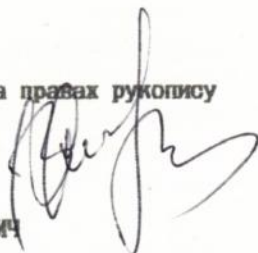


ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису



БУЛИГА ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО
ПРИВОДА УСТАНОВКИ ДЛЯ ВІБРОАБРАЗИВНОГО
ОЧИЩЕННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ВИРОВІВ

Спеціальність 05.02.03 - "Системи приводів"

Автореферат
дисертації на здобуття наукового
ступеня кандидата технічних наук

Вінниця - 1996



Дисертація є рукопис
Робота виконана в Вінницькому

державному технічному університеті.

- Науковий керівник - доктор технічних наук, професор
Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович
- Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор
Якно Олег Михайлович,
кандидат технічних наук, доцент
Бернік Павло Степанович

Провідне підприємство - ВАТ "Вінницький підшипниковий завод"
Мінмашпрому України, м. Вінниця.

Захист відбудеться "18" 04 1996р. о 14 год. на засіданні
спеціалізованої вченої ради К 10.01.02 у Вінницькому державному
технічному університеті.

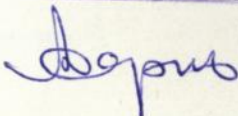
Адреса: 286021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці ВДТУ за вказаною
адресою.

Автореферат розісланий "15" 03 1996р.

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

 Дерібо О.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність проблеми. З необхідністю очищення зовнішніх та, особливо, внутрішніх поверхонь деталей складної конфігурації від окалини, іржі, бруду, а також обробки цих поверхонь перед нанесенням покриття фізико-хімічними методами або фарбуванням на підприємствах зустрічаються давно. В сучасному виробництві виникають проблеми підготовки газових та нафтових труб до укладання, а також при виготовленні силових гідроциліндрів та підшипників великого діаметру при поставці неякісних труб, на механічну обробку поверхонь яких витрачається інструмент великої вартості або застосовуються екологічно шкідливі методи хімічної обробки.

З відомих способів очищення довгих (> 2 м довжиною) труб великого діаметру (> 120 мм діаметром) найбільш ефективним є спосіб віброабразивної обробки. Відоме площинне вібронавантаження деталей, яке використовується в більшості типів вібраційного обладнання, недостатньо продуктивне при обробці великогабаритних виробів складної конфігурації. Найбільш перспективним для реалізації віброабразивної обробки великогабаритних деталей є обладнання з гідроімпульсним приводом, що забезпечує складно-просторовий режим вібронавантаження. Гідроімпульсний привод дозволяє відносно просто регулювати амплітуду і частоту слідування силових імпульсів та енергію одного робочого ходу по кожному з напрямків вібронавантаження.

Розв'язання комплексу задач по створенню вискоефективного обладнання з гідроімпульсним приводом і складно-просторовим вібронавантаженням для віброабразивної обробки великогабаритних та складних за конфігурацією виробів, а також розробка науково-обгрунтованої методики розрахунку та проектування таких машин є актуальною задачею.

Метою наукової праці є розробка та дослідження гідроімпульсного привода установки з складно-просторовим вібронавантаженням для віброабразивної обробки внутрішніх поверхонь довгомірних труб і методики його розрахунку та проектування.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити ряд наступних задач:

- обгрунтувати вибір принципової схеми гідроімпульсного приводу установки з декількома виконавчими ланками, що забезпечують складно-просторове вібронавантаження оброблюваних об'єктів;
- виконати теоретичне дослідження гідроімпульсного привода уста-

новки на основі розроблених структурної, динамічної та математичної моделей;

- експериментальними дослідженнями виявити закономірності зміни режимів вібронавантаження при регулюванні параметрів гідроімпульсного приводу та установити достовірність динамічної та математичної моделей привода установки;

- розробити науково-обґрунтовану методику проектного розрахунку гідроімпульсних приводів установок з складно-просторовим вібронавантаженням для віброабразивної обробки.

Наукова новизна роботи:

- експериментально доведено, що для абразивної обробки внутрішніх поверхонь довгомірних труб найбільш ефективним є складно-просторове вібраційне навантаження у вигляді сукупності осьових та кругових коливань з розрахунковими параметрами, забезпечення яких найбільш просто реалізується при застосуванні установок з гідроімпульсним приводом;

- на основі теоретичного та експериментального досліджень динамічної та математичної моделей установки розкриті закономірності впливу конструктивних параметрів гідроімпульсного приводу на характеристики складно-просторового вібронавантаження та їх взаємозв'язок з процесом віброабразивної обробки;

- отримані аналітичні залежності для визначення робочих кінематичних параметрів виконавчих ланок та величини тиску в порожнинах гідроциліндрів гідроімпульсного приводу, розроблене програмне забезпечення їх розв'язку;

- розроблена науково-обґрунтована методика проектного розрахунку гідроімпульсного приводу віброустановок з складно-просторовим вібронавантаженням.

Практична цінність. На основі теоретичних та експериментальних досліджень створена дослідна установка з складно-просторовим вібронавантаженням для віброабразивної обробки довгомірних труб великого діаметру (> 2 м довжиною та > 120 мм діаметром). Застосування віброустановки дозволить покращити екологічні показники підприємства. Отримані результати роботи прийняті до впровадження на підприємствах БМУ АТ "Вінницягаз" та АТ "Вінницький дослідний завод".

Апробація роботи. Основні матеріали дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на наукових семінарах кафедри МРВО-АВ, регіональному науково-технічному семінарі "Применение науки-

частотных колебаний в технологических целях" - Воронеж 1993, III науково-технічної конференції Асоціації фахівців промислової гідравліки та пневмоавтоматики "Проектирование, производство и эксплуатация систем гидropневмопривода, гидropневмоавтоматики, гидropневмомаши и их компонентов" - Київ 1993, I та II науково-практичних конференціях "Гидроаппаратура и гидрoприводы с/х машин" - Вінниця 1993, 1994, міжнародній технічній конференції "Новые технологии и организационные структуры на автотранспорте" - Вінниця 1994, II міжнародній науково-технічній конференції "Применение колебаний в технологиях. Расчет и проектирование машин для реализации технологий" - Вінниця 1994, II міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові - Львів 1995, науково-технічній конференції "Лазерные и физико-технические методы обработки материалов". - Алушта. 1995.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 9 наукових робіт.

Структура та об'єм роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, заключення, списку літератури із 103 найменувань, 3 додатків, зміст викладено на 109 сторінках основного тексту з 68 малюнками та 4 таблицями.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована актуальність роботи, її наукова новизна, практична цінність та дається стисла анотація всіх розділів.

В першому розділі: розглянуті технологічні особливості методу віброабразивної обробки виробів; існуючі типи обладнання для віброабразивної обробки; показані переваги гідроімпульсних віброабразивувачів в порівнянні з віброабразивувачами, робота яких оснований на других фізичних принципах; розглянуто стан теорії та методів розрахунку гідроімпульсних приводів; сформульовані мета та задачі дослідження.

Створення спеціального обладнання для віброабразивної обробки деталей базується на працях багатьох відомих вчених та їх шкіл: А.П. Бабічева, І.М. Карташева та інших, що внесли великий вклад в розвиток вібраційної технології. Аналіз даних робіт показав, що на ефективність протікання процесу віброобробки великий вплив справляє направлення сил та ударів гранул або частинок абразивної маси по оброблюваній поверхні.

На базі класифікації віброустановок, що була запропонована проф. Бабічевим А.П. встановлено, що основні режими віброобробки

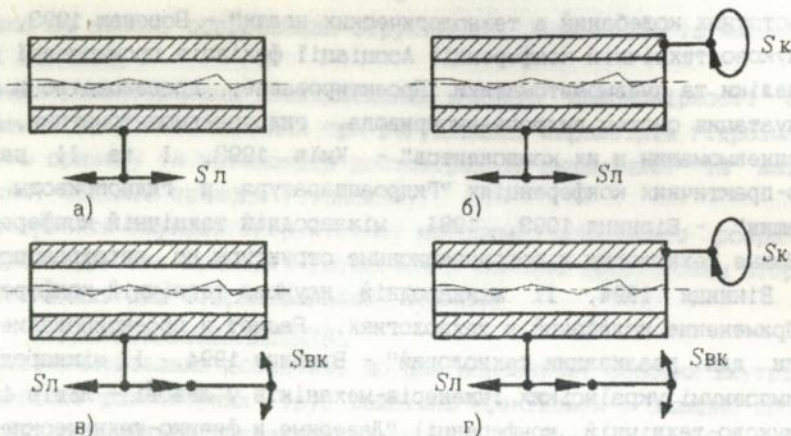


Рис. 1. Можливі схеми навантаження великогабаритних виробів при вібраційній обробці

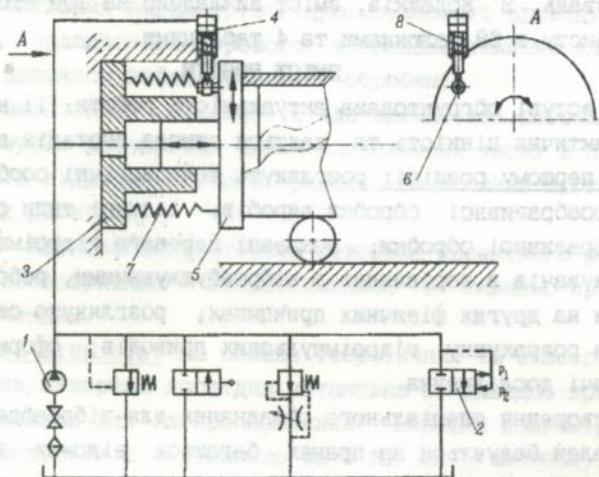


Рис. 2. Принципова схема гідроімпульсного привода, що забезпечує зворотно-круговий рух

(дореzonансний, резонансний, зарезонансний) реалізуються на віброустановках з використанням інерційного, екоцентрикового, електромагнітного, гідравлічного та пневматичного приводів. Найбільш розповсюджені промислові віброустановки з дебалансним та електромагнітним приводом недостатньо ефективні при використанні для віброабразивної обробки великогабаритних деталей, а для обробки внутрішніх поверхонь, наприклад, довгомірних труб великих діаметрів такі віброустановки відсутні.

В результаті аналізу існуючих розробок технологічних машин для віброабразивної обробки встановлено, що по технічним показникам найбільш ефективними є установки з гідроімпульсним приводом. Створенню та дослідженню цього привода присвячені праці проф. Ісковича-Лотоцького Р.Д., доц. Матвеева І.В., доц. Обертюха Р.Р., доц. Вірника М.М. та інш. Особливою перевагою гідроімпульсного привода перед рештою є можливість простого регулювання параметрів вібрацій, і, в тому числі, енергії одного робочого ходу, що особливо важливо в ході реалізації технологічного процесу віброабразивної обробки.

Другий розділ включає: обґрунтування та вибір схем вібронавантаження при віброабразивній обробці; розробку принципової та конструктивної схем гідроімпульсного привода установки з декількома виконавчими ланками; вибір конструктивної схеми гідравлічного вібробуджувача; обґрунтування вибору робочих режимів віброабразивної обробки довгомірних труб великого діаметру.

В залежності від типу деталей (розміри, форма, симетричність, тощо) віброабразивній обробці піддаються її внутрішні або зовнішні поверхні складної конфігурації. При визначеному сполученні направленої вібраційної дії можна добитися циркуляції частинок абразивної маси по контуру поверхні обробки, що значно підвищує ефективність процесу обробки. На рис. 1 а,б,в приведені схеми вібронавантаження при віброабразивній обробці внутрішніх поверхонь довгомірних труб великого діаметру. За схемою (див. рис.1а) заготовці надається зворотньо-поступальний рух $S_{\text{л}}$. За схемою (див. рис.1б) заготовка також здійснює зворотньо-поступальний рух $S_{\text{л}}$, а для рівномірної обробки заготовці надається круговий рух $S_{\text{кр}}$, при цьому абразивна маса навантажується відцентровими силами (рух $S_{\text{вц}}$). З точки зору практики найбільш цікава схема навантаження (див. рис.1в). Робочими переміщеннями за цією схемою є одночасні зворотньо-поступальні ($S_{\text{л}}$) та зво-

ротньо-кругові ($S_{зк}$) рухи труби. Перспективною є схема (див. рис. 1г), де до основних переміщень за схемою (див. рис. 1в) трубі надається додаткове постійне обертання $S_{к}$.

Для реалізації схем вібронавантаження (див. рис. 1) найбільш ефективним є гідроімпульсний привод, який дозволяє досить просто регулювати параметри вібронавантаження, що особливо важливо для технологічного процесу відробразивної обробки догомірних труб.

В результаті аналізу технологічних схем вібронавантаження об'єкту обробки та за результатами проведених попередніх експериментів було встановлено, що найбільш прийнятною є схема (див. рис. 1в), коли заготовці надається два технологічних рухи - зворотньо-поступальний $S_{д}$ та зворотньо-круговий $S_{зк}$.

Нами був запропонований гідроімпульсний привод, принципова схема якого показана на рис. 2, що дозволяє здійснити вибрану схему вібронавантаження. Відповідно схемі привод складається з гідронасоса 1, відробуджувача 2, лінійного 3 та кутового 4 гідроциліндрів. Кутовий гідроциліндр взаємодіє з виконавчою ланкою 5 через кривошипно-повзунний механізм 6. Повертання виконавчої ланки в початкове положення здійснюється шарнірно встановленими пружинами 7 та пружиною 8, яка вбудована в штокову порожнину кутового гідроциліндра 4. Попередня деформація пружин 7 та 8 регулюється незалежно. Переміщення виконавчої ланки 5 в лінійному та кутовому напрямках починається при підвищенні тиску в гідросистемі до величини достатньої для переборення сил стаціонарного опору. Коли

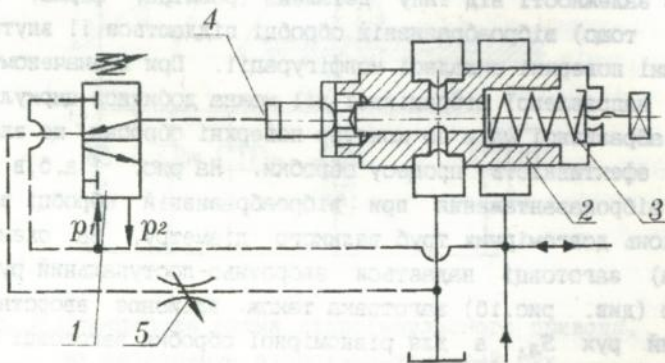


Рис. 3 Конструктивна схема двокаскадного двоходового відробуджувача

тиск в системі досягає величини тиску відкриття запірного елемента вібробудувача 2, останній спрацьовує, і тиск в гідросистемі різко зменшується і виконавча ланка 5 разом з заготовкою під дією пружин 7 та 8 повертається назад. До цього часу запірний елемент вібробудувача повертається в початкове положення та закриває вібробудувач і цикл повторюється. Керування робочим циклом привода віброустановки здійснюється двокаскадним двоходовим гідравлічним вібробудувачем (рис. 3). Він складається із сервоклапана 1, запірного елемента основного каскаду 2, пружини 3, штовхача 4. Частота слідування імпульсів тиску регулюється дроселем 5 за рахунок змінення швидкості повертання запірного елемента основного каскаду.

Обґрунтування вибору робочих режимів віброобразивної обробки здійснено методом поетапного інтегрування руху абразивної маси, який є найбільш простим і разом з тим найбільш універсальним способом розв'язання задач такого класу. Згідно цього методу поетапно знаходяться параметри руху абразивної маси до тих пір, поки вона не вийде в сталий режим руху (симетричний рух в середині деталі, що обробляється).

В третьому розділі: розроблені динамічна та математична моделі віброустановки; розроблені динамічна та математична моделі перехідного процесу, що відбувається в підсистемі гідроімпульсного привода; проведені заходи щодо вибору найбільш ефективних механічних параметрів привода віброустановки.

Повна багатомасова динамічна модель віброустановки розроблена на основі структурної схеми з використанням гідромеханічних аналогій, методи яких використовуються в теоретичних дослідженнях гідроімпульсних приводів.

Повну динамічну модель, складну для математичного аналізу, можна спростити на основі порівняння відносних величин зведених мас та їх переміщень. В ряді досліджень встановлено, що масою станіни M_1 , яка на порядок більше решти рухомих мас M_2 і M_3 (M_2 - маса виконавчої ланки з кривошипно-повзуним механізмом, що зведена до плунжеру кутового гідроциліндру, M_3 - маса виконавчої ланки разом з приєднаними частинами віброустановки та заготовки) системи можна знехтувати. Для отримання максимальної жорсткості гідросистеми віброустановки, об'єм напірних гідроліній та порожнин зводиться до мінімуму, що дозволяє масу рідини в напірних порожнинах гідросистеми не враховувати та замінити її безмасовими пруж-

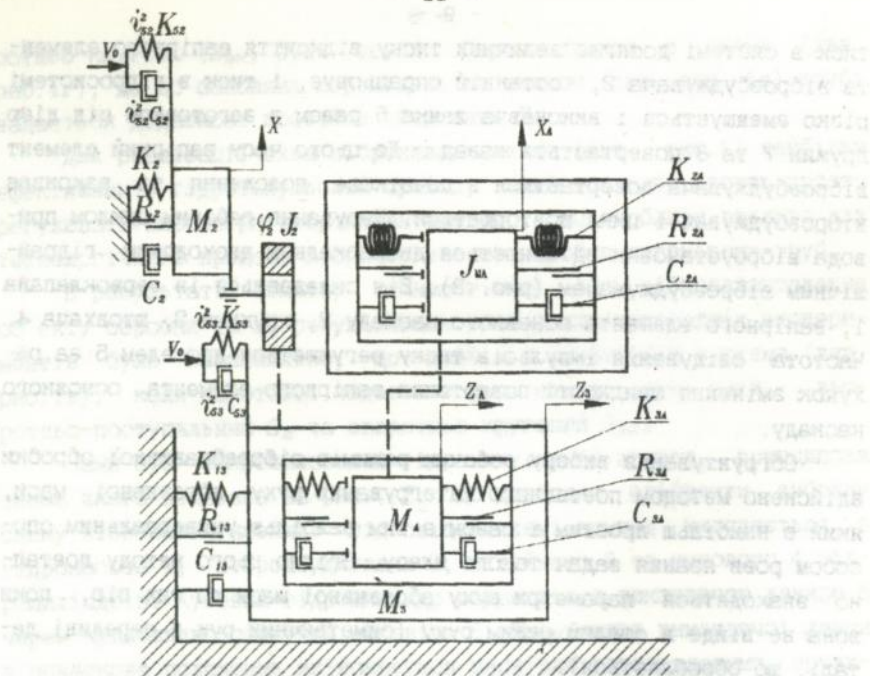


Рис. 4 Динамічна модель робочого ходу

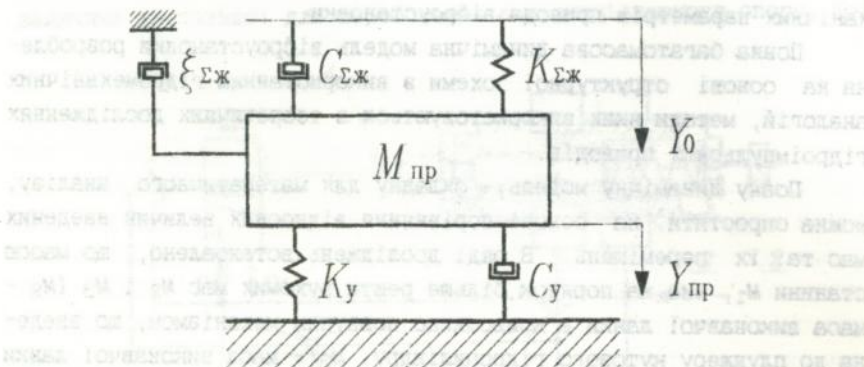


Рис. 5 Динамічна модель перехідного

процесу в підсистемі гідроімпульсного привода при підключенні вібробудувача "на виході"

жиною і демпфером. В наслідок аналізу динамічної моделі віброустановки, що характеризує процес взаємодії інерційних (M_1), пружних (K_1) та дисипативних (C_1) ланок гідросистеми, кутового та лінійного гідроциліндрів, встановлено, що робочий цикл віброустановки можна представити спрощеною динамічною моделлю (рис.4).

Математична модель робочого ходу у формі зручній для машинної обробки має вигляд

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= V_1; \quad \frac{dz_3}{dt} = V_3; \quad \frac{dz_a}{dt} = V_5; \quad \frac{dx_a}{dt} = V_7; \\ M_2 \dot{V}_1 + \frac{J_2 \cdot i^2_m}{r_2 \cdot l_k} \cdot \dot{V}_1 + i^2_{52} C_5 \dot{x} + C_2 \dot{x} &= i^2_{52} K_5 (z_5(n) - x) - R_2 a \operatorname{sign} \dot{x} - R_2 \operatorname{sign} \dot{x} + \\ &+ i^2_{52} C_5 V_0 - K_2 (x + x_{02}); \\ M_3 \dot{V}_3 + i^2_{53} C_5 \dot{z}_3 + C_3 \dot{z}_3 &= i^2_{53} K_5 (z_5(n) - z_3) - K_{13} (z_3 + z_{03}) - R_{13} \operatorname{sign} \dot{z}_3 - \\ &- R_3 a \operatorname{sign} \dot{z}_3 + i^2_{53} C_5 V_0; \\ M_a \dot{V}_5 - M_3 \dot{V}_3 + C_3 a \dot{z}_a &= -K_3 a z_a - R_3 a \operatorname{sign} \dot{z}_a; \\ \frac{J_m \dot{V}_7}{l_k} - \frac{J_2 \dot{V}_1}{l_k} + \frac{C_2 a \dot{x}_a}{l_k} &= -\frac{K_3 a l_a z_a x_a}{i_m x} - R_2 a \operatorname{sign} \frac{\dot{x}_a}{l_k} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\text{при } t < t_{\max}, \quad z_5(n) = z_5 + V_0; \quad t_{\max} = \frac{(z_5(n) - z_5)}{V_0};$$

$$0 < z_3 < z_{\max}; \quad 0 < z_a < z_{\max}; \quad 0 < x < x_{\max};$$

$$K_3 a = \text{const}; \quad K_2 a = \text{const};$$

$$R = \begin{cases} -R & \text{при } \dot{x} (\dot{z}) > 0 \\ +R & \text{при } \dot{x} (\dot{z}) < 0, \end{cases}$$

де x , z_3 , z_{\max} , x_{\max} - поточні та максимальні координати переміщення мас M_2 , M_3 ; z_a , x_a - поточні координати переміщення абразивної маси M_a ; K_2 , K_{13} , - жорсткості пружин пружного повертання плунжерів гідроциліндрів; x_{02} , z_{03} їх попередні деформації; z_5 , $z(n)$ - початкова та поточна деформації рідини в напірній гідролінії; i_{52} , i_{53} - передаточні відношення від напірної гідролінії до плунжерів кутового та лінійного гідроциліндрів; R_1 - сили сухого тертя; V_0 - швидкість руху рідини в напірній гідролінії; $K_2 a$, $K_3 a$ - кутова та лінійна жорсткість абразивної маси; C_3 - коефіцієнт демпфування у виразах для сил в'язкого тертя при рухові плунжера

лінійного гідроциліндра; C_2 - коефіцієнт демпфування у виразах для сил в'язкого тертя при рухові плунжера кутового гідроциліндра; C_5 - коефіцієнт демпфування в напірній гідролінії; K_5 - жорсткість напірної гідролінії; C_{3a} - лінійний коефіцієнт демпфування в залежностях для сил в'язкого тертя між частинками абразиву; C_{2a} - кутовий коефіцієнт демпфування в залежностях для сил в'язкого тертя між частинками абразиву;

Дослідження системи диференціальних рівнянь (1) здійснювалось на персональному комп'ютері IBM/PC методом Рунге-Кутта четвертого порядку.

Для розробки аналітичних методів розв'язання задач по проектуванню гідроімпульсного привода досліджувалась спрощена динамічна модель (рис. 5) підсистеми гідроімпульсного привода для перехідного процесу при підключенні вібробуджувача "на виході" (подача енергоносія в порожнини виконавчих гідроциліндрів та з'єднання останніх із аливом) при припущенні про миттєве спрацювання напірного елемента вібробуджувача.

В цій моделі об'єднані маси рідини в підсистемі гідроімпульсного привода та рухомих ланок віброустановки $M_{пр}$ зведені до перерізу плунжерів одного з гідроциліндрів (в даному випадку до перерізу f_3 гідроциліндра лінійного переміщення). Жорсткості $K_{\Sigma ж}$, K_y та коефіцієнти демпфування C_y , $C_{\Sigma ж}$, $\zeta_{\Sigma ж}$ в системі, що досліджується також зведені до цього перерізу f_3 . Переміщення об'єднаної $M_{пр}$ маси уздовж зведеної координати $Y_{пр}$ відповідають відносному переміщенню виконавчої ланки віброустановки.

В результаті теоретичного дослідження математичної моделі перехідного процесу

$$M_{пр} \frac{d^2 Y_{пр}}{dt^2} + \zeta_{\Sigma ж} \frac{dY_{пр}^2}{dt} + (C_{\Sigma ж} + C_y) \frac{dY_{пр}}{dt} + (K_y + K_{\Sigma ж}) Y_{пр} = K_{\Sigma ж} Y_0. \quad (2)$$

що відбувається в підсистемі гідроімпульсного привода (з врахуванням прийнятого припущення про слабку дію сил в'язкого демпфування ($C_{\Sigma ж} \approx 0$) та лінійності сил турбулентного демпфування ($\zeta_{\Sigma ж} Y_{пр}^2 \approx \zeta_{\Sigma ж} Y_{пр}$) були складені аналітичні залежності виразу закономірності зміни в часі дії періодичної змущуючої сили. В ході одного періоду коливань ця дія може бути представлена у вигляді імпульсу, тривалість і амплітуда якого визначаються параметрами гідроімпульсного привода.

В четвертому розділі: викладені мета та методика експериментальних досліджень привода установки; визначені закономірності

амінення робочих режимів віброустановки при регулюванні параметрів вібробуджувача; викладені рекомендації по вибору режимів обробки деталей та виконані технологічні експерименти щодо їх обґрунтування; проведено порівняння результатів теоретичного та експериментального досліджень нової конструкції привода віброустановки.

При проведенні експериментів зміна тиску рідини в гідросистемі, лінійне та кутове переміщення виконавчої ланки реєструвалися тензOMETричними давачами за допомогою шлейфового осцилографа.

Експериментальними дослідженнями доведено, що найбільш ефективно технологічні вимоги, які пред'являються до якості обробки поверхонь заготовок, реалізуються при низькочастотному складно-просторовому вібронавантаженні з частотою в межах 20-30 Гц при амплітуді 3 мм лінійних та 0.003...0.005 рад кутових коливань виконавчої ланки.

Потрібний діапазон регулювання частоти та амплітуди вібрацій забезпечується при керуванні робочим циклом віброустановки за допомогою золотникового вібробуджувача з двоходовим розподіленням енергоносія.

В п'ятому розділі: розроблена науково-обґрунтована методика проектного розрахунку гідроімпульсного привода установки складно-просторового навантаження деталі; розглянуті методи системного підходу при проектуванні гідроімпульсного привода; запропоновані перспективні конструктивні розв'язки вібраційного обладнання на базі гідроімпульсного привода.

Розробка методики проектного розрахунку гідроімпульсного привода віброустановки з складно-просторовим вібронавантаженням об'єкта обробки базується на результатах теоретичного та експериментального досліджень віброустановки для віброабразивної обробки великогабаритних виробів.

При розробці методики проектного розрахунку привода віброустановки початковими даними є номенклатура виробів та показники якості заготовок, відповідно яким призначаються параметри вібронавантаження (діапазон регулювання частоти та амплітуди вібрацій виконавчої ланки в кутовому та лінійному напрямках). Ці параметри покладені в основу розрахункових залежностей для визначення конструктивних розмірів, жорсткісних та енергетичних характеристик привода віброустановки та вібробуджувача.

На основі схемного пошуку та результатів виконаних дослід-

жень запропоновані нові конструкції віброустановок з складно-просторовим вібронавантаженням - віброустановка з гвинтовим телескопічним гідроциліндром та віброустановка з безперервним подаванням абразивного матеріалу в зону обробки.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ

1. В результаті аналізу особливостей існуючих режимів віброабразивної обробки великогабаритних виробів складної конфігурації та тенденції розвитку вібраційного обладнання для їх реалізації встановлено, що найбільш перспективним є обладнання створене на базі гідроімпульсного привода, яке забезпечує складно-просторовий режим вібронавантаження об'єкту обробки. Для віброабразивної обробки внутрішніх поверхонь довгомірних труб складно-просторовий режим вібронавантаження забезпечується сукупністю розрахункових осьових та кругових коливань на гідроімпульсних установках з двома робочими ланками.

2. На основі структурної схеми віброустановки розроблені динамічні та математичні моделі, за допомогою яких проведено теоретичне дослідження параметрів робочого ходу і перехідного процесу в підсистемі гідроімпульсного привода при підключенні вібробуджувача "на виході". Отримані аналітичні залежності для визначення робочих кінематичних параметрів руху виконавчих ланок та величини тиску в порожнинах гідроциліндрів гідроімпульсного привода, розроблено їх програмне забезпечення.

3. В результаті теоретичного дослідження математичної моделі перехідного процесу в підсистемі гідроімпульсного привода з вібробуджувачем "на виході", яка представлена нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку (внаслідок прийнятих припущень о несуттєвому впливі сил в'язкого демпфування та лінійному характері сил турбулентного демпфування рівняння має рішення у вигляді елементарної функції), отримані аналітичні вирази для закономірності зміни в часі зовнішньої примусової сили. На протязі одного періоду коливань ця сила може бути представлена короткочасним імпульсом прямокутної форми, тривалість та амплітуда якого визначаються параметрами гідроімпульсного привода.

4. При співставленні теоретичних та експериментальних значень кінематичних параметрів руху виконавчих ланок віброустановки визначені розходження по амплітуді лінійного та кутового переміщень відповідно 7...9% та 8...10%. Отримані результати задовольняють вимогам проектних розрахунків та дозволяють вважати прийняті

припущення правомірними, в математичну модель робочого ходу адекватною реальній системі.

5. Експериментально виявлена можливість регулювання робочих режимів віброустановки по амплітуді та частоті налагодженням двокаскадного двоходового вібробуджувача гідроімпульсного привода за допомогою дроселя-регулятора швидкості повернення запірною елемента основного каскаду та пружини встановлення робочого тиску відкриття сервоклапана. Для дослідної віброустановки забезпечувалось регулювання амплітуди лінійних коливань в межах $0,5...3$ мм, кутових коливань - $0,0005...0,005$ рад та частоти від 50 до 3 Гц.

6. Проведені технологічні дослідження на гідроімпульсній віброустановці по очищенню від іржі за допомогою кварцевого піску граків труб діаметром 120 мм та довжиною 3 м показали, що найбільш ефективно очищення здійснюється при складно-просторовому вібронавантаженні при частотах в межах $20...30$ Гц та амплітудах лінійних коливань $2,5...3$ мм і кутових коливань $0,003...0,005$ рад. Порівняно з однокоординатним (осьовим) вібронавантаженням з однаковими лінійною амплітудою та частотою тривалість процесу очищення труб до тотожної якості зменшується на 40% .

7. На основі результатів теоретичного та експериментального досліджень розроблена науково-обґрунтована методика проектного розрахунку гідроімпульсного привода віброустановки з декількома робочими ланками, яка може бути використана при розрахунках гідроімпульсного привода нових конструкцій віброустановок з складно-просторовим вібронавантаженням для очищення внутрішніх поверхонь деталей складної конфігурації та великих габаритів.

Основні положення дисертації викладені в роботах:

1. Вирнык Н.Н., Искович-Лотоцкий Р.Д., Булыга Ю.В. Математическое моделирование динамики рабочего процесса гидравлического вибровозбудителя. //Вибрации в технике и технологиях. N2 - Винница, 1995. С. 42-43.
2. Обертых Р.Р., Искович-Лотоцкий Р.Д., Булыга Ю.В. Динамика гидроимпульсного привода вибромашин сложно-пространственного нагружения. //Вибрации в технике и технологиях. N3 - Винница, 1995. С. 44-46.
3. Искович-Лотоцкий Р.Д., Булыга Ю.В. Разработка и исследование специальной гидроаппаратуры управления короткоходными возвратно-поступательными перемещениями рабочих органов. //Тез. докл. I научно-практической конференции "Гидроаппаратура и

- гидроприводы с/х машин". - Винница: Винницкий политехнический институт., 1993. С.46
4. Искович-Лотоцкий Р.Д., Обертюх Р.Р., Бульга Ю.В., Севостьянов И.В. Динамика гидроимпульсного привода машин с возвратно-винтовым движением исполнительного звена. //Тез. докл. II научно-практической конференции "Гидроаппаратура и гидроприводы с/х машин". - Винница: Винницкий политехнический институт., 1994. С.48.
 5. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирнык Н.Н., Бульга Ю.В. Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной обработки внутренних поверхностей длинномерных труб. //Тез. докл. III научно-технической конференции Ассоциации специалистов промышленной гидравлики и пневмоавтоматики "Проектирование, производство и эксплуатация систем гидропневмопривода, гидропневмоавтоматики, гидропневмомашин и их компонентов". - Киев: 1993. *с.18*
 6. Бульга Ю.В. Моделирование переходного процесса в подсистеме гидроимпульсного привода при подключении вибровозбудителя "на выходе". //Тез. докл. международной технической конференции "Новые технологии и организационные структуры на автотранспорте". - Винница: Винницкий государственный технический университет., 1994. С. *25*
 7. Искович-Лотоцкий Р.Д., Обертюх Р.Р., Бульга Ю.В. Динамічна модель установки для віброабразивної обробки великогабаритних виробів. //Тез. доп. II міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові. - Львов: "Львівська Політехніка"., 1995. С. *40*
 8. Искович-Лотоцкий Р.Д., Севостьянов И.В., Бульга Ю.В. Специальное оборудование с гидроимпульсным приводом для вибрационных и виброударных технологий. //Тез. докл. научно-технической конференции "Лазерные и физико-технические методы обработки материалов". - Алушта, 1995. *с.8*
 9. Искович-Лотоцкий Р.Д., Бульга Ю.В. Абразивная обработка деталей при сложно-пространственном вибрационном воздействии. //Тез. докл. II. Международной научно-технической конференции "Применение колебаний в технологиях. Расчет и проектирование машин для реализации технологий". - Винница: Винницкий сельскохозяйственный институт., 1994. С.17

Особистий вклад дисертанта в роботи, що надруковані в співавторстві:

в роботах [1,2,4,7] розроблено програмне забезпечення, в роботі [3] виконано дослідження спеціальної гідроапаратури, в роботі [5] запропонована принципова схема установки, в роботі [8] запропоновані схеми окремих вузлів установки.

Buliga Y. V. Development and research of the hydraulic-pulse drive of the set for vibration-abrasive cleaning of large hardware.

The thesis for reciving of Candidate's Degree of engineering by speciality 05.02.03 - systems of drives, Vinnitsa State Technical University, Vinnitsa, 1996.

Theoretical and experimental studies of hydraulic-pulse drive are discussed in 9 scientific articles. It provides tree-dimantional the hydraulic vibration exciteris for object. The duration of this process is less 40% than one-dimantion vibration exciteris. The freaqency and amplitude of ocssilation is equal for both processes. The experimental vibration machine was created using results of studies. This vibration machine will be aplicated at the plant "Vinnitsagaz" and "VOZ".

Бульга Ю.В. Разработка и исследование гидроимпульсного привода установки для виброабразивной очистки крупногабаритных изделий.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.03 - системы приводов, Винницкий государственный технический университет, Винница, 1996.

Защищается 9 научных работ, которые содержат теоретические исследования гидроимпульсного привода, обеспечивающего сложно-пространственное виброн нагружение обрабатываемого объекта, а также результаты экспериментальных исследований. Установлено, что длительность процесса очистки заготовки при сложно-пространственном виброн нагружении на 40% меньше чем при однокоординатном при одинаковых частоте и амплитуде колебаний. Разработанный по результатам исследований опытный образец виброустановки принят к внедрению на предприятиях: АО "Винницгаз" и АО "Винницкий опытный завод".

Ключові слова:

складно-просторове вібронавантаження, гідроімпульсний привід, віброабразивне очищення, вібробуджувач, частота, амплітуда.

Автор висловлює подяку і вдячність к.т.н. доценту Обертюху Р.Р. за наукові консультації при роботі над дисертацією.

Підписано до друку 28.02.1996 р.
Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 0,93.
Тираж 100 прим. Замовлення № 96-468.01.
Надруковано фірмою "КОНТИНЕНТ"
м. Вінниця, вул. Козицького, 13, т. 35-35-20.

444870

AB 34.267