

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Вінницький національний технічний університет

Манжілевський Олександр Дмитрович

УДК 621.65:622.24.05

ГІДРОІМПУЛЬСНИЙ ПРИВОД УСТАНОВКИ ДЛЯ ВІБРОАБРАЗИВНОЇ  
ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ СКЛАДНОЇ КОНФІГУРАЦІЇ

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Вінниця – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович,**  
Вінницький національний технічний університет,  
завідувач кафедри металорізальних верстатів та обладнання  
автоматизованих виробництв.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

**Паламарчук Ігор Павлович,**  
Вінницький національний аграрний університет,  
декан факультету механізації сільського господарства

кандидат технічних наук, доцент

**Федориненко Дмитро Юрійович,**  
Чернігівський державний технологічний університет,  
доцент кафедри технологій машинобудування та  
деревообробки.

Захист відбудеться " 14 " березня 2013 року о 14.<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 05.052.03 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ауд. 210 ГНК.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Вінницького національного технічного університету (21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ГНК).

Автореферат розісланий " 25 " січня 2013 р.

Учений секретар спеціалізованої  
вченої ради

О. В. Дерібо

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

### Актуальність теми

Проблема очищення зовнішніх і внутрішніх поверхонь деталей від окалини, оксидів, бруду, скруглення гострих кромek довільним радіусом, видалення задирок, а також обробки цих поверхонь перед нанесенням покриттів фізико-хімічними методами або фарбуванням на машинобудівних підприємствах існує давно. Особливо це стосується деталей складної конфігурації виготовлених литтям (корпусних деталей, елементів силових гідроциліндрів, напрямних ниткопрядних машин), що не потребують точної розмірної обробки і на механічну обробку поверхонь яких витрачається вартісний інструмент або застосовуються шкідливі для довкілля методи хімічної очистки.

Для вирішення цієї проблеми у промисловості, в основному використовують такі методи очищення: механічний (віброабразивна, просторова, піскоструменева обробки), фізичний (ультразвукова обробка, струменевий облив), хімічний (ополіскування синтетичними миючими засобами, обробка розчинно-емульгуючими засобами), комбінований (фізико-хімічна, фізико-механічна обробки). Найпоширенішим є механічний метод (віброабразивна обробка), що характеризується універсальністю, малою енергоємністю, простотою утилізації відходів та легкістю забезпечення відповідності санітарним нормам. Найчастіше реалізується цей метод обробки на спеціальному вібраційному обладнанні із різними типами приводів з використанням одновісного вібронавантаження, що не забезпечує високу продуктивність обробки деталей складної конфігурації.

На основі порівняння відомих способів механічної обробки виявлено, що найефективнішою для обробки деталей складної конфігурації є просторова віброабразивна обробка.

Проведений аналіз типів приводів показав, що найефективнішим для реалізації способу просторової віброабразивної обробки деталей складної конфігурації є гідроімпульсний привод, який забезпечує складнопросторовий режим вібронавантаження. Гідроімпульсний привод дозволяє відносно просто регулювати частоту і амплітуду проходження силових імпульсів і енергію одного робочого ходу по кожному з напрямків вібронавантаження.

Розв'язання комплексу задач зі створення високопродуктивного технологічного обладнання з гідроімпульсним приводом і складнопросторовим режимом вібронавантаження для віброабразивної обробки складних за своєю конфігурацією виробів, а також розробка науково обґрунтованої методики розрахунку і проектування таких машин є актуальним завданням.

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

Робота виконувалась на кафедрі «Металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв» Вінницького національного технічного університету.

Дисертаційна робота виконана відповідно до науково-дослідної тематики кафедри згідно з держбюджетними темами №19-Д-304 (номер державної реєстрації 0108u000653) «Теорія процесів та обладнання для потокового віброударного сепарування та фільтрування вологих дисперсних матеріалів» (виконавець розділу робіт), строки виконання якої з 01.01.2008р. по 31.12.2010р. та №19-Д-331 (номер державної реєстрації 0111u001108) «Теоретичні основи процесів фазового розділення вологих дисперсних матеріалів в полі віброударних інерційних навантажень» (виконавець розділу робіт), строки виконання якої з 01.01.2011р. по 31.12.2013р., а також згідно договору про творчу співдружність №19/7 «Модернізація установки для віброабразивної обробки деталей» (відповідальний виконавець), строки виконання якої з 01.03.2011р. по 30.07.2012р.

### Мета і задачі дослідження

Метою роботи є підвищення продуктивності процесу віброабразивної обробки деталей складної конфігурації за рахунок накладання зовнішнього складнопросторового вібронавантаження робочими ланками з гідроімпульсним приводом.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі задачі:

- обґрунтувати технічні та технологічні вимоги до гідроімпульсного приводу установки для віброабразивної обробки вищевказаного типу деталей;
- розробити нові принципіві схеми виконавчих елементів гідроімпульсного приводу установки з регульованою частотою проходження імпульсів тиску і постійною подачею гідронасоса приводу;
- розробити динамічну та математичну моделі віброустановки, динамічну і математичну моделі гідроімпульсного приводу установки – вібраційного гідроциліндра та виконати теоретичне дослідження на ЕОМ режимів його роботи;
- експериментально дослідити режими роботи гідроімпульсного приводу експериментальної установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації та перевірити коректність розроблених динамічної та математичної моделей;
- на основі аналізу результатів теоретичного та експериментального дослідження приводу установки розробити конструктивні схеми вібраційних гідроциліндрів.

*Об'єкт дослідження* – динамічні процеси, що відбуваються у гідроімпульсних приводах віброустановок.

*Предмет дослідження* – гідроімпульсний привод виконавчих ланок установки для віброабразивної зачисної обробки.

**Методи дослідження.** Для аналізу та вирішення поставлених задач використані такі методи дослідження: теоретичні дослідження динамічних процесів у гідроімпульсному приводі виконані методами фізичного та математичного моделювання, що базуються на основних законах механіки твердого тіла, теорії гідропривода та гідроавтоматики із використанням комп'ютерного моделювання на основі пакету MATLAB 6.5. Експериментальні дослідження здійснені методами тензометрії із реєстрацією вимірювання за допомогою аналогово-цифрового перетворювача та персонального комп'ютера та оцінкою їх похибки методами математичної статистики.

#### **Наукова новизна одержаних результатів**

Наукова новизна роботи визначається такими результатами, отриманими автором:

- отримали подальший розвиток основи теорії віброабразивної обробки деталей складної конфігурації при їх примусовому русі в абразивному середовищі за рахунок зовнішнього складнопросторового навантаження робочими ланками з гідроімпульсним приводом.
- вперше розроблена математична модель робочого процесу гідроімпульсного приводу установки для віброабразивної обробки поверхонь деталей складної конфігурації, в якій гідравлічні ланки представлено у вигляді в'язко-пружних моделей, що дозволяє розкрити закономірності складнопросторового вібропереміщення та його зв'язок з процесом віброабразивної обробки.
- вперше розроблена математична модель руху плунжера плунжерного вібраційного гідроциліндра та отримані аналітичні залежності, що дозволяють розрахувати робочі кінематичні параметри (переміщення, швидкість та прискорення) плунжера, основні конструктивні параметри та величину тиску в порожнині гідроциліндра.
- вперше запропоновано керування рухом абразивного середовища за рахунок вібраційного переміщення робочих ланок з гідроімпульсним приводом у трьох незалежних напрямках.

#### **Практичне значення одержаних результатів**

1. На основі теоретичних і експериментальних досліджень створено дослідну установку зі складнопросторовим навантаженням для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації у приводі якої використовуються вібраційні гідроциліндри оригінальної конструкції з широким діапазоном регулювання робочих параметрів

спрацювання, що суттєво розширює технічні можливості гідроімпульсного приводу установок для віброабразивної обробки.

2. Обґрунтовано вибір основних параметрів процесу віброабразивної обробки деталей складної конфігурації з використанням складнопросторового вібраційного навантаження.

3. Розроблено конструкторську документацію на вузол гідроімпульсного приводу – вібраційний гідроциліндр, яку передано до впровадження.

4. Розроблено рекомендації для визначення необхідної потужності електродвигуна насоса гідроімпульсного приводу та подачі насоса.

Технічну новизну та конструкцію установка для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації, а також вібраційного гідроциліндра захищено патентами України.

**Реалізація результатів роботи.** Результати дисертаційної роботи впроваджено на ПрАТ «Автоелектроапаратура» (с.м.т. Сутиски, Тиврівського району, Вінницької області) у вигляді рекомендацій згідно договору про творчу співдружність №19/7В «Модернізація установки для віброабразивної обробки деталей».

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення та результати досліджень отримані автором самостійно. В працях, що опубліковані у співавторстві, автором виконано: розроблено математичну модель робочого процесу гідроімпульсного приводу установки для віброабразивної обробки поверхонь деталей складної конфігурації [3, 4, 7]; запропонував загальну конструктивну схему установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації, в якій створюється складнопросторове вібраційне навантаження за допомогою гідроімпульсного приводу [3, 8, 10, 11, 13]; розроблено математичну модель виконавчого елемента гідроімпульсного приводу плунжерного вібраційного гідроциліндра [6]; запропонував конструктивну схему плунжерного вібраційного гідроциліндра [5, 12, 14]; обґрунтовано застосування гідроімпульсного приводу [6, 8, 9]; обґрунтовано використання елементів паралельної кінематики у якості приводу примусового переміщення оброблюваної деталі [1, 2].

Всі розробки проведені у Вінницькому національному технічному університеті.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення та результати виконаних в дисертації досліджень доповідались та обговорювались на таких конференціях: XXXIX науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів ВНТУ з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (м. Вінниця, ВНТУ, 2010); XI міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика» (15–17 вересня 2010р., м. Мелітополь); XL науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів ВНТУ з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (м. Вінниця, ВНТУ, 2011); XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (17–20 травня 2011р., м. Вінниця); XI Всеукраїнській молодіжній науково-технічній конференції «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво» (06–08 жовтня 2011р., м. Житомир); II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції (17–20 квітня 2012р., м. Суми). XII науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів ВНТУ з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (м. Вінниця, ВНТУ, 2012); XIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (19–20 вересня 2012р., м. Чернігів).

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи опубліковано у 14 наукових працях, з них: 7 статей в фахових наукових виданнях; 5 патентів України на корисну модель; 2 тези доповідей на науково-технічних конференціях.

#### **Структура і обсяг дисертації**

Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку літератури і додатків. Зміст роботи викладено на 161 сторінках машинописного тексту,

ілюструється 86 рисунками і 7 таблицями. Три додатки містять 13 сторінок. Список літератури складається з 119 найменувань.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, висвітлено її зв'язок з державними науковими програмами, планами і темами кафедри, сформульовані мета і завдання дослідження, визначено наукову новизну, практичну цінність та особистий внесок здобувача, наведена коротка анотація всіх розділів, відомості про публікації та апробацію результатів дисертації, її структуру та обсяг.

У **першому розділі** розглянуто технологічні особливості різних методів віброабразивної обробки та існуючі типи обладнання для віброабразивної обробки, були виявлені їх основні переваги та недоліки, а також встановлено, що найбільш ефективним для віброабразивної обробки (ВАО) деталей складної конфігурації є обладнання в якому реалізується складнопросторове вібраційне навантаження.

Проблемам підвищення ефективності процесу ВАО та розв'язанню широкого кола теоретичних та прикладних задач динаміки вібраційних машин були присвячені роботи таких відомих вчених, як: Бабічев А. П., Бабічев І. А., Бауман В. А., Берник П. С., Биховський І. І., Божко А. Е., Гноєвий А. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Овчинников П. Ф., Паламарчук І. П., Шпачук В. П., та багатьох інших. Огляд цих робіт показав, що найбільш істотний вплив на інтенсивність і продуктивність процесу ВАО здійснює енергія зіткнення частинок середовища та оброблюваних деталей. Енергія зіткнення, в свою чергу, визначається режимом коливань – амплітудою і частотою, а також масою абразивних частинок.

Також встановлено, що обладнання для ВАО з гідравлічним приводом має низку переваг: можливість забезпечення заданого закону руху, простота і надійність автоматичного повторення робочих циклів, мала металоємність, невелика вага та габарити, а також значна питома енергоємність. Показано, що універсальним, ефективним та економічним приводом обладнання для ВАО в якому створюється просторове вібраційне навантаження буде гідроімпульсний привод (ГІП), а для забезпечення ефективної роботи цього привода доцільно використати автоматичні віброзбуджувачі (клапани-пульсатори) різного конструктивного виконання, які забезпечуватимуть необхідне узгодження зсуву фаз переміщення виконавчих елементів ГІП.

У наукових роботах відомих вчених Башти Т. М., Бермана В. М., Бочарова Ю. О., Бочарова В. П., Гамініна М. С., Зайченка І. З., Єрмакова В. В., Коробочкіна Б. Л., Навроцького К. Л., Попова Д. М., Прокоф'єва В. М., Сахна Ю. О., Струтинського В. Б., Федорця В. О., Яхна О. М. та інших створені наукові основи і зроблено вагомий внесок в напрямках математичного моделювання, конструювання і розрахунку гідропривода. Крім того, розробці та дослідженню гідроприводів машин вібраційної дії присвячені наукові роботи Баранова В. М., Гончаревича І. Ф., Кічігіна А. Ф., Лур'є З. Я. та інших. Зокрема в роботах Ісковича-Лотоцького Р. Д., Матвєєва І. Б., Обертюха Р. Р., Севостьянова І. В. та інших доведені переваги ГІП перед іншими типами приводів устаткування вібраційної дії.

Проведений аналіз свідчить про необхідність подальших детальних досліджень динаміки робочих процесів, обґрунтування закономірностей функціональної залежності між параметрами та характеристиками гідроприводів у випадку їх застосування у обладнанні для ВАО в якому реалізується складнопросторове вібраційне навантаження.

В результаті проведеного огляду відомих робіт, аналізу сучасного стану та тенденцій розвитку процесів та обладнання ВАО сформульовано мету та задачі дослідження.

У **другому розділі** на підставі зробленого у першому розділі аналітичного огляду обладнання для ВАО різних типів були встановлені та обґрунтовані основні вимоги та критерії щодо вибору технологічних параметрів та робочих режимів процесу ВАО із складнопросторовою схемою навантаження. Також були обґрунтовані вимоги вибору принципів та конструктивних схем гідроімпульсного приводу установки для ВАО деталей

складної конфігурації. В результаті були запропоновані нові принципові та конструктивні рішення обладнання для ВАО деталей складної конфігурації, зокрема з ГПІ та плунжерних вібраційних гідроциліндрів.

Встановлено, що для підвищення питомої потужності, надійності, спрощення конструкції, розширення функціональних можливостей привода, забезпечення оптимальних умов процесу ВАО, підвищення економічності та зниження собівартості, конструкція установки для обробки деталей складної конфігурації має відповідати загальним вимогам, щодо вибору раціональних параметрів вібронавантаження.

У відповідності із цими вимогами розробленими нова конструкція установки для ВАО обробки деталей складної конфігурації (патент України на корисну модель №61057) та плунжерні вібраційні гідроциліндри, що використовуються в ГПІ (патенти України на корисну модель №68778, №69742). Принципова схема установки побудованої на основі плунжерних вібраційних гідроциліндрів подана рисунком 1.

Ця установка складається з віброізолюваної станини 1, на якій встановлено робочу камеру (вібробункер U-подібної форми) на 3 демпфувальних елементах 2. Просторове вібронавантаження створюється 3-ма гідроциліндрами 4, 5 та 6. Вказані гідроциліндри розташовані під незначним кутом до 3-х головних ортогональних площин, що розширює технологічні можливості. Гідроциліндри монтуються на сферичних шарнірах. Вібраційне навантаження створюється віброзбуджувачами 14.

Також віброустановка містить виконавчий орган примусового переміщення деталі у вигляді трипода, який складається з приводних ланок (гідроциліндрів) 7, 8 та 9, які закріплені за допомогою шарнірів 10 на перекладині 11, штоки яких утримують мотор-шпindel 12 з пристроєм для закріплення оброблюваної деталі 13.

Насосна станція 15 побудована на основі насосу 16 схеми "тридем" болгарської фірми "Caproni" – 221С.

Установка працює наступним чином.

В положенні завантаження оброблювана деталь 13 закріплюється у мотор-шпindelі 12. Абразивна маса подається в приймальний бункер 3.

Кожний із трьох напірних каналів строеного гідравлічного насосу приєднано до віброзбуджувача 14 золотникового типу, який створює імпульси тиску у виконавчих плунжерних гідроциліндрах 4, 5 та 6. Віброзбуджувач може бути виконаний окремим вузлом або ж вбудованим у гідроциліндр.

У приводі установки для ВАО деталей складної конфігурації запропоновано використати плунжерний вібраційний гідроциліндр, який показано на рисунку 1 (вид І).

Плунжерний вібраційний гідроциліндр містить корпус І.1, у отворі якого розташовано запірний елемент І.3, виконаний у вигляді кульки, плунжер І.2, пружину І.4 та пробку І.5. У плунжері І.2 виконано отвір І.7 Т-подібної форми для підведення робочої рідини до кульки І.3.

У отворі корпусу І.1 виконані кільцеві проточки І.6 та І.8, які з'єднані відповідно з напірним та зливним каналом гідросистеми та забезпечують рух робочої рідини до плунжера І.2 через кільцеву проточку І.9, що виконана на його зовнішній поверхні. Кільцеві проточки І.13, що виконані в порожнині в якій знаходиться кулька І.3, дренажно з'єднані із баком І.12 через дроселі І.10, І.11.

Плунжерний вібраційний гідроциліндр працює таким чином.

У початковому положенні плунжер І.2, що має можливість переміщуватись у корпусі І.1, притискується пружиною І.4 до запирного елемента І.3 виконаного у вигляді кульки, яка перекриває отвір Т-подібної форми І.7 плунжера І.2. При збільшенні тиску у порожнині утвореній кільцевою проточкою І.6 корпусу І.1 та отвором Т-подібної форми І.7 до тиску спрацювання  $p_1$  відбувається миттєве збільшення зусилля на його нерухомому запирному елементі І.3.

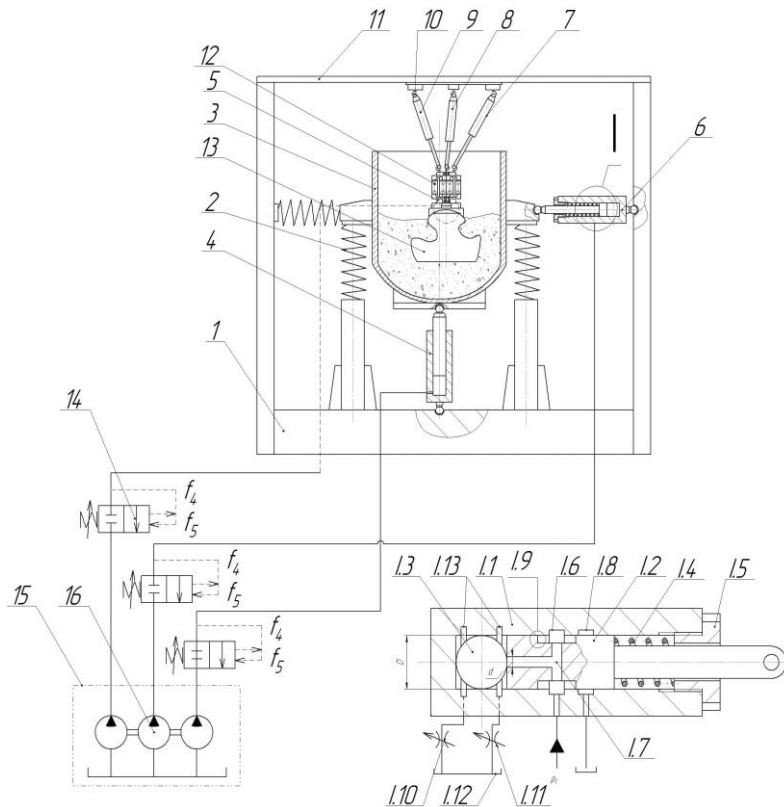


Рисунок 1 – Принципова схема установки, побудованої на основі гідроциліндрів із вбудованими віброзбуджувачами та конструктивна схема вібраційного гідроциліндра

Вказане збільшення відбувається за рахунок ступінчастої зміни площі підйому від  $S_{n1} = \pi d^2/4$  до  $S_{n2} = \pi D^2/4$  ( $S_{n2} > S_{n1}$ ) в момент порушення герметизації посадки плунжера 1.2 на запірний елемент 1.3, що виконаний у вигляді кульки. В результаті зусилля підйому зростає від величини  $p_1 S_{n1}$  до величини  $p_1 S_{n2}$ , яке значно перевищує зусилля настройки пружини 1.4, що притискає плунжер 1.2 до запірного елемента 1.3 у вихідному положенні. Під дією вказаного зусилля плунжер переміщується вправо з'єднуючись кільцевою проточкою 1.9, що виконана на його зовнішній поверхні, кільцеву проточку 1.6, до якої під'єднано напірний канал, із кільцевою проточкою 1.8, яка з'єднана із зливним каналом, при цьому відбувається миттєве падіння тиску у гідросистемі до початкової величини. При цьому зусилля на плунжері 1.2 зменшується до початкового

значення і пружина 1.4 зможе повернути плунжер 1.2 у вихідне положення, притиснувши його до запірного елемента 1.3. Далі цикл повторюється.

Зусилля настройки пружини 1.4 регулюється пробкою 1.5, що дозволяє змінювати частоту спрацювання плунжерного вібраційного гідроциліндра.

Гідроциліндри 4, 5 та 6 створюють просторове вібронавантаження, під дією якого переміщується абразивна маса. До бункера вводиться деталь 13 за допомогою приводних ланок 7, 8 та 9, які під час процесу обробки змінюють положення деталі згідно робочої програми. Після закінчення процесу обробки деталь виводиться із робочої зони.

У **третьому розділі** розроблені та теоретично досліджені математичні моделі приводу установки для ВАО обробки деталей складної конфігурації та вібраційного гідроциліндра. Для побудови математичної моделі ГПП використано математичний апарат і методи аналітичної механіки, що розроблені для вивчення руху механічних систем.

Вибрана та обґрунтована розрахункова схема установки для ВАО деталей складної конфігурації з ГПП (рисунок 2) на основі прийнятих загальних положень та основних припущень: продуктивність насоса постійна ( $Q = \text{const}$ ); з урахуванням особливостей конструювання гідросистеми з максимально можливою жорсткістю, що досягається завдяки мінімальних об'ємів гідроліній, робоча рідина представлена «пружною зосередженою моделлю»; маси пружних елементів повернення ланок віброустановки і віброзбуджувачів малі у порівнянні з масами, що переміщуються; стінки каналів і трубопроводів абсолютно жорсткі; хвильові процеси в гідролініях, через незначну їх довжину, на динаміку системи не впливають ( $\Delta p_{\text{тр}} = 0$ ).



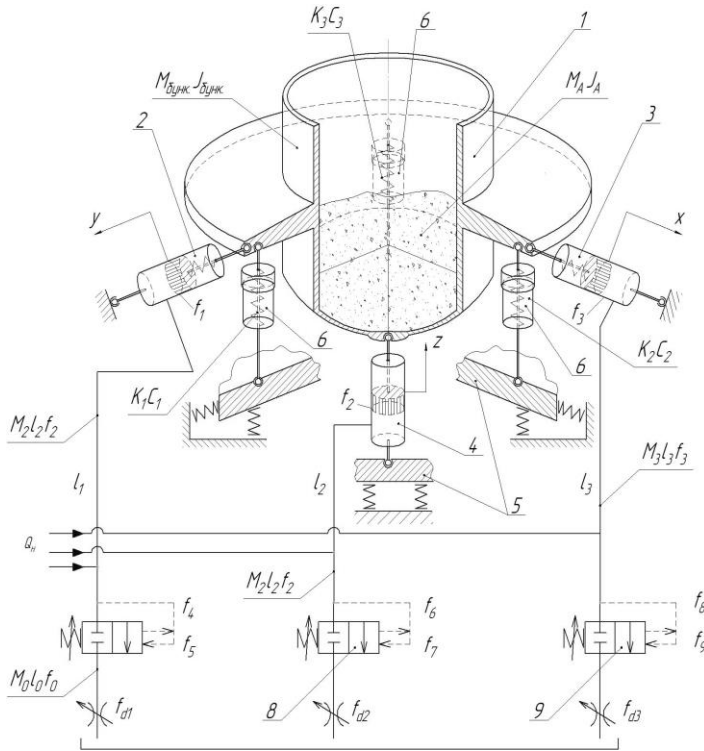


Рисунок 2 – Структурно-розрахункова схема установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації

Також, ударні взаємодії мас ланок у вихідних рівняннях руху не враховуються; витoki робочої рідини через зазори між спряженими елементами незначні в порівнянні з подачею гідронасоса і вихідних рівняннях руху не враховуються; гідродинамічні сили, що діють на запірні елементи віброзбуджувача, малі в порівнянні з силами переміщення, пружного повернення і опору; приведений об'ємний модуль пружності гідросистеми прийнято постійним на всьому робочому циклі віброустановки; гідравлічний опір зливної магістралі малий і тому у вихідних залежностях не враховуються; температура та в'язкість потоку робочої рідини вважалися сталими.

Для отримання максимальної жорсткості гідросистеми установки об'єм напірних гідроліній і порожнин зводиться до мінімуму, що дозволяє масою рідини в напірних гідролініях знехтувати замінивши її безмасовими пружинами із жорсткостями  $K_{01}$ ,  $K_{02}$ ,  $K_{03}$  і демпферами в'язкістю  $C_{01}$ ,  $C_{02}$ ,

$C_{03}$ .

Гідравлічна ланка у вигляді безмасових пружин  $K_{0i}$  та демпферів в'язкістю  $C_{0i}$ , що деформуються з постійною швидкістю  $V_0 = Q_H/f_0$ , де  $Q_H = const$  – подача гідронасоса;

$f_0 = \frac{\sum_1^n (l_i \cdot f_i)}{\sum_1^n l_i}$  – усереднена площа напірної гідролінії;  $l_i$  і  $f_i$  відповідно

довжина та площа поперечного перерізу окремих каналів напірної порожнини гідросистеми вібромашини ( $i = 1...n$ ) взаємодіє з масою  $M_2$  через передаточні відношення  $i_{01}$ ,  $i_{02}$  і  $i_{03}$ . Пружний та в'язкий опір переміщенню маси  $M_2$  визначається коефіцієнтами жорсткості  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  та в'язкості  $C_1$ ,  $C_2$  та  $C_3$ , а від сухого тертя – силами  $R_1$ ,  $R_2$  та  $R_3$ , крім того на робочу ланку також діє сила  $F$  технологічного опору.

Жорсткість гідросистеми на підставі закону Гука для рідини визначається відомою залежністю для кожної ділянки гідросистеми у вигляді :

$$K_{01} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_o + f_1 \cdot x}, K_{02} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_o + f_2 \cdot y}, K_{03} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_o + f_3 \cdot z}, \quad (1)$$

де  $\chi$  – зведений об'ємний модуль пружності гідросистеми;  $W_o$  – початковий об'єм напірної порожнини гідросистеми;  $f_1$ ,  $f_2$  і  $f_3$  – площі поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів;  $x$ ,  $y$  і  $z$  – координати переміщення робочої ланки вібромашини у трьох осьових напрямках. Як правило  $W_o \geq f_1 \cdot x$ ,  $W_o \geq f_2 \cdot y$ ,  $W_o \geq f_3 \cdot z$ , тоді  $K_0 \approx f_0^2 \cdot \chi \cdot W_o^{-1} = const$ .

Передаточні відношення  $i_{01}$ ,  $i_{02}$  і  $i_{03}$  можна розрахувати за умови рівності миттєвого тиску енергоносія, що діє на гідравлічну ланку і площу поперечного перерізу відповідного приводу:

$$\begin{aligned} K_{01} \cdot x_{01} \cdot f_0 &= i_{01} \cdot K_{01} \cdot (x_{01} - x_1) \cdot f_1^{-1}, & K_{02} \cdot y_{02} \cdot f_0^{-1} &= i_{02} \cdot K_{02} \cdot (y_{02} - y_1) \cdot f_2^{-1} \\ K_{03} \cdot z_{03} \cdot f_0^{-1} &= i_{03} \cdot K_{03} \cdot (z_{03} - z_1) \cdot f_3^{-1}. \end{aligned} \quad (2)$$

Звідки отримаємо

$$i_{01} = \left( \frac{f_1}{f_0} \right) \cdot \left[ \frac{x_{01}}{(x_{01} - x_1)} \right], \quad i_{02} = \left( \frac{f_2}{f_0} \right) \cdot \left[ \frac{y_{02}}{(y_{02} - y_1)} \right], \quad i_{03} = \left( \frac{f_3}{f_0} \right) \cdot \left[ \frac{z_{03}}{(z_{03} - z_1)} \right], \quad (3)$$

де  $x_{01}$ ,  $y_{01}$  та  $z_0$  – деформації гідравлічної ланки.

Добуток  $i_{01}K_{01}=K_{11}$ ,  $i_{02}K_{02}=K_{22}$  та  $i_{03}K_{03}=K_{33}$  є коефіцієнт жорсткості гідросистеми, зведений до відповідної ланки привода вібромашини.

Робочий цикл віброустановки умовно можна розділити на два етапи – прямий та зворотний хід робочої ланки.

При зведенні гідравлічної ланки до площ поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів  $f_1$ ,  $f_2$  та  $f_3$  її потенціальна енергія перерозподіляється у відповідності з рівнянням

$$\frac{1}{3} K_{01} \cdot i_{01} (x_{01} - x_1)^2 = \frac{1}{3} K_{02} \cdot i_{02} (y_{02} - y_1)^2 = \frac{1}{3} K_{03} \cdot i_{03} (z_{03} - z_1)^2. \quad (4)$$

Використовуючи принцип Даламбера, на основі динамічної моделі робочого ходу запропоновано систему диференціальних рівнянь руху маси  $M_2$  при прямому ході робочої ланки 1.

Для отримання однозначного розв'язку цієї системи, вона розглядається разом з рівнянням нерозривності потоку (5) та рівняння руху абразивної маси (6).

$$Q_H + \dot{p} [W_0 + f_1 \cdot x_1 + f_2 \cdot y_1 + f_3 \cdot z_1] \cdot \chi^{-1} = f_1 \cdot \dot{x}_1 + f_2 \cdot \dot{y}_1 + f_3 \cdot \dot{z}_1 + Q_B, \quad (5)$$

де  $\dot{p} = \frac{d(K_0 z_0 / f_0)}{dt} = f_0 \cdot \chi \cdot \left[ \frac{W \cdot \dot{z}_0 - z_0 \cdot (f_1 \dot{x}_1 + f_2 \dot{y}_1 + f_3 \dot{z}_1)}{W^2} \right]$  – швидкість зміни тиску в

напірній порожнині при прямому ході виконавчого гідроциліндра;  $W = W_0 + f_1 \cdot x_1 + f_2 \cdot y_1 + f_3 \cdot z_1$  – поточний об'єм;  $Q_B$  – витрати рідини, що проходить через відкритий вібробудувач.

Рівняння руху абразивної маси

$$\begin{cases} M_A \ddot{z}_A = M_2 \ddot{z}_A + C_A \dot{z}_A + K_A z_A + R_A \text{sign} \dot{z}_A; \\ J_{MA} \ddot{\phi} = J_2 \ddot{\phi}_3 + C_{MA} \dot{\phi}_3 + K_{MA} \phi_3 + R_{MA} \text{sign} \dot{\phi}_3. \end{cases} \quad (6)$$

Результатом вирішення системи диференціальних рівнянь руху маси  $M_2$  при прямому ході робочої ланки є графіки переміщення центра ваги виконавчої ланки  $M_2$  в залежності від часу  $t - x(t)$ ,  $y(t)$ ,  $z(t)$ .

Тестування даної моделі показало, що переміщення по кожній з трьох осей мали синусоїдальний вид з амплітудою 5 мм.

При зсуві фаз  $\varphi$  сигналів один відносно одного на величину  $\pi/2$  та співвідношенні частот 1/1 ми отримали еліпс з майже рівними осями (рисунок 3), при  $\varphi = \pi/2$  та співвідношенні частот 1/1 ми отримали еліптичну траєкторію переміщення центра мас виконавчої ланки (рисунок 4), при  $\varphi = \pi/2$  та співвідношенні частот 1/2/3 ми отримали траєкторію типу просторової «корони» (рисунок 5).

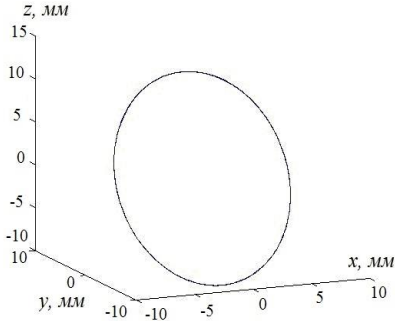


Рисунок 3 – Переміщення центра мас при зсуві фаз  $\pi/2$

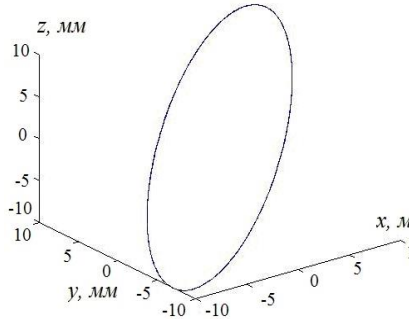


Рисунок 4 – Переміщення центра мас при зсуві фаз  $\pi/4$

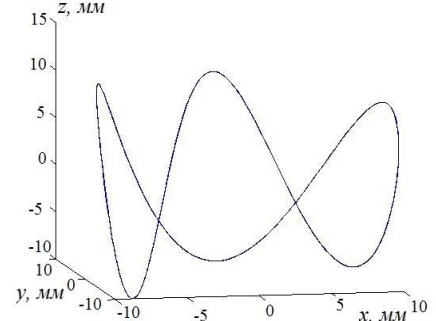


Рисунок 5 – Переміщення центра мас при зсуві фаз  $\pi/2$  та співвідношенні частот 1/2/3

Отримані результати не суперечать теорії складання взаємно перпендикулярних коливань.

Також була розроблена математична модель плунжерного вібраційного гідроциліндра, структурно-розрахункова схема, якого показана на рисунку 6.

Для отримання максимальної жорсткості гідросистеми установки об'єм напірних гідроліній і порожнин зводиться до мінімуму, що дозволяє масою рідини в напірних гідролініях знехтувати замінивши її безмасовими пружинами із жорсткостями  $K_0$ ,  $K_1$  і демпферами в'язкістю  $C_1$ ,  $C_0$ .

У цій моделі об'єднані маси рідини  $M_{пр}$  в підсистемі гідроімпульсного приводу приведені до перерізу плунжера  $f_{пл}$ . Жорсткості  $K_0$ ,  $K_1$ , і коефіцієнти демпфування  $C_0$ ,  $C_1$ , в досліджуваній системі також приведені до перерізу  $f_{пл}$ . Переміщення об'єднаної маси  $M_{пр}$  вздовж наведеної координати  $x_1$  відповідає відносному переміщенню виконавчої ланки (плунжера).

Закономірність зміни тиску в порожнині гідроциліндра  $p(t)$  на першому етапі спрацьовування гідросистеми можна записати у вигляді  $p(t) = K_0 \cdot (x_0 - x_1) f_{пл}^{-1}$ . Для розглянутої динамічної моделі (див. рисунок 6) переміщення  $x_0 = Q_H \cdot (\tau_{зам} + t) f_{пл}^{-1}$ .

У момент часу затримання  $\tau_{зат}$ , що відповідає початку переміщення маси  $M_{пр}(x_1=0)$ , деформує пружну ланку  $K_0$  зусиллям  $R_{мпр} = K_0 \alpha x_0(\tau_{зат})$ . Це зусилля визначається зусиллям попереднього натягу  $P_0 = K_0 \alpha x_{деф} = K_0 \alpha x_{01}$  пружин пружного повернення.

З урахуванням припущення  $K_0 \alpha x_0(\tau_{зат}) = K_0 \alpha x_{деф}$  рівняння руху маси  $M_{пр}$  записується у вигляді

$$M_{пр} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \xi_0 \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 + (C_0 + C_1) \frac{dx_1}{dt} + (K_0 + K_1) x_1 = K_0 x_0. \quad (7)$$

Використовуючи відомий спосіб лінеаризації приймаємо, що  $\xi_0 \alpha x_1^2 + (C_0 + C_1) x_1 = a x_1$ , отримуємо розв'язок рівняння (7)

$$x_1 = \frac{K_0 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1) \cdot f_{nl}} \cdot t - \frac{K_0 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1) \cdot f_{nl}} \sqrt{\frac{M_{np}}{K_0 + K_1}} \cdot \frac{e^{\sqrt{\frac{K_0 + K_1}{M_{np}}} \cdot t}}{\left(\sqrt{1 - \beta^2}\right)^3} \cdot \sin G \cdot t, \quad (8)$$

$$\text{де } \beta = \frac{a}{2} \sqrt{(K_0 + K_1) \cdot M_{np}}, \quad G = \left( \sqrt{(K_0 + K_1) \cdot M_{np}^{-1}} \right) \cdot \sqrt{1 - \beta^2}$$

Підставивши рівняння (8) в рівняння зміни тиску в порожнині гідроциліндра  $p(t)$  на першому етапі спрацювання гідросистеми отримаємо

$$p(t) = \frac{K_0 \cdot x_{def}}{f_{nl}} + \frac{K_0 \cdot K_1}{K_0 + K_1} \cdot \frac{Q_H}{f_{nl}} \cdot t - \frac{K_0^2 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1) \cdot f_{nl}^2} \cdot \sqrt{\frac{M_{np}}{K_0 + K_1}} \cdot \sin \sqrt{\frac{K_0 + K_1}{M_{np}}} \cdot t. \quad (9)$$

Розв'язком рівнянь 8 та 9 є графік переміщення плунжера вібраційного гідроциліндра та графік зміни тиску у гідроприводі, що наведені на рисунку 7.

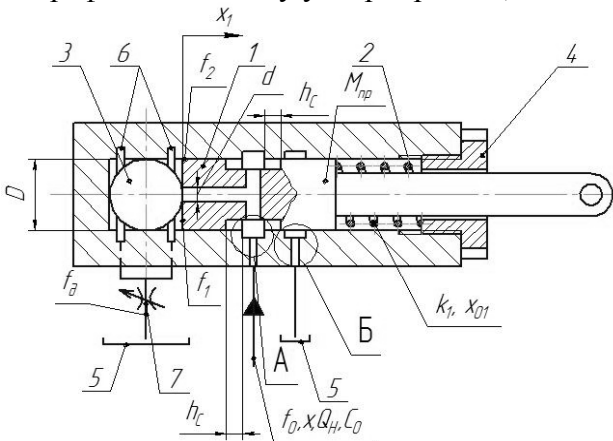


Рисунок 6 – Структурно-розрахункова схема плунжерного вібраційного гідроциліндра: 1 – плунжер; 2 – пружина; 3 – кулька; 4 – гайка; 5 – бак; 6 – кільцеві проточки; 7 – дросель

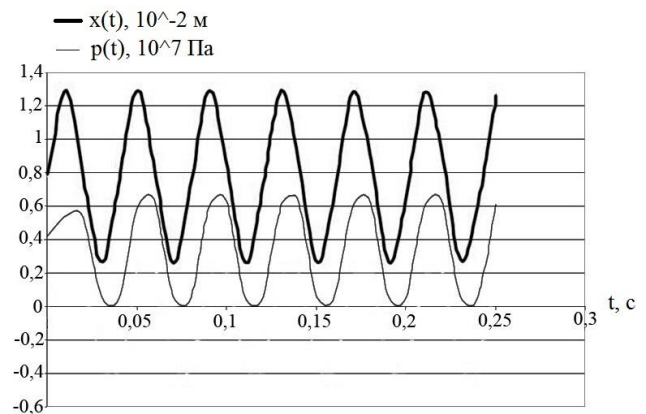


Рисунок 7 – Графіки переміщення плунжера  $x(t)$  та зміни тиску у його порожнині  $p(t)$

У **четвертому розділі** викладені мета, методика та результати експериментальних досліджень приводу експериментальної віброустановки. Детально описані дослідні установки та реєструюча апаратура і прилади, а також виявлені закономірності зміни робочих параметрів режимів ГП дослідних установок в залежності від зміни робочих параметрів гідромеханічної системи установки.

Під час проведення експериментів зміна тиску в робочих порожнинах гідроциліндрів ГП реєструвалися тензодатчиками типу DMP 334, а переміщення виконавчої ланки реєструвалися індуктивним датчиком переміщення "Turck" моделі NI8-M18-LIU. Сигнал від датчиків подавався на аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) L-CARD моделі E14-440, а від нього на персональний комп'ютер типу Pentium IV. Власні частоти датчиків тиску та переміщення за паспортними даними перевищує 5 кГц. Характеристики датчиків забезпечують потрібну точність вимірювань. Обробка результатів вимірювань і оцінка похибок виконувались методами математичної статистики.

Експериментальні роботи по дослідженню ефективності процесу ВАО деталей типу кутник прохідний з накладанням одновісної вібрації, виконувались на експериментальній установці (рисунок 8) з вібраційним гідроциліндром оригінальної конструкції.

На рисунку 9 показана осцилограма одного з робочих режимів гідроімпульсного приводу експериментальної віброустановки, на якій відображено зміни тиску в порожнині гідроциліндра (крива Ц) та переміщення робочого столу (крива Р).

Експериментальними дослідженнями режимів роботи дослідної установки з одновісним накладанням вібрації встановлено залежність частоти створення імпульсів тиску у циліндрі від площі поперечного перерізу щілини регульованого дроселя, що встановлений у зливній лінії. Ця залежність має нелінійний характер (рисунок 10).

Це можна пояснити тим, що характер руху золотника основного каскаду віброзбуджувача визначається витратою робочої рідини через дросель.



Рисунок 8 – Фото експериментальної віброустановки з одновісним накладанням вібрації

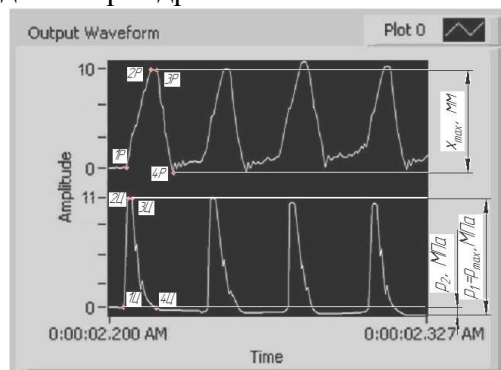


Рисунок 9 – Осцилограма робочого режиму віброустановки з одновісним накладанням вібрації при  $p_1 = 11$  МПа,  $x_{max} = 1,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $f = 32$  Гц,  $Q_{н1} = 0,8 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с: Ц – тиск в гідроциліндрі; Р – переміщення робочого органу

Величина амплітуди лінійного переміщення в інтервалі частот 5 ... 45 Гц та 75... 100 Гц від частоти проходження імпульсів тиску не залежать. Падіння величини амплітуди на ділянках осі  $\nu$  (див. рисунок 11) 45 ... 75 Гц пояснюється зміною фізично стану абразивного середовища.

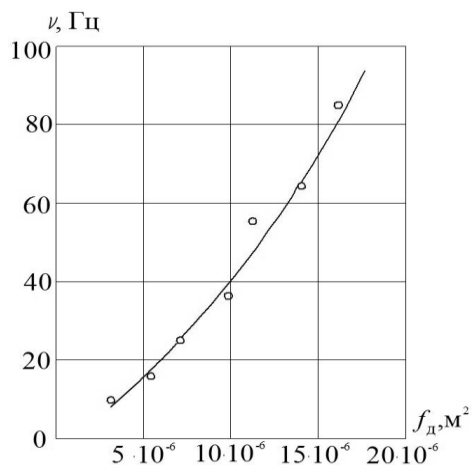


Рисунок 10 – Залежність частоти проходження імпульсів тиску від величини прохідного перерізу щілини дроселя

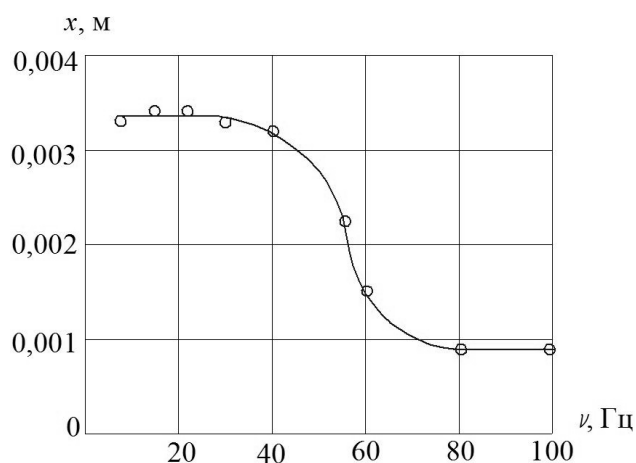


Рисунок 11 – Залежність амплітуди переміщення від частоти проходження імпульсів тиску

Досліди з використанням просторового вібраційного навантаження виконувались на установці з двома приводними гідроциліндрами (рисунок 12), яка виготовлена у Вінницькому національному технічному університеті (ВНТУ) та встановлена в лабораторії кафедри «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованих виробництв». Виконавча

ланка (вібростіл) даної машини може здійснювати періодичні вертикальні та кутові переміщення.

Вібробудувач гідроімпульсного приводу даної установки має широкий діапазон регулювання частоти створення імпульсів тиску і переміщень.

Осцилограми записані при попередній деформації елементів пружного повернення плунжерів лінійного та кутового гідроциліндрів  $K_0 = (6 \dots 20) \cdot 10^{-3}$  м і пружини повернення золотника основного каскаду вібробудувача  $K_3 = 18 \cdot 10^{-3}$  м. Регулювання частоти проходження імпульсів тиску виконувалося зміною площі прохідного перерізу дроселя.

На рисунку 13 показано осцилограма робочого режиму гідроімпульсного приводу експериментальної віброустановки, на якій реалізується просторове вібраційне навантаження.



Рисунок 12 – Фото експериментального зразка віброустановки для просторового вібраційного навантаження

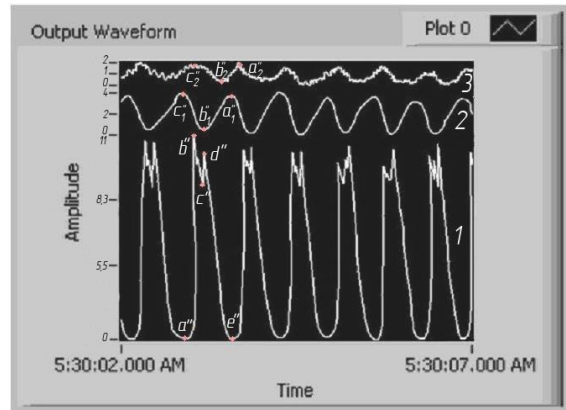


Рисунок 13 – Осцилограма робочого режиму віброустановки з просторовим вібраційним навантаженням: 1 – зміна тиску в порожнині виконавчих гідроциліндрів, МПа; 2 – лінійне переміщення вздовж осі  $y$ ,  $10^{-4}$  м; 3 – переміщення плунжера кутового гідроциліндра вздовж осі  $x$ ,  $10^{-4}$  м

Порівняння величин робочих параметрів віброустановки, отриманих в ході експериментів і розрахунковим шляхом виконувалися на основі зіставлення графіків теоретичних і експериментальних залежностей  $x(t)$ ,  $y(t)$  і  $v(f_\omega)$  (рисунок 14, 15).

Експериментально визначена залежність шорсткості поверхні оброблюваної деталі в середовищі абразиву (кварцового піску) від амплітуди вібрації. На рисунку 16 показані графіки залежності шорсткості поверхні від амплітуди вібрації для матеріалів Сталь 5 і чавун СЧ 12-28 з вихідною шорсткістю після лиття.

Проведено порівняння результатів віброабразивної обробки деталей типу кутник прохідний (Ду 50) при одновісному та складнопросторовому вібронанавантаженні, було виявлено, що час очищення деталей до тієї ж шорсткості зменшується на 40%.

Було відмічено вплив вихідної висоти мікронерівностей на кінцевий результат при роботі з малими амплітудами від 1 до 2 мм). При віброобробці поверхні литої деталі зі збільшенням амплітуди до 2 мм відбувається зменшення шорсткості, при подальшому збільшенні амплітуди шорсткість збільшується. Це можна пояснити тим, що при збільшенні амплітуди коливань (більше 2 мм) відбувається зміна фізико-механічних властивостей абразивного середовища і зменшується інтенсивність взаємодії зерен абразиву із оброблюваною поверхнею.



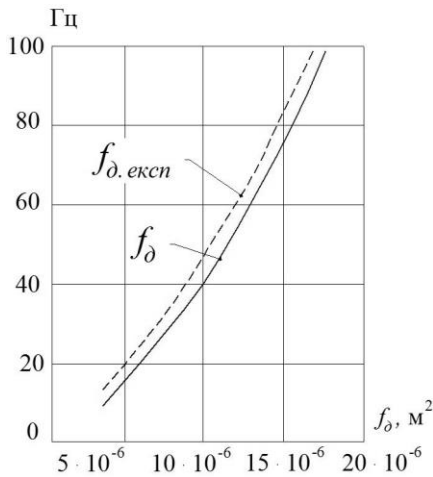


Рисунок 14 – Співставлення теоретичної та експериментальної залежності  $f_{\delta}(v)$

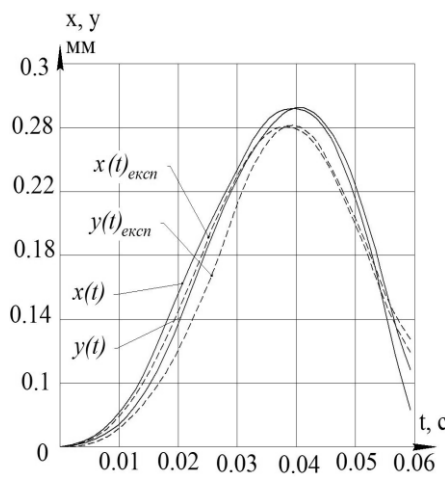


Рисунок 15 – Співставлення теоретичних та експериментальних залежностей  $x(t), y(t)$

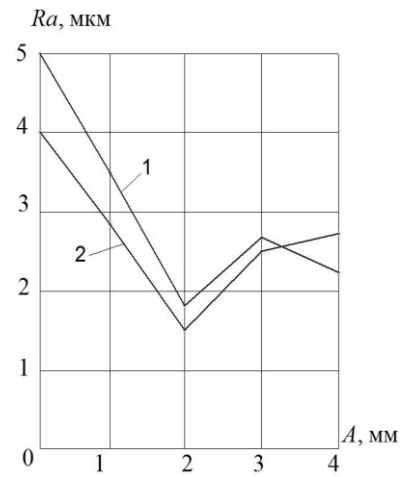


Рисунок 16 – Залежність шорсткості поверхні від амплітуди вібрації для матеріалів: 1 – Сталь 5; 2 – чавун СЧ 12-28

На підставі отриманих залежностей (див. рисунок 15) можна визначити режим обробки з амплітудою  $A = 2,5$  мм і частотою  $f = 30$  Гц як раціональний.

## ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішено наукову задачу щодо створення гідроімпульсного приводу установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації, який забезпечує підвищення продуктивності процесу віброабразивної обробки за рахунок накладання зовнішнього складнопросторового вібронавантаження робочими ланками з гідроімпульсним приводом.

Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи є такими:

1. В результаті аналізу особливостей відомих технологічних процесів віброабразивної обробки деталей складної конфігурації і тенденцій розвитку вібраційного обладнання з різними типами приводів встановлено, що найбільш перспективним є гідроімпульсний привод, який забезпечує складнопросторове вібронавантаження оброблюваних об'єктів. Для віброабразивної обробки поверхонь виробів складної конфігурації складнопросторовий режим вібронавантаження створюється сукупністю розрахункових осьових коливань робочих ланок гідроімпульсної установки.

2. На основі структурної схеми віброустановки розроблені динамічні та математичні моделі, за допомогою яких проведені теоретичні дослідження параметрів гідроімпульсного приводу установки, що забезпечує складнопросторовий режим вібронавантаження. Отримані аналітичні залежності для визначення робочих кінематичних параметрів руху центра мас робочої камери віброустановки. Розроблено програмне забезпечення їхніх рішень.

3. В результаті теоретичного дослідження математичної моделі підсистеми гідроімпульсного приводу (вібраційного гідроциліндра), яка представлена нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку, з урахуванням прийнятих припущень, отримано рішення у вигляді аналітичних залежностей зміни в часі переміщення плунжера та зміни тиску в порожнині гідроциліндра.

4. Експериментальними дослідженнями встановлено, що частота імпульсів тиску у вібраційному гідроциліндрі залежить від площі  $f_{\delta}$  поперечного перерізу щілини дроселя у зливній лінії і має нелінійний характер. Величина амплітуди лінійного переміщення в інтервалі частот  $5 \dots 45$  Гц та  $75 \dots 100$  Гц не залежить від частоти проходження імпульсів тиску. Падіння величини амплітуди на ділянках осі  $\nu$   $45 \dots 75$  Гц пояснюється зміною фізичного стану абразивного середовища.

5. При порівнянні теоретичних і експериментальних значень кінематичних параметрів руху виконавчої ланки віброустановки визначені розбіжності по амплітуді лінійного переміщення відповідно 6 ... 10%. Отримані результати задовольняють вимогам проектних розрахунків і дозволяють вважати прийняту систему припущень правомірною, а математичну модель робочого ходу адекватною реальній системі.

6. Експериментально виявлено можливість регулювання робочих режимів віброустановки по амплітуді і частоті налаштуванням віброзбуджувача гідроімпульсного приводу за допомогою дроселя-регулятора та пружини установки робочого тиску відкриття віброзбуджувача. Для дослідної установки забезпечувалося регулювання амплітуди коливань у межах 0,5 ... 4 мм і частоти від 3 ... 90 Гц.

7. Проведено технологічні дослідження на гідроімпульсній віброустановці з очищення від оксидів за допомогою кварцового піску зразків деталей типу кутник прохідний (Ду 50) показали, що найбільш ефективно очищення відбувається при складнопросторовому вібронавантаженні і на частотах в межах 20 ... 30 Гц з амплітудою коливань плунжерів гідроциліндрів 1,5 ... 2,5 мм. У порівнянні з однокоординатним (осьовим) вібронавантаженням з такими самими параметрами вібрації, тривалість процесу очищення зразків деталей типу кутник прохідний (Ду 50) до тієї ж якості зменшується на 40%.

8. Запропоновані рекомендації для визначення необхідної потужності електродвигуна насоса гідроімпульсного приводу та необхідної подачі насоса впроваджено на ПрАТ "Автоелектроапаратура" (с.м.т. Сутиски, Тиврівського району, Вінницької області), попередньо розрахований економічний ефект становить 92,5 тис. грн.

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Спеціальний верстат для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2009. – №6(87). – С. 86–89. – ISSN 1997-9266.

2. Іскович-Лотоцький Р. Д. Використання елементів паралельної кінематики в установках для віброабразивної обробки виробів складної форми / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – №3(55). – С. 66-68. – ISBN 5-7763-9123.

3. Іскович-Лотоцький Р. Д. Стенд з гідроімпульсним приводом для моделювання просторового вібронавантаження / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2010. – №4(60). – С. 13–16. – ISBN 5-7763-9123.

4. Іскович-Лотоцький Р. Д. Математичне моделювання гідроімпульсного приводу стенду для створення просторового вібронавантаження / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Вісник СевНТУ. – Випуск 117/2011. – С. 60–63. – ISBN 5-7763-4399-2.

5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Сучасне обладнання для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. Луцьк. – 2011. – №31. – С. 134–138. – УДК 621.0)÷629.7; 539.

6. Іскович-Лотоцький Р. Д. Плунжерний вібраційний гідроциліндр / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський // Процеси механічної обробки в машинобудуванні: Збірник наукових праць. Житомир. – 2011. – №31. – С. 218-226. – ISSN 1817-2997.

7. Булига Ю. В. Математична модель віброустановки із гідроімпульсним приводом для очищення труб великого діаметра / Ю. В. Булига, О. І. Проценко, О. Д. Манжілевський // Промислова гідравліка та пневматика. – 2012. – №2(36). – С. 81–84. – ISSN 1994-4691.

8. Манжілевський О. Д. Гідроімпульсний привод робочих ланок віброабразивних зачисних верстатів / О. Д. Манжілевський // Сучасні технології в промисловому виробництві:



II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція, 17-20 квіт. 2012 р. : тези доп. – Суми, 2012. – С.51–52.

9. Іскович-Лотоцький Р. Д. Гідроімпульсний привод установки для віброобразивної обробки деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський // III Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП "Промислова гідравліка та пневматика", 19-21 вер. 2012 р. : тези доп. – Чернігів, 2012. – С.51–52.

10. Патент України на корисну модель № 42228, МПК (2009) В24В 1/04. Пристрій для вібраційного очищення великогабаритних деталей та деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u200901114; заявл. 12.02.2009; опубл. 25.06.2009, Бюл. №12 – 2 с. : іл.

11. Патент України на корисну модель № 61057, МПК В24В 1/04 (2006.01). Три координатний вібростенд / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u201014269 ; заявл. 29.11.2010; опубл. 11.07.2011, Бюл. №13 – 2 с. : іл.

12. Патент України на корисну модель № 68778, МПК F15В 15/04 (2006.01), В30В 15/16(2006.01). Плунжерний вібраційний гідроциліндр / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u201111383 ; заявл. 26.09.2011; опубл. 10.04.2012, Бюл. №7 – 3 с. : іл.

13. Патент України на корисну модель № 57625, МПК (2011.01) F15В, В24В 1/04. Пристрій для вібраційного очищення великогабаритних деталей та деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u201008802 ; заявл. 27.09.2010; опубл. 10.03.2011, Бюл. №5 – 3 с. : іл.

14. Патент України на корисну модель № 69742, МПК В24В 1/04(2006.01). Плунжерний вібраційний гідроциліндр / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № u 2011 12876 ; заявл. 02.11.2011; опубл. 10.05.2012, Бюл. №9 – 3 с. : іл.

## АНОТАЦІЯ

**Манжілевський О. Д.** Гідроімпульсний привод установки для віброобразивної обробки деталей складної конфігурації. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Вінницький національний технічний університет, Вінниця, 2013.

Дисертація присвячена розробці та дослідженню гідроімпульсного приводу установки для віброобразивної обробки деталей складної конфігурації.

Запропоновано раціональне принципове та конструктивне виконання гідроімпульсного приводу установки для віброобразивної обробки деталей складної конфігурації.

Розроблена математична модель динаміки робочого процесу гідроімпульсного приводу установки для віброобразивної обробки деталей складної конфігурації. Проведені дослідження метематичної моделі за допомогою ПЕОМ із використанням сучасного програмного забезпечення.

Експериментально та теоретично визначені основні параметри робочих режимів гідроімпульсного приводу установки для віброобразивної обробки.

Основні результати роботи впроваджено на ПрАТ "Автоелектроапаратура" (с.м.т. Сутиски, Тиврівського району, Вінницької області), що дозволило зменшити трудомісткість процесу ВАО.

Ключові слова: гідроімпульсний привод, робочий процес, математична модель, деталі складної конфігурації, віброобразивна обробка.

## АННОТАЦИЯ

**Манжилевский О. Д.** Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной обработки деталей сложной конфигурации. – на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение. – Винницкий национальный технический университет, Винница, 2013.

Диссертация посвящена разработке и исследованию гидроимпульсного привода установки для виброабразивной обработки крупногабаритных деталей.

В работе получили последующее развитие и применение основные положения гидроимпульсного привода, как основного исполнительного привода установки для виброабразивной обработки с сложно-пространственным движением рабочего органа.

В результате анализа известных типов оборудования для виброабразивной обработки деталей сложной конфигурации и их приводов было установлено, что для подобного назначения наиболее рациональным является оборудование в котором реализована сложно-пространственная схема наложения вибраций. Обосновано, что среди существующих типов приводов оборудования для виброабразивной обработки, наиболее эффективным является гидроимпульсный привод, благодаря большой удельной энергоемкости, малым габаритам, возможности регулирования параметров и выполнения заданного закона движения, что особенно важно для условий существования виброкипящего слоя в абразивной среде. А для обеспечения эффективной работы данного привода целесообразно использовать вибрационные гидроцилиндры новой конструкции.

Предложено рациональное принципиальное и конструктивное исполнение гидроимпульсного привода установки для виброабразивной обработки деталей сложной конфигурации, построенного на основе вибрационных гидроцилиндров разработанной конструкции. На базе найденных решений разработан новый гидроимпульсный привод установки для виброабразивной обработки который обеспечивает условия процесса обработки деталей сложной конфигурации и отвечает требованиям, которые выдвигаются к подобным приводам, а именно: в нем предусмотрена возможность изменения параметров колебания вибрирующего органа в рабочем режиме, обеспечивается одинаковая эффективность виброобработки по всему объему среды, обеспечивается возможность, как наиболее сложного движения рабочего органа (в 3-х координатах), ведь чем сложнее траектория, тем больше величина кинетической энергии, которая передается обрабатываемой среде, что в свою очередь влечет за собой интенсификацию и повышение эффективности процесса виброобработки, обеспечивается возможность непосредственной передачи движения рабочего органа обрабатываемой среде, учтены основные особенности процесса виброабразивной обработки деталей сложной конфигурации.

На основе разработанного гидроимпульсного привода предложено конструкцию установки для виброабразивной обработки деталей сложной конфигурации, которая состоит из виброизолированной станины, на которой установлен вибробункер U-образной формы на демпфирующих элементах, пространственная вибронагрузка создается 3-мя гидроцилиндрами, которые расположены под незначительным углом к 3-м главным ортогональным плоскостям, что расширяет технологические возможности. Гидроцилиндры монтируются на сферических шарнирах.

Разработана математическая модель гидроимпульсного привода установки для виброабразивной обработки деталей сложной конфигурации, которая позволяет определять рациональные конструктивные параметры, при которых обеспечиваются оптимальные режимы работы гидроимпульсного привода.

Экспериментально и теоретически определены основные параметры рабочих режимов гидроимпульсного привода предложенной установки, а также экспериментально подтверждена адекватность предложенной математической модели гидроимпульсного привода установки для виброабразивной обработки деталей сложной конфигурации.

Предложенные рекомендации для определения необходимой мощности

электродвигателя насоса гидроимпульсного привода и подачи насоса внедрена на ЗАТ "Автоэлектроаппаратура" (п.г.т. Сутиски, Тывровского района Винницкой области) и в других выполненных автором научно-исследовательских работах согласно госбюджетной и хоздоговорной тематики.

Диссертация состоит из введения, четырех разделов, выводов, списка использованной литературы и приложений.

Ключевые слова: гидроимпульсный привод, рабочий процесс, математическая модель, детали сложной конфигурации, виброабразивная обработка.

### SUMMARY

**Manzhilevskyy O. D.** Hydraulic impulsive drive of installation for vibroabrasive processing parts of complex configuration. – Manuscript.

Thesis on the receipt of candidate of technical science scientific degree in specialty 05.02.02 – Engineering science. Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, 2013.

Thesis is devoted to the matter of development and research of hydraulic impulsive drive of installation for vibroabrasive processing parts of complex configuration.

Rational principle configuration and embodiment of hydraulic impulsive drive of installation for vibroabrasive processing parts of complex configuration.

A mathematical model of dynamics of hydraulic impulsive drive nstallation's for vibroabrasive processing parts of complex configuration. Researches of mathematical model by the instrumentality of computer using modern software are carried out.

Experimentally and theoretically the basic parameters of hydraulic impulsive drive of installation for vibroabrasive processing operating conditions are defined.

The main results are introduced at public company "Avtoelektroaparatura" (settlement Sutysky, Tyvriv district, Vinnytsia region), which allowed reduce complexity of the vibroabrasive treatment process.

Keywords: hydraulic impulsive drive, workflow, parts of complex configuration, mathematical model, vibroabrasive processing.

Підписано до друку 21.01.2013р. Формат 29,7×42 ¼  
Наклад 100 прим. Зам № 2013-012  
Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі  
Вінницького національного технічного університету.  
м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95. Тел.: 59-8159