування нерівностей та покращення їх профілю підвищує міцність відремонтованих деталей при перемінних навантаженнях в 1,5-2,5 рази, а довговічність в 3-5 разів.

4. Проведення випробувань.

Процес обробки в розробленій машині відбувається під дією вільно гранульованого робочого середовища. Збільшення інтенсивності віброобробки у даній машині досягається збільшенням величини імпульсів, що передаються робочому середовищу та взаємної швидкості руху гранул робочого середовища шляхом накладання кількох вібраційних полів. Це здійснюється за рахунок надання вимушених коливань контейнеру та центральному тілу за рахунок використання в них дебалансних вібромеханічних збуджувачів.

Для проведення досліджень було представлено ряд деталей, що потребували обробки після плазмової порізки. Деталі мали заусениці, наплови, окалину. При проведенні оздоблювально-зміцнювальної обробки в якості абразивного наповнювача використовувалися металеві кульки діаметром 6 мм.

Обробка даних деталей проводилася в два етапи.

Перший етап обробки – заокруглення гострих кромek, видалення окалини, напливів та заусениць з поверхні деталей проводився протягом 40 хвилин на режимах коливання робочого контейнера та активатора вібромашини були в межах 4-5 мм.

Другий етап віброобробки – проведення поверхневого зміцнення. Режим обробки був змінений, а саме амплітуда коливань робочих органів складала 2-3 мм, а час обробки складав 120 хв. Такий режим дозволив змінити твердість поверхні деталей з 30 одиниць за Роквеллом до обробки до 50...52 одиниць після обробки.

Механічні характеристики вібраційної обробки і витрати енергії на здійснення процесу замірялись безпосередньо або визначались із відомих залежностей із застосуванням стандартних методик. При визначенні даних характеристик на промислових випробуваннях запропонованої технології та обладнання був проведений порівняльний аналіз процесу відновлення поверхні робочих органів ґрунтообробних агрегатів із застосуванням вібраційної оздоблювально-зміцнювальної обробки.

5. Результати випробувань.

Розробка та впровадження в промисловість способів та засобів інтенсифікації оздоблювально-зміцнювальної обробки, дозволяють отримати необхідну якість виробів за порівняно незначних витратах енергії та коштів, що є актуальним для сучасних процесів відновлення робочих поверхонь сільськогосподарського знаряддя.

Це забезпечило значне підвищення інтенсивності процесу обробки деталей (у 3-5 разів) при досягненні заданих параметрів шорсткості та твердості

поверхні та зменшення енерговитрат на виготовлення та ремонт деталей ґрунтообробних агрегатів. Розроблена технологія дозволяє знизити параметри шорсткості R_z із 6,3 мкм до 1,8 мкм за 17-30 хв. та збільшити твердість поверхні у 1,5-1,8 разів. Технічну документацію на розроблену вібраційну машину передано для використання на дане підприємство.

Таким чином, використання розробленої технології та вібраційної машини, що має досить широкі межі регулювання параметрів вібрації, для проведення оздоблювально-зміцнювальної обробки деталей, дозволило вибрати оптимальні режими обробки з точки зору якості, тривалості та енергозатрат на обробку даних деталей. Ресурс оброблених робочих органів за рахунок збільшення твердості поверхні збільшився на 47%.

1. В результаті досліджень встановлено, що завдяки запропонованій технології оздоблювально-зміцнювальної обробки робочих органів ґрунтообробних агрегатів з використанням вібраційної машини з активатором руху робочого середовища, питомі енергозатрати в порівнянні з існуючою технологією зменшилися у 1,8 разі, тривалість процесу скоротилися в 2-3 рази. Утворення мікронаклепу не спричиняє втрату експлуатаційних та технологічних якостей робочих органів.

2. Дооснащення вібраційної машини системою рециркуляції технологічної рідини забезпечує ощадне її використання та очищення поверхні оброблюваних деталей, що дає можливість підвищити ефективність процесу вібраційної обробки.

3. Вважати за доцільне продовження роботи по удосконаленню вібраційної машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки, зокрема деталей ґрунтообробної техніки.

4. Організувати виробничу ділянку для інтенсивного процесу оздоблювально-зміцнювальної обробки із застосуванням розробленої вібраційної машини із збільшенням ємкості робочої камери до 0,5 м³ та збереженням основних техніко-економічних показників.

5. З метою дотримання регламенту проведення ремонтних робіт та робіт з

технічного обслуговування забезпечити виробничу ділянку для інтенсивної оздоблювально-зміцнювальної обробки двома аналогічними зразками обладнання, а в період інтенсивного виробництва і масового надходження деталей на ремонт та відновлення організувати одночасне (паралельне) їх використання.

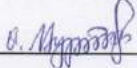
Комісія:

від Вінницького національного
аграрного університету

завідувач кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н., доцент  В.П. Янович

доцент кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв
ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н.,  О.В. Цуркан

доцент кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв
ім. проф. П.С. Берника,

к.т.н.,  Ю.А. Полевода

доцент кафедри обліку та
оподаткування в галузях економіки

к.е.н.,  Н.М. Гудзенко

асистент кафедри процесів та
обладнання переробних і харчових
виробництв ім. проф. П.С. Берника,

здобувач  Р.М. Горбатюк

Від

ПрАТ «Калинівське РП «Агромаш»

головний інженер

 В.С. Корчак

Додаток Н Патенти


 УКРАЇНА
 (19) UA

(11) **32159 A**
 (51) B 24B 31/06

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
 І НАУКИ УКРАЇНИ
 ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ



**Деклараційний патент
на винахід**

зареєстровано відповідно до Закону України
 "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі" від 13 грудня 1993 року № 2087-XII
 у редакції від 1 червня 2000 року № 1771-III

Голова Департаменту  М. Паладій

(21) 98126990
 (22) 29.12.1998
 (24) 15.12.2000
 (46) 15.12.2000. Бюл. № 7-II

(72) Берник Павло Степанович, Ярошенко Леонід Вікторович,
 Горбатов Руслан Миколайович
 (73) Вінницький державний сільськогосподарський інститут

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ




 УКРАЇНА
 (19) (UA)

(11) **35946 A**
 (51) B 24B31/06

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І
 НАУКИ УКРАЇНИ
 ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ



**Деклараційний патент
на винахід**

зареєстровано відповідно до Закону України
 "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі" від 13 грудня 1993 року № 2087-XII
 у редакції від 1 червня 2000 року № 1771-III

Голова Департаменту  М. Паладій

(21) 99052635
 (22) 12.05.1999
 (24) 16.04.2001
 (46) 16.04.2001. Бюл. № 3

(72) Серета Леонід Павлович, Берник Павло Степанович, Писаренко Віктор
 Григорович, Божовий Євгеній Федорович, Горбатов Руслан Миколайович
 (73) Вінницький державний сільськогосподарський інститут

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ

