

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи
магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Гідроімпульсний пристрій для вібраційного точіння з вбудованим
однокаскадним генератором імпульсів тиску»

08-27.МКР.03.000.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи 1ГМ-18м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

Бурдейний Микола Сергійович
(прізвище та ініціали)

Керівник Слабкий Андрій Валентинович
(прізвище та ініціали)

Рецензент Смирнов Євгеній Валерійович
(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2019 року

АНОТАЦІЯ

У магістерській кваліфікаційній роботі розроблено гідроімпульсний пристрій для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску.

Наведено розроблену конструкція пристрою для вібраційного точіння.

На основі структурно – розрахункової схеми гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску та детального аналізу циклу роботи пристрою розроблено динамічну та математичну моделі гідроімпульсного привода пристрою.

Розроблено принципову схему дослідного стенда, вибрано давачі для реєстрації зміни тиску енергоносія та переміщень рухомих ланок і схеми їх установки на дослідному зразку пристрою, а також сформульовані основні положення методики експериментальних досліджень привода пристрою.

У економічній частині виконано розрахунок кошторису капітальних витрат на розробку нового технічного рішення, на його виробництво та впровадження, а також оцінено економічну ефективність впровадження пристрою у виробництво.

У розділі з охорони праці було проаналізовано шкідливі фактори та небезпеки під час експлуатації пристрою та розроблено заходи та засоби з їх усунення.

ABSTRACT

In the master's qualification work developed a hydraulic impulse device for vibrating turning with a built-in single-stage pressure pulse generator.

The design of the device for vibrating turning is presented.

Dynamic and mathematical models of the device's hydraulic drive have been developed on the basis of the structure and calculation scheme of a hydro-pulse device for vibrating turning with a built-in single-stage pressure pulse generator and a detailed analysis of the cycle of operation of the device.

The conceptual scheme of the test bench was developed, the sensors were selected for recording the change of energy carrier pressure and the displacement of the movable units and the scheme of their installation on the prototype of the device, as well as the main provisions of the method of experimental studies of the actuator of the device.

In the economic part, the calculation of the cost of capital costs for the development of a new technical solution, its production and implementation, as well as evaluated the economic efficiency of the device in production.

The section on occupational safety has analyzed the harmful factors and non-safety during the operation of the device and developed measures and remedies for their elimination.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ

ABSTRACT

ВСТУП 5

1 ОЦІНКА НАУКОВОГО, ТЕХНІЧНОГО ТА ЕКОНОМІЧНОГО РІВНЯ РОЗРОБКИ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВІБРОТОЧІННЯ 8

1.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки..... 8

1.2 Аналіз економічної доцільності розробки нового виробу..... 11

1.3 Висновки 18

2 АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО ОСЬОВОГО ТОЧІННЯ ТА ЇХ ПРИВОДІВ 19

2.1 Теоретичний огляд існуючих пристроїв для осьового вібраційного точіння 20

2.2 Аналіз існуючих вібраційних приводів для пристроїв для вібраційного точіння..... 26

2.1.3 Способи оброблення вібраційним різанням плоских поверхонь... 25

2.2 Типи приводів пристроїв для вібраційного різання металів..... 28

2.3 Висновки з огляду та постановка задач..... 37

3 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ОСЬОВОГО ВІБРАЦІЙНОГО ТОЧІННЯ З ВБУДОВАНИМ ОДНОКАСКАДНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ 39

4 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО ТОЧІННЯ З ВБУДОВАНИМ ОДНОКАСКАДНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ 42

4.1 Динаміка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску 42

4.2 Спрощені динамічні та математичні моделі прямого та зворотного ходів рухомих ланок гідроімпульсного пристрою для осьового

вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ	62
4.3 Висновки.....	70
5 ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО ТОЧІННЯ З ВБУДОВАНИМ ОДНОКАСКАДНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ	72
5.1 Розробка методики експериментального дослідження	75
5.2 Вимірювально-реєструюча апаратура для експериментальних досліджень привода дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ.....	78
5.3 Висновки.....	82
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ...	83
6.1 Аналіз умов праці.....	83
6.2 Організаційно-технічні рішення щодо безпечних умов праці	83
6.2.1. Мікроклімат.....	83
6.2.2 Освітлення.....	84
6.2.3 Виробничий шум.....	85
6.2.4 Виробничі вібрації.....	86
6.3 Техніка безпеки.....	88
6.3.1 Електробезпека.....	88
6.4 Пожежна безпека.....	89
6.5 Основні джерела небезпеки при експлуатації гідравлічних приводів та запобіжні заходи.....	90
ВИСНОВКИ.....	98
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	100
Додаток А – Технічне завдання.....	105
Додаток Б – Графічна частина.....	126
Додаток В – Специфікація	137

ВСТУП

Актуальність теми. В сучасному машинобудуванні виникає потреба в обробці матеріалів з високими показниками міцності, зносостійкості, жаростійкості, твердості тощо. Зазвичай такі матеріали піддаються механічній обробці різанням, яке може проходити з утворенням зливної стружки, через швидке сходження якої з оброблюваної поверхні і велику її довжину виникає небезпека травмування верстатника. Крім того, зливну стружку важко утилізувати, оскільки вона займає великий об'єм. Одним із способів, що запобігає утворенню зливної стружки, є вібраційне різання. Пристрої, що реалізують вібраційне різання, будуються на основі різних типів приводів механічного, електромагнітного, пневматичного, гідравлічного та інших. З усіх типів приводів найбільш компактним з широкими технологічними можливостями є гідравлічний привод і, зокрема, його різновид – гідроімпульсний привод, переваги якого перед іншими типами приводів вібраційних технологічних машин доведені [8, 9]. Широке використання гідроімпульсного приводу для побудови пристроїв для віброрізання невідоме, тому пошук нових схемних і конструктивних рішень гідроімпульсних пристроїв для віброрізання, зокрема, віброточіння, теоретичне та експериментальне дослідження динамічних процесів в їх приводі і розробка науково-обґрунтованих методик розрахунку такого типу пристроїв є актуальною науковою та інженерною задачею.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка нової конструкції гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску, зі зменшеною масою і габаритами завдяки використанню гідроімпульсного приводу та пружин високої жорсткості.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі задачі:

- виконати аналіз існуючих пристроїв для вібраційного точіння, зокрема гідроімпульсних пристроїв для віброрізання та їх приводів;

– розробити конструкцію малогабаритного гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТТ;

– розробити та проаналізувати динамічну і математичну моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТТ;

– для установлення ступеня адекватності розробленої математичної моделі гідроімпульсного привода пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТТ його реальній системі та всестороннього дослідження цієї моделі, розроблено принципову схему дослідного стенда, вибрано датчик для реєстрації зміни тиску енергоносія в напірній порожнині та переміщень різального інструменту і схеми їх установки на дослідному зразку пристрою, а також сформульовані основні положення методики експериментальних досліджень привода пристрою.

Об’єкт дослідження – динамічні процеси в гідроімпульсному пристрої для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску.

Предмет дослідження – гідроімпульсний пристрій для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження динамічних процесів у гідроімпульсному приводі, гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТТ, виконані методами математичного моделювання з можливістю подальшого дослідження прикладними програмами числового аналізу.

Наукова новизна одержаних результатів.

Розроблена та проаналізована динамічна і математична моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТТ, в якій гідравлічна ланка гідроімпульсного пристрою представлена у вигляді в’язко-пружної моделі (тіла Кельвіна-Фойта), складеної із безінерційних пружного та дисипативного елементів, що

дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси в приводі пристрою.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблена конструкція малогабаритного гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГПТ, який можна монтувати безпосередньо, наприклад, в різцетримачі універсального токарного верстата.

Розроблено гідрокінематичну та конструктивну схеми стенда для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою для вібраційного точіння з вбудованим генератором імпульсів тиску, розроблено методику проведення цих досліджень, вибрано найбільш раціональні схеми давачів і реєструючої апаратури для реалізації експериментальних досліджень.

Особистий внесок здобувача. Розроблено конструкцію пристрою, розроблена динамічна і математична моделі пристрою які адекватно описують його роботу, розроблена структура експериментального стенду для дослідження пристрою та визначені напрямки експериментального дослідження.

Апробація результатів дисертації.

Апробація результатів дослідження і дослідно–конструкторських розробок пристрою доповідались на щорічних ІТК ВНТУ. Частина результатів роботи були представлені в студентській науковій роботі на Всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт з галузі знань «Механічна інженерія» 2019 році (м. Суми), що нагороджена дипломом третього ступеня.

Публікації. Частина результатів досліджень дисертаційної роботи опубліковані у двох наукових працях, з них: 1 – стаття у фаховому науковому виданні з переліку ДАК України [12]; 1 – тези [13].

1 ОЦІНКА НАУКОВОГО, ТЕХНІЧНОГО ТА ЕКОНОМІЧНОГО РІВНЯ РОЗРОБКИ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВІБРОТОЧІННЯ

Однозначно визначити техніко-економічний рівень нової розробки при великій кількості технічних та економічних показників інколи важко. Бальна оцінка полягає в тому, що кожному параметру присвоюється певний бал в залежності від різних факторів. Для узагальнюючої оцінки технічного рівня береться сума балів по всім показникам.

Орієнтуємося на час проведення НДДКР не більше 2 років; технічні показники результатів плануються на рівні кращих світових зразків; передбачаються часткові можливості отримання авторських свідоцтв; строк окупності витрат в межах 5 років.

В таблиці 1.1 наведено критерії та бальна оцінка для визначення наукового та технічного рівня науково-дослідної та дослідно-конструкторської роботи. В таблиці 1.2 наведено можливі результати оцінки теми МКР.

Проаналізувавши дані таблиці 1.1, та підрахувавши загальну суму балів $+2+0+0+0= +2$, робимо висновок, що розробка є досить перспективною.

1.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Також при проведенні дослідно-конструкторських робіт доцільним є проведення технологічного аудиту. Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки (результатів НДДКР), створеної в результаті науково-технічної діяльності. В результаті оцінювання робиться висновок щодо напрямів (особливостей) організації подальшого її впровадження з врахуванням встановленого рейтингу. Рекомендується здійснювати оцінювання комерційного потенціалу розробки за 12-ма критеріями, наведеними в [1].

Таблиця 1.1 – Критерії та бальна оцінка для визначення наукового, технічного та економічного рівня науково-дослідної роботи.

Критерії оцінки	Шкала критеріїв	Індекс оцінки
Час, необхідний для проведення НДР	2 роки і менше	+2
	3 роки	+1
	4 роки	0
	5-6 років	-1
	7 років і більше	-2
Технічні показники результатів розробки	Вище рівня кращих світових зразків	+2
	На рівні кращих світових зразків	0
	Нижче рівня кращих світових зразків	-2
Можливості отримання авторських свідоцтв на винахід	Безумовність в отриманні авторських свідоцтв	+2
	Часткові можливості	0
	Можливості немає	-1
Строк окупності витрат	2 роки і менше	+3
	3-4 роки	+2
	5 років	0
	6-7 років	-1
	8 років і більше	-2

Таблиця 1.2 – Можливі результати оцінки теми НДР

Сума індексів	Оцінка теми
Позитивна(+)	Розробка є досить перспективною
Задовільна(0)	Розробка перспективна
Негативна(-)	Розробка не перспективна

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки експертами зведемо в таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	експерт		
	Обертюх Р.Р.	Поліщук Л.К.	Савуляк В.І.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	1
2	2	3	4
3	2	2	3
4	2	1	2
5	3	2	2
6	2	1	2
7	3	2	3
8	2	3	2
9	3	2	3
10	2	3	3
11	3	2	3
12	2	3	2
Сума балів	28	26	27
Середньоарифметична сума балів СБ	27		

За даними таблиці 1.3 зробимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу розробки. При цьому доцільно користуватися рекомендаціями, наведеними в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі	Рівень комерційного потенціалу розробки
0 - 10	Низький
11 - 20	Нижче середнього
21 - 30	Середній
31 - 40	Вище середнього
41 - 48	Високий

Згідно проведених досліджень рівень комерційного потенціалу розробки становить 27,0 балів, що, згідно таблиці 1.4, свідчить про комерційну важливість проведення даних досліджень (рівень комерційного потенціалу розробки середній).

1.2 Аналіз економічної доцільності розробки нового виробу

Визначення величини собівартості одиниці продукції

Собівартість одиниці нової розробки може бути розрахована методом питомої ваги. Цей метод застосовується тоді, коли є можливість розрахувати одну з прямих витрат і установити питому вагу даної статті в собівартості аналога. Собівартість розробки розраховується за формулою [2]:

$$S = \frac{B_n \cdot K_n \cdot 100\%}{П\%} \text{ грн}, \quad (1.1)$$

де B_n – величина певної статті прямих витрат для нової розробки, грн.;

$П$ – питома вага цієї статті витрат у собівартості аналога, %;

K_n – коефіцієнт, який ураховує конструктивні технологічні особливості розробки, приймаємо $K_n = 1,1$.

Отже S буде становити:

$$S_2 = \frac{8745,79 \cdot 1,1 \cdot 100\%}{68\%} = 14147,6 \text{ грн},$$

Розрахунок величини капітальних вкладень споживача

Капітальні вкладення споживача можна приблизно спрогнозувати за формулою [2]

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot Ц \text{ грн}, \quad (1.2)$$

де B – коефіцієнт, який враховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження розробки, тощо, приймаємо для аналога $B_1 = 1,4$, для пропонованої установки $B_2 = 1,1$;

A – коефіцієнт, який враховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, приймаємо для пропонованої установки $A_2 = 1,5$;

C – ціна реалізації, грн.

Тоді для аналога

$$K_1 = B_1 \cdot C_1 = 1,4 \cdot 25000 = 35000 \text{ грн.}$$

Для пропонованої установки

$$K_2 = B_2 \cdot A_2 \cdot S_2 = 1,1 \cdot 1,5 \cdot 14147,6 = 23343,55 \text{ грн.}$$

Розрахунок експлуатаційних витрат споживача

Експлуатаційні витрати можна приблизно спрогнозувати за формулою [3]:

$$E = k \cdot C + V_{en} \quad (1.3)$$

де k – коефіцієнт, який враховує витрати на амортизацію, обслуговування, ремонти тощо, $k = 0,15 \dots 0,56$;

V_{en} – приблизні річні витрати на спожиту конструкцією електроенергію, паливо тощо, грн.

Тоді експлуатаційні витрати аналогу складуть:

$$E_1 = 0,3 \cdot 25000 + 7216 = 14716 \text{ грн.}$$

а експлуатаційні витрати нової розробки складуть:

$$E_2 = 0,2 \cdot 1,5 \cdot 14147 + 4811 = 9055 \text{ грн.}$$

Визначення рівня якості нової розробки

Механізм обґрунтування економічної доцільності нової розробки передбачає попереднє визначення для нової розробки (2) так званого узагальненого коефіцієнта якості B_2 . Для аналога узагальнений коефіцієнт приймається $B_1=1$.

$$B_2 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \beta_i, \quad (1.4)$$

де: n – число найважливіших технічних показників, які впливають на якість продукції;

α_i – коефіцієнт, який ураховує питому вагу (значимість) i -го технічного показника (визначається експертним шляхом). При цьому має виконуватись умова:

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1, \quad (1.5)$$

де, β_i – відносне значення i -го (одного із основних) показника якості нової розробки.

Відносні значення β_i розраховуються за нижче наведеними формулами:

а) Для показників, зростання яких говорить про підвищення в лінійній залежності якості розробки:

$$\beta_i = \frac{I_2}{I_1}, \quad (1.6)$$

де: I_2 та I_1 – чисельні значення конкретного i -го показника якості відповідно для нової розробки (2) та для аналога (1).

б) Для показників, зростання яких говорить про зниження в лінійній залежності якості розробки (наприклад: збільшення маси, зростання споживаної потужності тощо):

$$\beta_i = \frac{I_1}{I_2}. \quad (1.7)$$

Визначимо значення (β_i) відносно значення і-го показника якості:

$$\beta_1 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{1950}{1540} = 1,2; \quad \beta_2 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{10}{8} = 1,2; \quad \beta_3 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{2}{1,5} = 1,3;$$

$$\beta_4 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{150}{100} = 1,5; \quad \beta_5 = \frac{I_1}{I_2} = \frac{6,3}{7,4} = 0,85.$$

Тоді узагальнений коефіцієнт якості для нової розробки буде мати значення:

$$B_2 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \beta_i = 0,4 \cdot \beta_1 + 0,1 \cdot \beta_2 + 0,2 \cdot \beta_3 + 0,2 \cdot \beta_4 + 0,1 \cdot \beta_5 =$$

$$= 1,2 \cdot 0,4 + 1,2 \cdot 0,1 + 1,3 \cdot 0,2 + 1,5 \cdot 0,2 + 0,85 \cdot 0,1 = 1,24.$$

Визначення абсолютного економічного ефекту

Спочатку розрахуємо питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати [3].

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

- для аналога:

$$\frac{K_1}{B_1} = \frac{35000,00}{1,0} = 35000,00 \text{ грн.} \quad (1.8)$$

- для нового варіанта:

$$\frac{K_2}{B_2} = \frac{23343,00}{1,24} = 18825,00 \text{ грн.}$$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

- для аналога:

$$\frac{E_1}{B_1} = \frac{14716,00}{1,0} = 14716,00 \text{ грн.} \quad (1.9)$$

- для нового варіанта:

$$\frac{E_2}{B_2} = \frac{9055,00}{1,24} = 7302,00 \text{ грн.}$$

Отримані розрахунки відповідають випадку: абсолютна економія як на питомих капітальних вкладеннях, так і на питомих експлуатаційних витратах:

$$\frac{K_1}{B_1} > \frac{K_2}{B_2}; \quad (1.10)$$

$$\frac{E_1}{B_1} > \frac{E_2}{B_2}. \quad (1.11)$$

Абсолютна економія на питомих капітальних вкладеннях:

$$K_{ek} = \frac{K_1}{B_1} - \frac{K_2}{B_2} = 35000,00 - 18825,00 = 16174,00 \text{ грн.} \quad (1.12)$$

Абсолютна економія на питомих експлуатаційних витратах:

$$E_{ek} = \frac{E_1}{B_1} - \frac{E_2}{B_2} = 14716,00 - 7302,00 = 7414,00 \text{ грн.} \quad (1.13)$$

Аналіз конкурентоспроможності нової розробки

Проаналізувавши будову та функціональне призначення гідроімпульсного пристрою для віброточіння можна зробити висновок, що даний пристрій буде мати досить високі показники якості, а саме, він буде досить надійним у виробництві адже в його будові невелика кількість деталей, а також всі деталі пристрою мають рівномірне навантаження, тому це не призведе до перенавантаження конкретних деталей, що дозволить забезпечити максимальне запобігання виходу із ладу пристрою. За ремонтоздатністю пристрій не поступається виробу-аналогу адже має досить просту будову, а також у пристрою всі деталі які забезпечують збирання та розбирання є досить простими і не потребують спеціальної оснастки, що є досить важливо.

Загальні технічні та економічні характеристики пристрою заносимо до таблиці 1.6

Визначимо групові параметричні індекси конкурентоспроможності:

Груповий показник конкурентоспроможності за нормативними параметрами враховуючи, що всі показники знаходяться в межах стандартів [3]:

$$I_{III} = \prod_i^n q_i \quad (1.14)$$

Тоді:

$$I_{III} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.0 ;$$

Таблиця 1.6 – Загальні технічні та економічні характеристики пристрою

Параметри <i>технічні</i>	Одиниця виміру	Базовий виріб (аналог)	Новий виріб (розробка)	Індекс зміни значення	Коефіцієнт вагомості
Сила різання	Н	1540	1950	1,2	0,4
Максимальний	МПа	8	10	1,2	0,1
Амплітуда	м	0...1,5·10 ⁻³	0...2·10 ⁻³	1,3	0,2
Частота	Гц	0...100	0...150	1,5	0,2
Маса	кг	6,3	7,4	0,85	0,1
<i>економічні</i>					
Капітальні	грн	35000	23343	0,8	0,3
Експлуатаційн	грн	14716	9055	0,84	0,3
Повне ТО	грн	450	500	1,11	0,2
Силова ланка	грн	10000	9000	0,9	0,2

Значення групового параметричного індексу за технічними параметрами визначається з урахуванням вагомості (частки) кожного параметра [3]:

$$I_{TIII} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i \quad (1.15)$$

де α_i – вагомість і-го параметричного індексу, $\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1$.

Тоді,

$$I_{ТП} = 1,2 \cdot 0,4 + 1,2 \cdot 0,1 + 1,3 \cdot 0,2 + 1,5 \cdot 0,2 + 0,85 \cdot 0,1 = 1,24$$

Якщо $I_{ТП} > 1$ - рівень конкурентоспроможності розробки за технічними показниками вищий за виріб – аналог;

Отже, даний виріб за технічними показниками вищий за виріб – аналог.

Груповий параметричний індекс за економічними параметрами (за ціною споживання) розраховується за формулою [3]:

$$I_{ЕП} = \sum_{i=1}^m q_i \cdot \beta_i, \quad (1.16)$$

де, β_i – вагомість і-го параметричного індексу, $\sum_{i=1}^m \beta_i = 1$.

Тоді,

$$I_{ЕП} = 0,8 \cdot 0,3 + 0,84 \cdot 0,3 + 1,11 \cdot 0,2 + 0,9 \cdot 0,2 = 0,89$$

Розрахунок інтегрального показника конкурентоспроможності

На основі групових параметричних індексів за нормативними, технічними та економічними показниками розраховують інтегральний показник конкурентоспроможності за формулою [3]:

$$K_{ИИТ} = I_{ИП} \cdot \frac{I_{ТП}}{I_{ЕП}}, \quad (1.17)$$

$$K_{ИИТ} = 1,0 \cdot \frac{1,24}{0,89} = 1,39$$

Висновки: при $K_{ИИТ} > 1$ – за конкурентоспроможністю перевищує зразок.

Отже даний виріб можна запроваджувати у виробництво.

1.3 Висновки

Проаналізувавши технічні та економічні показники можна дійти до висновку, що даний виріб майже за усіма технічними показниками кращий ніж виріб аналог. Визначивши величини капітальних вкладень та експлуатаційні витрати можна побачити що у виробі-аналозі ці показники кращі, але врахувавши абсолютний економічний ефект ми бачимо що новий виріб в цілому кращий і заслуговує впровадження його у виробництво.

ВНТУ
Галузеве машинобудування

2 АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО ОСЬОВОГО ТОЧІННЯ ТА ЇХ ПРИВОДІВ

2.1 Теоретичний огляд існуючих пристроїв для осьового вібраційного точіння

Переважає напрямлення коливань різальних кромки інструмента повинні співпадати з напрямком різання. Прості геометричні міркування показують, що під час коливань вершини різця під кутом в напрямку його руху (напрямку різання) буде погіршуватись точність обробки [4 – 8]. Коливання, що не співпадають з основним напрямком сили різання, можливі в двох напрямках: в осьовому (в напрямку подачі) і по нормальній (радіальній) складовій сили різання.

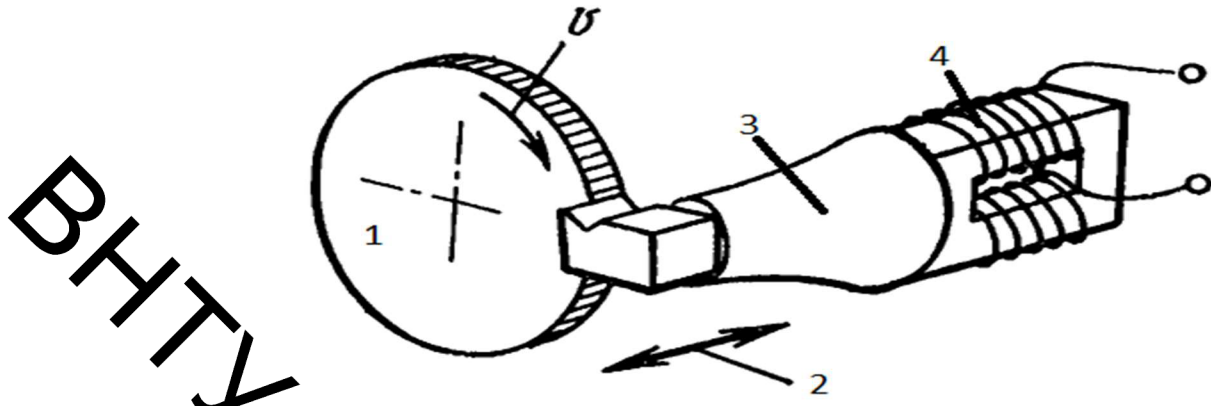
Далі аналізується механізм різання при накладанні коливань в напрямку подачі (осьовому). Вібрації різця забезпечуються повздовжньою вібросистемою, що складається з вібратора, концентратора і різця. До вібратора, що забезпечує повздовжні коливання, закріплений концентратор повздовжніх коливань, на кінці якого встановлений різець. Різець може бути закріплений за допомогою зварювання, на різі, або на конусі. Під час вібраційного різання така система встановлюється на супорт токарного станка на рис. 1.1 показано напрям вібрації різальної кромки інструмента під час різання. Система, що забезпечує вібрації різця в осьовому напрямку, з частотою 20 кГц , представлена на рисунку 2.2.

Механізм різання представлених систем: переваги і недоліки.

Перша перевага. Загострення ріжучої кромки різця.

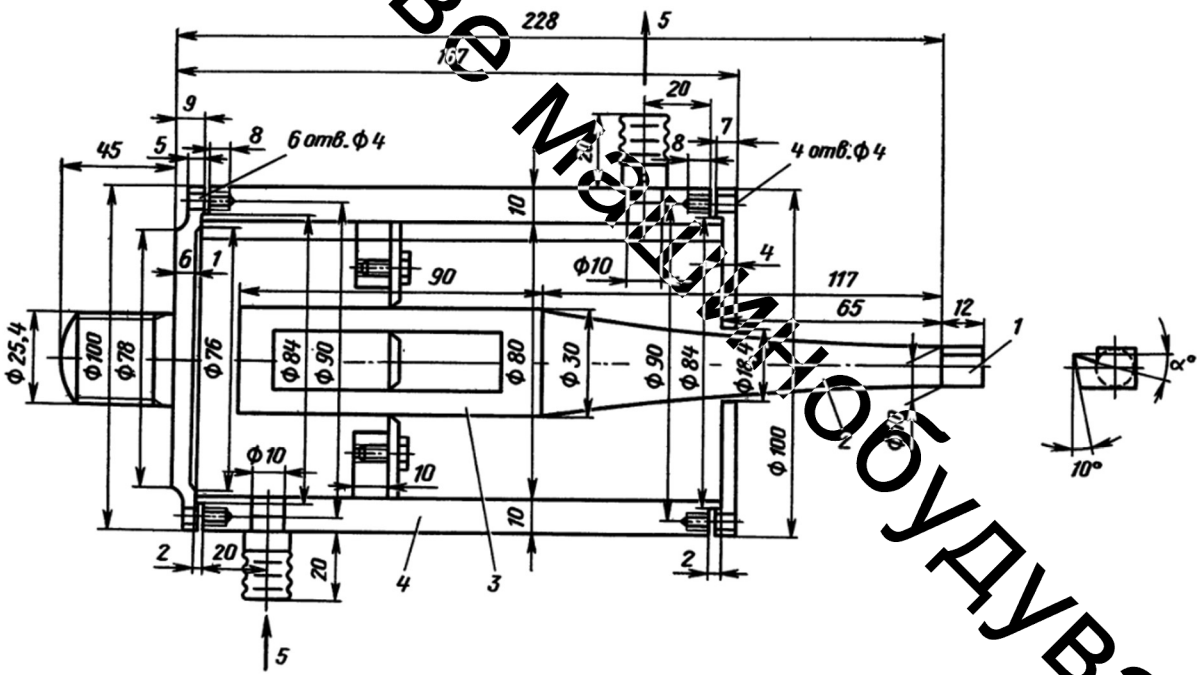
На рисунку 1.3, *a* показано рухи, які здійснює різальна кромка при різанні. Довжина різання для половини циклу:

$$BC = v / 2f; \quad (2.1)$$



1 – оброблювана деталь; 2 – напрям коливань; 3 – концентратор; 4 – генератор вібрації.

Рисунок 2.1 – Точіння з вібрацією в напрямку подачі (осьовому напрямку)



1 – різець; 2 – концентратор, збільшуючий амплітуду коливань; 3 – вібратор;
4 – корпус, наповнений водою; 5 – підвід і відвід води

Рисунок 2.2 – Коливальна система, що забезпечує повздовжнє коливання різця з частотою 20 кГц.

Напрямок руху різальної кромки різця описується кутом:

$$\operatorname{tg}\theta = v / 4a; \quad (2.2)$$

Кут i визначаємо за формулою:

$$i = \pi / 2 - \operatorname{arctg}(v / 4a); \quad (2.3)$$

В загальному випадку, можна врахувати $\eta_c \approx i$. Отримаємо:

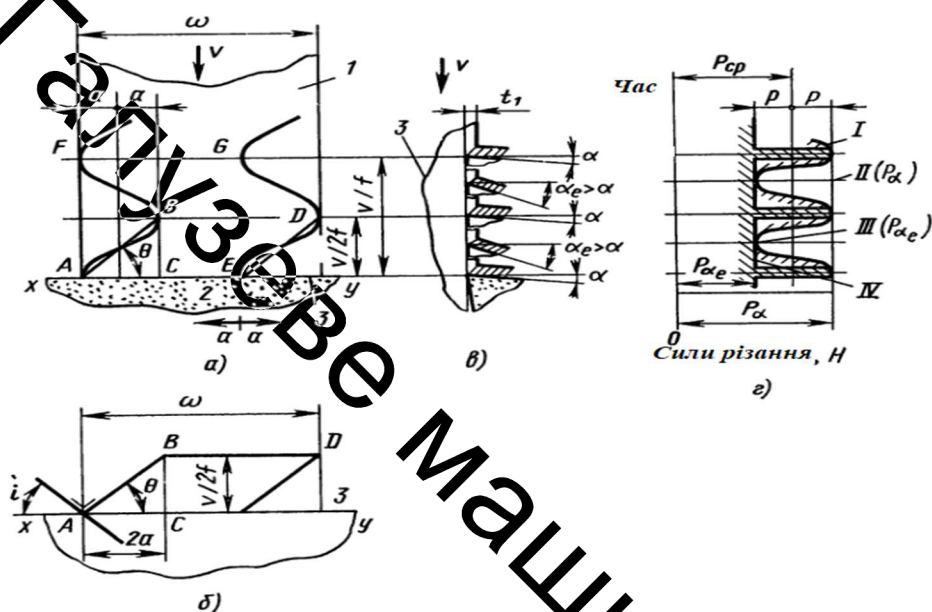
$$\sin \alpha_e = \sin^2 i + \cos^2 i + \sin \alpha^*; \quad (2.4)$$

В розглянутому випадку, вимірюваний по нормалі до різальної кромки передній кут дорівнює α під впливом кута i , який утворився через вібрацію інструмента, даний кут збільшиться до α_e – ефективного переднього кута. Із формул (2.2), (2.4) можливо встановити, що зі зменшенням швидкості різання v і зростанням продуктивності амплітуди a на частоту f ефективний передній кут α_e – збільшується. Таким чином, різець з малим переднім кутом («тупим»), як би перетворюється під впливом вібрації в різець з великим кутом (більш «гострим»). В цьому і полягає ефект загострення різальної кромки різця.

З рисунку 2.3, є можливість встановити наступну особливість розглянутого механізму різання. Використовуючи один різець з переднім кутом α , можливо забезпечити різання з неперервною зміною переднього кута з α до α_e . Зміна переднього кута може бути доволі значуща. Проведені дослідження показують, що при $\alpha = 20^\circ$; $f = 20,3 \text{ кГц}$; $a = 16,5 \text{ мкм}$ і $t = 0,03 \text{ мм}$ в діапазоні регулювань швидкостей $v = 6 \dots 200 \text{ м/хв}$ кут α_e змінюється від 85° до 21° .

Результати відповідних розрахунків показані на рисунок 2.4, б. Потрібно звернути увагу на те, що при швидкості різання приблизно 200 м/хв

ефективний передній кут дорівнює геометричному ($\alpha_e = \alpha$). На рисунк 2.4 а показані результати вимірювання товщини стружки t_2 внаслідок використання традиційного різання: $\alpha = 30^\circ; 40^\circ; 52^\circ; 63^\circ$. По розглянутим кривим на графіку, є можливість побудувати теоретичну залежність для різання з вібрацією в осьовому напрямку, яка поєднує швидкість різання і товщину стружки. Така залежність: $t_2 = \varphi(v)$ для умов $f = 20,3 \text{ мкм}$; $a = 16,5 \text{ мм}$; $\alpha = 20^\circ$; $v = 10 \dots 85 \text{ м/хв}$ показана на рисунк 2.4 в.



1 – оброблювана деталь; 2 – різець; 3 – різальна кромка різця; I – фактична сила різання, що виникає внаслідок синусоїдальних коливань; II і III – опір різанню при кутах α_e і α ; IV – сила різання під час пилковидних коливань.

Рисунок 2.3 – Механізм руху різальної кромки

Отримані результати [3] свідчать про те, що теоретична крива добре поєднується з експериментальними даними – розбіжність в товщині стружки t_2 не перевищує 5 – 8 мкм.

На основі проведених експериментів є можливість встановити, що під час постійних значеннях параметрів f і a зі збільшенням швидкості різання зігзагоподібними рухами ріжучої кромки інструмента поступово переходить

в прямолінійний рух, і ефект загострення різальної кромки поступово зникає. В кінцевому результаті умови різання стають такими ж, як і під час звичайного різання з початковим (геометричним) кутом α .

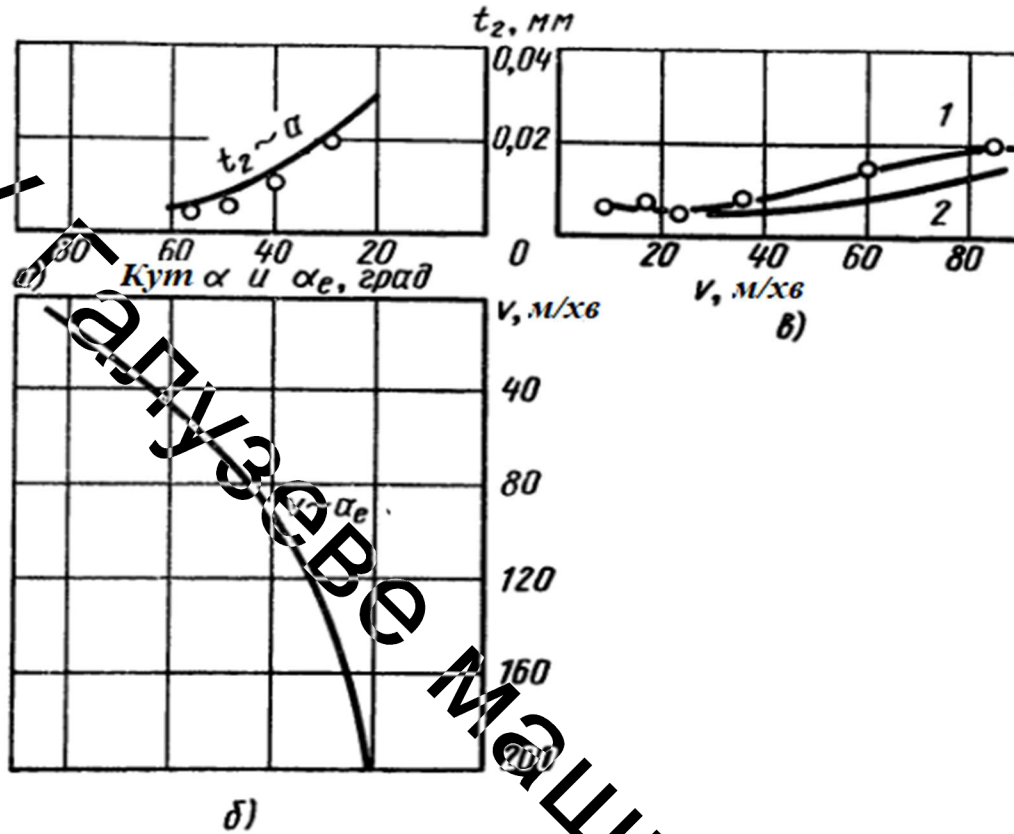


Рисунок 2.4 – Взаємозв'язок між швидкістю різання v , ефективним переднім кутом α_e і товщиною стружки t_2 (оброблюваний матеріал – алюміній, передній кут $\alpha = 20^\circ$, частота коливань $f = 20,3 \text{ кГц}$, амплітуда $a = 16,5 \text{ мкм}$):
 1 – експеримент; 2 – теоретичний розрахунок

Друга перевага. Зміна сили різання по синусоїдальному закону.

Повернемося до розглянутого рис. 2.3 а. В цьому випадку прийнято, що різець здійснює пилковидні коливання. За основу приймаємо силу різання P_{ae} , яка розвивається при куті α_e . В точках А, В, F сила різання P_a , що відповідає передньому куту α , перетворюється в імпульси миттєвої дії. Оскільки в дійсні ріжучий інструмент здійснює синусоїдальні коливання, його передній кут

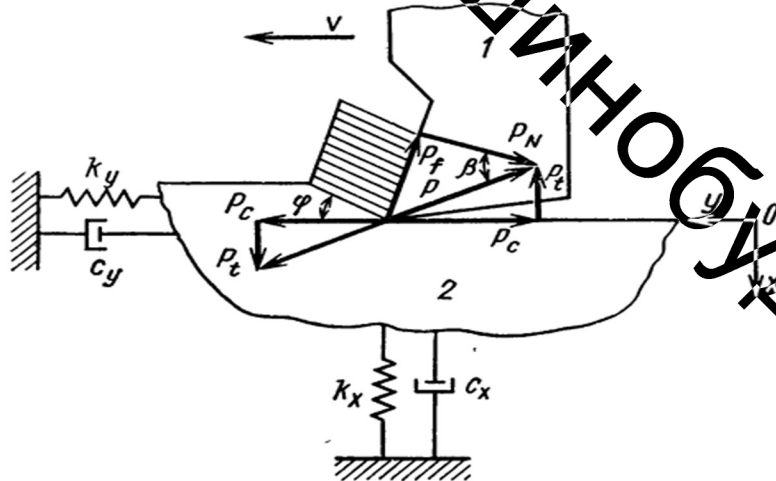
також змінюється по синусоїдальному закону. Цілком природно, що в такому випадку сила різання буде також змінюватись по синусоїді згідно формули:

$$P = P_{cp} + p \sin \omega t; \quad (2.5)$$

$$\omega = 2\pi f; \quad (2.6)$$

Під час різання з вібрацією в осьовому напрямку виникають умови, за яких сила різання може змінюватись по синусоїдальному закону згідно вищевказаних формул. Особливості впливу вібрації полягають в тому, що навіть з низькими швидкостями різання є можливість отримати зміну сили різання по тому ж закону, що і з ідеальним високошвидкісним різанням.

Необхідно скористатись рисунком 2.5, доповнивши коливальну систему інструмент – оброблювана деталь і розглянути модель різання. Потрібно враховувати, що розглянутий спосіб є ідеальним з точки зору, що він дозволяє при використанні коливальної системи оброблюваної деталі, що має низьку власну колову частоту ω_{ns} отримати високу колову частоту ω зміну сили різання по регулярному синусоїдальному закону.



1 – різець; 2 – оброблювана деталь.

Рисунок 2.5 – Модель різання з коливальною системою

Третя перевага. Зменшення середнього опору сили різання.

На рисунку 2.3, z сили P_{ae} і P_a являють собою сили опору різанню, відповідають вихідному передньому куту α і ефективному передньому куту α_e , який більший кута α ; при цьому $P_{ae} < P_a$.

Середнє значення опору сили різання можливо визначити за наступною формулою:

$$P_{cp} = 0.5(P_{ae} + P_a); \quad (2.7)$$

В загальному випадку враховуємо, що ω_n значно менше ω . Тому середній опір силі різання діє на через різцетримач на супорт і передається рівномірно на станок. Під час традиційного різання опір сили різання P_a є майже постійною величиною. Під впливом параметрів v , a і f опір сили різання P_{ae} виходить значно меншим за P_a . Таким чином, є можливість знизити і середній опір сили різання P_{cp} . Завдяки ефекту загострення ріжучої кромки різця і синусоїдальній дії на коливальну систему, можливо зменшити середній опір сили різання.

Недолік: низький період стійкості ріжучого інструмента.

В розглянутому випадку одна й та ж сама частина (вершина) різця дотикається до оброблюваної деталі. При цьому в результаті інтенсивного тертя, з частотою 20 кГц дуже швидко збільшується температура різця. Внаслідок збільшення температури, механічна міцність різальної кромки зменшується. Також потрібно врахувати, що у вібраційному різанні, напрям рівнодіючої опору сили різання періодично змінюється. В таких умовах під час обробки матеріалів з великим опором силі різання (наприклад, вуглецевих сталей) на самому початку різання виникає викришування матеріалу різальної частини різця, що в кінцевому результаті робить процес різання неможливим. Це являється недоліком такого методу обробки матеріалів.

2.2 Аналіз існуючих вібраційних приводів для пристроїв для вібраційного точіння

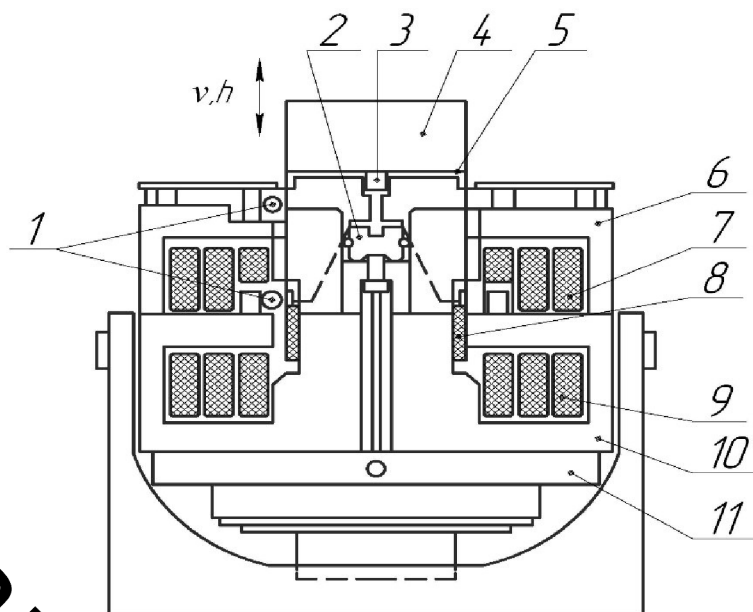
Пристрої для віброрізання можуть мати різні типи приводів, серед яких найбільш розповсюдженні такі:

- електромагнітний вібраційний привод;
- електрогідравлічний привод;
- гідромеханічний привод;
- механічний привод;
- електрострикційний або магніострикційний приводи.

Останні типи приводів (електрострикційний та магніострикційний) призначені для пристроїв віброрізання, що працюють в ультразвуковому діапазоні частот вібрації (20 – 50 кГц), а інші приводи можуть створювати вібрації частотою 20...200 Гц та амплітудою до 2 мм [7].

Вібраційний привод електромагнітного типу зі зворотно-поступальним рухом виконавчої ланки зображено на рисунку 2.6. Виконавчою ланкою в цьому приводі може бути вібростіл або інструмент, що можуть коливатись в діапазоні частот вібрації 5 – 4000 Гц [7, 9]. Пристрій має значні габарити – 800×760×1022 мм і споживає електричну потужність 2,5 кВА , що практично виключає можливість його використання для приводу пристроїв віброрізання, зокрема віброточіння.

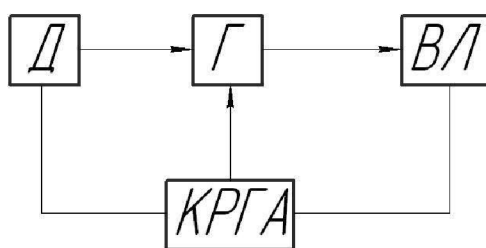
Електрогідравлічні вібраційні приводи, як правило, будуються за такою узагальненою схемою (рис. 2.7): джерело енергії – гідронасос, що приводиться в дію від електродвигуна або іншого двигуна обертальної дії, виконавча ланка – це або гідроциліндр, або гідромотор, генератор коливань тиску чи витрати робочої рідини – зазвичай, клапан чи золотник з електромагнітним сервоприводом, наприклад, типу сопло – заслонка та комплекс контрольно-регулюючої гідроапаратури та допоміжної гідроарматури.



1 – направляючі ролики; 2 – пневмопружина; 3 – давач прискорення; 4 – інструмент; 5 – вібростілець; 6 – верхній сердечник; 7 і 9 – верхня і нижня обмотки збудження; 8 – привідна обмотка; 10 – нижній сердечник; 11 – нагнітач.

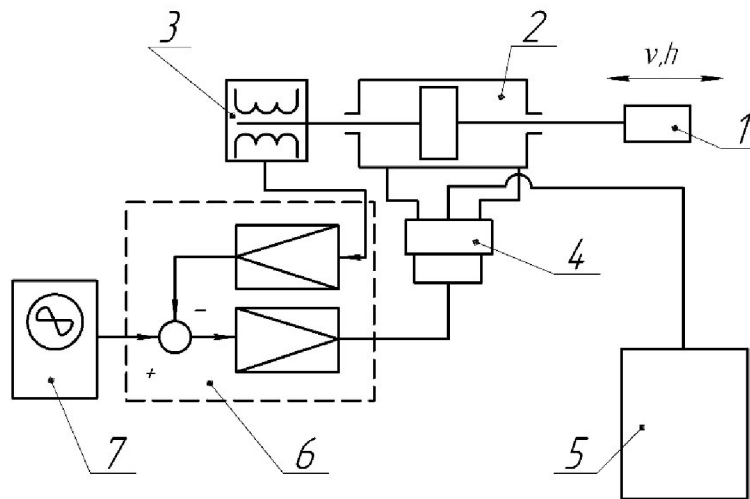
Рисунок 2.6 – Електромагнітний вібраційний привод.

Структурна схема електрогідравлічного вібропривода зворотно-поступального руху зображена на рисунку 2.8. У вібраційний рух за допомогою цього пристрою приводиться стіл фрезерного верстата [7].



Д – джерело енергії; *Г* – генератор коливань тиску чи витрати робочої рідини; *ВЛ* – виконавча ланка привода; *КРГА* – комплекс контрольно-регулюючої гідроапаратури.

Рисунок 2.7 – Структурна схема гідравлічного вібраційного привода:



1 – інструмент; 2 – силовий циліндр; 3 – давач положення; 4 – керуючий клапан; 5 – гідроблок; 6 – сервопідсилювач; 7 – генератор коливань.

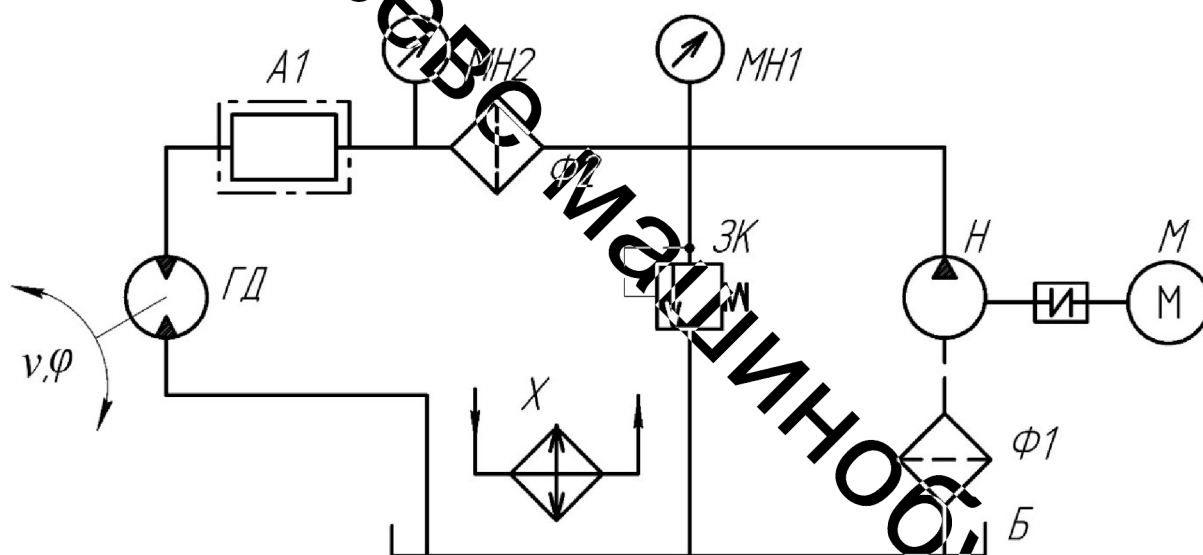
Рисунок 2.8 – Електрогідрравлічний привод, що забезпечує прямолінійний рух.

Принципова гідравлічна схема електрогідрравлічного вібропривода оберտального руху наведена на рисунку 2.9 [10]. Вібропривод містить кроковий імпульсний гідродвигун $ГД$, який приводиться в дію від гідронасоса $Н$. Зміною витрати (або тиску) робочої рідини, якою живиться гідродвигун $ГД$, керує електромагнітний пристрій $А1$ – генератор командних імпульсів і, таким чином, вал гідродвигуна приводиться у вібраційний коливальний рух. Від перевантаження система гідропривода вібратора захищена запобіжним клапаном $ЗК$, а потрібне очищення робочої рідини досягається за допомогою фільтрів – вхідного $\Phi 1$ та напірного $\Phi 2$. Ступінь забруднення напірного фільтра $\Phi 2$ контролюється за різницею показань манометрів $МН1$ і $МН2$, а охолодження рідини здійснюється за допомогою холодильника $Х$.

Загальний недолік електрогідрравлічних віброприводів, що обмежує їх використання в пристроях віброрізання – це складність гідравлічної та електронної схем керування виконавчою ланкою – гідродвигуном

поступального (гідроциліндр) чи обертального (гідромотор) руху та значні габарити цієї ланки.

В пристроях віброрізання знайшли застосування так звані гідромеханічні віброприводи, які побудовані за такою схемою – виконавчий гідродвигун, як правило двоштоковий гідроциліндр робочі порожнини якого поперемінно з'єднуються з напірною і зливною порожнинами, зазвичай, золотником. Золотник зворотно-поступального або обертального переміщення приводиться в дію механічно від кулачкових чи кривошипно-шатунних механізмів. Для збільшення частоти подвійних ходів золотника можуть використовуватись різні типи механічних передач, найчастіше це пасові передачі [4]



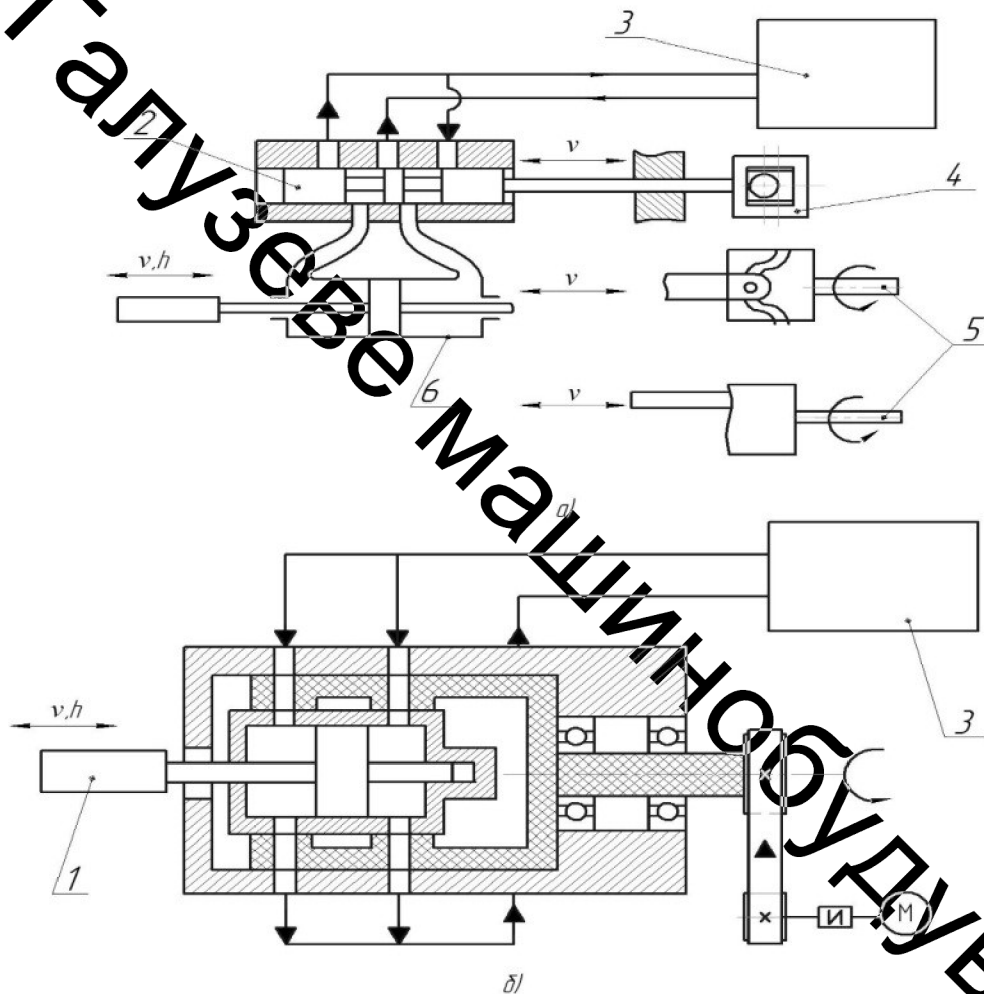
МН1, МН2 – манометри; *Φ1, Φ2* – фільтри; *Б* – гідробак; *ЗК* – запобіжний клапан; *Н* – гідронасос; *М* – електродвигун; *Х* – холодильник; *А1* – генератор коливальних тиску робочої рідини (за оригіналом – генератор командних імпульсів); *ГД* – імпульсний гідро двигун.

Рисунок 2.9 – Електрогідролічний вібропривод обертального руху.

Принципові схеми гідромеханічних вібраційних приводів зображені на рисунку 2.10:

- а) із золотником, що здійснює зворотно-поступальний рух;
- б) із золотником, що обертається.

Такі приводи, як правило, мають фіксовану частоту вібрацій, що визначається частотою подвійних ходів золотника. У розроблених зразках приводів ця частота не перевищує 100 Гц [7]. Амплітуда вібрацій в гідромеханічних приводах визначається тиском робочої рідини, який задається контрольно-розподільною апаратурою системи гідроприводу вібратора та, зазвичай, не перевищує 0,2...0,3 МПа [4].



- 1 – інструмент; 2 – золотник; 3 – гідроблок; 4 – кривошипний механізм;
5 – кулачкові механізми; 6 – гідроциліндр; М – електродвигун.

Рисунок 2.10 – Гідромеханічні вібраційні приводи із золотником, що здійснює зворотно-поступальний рух (а) та обертається (б).

Деякі відомі пристрої для вібраційного різання оснащуються чисто механічними приводами, які перед іншими типами віброприводів мають очевидні переваги – простота конструкції та експлуатації, надійність, відносна дешевизна та достатньо високий *ККД*. Найчастіше механічний вібропривод виконують на основі шарнірно-важільних або кулачкових механізмів, що перетворюють обертальний рух ведучої ланки у коливальний зворотно-поступальний чи зворотно-обертальний рух веденої ланки, зв'язаної з різальним інструментом.

Механічні вібратори проектують з підводом енергії від зовнішнього джерела та з використанням частини енергії головного приводу верстата.

У механічних приводах вібраторів без додаткового підводу енергії виконавча ланка приводиться у вібраційний рух за допомогою, певним чином організованих, кінематичних ланцюгів, що ускладнює кінематичну схему та конструкцію верстата. Аналіз кінематики вібраційного різання показав [], що у випадку осьових і радіальних вібрацій подрібнення стружки з мінімальною амплітудою досягається за певного співвідношення між кутовою швидкістю деталі ω_d та круговою частотою коливань ω_i інструмента:

$$\omega_i / \omega_d = k + 0,5 \quad (2.8)$$

де k — будь-яке ціле число.

Установлено, що співвідношення (1.8) відносно просто реалізується у вібраторах без підводу енергії шляхом підбирання передаточних відношень в кінематичному ланцюгові від оброблювальної деталі до виконавчої ланки вібратора таким чином, щоб у випадку змінення швидкості деталі, співвідношення (2.8) зберігалось, чим забезпечується подрібнення стружки з потрібною мінімальною амплітудою. У вібраторах з підводом енергії від зовнішнього джерела співвідношення (2.8) забезпечити в повній мірі не вдається.

За видом кінематичних ланцюгів механічні вібратори діляться на два типи – з геометричними та динамічними в'язями [7, 11].

У вібраторах з геометричними в'язями кінематичний ланцюг, що сполучає джерело вібрацій та інструмент, забезпечує його коливання за певним законом, який визначається схемою та розмірами ланцюга. Недолік такого типу вібраторів – незалежність вібрацій інструмента від діючого навантаження, що знижує стійкість інструмента та приводить до його викривлення.

В технічній літературі описано багато конструкцій механічних вібраторів придатних для реалізації пристроїв для віброрізання. Складальне креслення одного з таких пристроїв для віброточіння, з підведенням енергії від зовнішнього джерела, наведено на рисунку 2.11. Вібраційний рух різцю в такому пристрої надається за допомогою оригінального кривошипно-шатунного механізму. Робоча частота пристрою 100 Гц.

Автоколивальні механічні вібратори прості по конструкції, проте стійко працюють лише на верстатах і матеріалах, тільки тоді коли в системі верстат – інструмент – деталь можливий режим автоколивань. Під час обробки в'язких матеріалів на верстатах з підвищеною жорсткістю вузлів і змінним по довжині заготовки припуском режим автоколивань не виникає, а відбувається затухання процесу переривання різання.

Перспективним для віброрізання є застосування інерціально-імпульсних механізмів (ІІМ) в якості генератора коливань. Одною з найбільших переваг такого типу привода, є те що енергія передається у вигляді імпульсів від періодичного руху обертаючої незрівноваженої планки. Частоти коливань, що генеруються ІІМ, знаходяться в діапазоні від нуля до 100-150 Гц, що є характерним для низькочастотних вібраторів і широко застосовуються для низькочастотного віброрізання. Експериментальними дослідженнями пристроїв для віброрізання, побудованих на основі ІІМ, показали високу ефективність ІІМ завдяки імпульсному характеру роботи пристроїв.

В технічній літературі описано багато конструкцій механічних вібраторів придатних для реалізації пристроїв для віброрізання, однак механічний привод порівняно з іншими приводами має невисоку надійність, мала довговічність, вузький діапазон регулювання параметрів вібронавантаження, і порівняно малу питому потужність.

Для реалізації віброрізання в ультразвуковому діапазоні частот вібрації (10...30 кГц) використовують віброприводи з магнітострикційними або електрострикційними вібраторами 3 (див. рисунок 2.12), в яких синусоїдальні електричні коливання, що поступають від ультразвукового генератора 4, перетворюються в механічні коливання інструмента 1 з амплітудою в декілька мікрометрів. За допомогою концентратора 2 амплітуда цих коливань може бути збільшена до 15 мкм та більше.

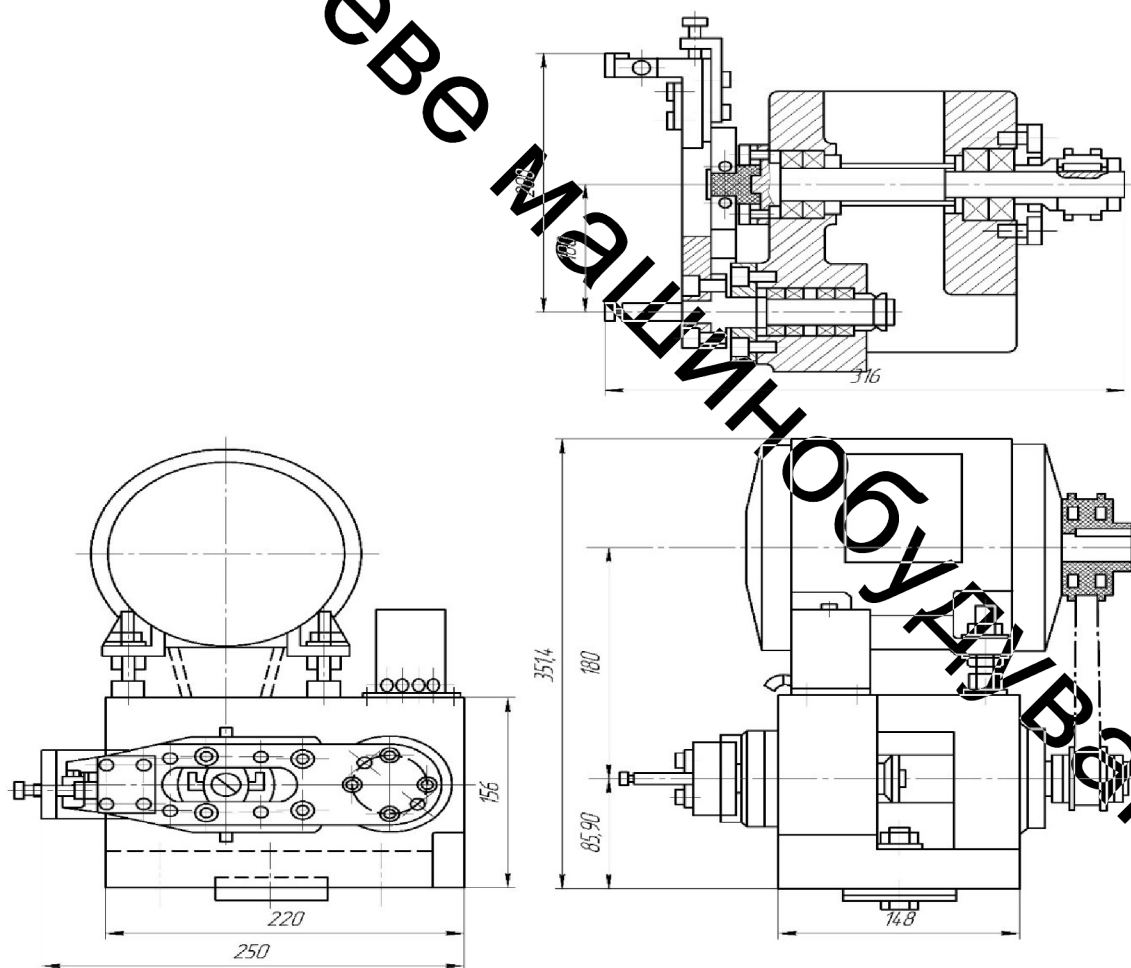
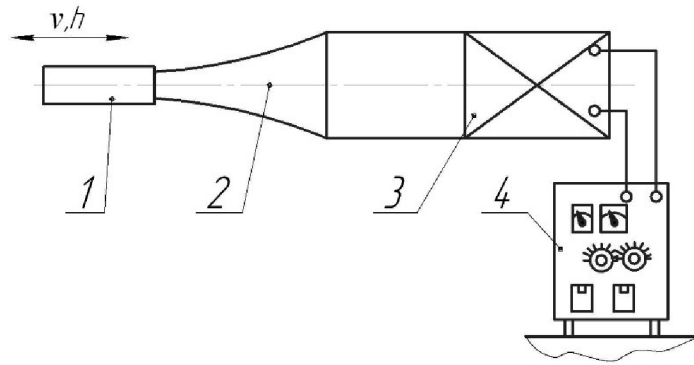


Рисунок 2.11 – Пристрій для вібраційного точіння з частотою 100 Гц.



1 – інструмент; 2 – концентратор; 3 – електрострикційний або магніострикційний вібратор; 4 – генератор ультразвукових коливань.

Рисунок 2.12 – Вібропривод з магніострикційними або електрострикційними вібраторами.

Конструктивна схема гідромеханічного вібропривода супорта токарного верстата за умовним позначенням авторів цього пристрою *ВГ-2* зображено на рис. 1.13. Гідравлічний виконавчий механізм (*ГВМ*) складається з корпусу 1 в якому розміщено плунжер 2 виконавчого гідроциліндра з утвореними комунікаційними каналами „а” та „в”. З плунжером 2 жорстко зв'язаний корпус 3 керуючого золотника 4 – генератора синусоїдальних коливань тиску в гідросистемі живлення вібратора. Виконавча ланка 5 передачі вібраційного руху на різець токарного верстата (умовно не показаний) також жорстко зв'язана з плунжером 2. В коливальний рух золотник приводиться через кривошипно-шатунний механізм 6 від гідромотора 7, частота ω_r обертання вала якого регулюється зміною подачі енергоносія живлення гідромотора 7 за допомогою дроселя 8, наприклад щілинного поворотного типу. Живлення *ГВМ* та гідромотора 7 здійснюється, зазвичай, від різних гідросистем з робочим тиском енергоносія, відповідно p і Q та p_r і Q_r . Жорстке з'єднання

корпуса 3 золотника 4 з плунжером 2 забезпечує зворотний зв'язок між переміщеннями виконавчої ланки 5 і золотника 4.

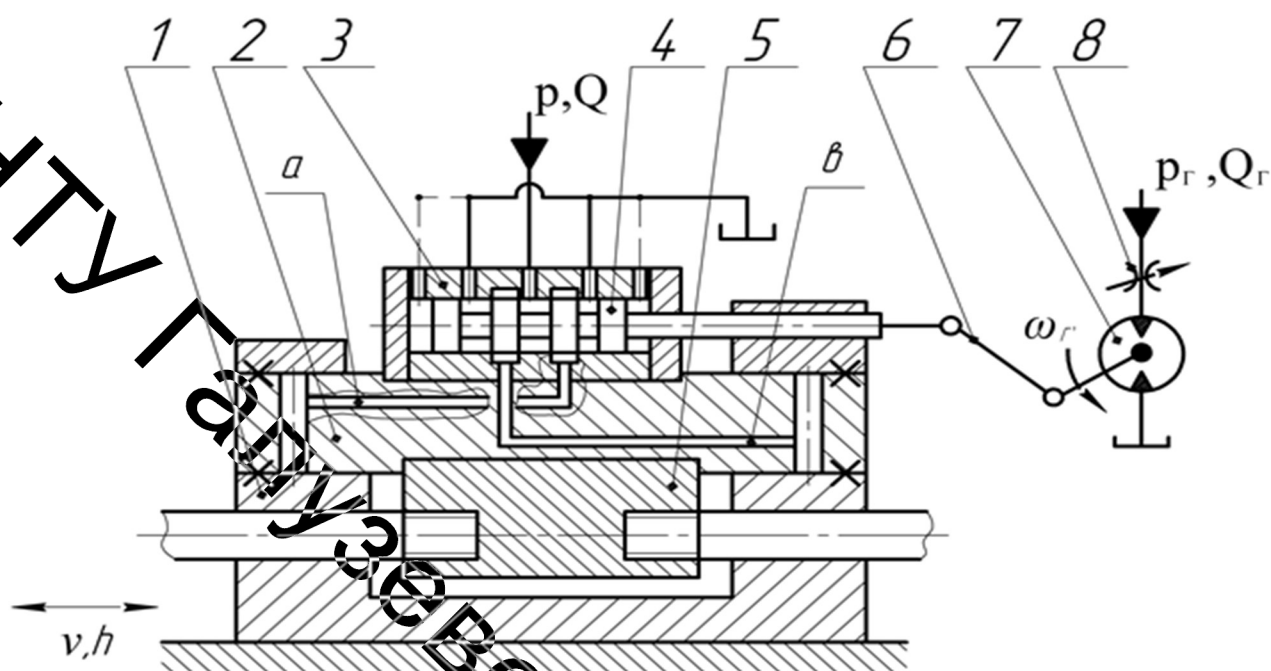


Рисунок 2.13 – Конструктивна схема привода вібросупорта *ВГ-2*

Теоретично золотник 4 у початковому положенні має нульові перекриття вікон, а на практиці, з метою мінімізації втрат енергоносія, золотник 4 виконують з маленькими додатними перекриттями. Регулювання амплітуди вібрацій здійснюється шляхом зміни ходу золотника 4 за рахунок зміни довжини кривошипа кривошипно-шатунного механізму 6, виконаного у вигляді регульованого ексцентрика.

Сучасне машинобудування виділяє як найбільш перспективні гідравлічні вібратори пульсуючого типу, яким притаманні такі переваги [11]:

- довговічність, оскільки однією з ланок вібратора є гідравлічна ланка(стовп робочої рідини), наявність якої виключає такі вузли як підшипники тощо, які в умовах вібраційного навантаження мають малий термін служби;

- велика вібротягова сила за малих габаритних розмірів та висока питома потужність;

– відносна простота регулювання в широкому діапазоні частоти та амплітуди вібрацій.

Вібратори пульсуючого типу, що описані в технічній літературі мають такі основні недоліки:

– залежність амплітудо-частотної характеристики вібратора від зміни навантаження;

– повільне переміщення виконавчого органа (дрейф) внаслідок одностороннього навантаження і асиметрії поршня;

– високочастотні вібрації і шуми у вібраторах з обертальними золотниками, що генеруються гідравлічними ударами в момент перекриття робочих вікон золотника.

Вище вказані недоліки усунені, певною мірою, в гідроімпульсному приводі, який апробований в промисловості та підтвердив свою перспективність в застосуванні в різних галузях машинобудування. Пристрої для віброрізання побудовані на основі гідроімпульсного привода, крім відомих переваг гідравлічного привода, мають ще такі переваги:

– швидкодійність виконавчої ланки;

– практична відсутність залежності амплітудо-частотної характеристики вібратора від зміни навантаження;

– високий *ККД* та надійність;

– компактність;

– імпульсний або віброударний характер навантаження різального інструмента;

– відносна простота конструкцій;

– менша енергоспоживання порівняно з чисто гідравлічним приводом.

Також варто відмітити, що застосування гідравлічного привода, для віброрізання є зручним для використання на гідрофікованих верстатах, гідравлічну станцію яких можна використати, практично не змінюючи її гідравлічну схему та конструкцію, для живлення пристроїв для віброрізання.

2.3 Висновки з теоретичного огляду та постановка задач проектування

1. Аналіз відомих теоретичних та експериментальних досліджень віброрізання показав, що цей процес механічної обробки матеріалів різанням має широкий спектр застосування в різноманітних видах механічної обробки, а саме – віброточіння.

2. Виконано аналіз найбільш розповсюджених типів приводів пристроїв для віброрізання та область їх застосування.

3. Кінематичні схеми та конструкції на основі чисто механічних вібраторів достатньо прості. Проте необхідність використання двигуна приводить до збільшення габаритних розмірів і внаслідок цього ускладнює обслуговування верстата: неминуча установка вібратора в безпосередній близькості від зони різання утрудняє огляд і доступ.

4. Установлено, що в практиці механічної обробки матеріалів різанням найбільш розповсюджено, так зване, низькочастотне віброрізання з частотою вібрацій різального інструмента до 200 Гц та амплітудою до 2 мм.

5. Установлено, що низькочастотне віброточіння забезпечує надійне подрібнення стружки під час обробки будь-якого матеріалу на різних режимах за рахунок миттєвого припинення процесу різання, зокрема низькочастотне віброточіння є ефективним методом подрібнення зливної стружки, що виникає під час обробки в'язких і тугоплавких матеріалів (нержавіючих, високолегованих і швидкоріжучих сталей)

6. Доведено, що найбільш ефективним віброприводом для пристроїв віброточіння, що працюють в низькочастотному діапазоні – є гідравлічний, який дозволяє широкому діапазоні регулювати режими вібронавантаження різця.

Метою роботи є розробка нової конструкції гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску, зменшення маси і габаритів завдяки

використання гідроімпульсного приводу.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі задачі:

– обґрунтувати технічні та технологічні вимоги до гідроімпульсних приводів пристроїв для вібраційного точіння, з вбудованим генератором імпульсів тиску (ГІТ);

– розробити конструкцію малогабаритного гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ;

– розробити та проаналізувати динамічну і математичну моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ;

– з метою установлення ступеня адекватності математичної моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ його реальній системі та всебічного дослідження цієї моделі, розроблено принципову схему дослідного стенда, вибрано давачі для реєстрації зміни тиску енергоносія та переміщень рухомих ланок і схеми їх установки на дослідному зразку пристрою, а також сформульовані основні положення методики експериментальних досліджень приводу пристрою.

3 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ОСЬОВОГО ВІБРАЦІЙНОГО ТОЧІННЯ З ВБУДОВАНИМ ОДНОКАСКАДНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ

Оброблення різанням суттєво змінює експлуатаційні властивості оброблювальних деталей внаслідок формування поверхонь певної якості: шорсткість поверхні та змінна фізико-механічних характеристик матеріалу поверхневого шару. Тому оброблення різанням доцільно також розглядати, як процес, що в певній мірі визначає ерозійну і корозійну стійкість поверхні деталі, їх зносостійкість, втомну міцність і ряд інших показників [12].

Розробка нових способів оброблення різанням та створення відповідного обладнання та удосконалення існуючого є актуальною науковою та інженерною задачами.

Одним із прогресивних методів підвищення якості поверхні є осьове повздожнє вібраційне точіння, яке забезпечує кращу оброблюваність важкооброблюваних матеріалів та якість поверхні. На рисунок 3.1 представлено гідроімпульсний вібраційний пристрій для осьового віброточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску (ГІТ) [13], який має вигляд гідроциліндра і складається зі корпусу квадратного перерізу 1 з ніжкою кріплення 2 його в стандартизованому різцетримачі верстата та порожниною підводу енергоносія, розміщено золотник прорізна пружина (ЗПП) 3, що є запірним елементом однокаскадного ГІТ з параметричним принципом генерування імпульсів тиску, в торець золотникової частини якого встановлено циліндричний шток 4, на зворотному торці якого встановлено різцетримач 5 із кріпильними гвинтами 6.

Для забезпечення необхідного напрямлення різцетримача в конструкції пристрою передбачено циліндричні напрямні 7, що нерухомо встановлені в

різцетримач одним кінцем, а іншим поздовжньо переміщуються у підшипниках ковзання 8, що встановлені нерухомо в корпусі 1.

Зусилля та частота спрацювання ГІТ регулюється навантаженням пружинної частини ЗПП регулюванням гвинта 9, що встановлений в задній кришці 10, яка кріпиться до корпусу 1 гвинтами 10. Для забезпечення фіксування налаштувань, гвинт 9 знерухомлюється контргайкою 11. Для підводу і відводу енергії на корпусі пристрою встановлено прохідники 12 та 13 відповідно. Для того, щоб прорізна пружина 3 не вдарялась в корпус 1, передбачено тарілчасту пружину 14.

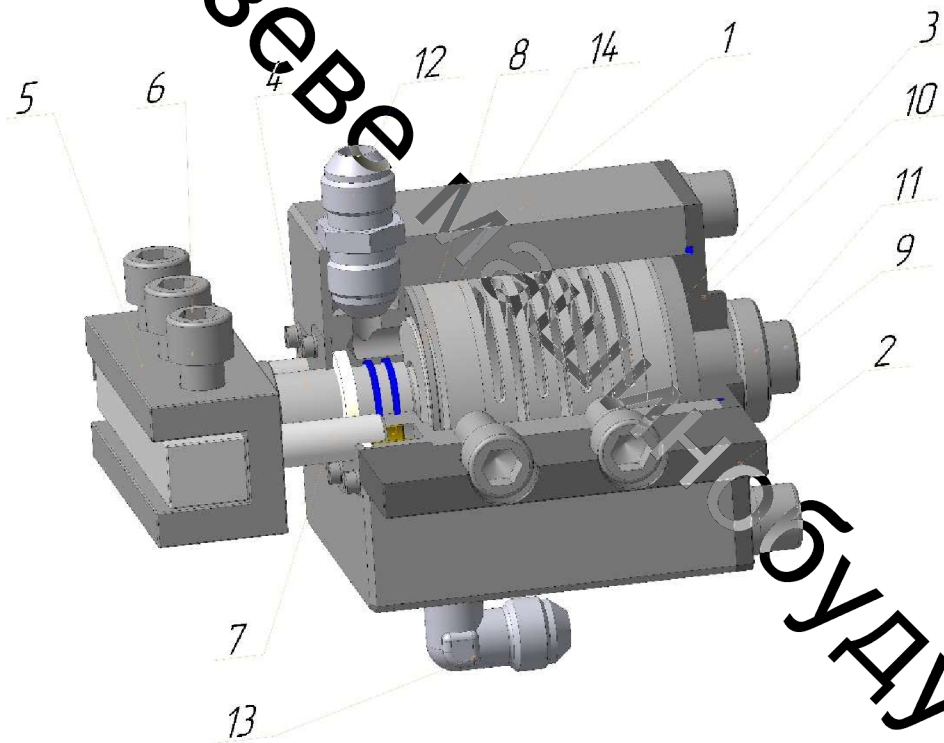


Рисунок 3.1 – Пристрій для осьового віброточіння з збудованим генератором імпульсів тиску (ГІТ)

Запропонована нова конструкція гідроімпульсного пристрою для осьового віброточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску параметричного тиску.

Розроблена конструкція гідроімпульсного пристрою має очевидний ряд переваг:

- простота реалізації віброударного режиму навантаження різця;
- можливість використання пристрою без демонтажу різцетримача;
- компактність пристрою;
- відсутність ланок, що мають невисоку надійність і термін служби в умовах вібраційного навантаження (підшипники кочення, кривошипно шатунні механізми, механізми ексцентрикової дії тощо);
- наявність динамічної в'язі (забезпечує явище «авторегулювання»);
- розширені технічні можливості (широкий діапазон вібронавантаження, висока мобільність, підвищення стійкості різального інструмента)
- покращений доступ та огляд зони різання.

4 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО ТОЧІННЯ З ВБУДОВАНИМ ОДНОКАСКАДНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ

Метою теоретичних досліджень є розробка на основі структурно-розрахункової схеми гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим ГІТ параметричного типу, динамічної (фізичної) та математичної моделей пристрою і обґрунтування на основі їх аналізу та дослідження методики розрахунку і проектування гідроімпульсного пристрою для осьового віброточіння зі вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску золотникового типу.

4.1 Динаміка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску

Пристрої для віброрізання з гідроімпульсним приводом, зокрема для віброточіння, що працюють в діапазоні частот вібрації до 200 Гц, на нашу думку, вигідно відрізняються від аналогічних пристроїв з іншими типами віброприводів малими габаритами, що дозволяє монтувати ці пристрої безпосередньо в різцетримачі, наприклад універсального токарного верстата, та широким діапазоном регулювання параметрів вібронавантаження різця, що значно полегшує підбір оптимальних режимів різання для будь-якого заданого технологічного процесу обробки деталі.

Гідроімпульсні пристрої для віброточіння можуть будуватись за різними схемами, які в загальному випадку можна розділити на два класи [монографія]:

- пристрої з винесеним генератором імпульсів тиску (ГІТ);
- пристрої із вбудованим у виконавчу ланку ГІТ.

З точки зору мінімізації габаритів пристрою перевагу мають пристрої другого класу, особливо для технологічних процесів віброточіння деталей відносно невеликих габаритів. Задача отримання мінімальних габаритів пристрою для віброточіння обумовлюється в першу чергу рівнем сил різання, які потрібно забезпечити за заданих швидкості, подачі та глибини різання. Рівень сил різання є основним фактором для вибору та конструювання силових ланок пристрою, які з метою мінімізації його габаритів доцільно сумістити з пружними елементами як ГПТ, так і виконавчої ланки – різця.

Запропонована конструкція малогабаритного гідроімпульсного пристрою для осьового віброточіння з вбудованим ГПТ параметричного типу, в якій силова ланка пристрою поєднана з розподільним елементом ГПТ, а пружними елементами є тарілчасті та прорізні пружини, які за малих габаритів мають високу жорсткість.

З метою розробки коректної наукової методики розрахунку та проектування запропонованого пристрою доцільно теоретично та експериментально дослідити його динаміку, розробивши динамічну та математичну моделі пристрою. Створення динамічної моделі гідроімпульсного пристрою для віброточіння із вбудованим ГПТ параметричного типу слід почати з розгляду його структурно-розрахункової схеми (рисунок 4.1).

Основними ланками пристрою є золотник-прорізна пружина масою m_1 , золотникова частина якого є запірно-розподільним елементом однокаскадного ГПТ параметричного типу, а також виконує роль силового елемента (гідродвигуна — гідроциліндра) пристрою. Пружинна частина золотника-прорізної пружини має жорсткість k_1 і направляє в розточці корпусу пристрою (умовно не показаний). Сила рідинного тертя під час переміщення золотника-прорізної пружини в розточці корпусу характеризується коефіцієнтом c_1 в'язкого опору.

Тиск “відкриття” ГПТ обумовлюється площею поперечного перерізу $f_1 = \pi d_1^2 / 4 \approx 0,785 d_1^2$ меншого ступеня діаметром d_1 золотникової частини

золотника-прорізної пружини та рівнем попередньої деформації y_{01} його пружинної частини, яка регулюється гвинтовим простим механізмом.

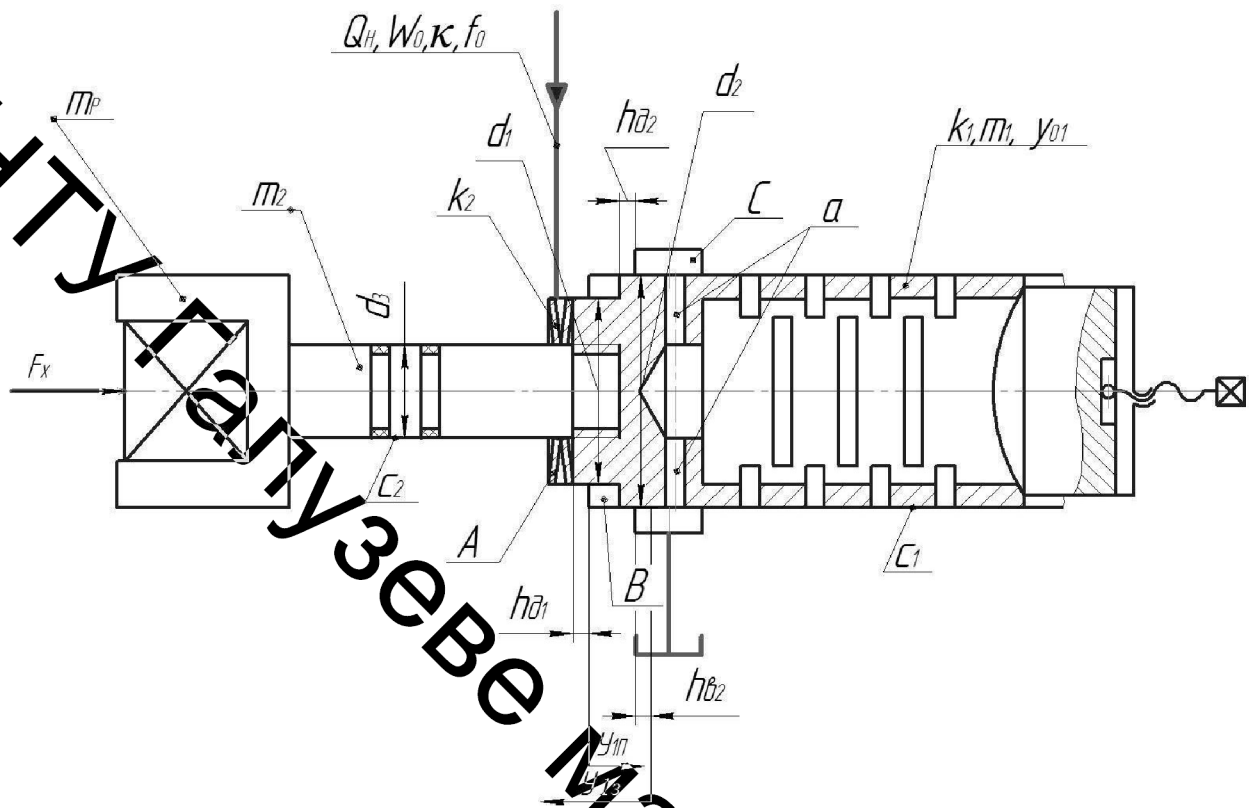


Рисунок – 4.1 Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного пристрою для осового вібраційного точіння з вбудованим ГІТ параметричного типу

Робоча рідина (енергоносій) в кількості Q_H (подача гідронасоса приводу) підводиться в напірну порожнину A пристрою, яка відділяється від проміжної порожнини B додатним перекриттям h_{a1} , утвореним спряженням меншого ступеня золотникової частини золотника-прорізної пружини з розточкою корпуса пристрою. Проміжна порожнина B від зливної C відділяється додатним перекриттям h_{a2} , утвореним спряженням більшого ступеня діаметром d_2 золотникової частини золотника-прорізної пружини з розточкою корпуса пристрою. Площі f_1 та $f_2 = \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785 d_2^2$ поперечного перерізу ступенів золотникової частини золотника-прорізної пружини є геометричними елементами параметричного ГІТ, які обумо-

включають процес генерування імпульсів тиску енергоносія в гідросистемі приводу пристрою. Напірна та зливна гідролінії приводу пристрою організовуються у вигляді гнучких рукавів високого тиску, які, відповідно, з'єднуються з гідронасосом і гідробаком гідросистеми (гідростанції) приводу пристрою.

В торець золотникової частини золотника-прорізної пружини вгвинчено циліндричний 4 штовхача масою m_2 та діаметром d_3 , розміщеним у розточці корпусу та ущільненим за допомогою гумових кілець круглого перерізу.

Штовхач іншим торцем жорстко з'єднаний з державкою в якій встановлено за допомогою кріпильних гвинтів різець 5. Кутіві зміщення різця під час оброблення виключаються завдяки розташуванням в конструкції циліндричних напрямних 7. Між внутрішнім торцем розточки та торцем золотникової частини ЗПП утворено зазор h_3 , який формується від товщини тарілчастої демпферної пружини та величини попередньої деформації ТП: $h_3 = h_{\text{ТОВЩ}}^{\text{ТП}} - y_{01}$.

Жорсткість ТП залежить від величини зусилля попередньої деформації ЗПП:

$$k_1 \cdot y_{01} \leq k_2 \cdot y_{02} \quad (4.1)$$

Умова (3.1) дозволяє зберегти постійне значення додатних перекриттів h_{o1} і h_{o2} . Амплітудою коливань різця є сума ходу другого додатного та від'ємного перекриттів:

$$a_p \leq h_{o2} + h_{e2} + 0,5 \text{ мм} \quad (4.2)$$

Грунтуючись на результатах досліджень впливу амплітуди вібрацій на стійкість різця та подрібнення стружки [14, 15] величина зазору h_p призначається такою, щоб виконувалась умова

Жорсткість k_2 прорізної пружини золотника-прорізної пружини та $y_{02\max}$ визначають максимально можливий тиск “відкриття” ГІТ [14, 7]

$$p_{1\max} \geq k_1 y_{01\max} / f_1. \quad (4.3)$$

Попередні розрахункові дослідження впливу зміни параметрів прорізної пружини (ширини та товщини кілець, кількості прорізів, механічних властивостей матеріалу тощо, див. [16 - 18]) на її жорсткість та силову характеристику дозволили установити оптимальний діапазон зміни $y_{02\max}$ з урахуванням мінімально допустимих за умовами герметизації додатних перекриттів $h_{\partial 1}$ і $h_{\partial 2}$. Цей діапазон лежить в межах 1,0...1,5 мм, що дозволяє призначити зазор $h_p = 1,5...2,0$ мм.

За даними теоретичних та експериментальних досліджень під час віброрізання на частотах вібрацій до 200 Гц потрібна стійкість інструмента забезпечується, якщо амплітуда вібрацій не перевищує 1,0...2,0 мм [7]. Такі параметри досягаються в гідроімпульсному приводі за достатньої жорсткості його гідросистеми, яка реалізується за малих об'ємів напірних гідроліній і порожнини W_0 . В роботах [7, 19– 22] для таких систем використовують “пружно-зосереджену” модель енергоносія, нехтуючи масою рідини в напірному об'ємі, а гідравлічна ланка приводу представляється тілом Кельвіна-Фойта [18, 19] у вигляді в'язко-пружної моделі, складеної з паралельно з'єднаних безінерційних пружного k_{0r} та дисипативного c_{0r} елементів. В процесі роботи гідроімпульсного приводу гідравлічна ланка деформується з певною швидкістю та взаємодіє з іншими ланками (масами) приводу через передаточні відношення i_{oj} (тут $j = 1, 2, 3, \dots, n$ – порядковий номер ланки приводу).

Як показано в роботах [7, 19] жорсткість k_{0r} безінерційного пружного елемента можна визначити відносно усереднених площ поперечного перерізу

напірної f_0 та зливної $f_{0зл}$ порожнин, які розраховуються за простими залежностями [7, 19]:

$$f_0 = \sum_{i=1}^n (l_i f_i) / \sum_{i=1}^n l_i; \quad (4.4)$$

$$f_{0зл} = \sum_{i=1}^n (l_{ізл} f_{ізл}) / \sum_{i=1}^n l_{ізл}, \quad (4.5)$$

де $l_i, f_i, l_{ізл}, f_{ізл}$ – відповідно, довжина та площа перерізу i -го гідроканалу (гідролінії) напірної та зливної порожнини гідросистеми привода. В процесі роботи гідроімпульсного привода жорсткості k_{0r} та $k_{0зл}$ змінюються, оскільки сумарні об'єми напірної W_Σ та зливної $W_{\Sigmaзл}$ порожнин є змінними, але змінні частини цих об'ємів малі порівняно з постійними, тому, з метою спрощення математичних викладок під час розробки математичних моделей привода, змінними частинами об'ємів W_Σ та $W_{\Sigmaзл}$ можна знехтувати. Це припущення дозволяє вважати жорсткості $k_{0r} = k_0 = const$ та $k_{0зл} = const$. Крім того, зазвичай, для жорстких гідросистем гідроімпульсного привода $W_0 \ll W_{0зл}$ (тут W_0 і $W_{0зл}$ – відповідно початкові об'єми напірної та зливної порожнин гідросистеми привода). Оскільки за відомою залежністю [20] жорсткість безінерційного пружного елемента

$$k_0 = f_0^2 \kappa W_0^{-1} \quad (4.6)$$

(тут κ – зведений модуль пружності гідросистеми привода за припущенням $\kappa = const$) визначається відносно W_0 , то, враховуючи сказане, $k_0 \gg k_{0зл}$, що дозволяє не розглядати вплив на динаміку привода гідроланки зливної порожнини та зливних гідроліній. Таке припущення ідентичне традиційним

підходам до моделювання гідравлічних систем, де впливом тиску енергоносія в зливних гідролініях нехтують, вважаючи його рівним нулю.

В роботах [7, 19 - 22] також показано, що за припущення $W_0 = const$ і $k_0 = const$, жорсткість гідравлічної ланки привода можна приводити до будь-якої площі поперечного перерізу елементів ГІТ, гідродвигуна тощо за формулою

$$k_{oj} = i_{oj} \cdot k_0, \quad (4.7)$$

де $i_{oj} = f_j^2 \cdot f_0^{-2}$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки до відповідної ланки ГІТ, гідродвигуна тощо, $j = 1, 2, 3, \dots, n$ – порядковий номер ланки елементів привода.

Сила F_{f_0} в'язкого опору безінерційного дисипативного елемента c_0 в запропонованій моделі [19] гідравлічної ланки знаходиться за законом Ньютона

$$F_{f_0} = c_0 \cdot \bar{\dot{x}}_{or}, \approx c_0 \cdot \dot{x}_{or} \quad (4.8)$$

де $\dot{x}_{or} = dx_{or} / dt$ – швидкість деформації гідравлічної ланки (тіла Кельвіна-Фохта) ($\bar{\dot{x}}_{or}$ – середня швидкість деформації гідравлічної ланки); $c_0 = \mu \pi d_0 / 4 \approx \mu 0,785 d_0$ – коефіцієнт в'язкого опору деформуванню гідравлічної ланки, μ – динамічна в'язкість енергоносія, $d_0 = \sqrt{(f_0 / \pi)}$. За $k_0 = const$, як показано в роботах [7, 19, 23 - 25], тиск енергоносія в напірній усередненій гідролінії зв'язаний з деформацією гідравлічної ланки простою залежністю

$$p_r = x_{or} \cdot k_0 \cdot f_0^{-1}. \quad (4.9)$$

Деформацію x_{or} можна також приводити до площі поперечного перерізу будь-якого елемента привода за формулою [19]

$$x_{fj} = x_{or} \cdot i_{0j}^{-0,5}. \quad (4.10)$$

У випадку зведення дисипативного елемента гідравлічної ланки до відповідних площ гідроімпульсного привода, дисипативну силу опору можна визначити за формулою [19], аналогічною (3.8) з урахуванням швидкості руху ланки приводу:

$$F_{ff} = i_{0j}^{-0,5} c_0 (\dot{x}_{ff} \mp \dot{y}_j), \quad (4.11)$$

де \dot{x}_{ff} , \dot{y}_j – відповідно, зведена до певної площі поперечного перерізу ланки приводу швидкість деформації гідравлічної ланки та швидкість ланки приводу.

Робочий цикл гідроімпульсного пристрою для осьового вібраційного точіння можна представити орієнтовною циклограмою (рис. 4.2), на якій зображено умовні криві зміни в часі (на кожному графіку кривої по осі абсцис нанесені відповідні відрізки часу) тиску p_r , (деформації x_{or} гідравлічної ланки) в напірній порожнині A (див. рис. 4.1) (крива 1), переміщення y_1 різця (крива 2) та переміщення y_2 золотника-прорізної пружини (крива 3). Експериментально встановлено [7, 19], що в гідроімпульсних приводах перший імпульс тиску відрізняється від наступних, тому кожна крива циклограми містить два імпульсу тиску та переміщень: перший і наступний.

Зважаючи на дуже малий об'єм камери B та малу довжину і об'єм від'ємного перекриття під час з'єднання камер A і B , на циклограмі відсутня крива зміни тиску в камері B (див. рис. 4.2), яка ідентична кривій 1. Дослідженнями ГІТ гідроімпульсних приводів встановлено [19], що в проміжних камерах типу B під час спрацювання запірних елементів тиск енергоносія зрівнюється з тиском в напірній порожнині практично за мільйонні частки секунди, тобто миттєво. Це дозволяє в рівняннях динаміки, що описують процеси роботи гідроімпульсних приводів, не враховувати зміну тиску енергоносія в таких малих порожнинах.

Згідно з циклограмою робочого процесу (див. рис. 4.2) цикл роботи гідроімпульсного пристрою для осьового вібраційного точіння можна розділити на такі умовні фази:

1) підвищення тиску енергоносія в напірній порожнині A від $p_r = 0$ до $p_r = p_1$ – тиску “відкриття” ГПТ, що відповідає деформації гідравлічної ланки, згідно з (4.9)

$$x_{o\max} = p_1 \cdot f_0 \cdot k_0^{-1}; \quad (4.12)$$

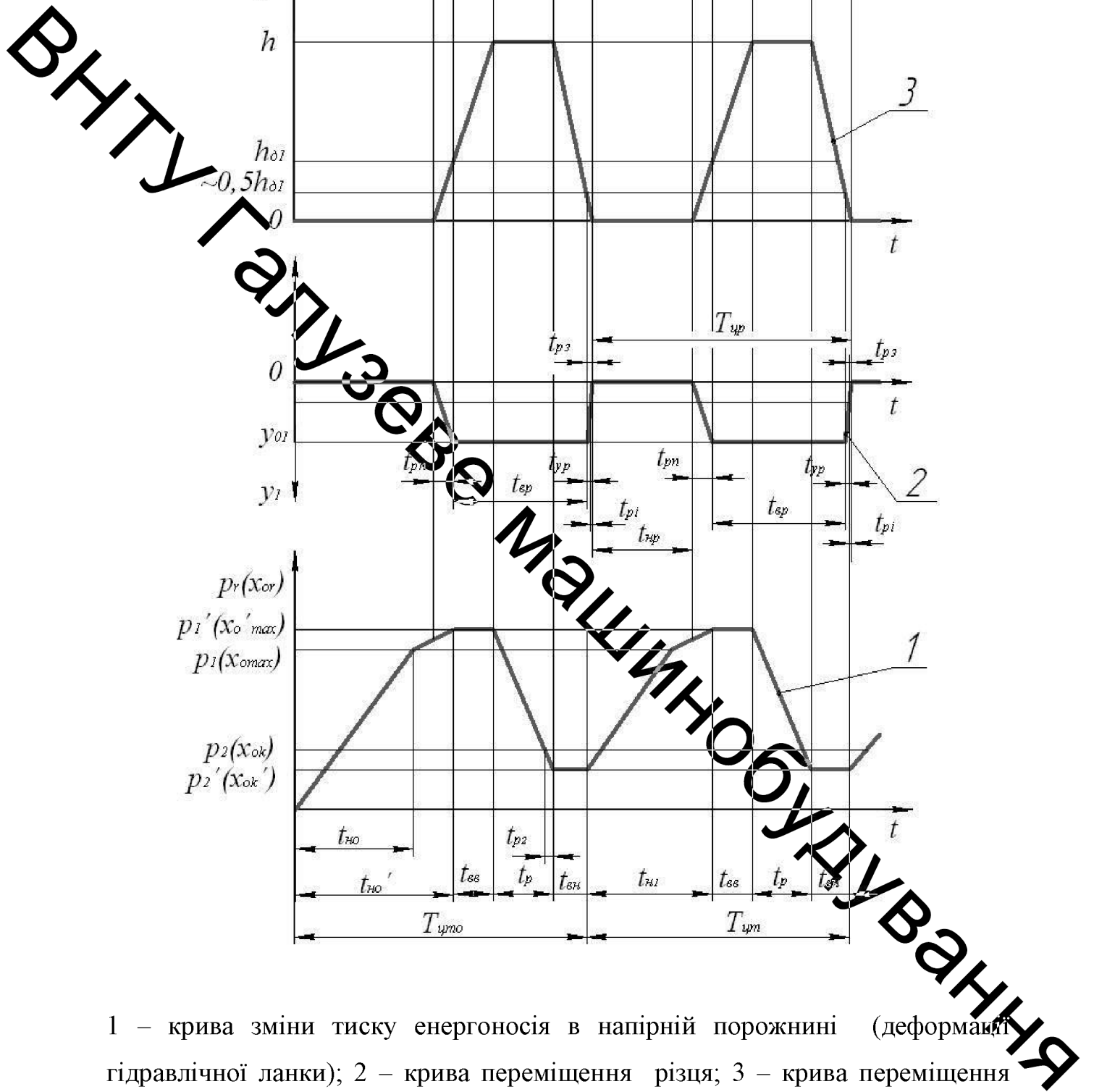
2) в момент незначного зростання в порожнині A тиску енергоносія від $p_r = p_1$ до $p_r = p'_1$, що відповідає зміні деформації гідравлічної ланки від $x_{o\max}$ до $x'_{o\max} = p'_1 \cdot f_0 \cdot k_0^{-1}$, рівновага золотника-прорізної пружини порушується і він переміщується на шляху $0 \leq y_2 \leq h_{o1}$ за час t_{o1} . В цей же момент під дією сили

$$\bar{F}_x + k_2 \cdot y_{o2} = k_1 \cdot y_{o1} (1 - f_3 / f_1), \quad (4.13)$$

(тут $f_3 = \pi d_3^2 / 4 \approx 0.785 d_3^2$ – площа поперечного перерізу штовхача; $k_2 \cdot y_{o2} (1 - f_3 / f_1) = k_1 \cdot y_{o1} - \bar{p}'_1 f_3$ з врахуванням (4.1) та (4.3); \bar{F}_x – середня величина сили різання; \bar{p}'_1 – середній тиск відкриття ГПТ) різець рухається на шляху $0 < y_1 \leq y_{o1}$ в тому ж напрямі, що й золотник-прорізна пружина, внаслідок цього відбувається переривання процесу різання;

3) з'єднання порожнини A та B в момент коли $y_1 \geq h_{o1}$ і відбувається зростання тиску енергоносія в порожнині B , згідно зроблених вище зауважень, до рівня \bar{p}'_1 , що відповідає деформації гідравлічної ланки $x'_{o\max}$.

Це спричиняє пришвидшений рух золотника-прорізної пружини на шляху $y_1 = h_{o2} - h_{o1}$ під дією сили:



1 – крива зміни тиску енергоносія в напірній порожнині (деформації гідравлічної ланки); 2 – крива переміщення різця; 3 – крива переміщення золотника-прорізної пружини

Рисунок 4.2 – Циклограма робочого циклу гідроімпульсного пристрою для осьового вібраційного точіння.

$$F_{p_2} \geq p_1' \cdot f_2 - \bar{F}_{np_1}, \quad (4.14)$$

де $\bar{F}_{np_1} = 0,5 [k_1(y_{01} + h_{\alpha_1}) + k_1(y_{01} + h_{\alpha_2} - h_{\alpha_1})] = k_1(y_{01} + 0,5h_{\alpha_2})$ – середня сила прорізної пружини золотника-прорізної пружини під час його руху на вказаному шляху;

4) переміщення золотника-прорізної пружини на шляху $h_{\alpha_2} \leq y_1 < h$ та з'єднання порожнин A і B зі зливною порожниною C (тут $h = h_{\alpha_2} + h_{\alpha_2}$ – хід золотника-прорізної пружини, а h_{α_2} його від'ємне перекриття);

5) переміщення золотника-прорізної пружини на шляху від'ємного перекриття h_{α_2} за тиску енергоносія $p_r = p_1' \approx const$ та початок зниження тиску енергоносія в порожнинах A і B до рівня тиску “закриття” ГІТ:

$$p_2 \leq k_1(y_{01} + h_{\alpha_2} + h_{\alpha_2}) / f_2 = p_1' f_1 / f_2 + k_1(h_{\alpha_2} + h_{\alpha_1}) / f_2, \quad (4.15)$$

де враховано, що $k_1 y_{01} \leq p_1' \cdot f_1$ (див. (4.1)). Тиск p_2 відповідає деформації гідравлічної ланки [9]

$$x_{0k} = p_2 \cdot f_0 k_0^{-1} = p_1 f_0 f_1 (f_2 \cdot k_0)^{-1} = x_{0\max} f_1 f_2^{-1} = x_{0\max} i_{21}^{0,5}, \quad (4.16)$$

де $i_{21} = f_1^2 \cdot f_2^{-2}$ – внутрішнє передаточне відношення між перерізами золотникової частини золотника-прорізної пружини;

б) зменшення тиску енергоносія в порожнинах A і B від p_2 до p_2' , що відповідає зменшенню деформації гідравлічної ланки від x_{0k} до x_{0k}' , і початок зворотного ходу золотника-прорізної пружини за утримання тиску енергоносія в порожнинах A і B на рівні p_2' (або деформації гідравлічної ланки на рівні x_{0k}'). За час t_p зменшення тиску енергоносія в порожнинах A

і B від p'_1 до p'_2 золотник-прорізна пружина протягом часу $t_{\text{взв}} = t_p$ утримується у відкритому положенні;

7) зворотне переміщення золотника-прорізної пружини на шляху $h > y_{23} \geq h_{\delta_1} + h_{\delta_2}$ під дією сили:

$$F_{23\text{в}} = \bar{F}_{np_1}' - p'_2 f_2, \quad (4.17)$$

де $\bar{F}_{np_1}' = 0,5[k_1(y_{01} + h_{\delta_2} + h_{\delta_2}) + k_1(y_{01} + h_{\delta_1})] = k_1[y_{01} + 0,5(h_{\delta_2} + h_{\delta_2} + h_{\delta_1})]$ – середня сила прорізної пружини золотника-прорізної пружини на цьому шляху його руху (індекс „з” при y_1 означає зворотний хід золотника-прорізної пружини);

8) зворотне переміщення золотника-прорізної пружини на шляху від'ємного перекриття h_{δ_2} і утримання різця у відтисненому пакетом тарілчастих пружин стані, що виключає його контакт з деталлю, що обробляється. За час цього переміщення тиск енергоносія в порожнинах A і B залишається на рівні p'_2 ;

9) зворотний рух золотника-прорізної пружини на шляху $h_{\delta_1} \leq y_{13} < h$ здійснюється під дією сили

$$F_{23\text{в}}' = \bar{F}_{np_1}'' - p'_2 f_1, \quad (4.18)$$

де $\bar{F}_{np_1}'' = 0,5[k_1(y_{01} + h_{\delta_2}) + k_1 y_{01}] = k_1(y_{01} + 0,5h_{\delta_1})$ – середня сила прорізної пружини золотника-прорізної пружини 1 на цьому шляху його переміщення;

На кожній з кривих циклограми (див. рисунок 4.2) робочого процесу гідроімпульсного пристрою для віброрізання можна виділити характерні відрізки часу, які відповідають певним змінам тиску в напірній порожнині A (або деформації гідравлічної ланки) (див. рисунок 4.1) чи переміщень різця та золотника-прорізної пружини і визначають період імпульсів тиску та переміщень виконавчих ланок різця і запірно-силового елемента ГІТ – золотника-прорізної пружини.

Початковий період $T_{цто}$ імпульсу тиску (перший імпульс) складається

з таких величин:

$$T_{цто} = t_{но}' + t_{ев} + t_p + t_{ен}, \quad (4.19)$$

де $t_{но}' = \Delta p_0' W_0 / (\kappa Q_{II})$ [9] – час зростання тиску енергоносія від $p_r = 0$ до $p_0' = p_1'$, а $\Delta p_0' = p_1'$; Q_{II} – витрата енергоносія, що підводиться в порожнину A пристрою і яка може змінюватись в межах від $Q_{II\min}$ до Q_{II} – подачі гідронасоса гідросистеми приводу, наприклад відведенням її частини в гідробак через регулятор потоку [9]; $t_{ев}$ – час витримки тиску енергоносія на рівні p_1' ; t_p – час зменшення тиску від p_1' до p_2' ; $t_{ен}$ – час витримки тиску енергоносія на рівні p_2' . Другий та наступні імпульси тиску енергоносія в порожнині A мають період

$$T_{цт} = t_{н1} + t_{ев} + t_p + t_{ен}, \quad (4.20)$$

який відрізняється від періоду $T_{цто}$ тільки часом $t_{н1} = \Delta p' \cdot W_0 / (\kappa Q_{II})$, де $\Delta p' = p_1' - p_2'$. Період $T_{цт}$ характеризує усталений режим генерування імпульсів тиску в порожнині A пристрою.

Аналогічно періоди коливань можна виділити на кривих 2 і 3 циклограми робочого процесу пристрою (див. рисунок 4.2):

– переміщення різця (крива 2)

$$T_{цр} = t_{нр} + t_{пр} + t_{ер} + t_{пр}, \quad (4.21)$$

– переміщення золотника-прорізної пружини (крива 3)

$$T_{цз} = t_{II} + t_{евз} + t_{зв} + t_{взн},$$

де $t_{нр}$ – час вистою різця у відтисненому від деталі стані; $t_{пр}$ – час прямого ходу різця; $t_{ер}$ – час контакту різця з деталлю, що обробляється; $t_{пр}$ –

час повернення різця в початкове положення від моменту його ударної взаємодії із золотником-прорізною пружиною; $t_{\Pi} = t_{\partial} + t_{\epsilon}$ – час прямого ходу золотника-прорізної пружини (тут t_{∂} – час руху золотника-прорізної пружини на шляху додатного перекриття $h_{\partial 1}$, а t_{ϵ} – на шляху від'ємного перекриття $h_{\epsilon 2}$ та частини додатного $h_{\partial 2}$); $t_{\epsilon 36}$ – час вистою золотника у відкритому положенні; t_{36} – час зворотного ходу золотника-прорізної пружини; $t_{\epsilon 31}$ – час вистою золотника-прорізної пружини у закритому положенні.

Очевидно, що $T_{ЦГ} = T_{цр} = T_{цз}$ та частоти імпульсів тиску та переміщень рівні між собою:

$$v_{ЦГ} = v_{цр} = v_{цз} = T_{ЦГ}^{-1} = T_{цр}^{-1} = T_{цз}^{-1}. \quad (4.22)$$

Згідно суті описаного процесу роботи гідроімпульсного пристрою для віброточіння має місце зсув за фазою між імпульсами тиску в порожнині A , переміщення різця та золотника-прорізної пружини на $\square t_{n1} = 0,5t_{p\Pi}$. Початок імпульсів переміщень різця та золотника-прорізної пружини за фазою співпадають, але імпульс переміщень різця завершується зі зсувом на дуже малий проміжок часу t_{pi} , якою в реальній циклограмі може і не бути.

Оскільки зміна тиску енергоносія в порожнині A (див. рисунок 4.1) пристрою повністю ідентична зміні деформації x_{or} гідравлічної ланки, то час зміни t_{n1} деформації від $x_{or} = x_{or}'$ до $x_{or}'_{max}$ можна оцінити на основі формули (4.9) та теоретичних розробок в роботах [7, 19, 22] залежністю

$$t_{n1} = (x'_{or_{max}} - x'_{ok}) \cdot Q_{\Pi}^{-1} = x'_{or_{max}} (1 - i_{21}^{0,5}) f_0 Q_{\Pi}^{-1}. \quad (4.23)$$

Під час орієнтовних інженерних розрахунків оцінка інших часових складових циклів зміни тиску в напірній порожнині A та переміщення різця і золотника-прорізної пружини може бути зроблена, наприклад для циклів зміни переміщень ланок пристрою на основі припущень їх рівноприскореного чи рівномірного руху на окремих ділянках прямих і зворотних ходів цих елементів та не врахування впливу на цей рух сил тертя як сухого, так і в'язкого.

Згідно зроблених зауважень час прямого ходу різця на шляху $y_{2\Pi} = y_{02}$ (тут індекс „ Π ” біля y_1 вказує на прямий хід) можна визначити завідомою [9] простою формулою із врахуванням (4.12):

$$t_{\Pi} = \sqrt{2y_{02}m_{p\Sigma} / F_{p1}^{\Pi}} = \sqrt{2y_{02}m_{p\Sigma} / [k_1y_{01}(1 - f_3 / f_1)]}, \quad (4.26)$$

де $F_{p1}^{\Pi} = k_1 \cdot y_{01}(1 - f_3 / f_1)$ — середня рушійна сила, яка переміщує систему РРШ на шляху y_{02} з моменту розриву контакту різця з деталлю, що обробляється, коли силу \bar{F}_x (див. (4.12)) вже не діє. За аналогічними (4.23) залежностями можна оцінити час руху золотника-прорізної пружини на шляху його прямого та зворотного ходів $y_{1\Pi} = y_{1\sigma} = h = h_{o_2} + h_{e_2}$:

$$t_{\Pi} = t_o + t_e = \sqrt{2h \cdot m_1 / F'_{p\Pi}} = \sqrt{2h \cdot m_1 / \{0,125[p_1(f_1 + f_2)^2 \cdot f_2^{-1} - 2k_2(2y_{02} + h)]\}}, \quad (4.27)$$

де $F'_{p\Pi} = 0,25[\bar{p}_1 \cdot f_1 - k_1(y_{01} + h_{o_1}) + \bar{p}_1 \cdot f_2 - k_1(y_{01} + h_{o_2} - h_{o_1} + h_{e_2})] = 0,125[p_1(f_1 + f_2)^2 \cdot f_2^{-1} - 2k_1(2y_{01} + h)]$ — середня рушійна сила на шляху h прямого ходу золотника-прорізної пружини; $\bar{p}_1 = 0,5p_1(f_1 + f_2)^2 \cdot f_2^{-1}$ — середній тиск енергоносія під час прямого ходу золотника-прорізної пружини (тут припущено, що $p_2 \approx p_2' \approx p_1 \cdot f_1 / f_2$ та $p_1 \approx p_1'$ [19]);

$$t_{36} = \sqrt{2h \cdot m_1 / F'_{p36}} = \sqrt{2h \cdot m_1 / \{0,5[k_1(2y_{01} + h_{\delta_1} + 0,5h) - p_2(f_1 + f_2)]\}}, \quad (4.29)$$

$$\text{де } F'_{36} = 0,5[k_1(y_{01} + 0,5(h + h_{\delta_1})) - p_2 f_2 + k_1(y_{01} + 0,5h_{\delta_1}) - p_2 f_1] = \quad (4.30)$$

$= 0,5[k_1(2y_{01} + h_{\delta_1} + 0,5h) - p_2(f_1 + f_2)]$ – середня рушійна сила на шляху зворотного ходу золотника-прорізної пружини (тут враховані залежності (4.17) та (4.18) і припущено, що $p_2 \approx p_2'$).

Якщо прийняти припущення [монографія], що фізична природа t_{pi} інерційна, то у випадку орієнтовних інженерних розрахунків цю величину легко оцінити за формулою із врахуванням (4.32), (4.33) і (4.34):

$$\begin{aligned} t_{pi} &= (y_{01} - y_{13y}) / \bar{v}_{13} = m_{36}^{-1} \cdot [y_{01} \cdot m_{p\Sigma} \cdot \bar{v}_{13}^{-1} - \sqrt{m_{p\Sigma}(m_1 \omega_{op}^{-2} - m_{36} \omega_{os6}^{-2})}] = \\ &= y_{01} \cdot \bar{v}_{13}^{-1} - 0,5t_{yp}. \end{aligned} \quad (4.31)$$

Оцінку інших часових складових періодів (див. (4.21), (4.22), (4.23) імпульсів тиску енергоносія p_r в порожнині A (деформації гідравлічної ланки x_{or}) і переміщень різця та золотника-прорізної пружини (див. рис. 3.1 та рисунок 4.2) слід проводити з врахуванням очевидних з циклограми робочого процесу пристрою співвідношень, а саме: $t_{66} = t_{II}$, за припущення, що $p_1 \approx p_1'$ (або $x_{o\max} \approx x'_{o\max}$); $t_{6H} = t_{36}$; $t_{H1} = t_{63H}$ за припущення $p_1 \approx p_1'$; $t_p = t_{636}$ за припущення $p_2 \approx p_2'$ (або $x_{ok} = x'_{ok}$); $t_{HP} = t_{63H} - t_{pi}$; $t_{6P} = t_6 + t_{636} + t_{36}$; $t_{II} = t_{\delta} + t_6$; $t_{pII} = t_{\delta}$. Для замикання аналізу часових складових циклів зміни тиску енергоносія та переміщень ланок пристрою необхідно оцінити час t_p зменшення тиску в гідросистемі від $p_r = p_1$ до $p_r = p_2$ (або деформації гідравлічної ланки від $x_{or} = x_{o\max}$ до $x_{or} = x_{ok}$). Таку оцінку можна зробити, скориставшись залежностями, що були застосовані для знаходження t_{H1} :

$$t_p = \Delta p \cdot W_0 / (\kappa Q_3), \quad (4.32)$$

або

$$t_p = x_{o\max} (1 - i_{21}^{0.5}) f_0 \cdot Q_3^{-1}, \quad (4.33)$$

де

$$\Delta p = p_1 - p_2; \quad Q_3 = \zeta_3 \pi d_2 \cdot h_{e2} \sqrt{2\Delta p / \rho}$$

тут $Q_3 = \zeta_3 \pi d_2 \cdot h_{e2} \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1}} \cdot \sqrt{x_{o\max} (1 - i_{21}^{0.5})}$ [9] – середня витрата через від'ємне перекриття h_{e2} золотника-прорізної пружини за відкритого ГІТ пристрою; ρ – густина енергоносія; ζ_3 – коефіцієнт витрати через від'ємне перекриття h_{e2} золотника-прорізної пружини.

Аналіз залежностей (4.32) і (4.33) показує, що суттєвий вплив на тривалість t_p процесу зниження тиску в гідросистемі приводу пристрою має величину від'ємного перекриття h_{e2} золотника-прорізної пружини. Такого типу перекриття запірних елементів в ГІТ гідроімпульсних приводів, зазвичай обмежують [9], з метою запобігання зниженню швидкодії ГІТ через інерційне перевищення розрахункових значень від'ємних перекриттів, оскільки відомі ГІТ мають пружні елементи, побудовані з циліндричних витих пружин стискання, що характеризуються відносно невисокими жорсткостями. У запропонованому гідроімпульсному пристрої використано пружні елементи високої жорсткості, а рухомі маси ланок пристрою відносно невеликі, тому очевидно можна припустити, що інерційне переміщення золотника-прорізної пружини (див. рисунок 4.1) під час його відкриття не буде перевищувати рівень h_{a1} або h_{a2} . Орієнтовно необхідну величину h_{e2} можна визначити за відомою формулою [19], припустивши, що відкритий золотник-прорізна пружина повинен пропускати витрату енергоносія не нижче Q_H – подачі гідронасоса приводу за допустимої швидкості

енергоносія $[V]$, прийнятної для напірних гідроліній запобіжних клапанів машинобудівних приводів [19, 22]:

$$h_{6_2} = Q_{30} / (\pi d_2 [V]) = k_3 Q_H / (\pi d_2 [V]), \quad (4.34)$$

де $Q_{30} = K_3 Q_H$ – витрата енергоносія, що проходить через відкритий золотник-пружину гідроімпульсного пристрою для віброточіння; $K_3 = 1,1..2,0$ [9] – орієнтовний коефіцієнт запасу. Якщо задатись амплітудою тиску $\Delta p = p_1 - p_2$, то орієнтовне значення h_{6_2} можна знайти з дросельної формули [9, 26, 27]:

$$h_{6_2}' = k_3 Q_H / (\pi d_2 \sqrt{2 \Delta p / \rho}) \quad (4.39)$$

і, таким чином, визначити діапазон h_{6_2}' , з якого взяти для проектування середнє значення:

$$\bar{h}_{6_2} = 0,5(h_{6_2} + h_{6_2}') \quad (4.40)$$

Коректність запропонованої циклограми (див. рисунок 4.2) та розглянутого аналізу робочого процесу гідроімпульсного пристрою для осьового вібраційного точіння необхідно перевірити шляхом дослідження його математичної моделі. До кожної фази описаного раніше робочого циклу пристрою можна скласти математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь руху ланок пристрою, рівнянь витрат енергоносія та умов однозначності. З метою спрощення математичного описання роботи привода пристрою фази 1 – 5 можна вважати за прямий, а фази 6 – 10 за зворотний ходи ланок пристрою.

Динамічні моделі гідроімпульсного пристрою для віброточіння на основі його структурно-розрахункової схеми (див. рисунок 4.1) та представлення гідравлічної ланки у вигляді тіла Кельвіна-Фойта можна зобразити у вигляді двомасових систем як для прямого (рис.3.3, а), так і зворотного (рис. 3.3, б) ходів ланок пристрою.

На цих динамічних моделях, крім раніше описаних нанесено ще такі величини: $i_{01(02)}$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки приводу пристрою до золотника-прорізної пружини, яке під час прямого ходу цієї ланки пристрою набуває таких значень в залежності від значення поточної координати y_{1II} , а саме за: $0 \leq y_{1II} \leq h_{a_1} - i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2}$; $h_{a_1} < y_{1II} \leq h - i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2}$; $i_{02(01)}$ – передаточне відношення між попередньо згаданими ланками пристрою, але під час зворотного ходу: $i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2}$ для $0 \leq y_{13} \leq h_{a_2} - h_{a_1}$ та $i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2}$; $h_{a_2} - h_{a_1} < y_{13} \leq h$; $i_{03} = f_3^2 \cdot f_0^{-2}$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки до системи РРШ; R – сила сухого (чи напівсухого) тертя в спряженні прямокутного (або квадратного) перерізу державки різця з відповідним профільним отвором направляючої кришки (див. рис. 3.1); c_1 – коефіцієнт в'язкого тертя в спряженні штовхача системи РПТШ з отвором його розміщення в корпусі пристрою.

В реальній системі приводу пристрою всі фактори, що впливають на його динаміку є змінними та значною мірою міняються випадковим чином.

Намагання врахувати велике число таких факторів створило б практично нездоланні математичні труднощі під час побудови математичної моделі пристрою, тому доцільно, окрім викладених, прийняти ще такі припущення:

– фізичні параметри гідравлічної ланки (зведений модуль пружності k енергоносія, його густина ρ та динамічна в'язкість μ) постійні на всіх фазах робочого циклу приводу пристрою;

- зважаючи на малі довжину та об'єм напірних гідроканалів пристрою і привода хвильовими процесами в приводі можна знехтувати;
- коефіцієнти витрати через відповідні перерізи золотника-прорізної пружини пристрою є сталими величинами;
- термодинамічний процес в гідросистемі привода пристрою – ізотермічний;

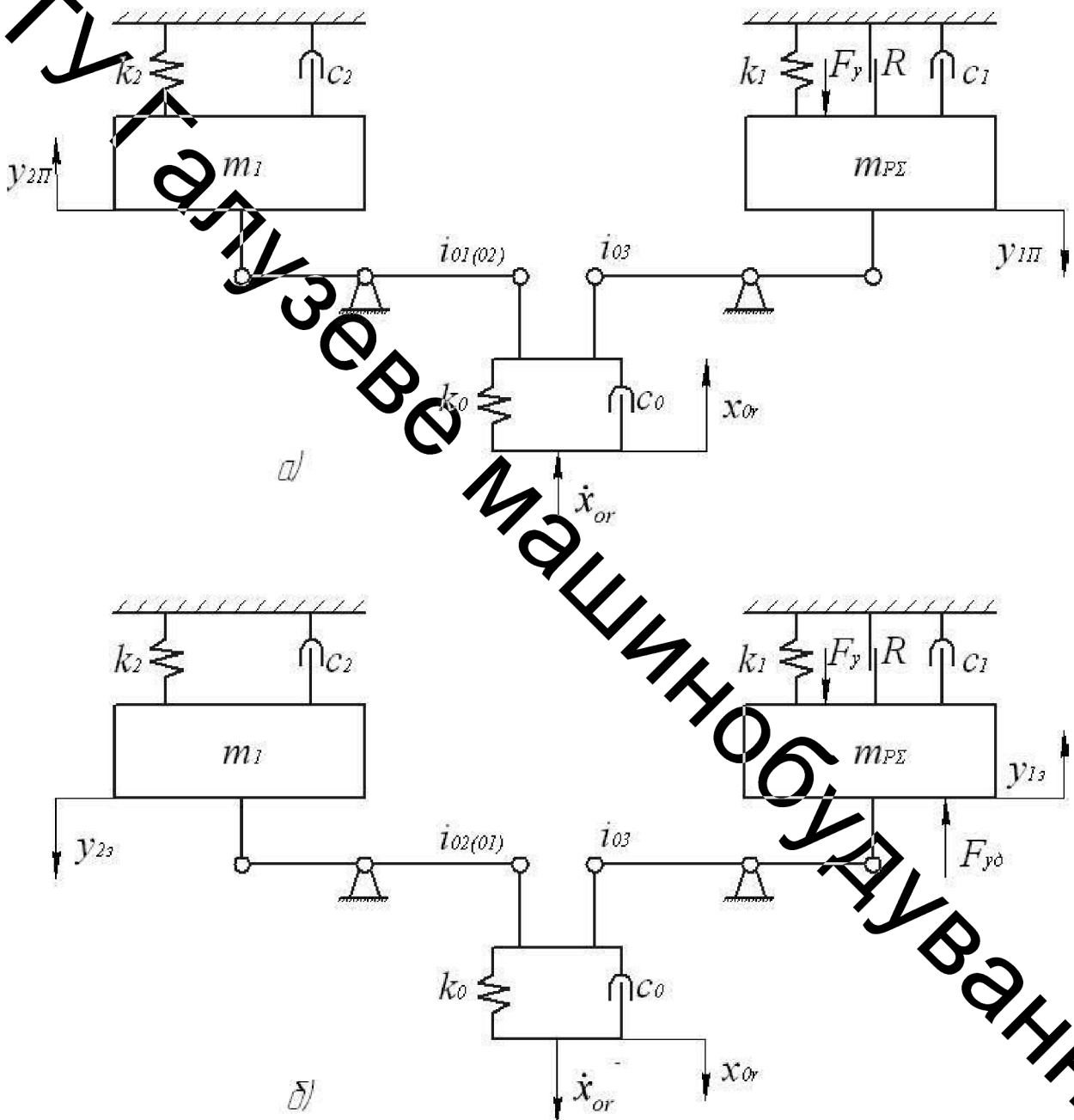


Рисунок 4.3 – Динамічна моделі гідроімпульсного пристрою для осьового віброточіння для прямого (а) та зворотного (б) ходів його ланок

– зміна тиску енергоносія в порожнинах A і B (див. рисунок 4.1) пристрою внаслідок їх малого об'єму відбувається миттєво;

– гідродинамічні сили та сили в'язкого опору переміщенню в гідроканалах пристрою енергоносія малі порівняно з рушійними, пружними, інерційними силами та силами тертя і у вихідних диференціальних рівняннях руху ланок пристрою не враховуються;

– під час руху золотника-прорізної пружини та штовхача (рисунок 4.1) має місце тільки рідинний режим тертя, а складова сили тертя еластичних ущільнень штовхача входить в силу сухого тертя R (див. рисунок 4.3);

– в рівняннях витрати через відкриті щілини золотника-прорізної пружини приймаємо квадратичну залежність витрати від тиску;

– витоки енергоносія через додатні перекриття h_{α_1} і h_{α_2} малі порівняно з потоками під час відкриття та закриття золотника-прорізної пружини і у рівняннях витрат не враховуються;

– сили ваги мас m_1 та $m_{p\Sigma}$ малі порівняно з рушійними, інерційними, пружними та дисипативними силами і в рівняннях руху ланок пристрою не враховуються.

4.2 Спрощені динамічні та математичні моделі прямого та зворотного ходів рухомих ланок гідроімпульсного пристрою для осьового вібраційного точіння з вбудованим одно каскадним ГІТ

На підставі викладених міркувань і прийнятої системи припущень, динамічні моделі (див. рисунок 4.3, а, б) прямого та зворотного ходів ланок гідроімпульсного пристрою для віброточіння, шляхом зведення гідравлічної ланки привода пристрою до його рухомих ланок, можна представити у вигляді простих моделей: прямого та зворотного ходів золотника-прорізної пружини (рисунок 4.4, а, в) і системи РПШ (рисунок 4.4, б, г). Отримані

динамічні моделі та структурно-розрахункова схема (див. рисунок 4.1) містять базову інформацію достатню для побудови математичних моделей прямого та зворотного ходів рухомих мас m_1 та $m_{p\Sigma}$ ланок пристрою.

Важливою складовою частиною цих моделей є рівняння зв'язку – рівняння витрати енергоносія, які замикають рівняння руху мас m_1 та $m_{p\Sigma}$.

Оскільки час тривалості динамічних процесів в усіх відомих числових методах розв'язування диференціальних рівнянь та їх аналізу є незалежним аргументом, що може відповідним чином розділятися на дуже маленькі проміжки (кроки), то для побудови рівнянь витрат енергоносія через прохідні перерізи золотника-прорізної пружини (див. рисунок 4.1) можна скористатись методикою розробленою в роботах [7, 19, 23]. Згідно цих розробок деформація гідравлічної ланки гідросистеми привода пристрою буде змінюватись за законом для ходів ланок пристрою:

прямого –
$$x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma l''} \cdot t \cdot f_0^{-1}; \quad (4.42)$$

та частини зворотного ходу для $0 \leq y_{13} < h_{\phi_2}$ і $Q_{\Sigma l'_3}$;

зворотного для $h_{\phi_2} \leq y_{13} \leq h$ –

$$x_{or} = x_{ok} + Q_{\Sigma l'_3} \cdot t' \cdot f_0^{-1} = x_{o\max} i_{21}^{0,5} + Q_{\Sigma l'_3} \cdot t' \cdot f_0^{-1}, \quad (4.43)$$

де $Q_{\Sigma l''}$, $Q_{\Sigma l'_3}$ – відповідно, сумарна витрата енергоносія через гідро- канали та відкриту щілину золотника-прорізної пружини, яка відповідає певним його переміщенням на шляху прямого (індекс $l=1...3$) та зворотного (індекс $l'=1...3$) ходів; t , t' – відповідно, поточний час зміни x_{or} для певного „ l ” зміни $Q_{\Sigma l''}$ чи $Q_{\Sigma l'_3}$, який можна розділити на умовні інтервали $[0, t_H]$, $[t_H, t_1]$, $[t_1, t_2]$, ..., $[t_{l-1}, t_{l+1}]$, $[0, t'_1]$, ..., $[t'_{l-1}, t'_{l+1}]$, $[t'_{l+1}, t'_H]$ (ТУТ $t_H = t_{H0} = x_{o\max} \cdot f_0 \cdot Q_H^{-1}$, а $t'_H = t_{H1} = x_{o\max} (1 - i_{21}^{0,5}) \cdot f_0 \cdot Q_H^{-1}$, за припущення

$x_{o\max} = x'_{o\max}$ (див. (4.25) – відповідно час зростання деформації гідравлічної ланки від $x_{or} = 0$ до $x_{or} = x_{o\max}$ для наступного робочого циклу привода пристрою (див. – наступну зміну кривих 1, 2 і 3 на рисунок 4.2).

Кількість потрібних інтервалів часу та відповідні їм зміну деформацій гідравлічної ланки x_{or} і сумарні витрати енергоносія $Q_{\Sigma I_1}$ та $Q_{\Sigma I_2}$ можна установити на основі наведеного вище по фазного аналізу робочого процесу пристрою та залежностей (4.42) і (4.43).

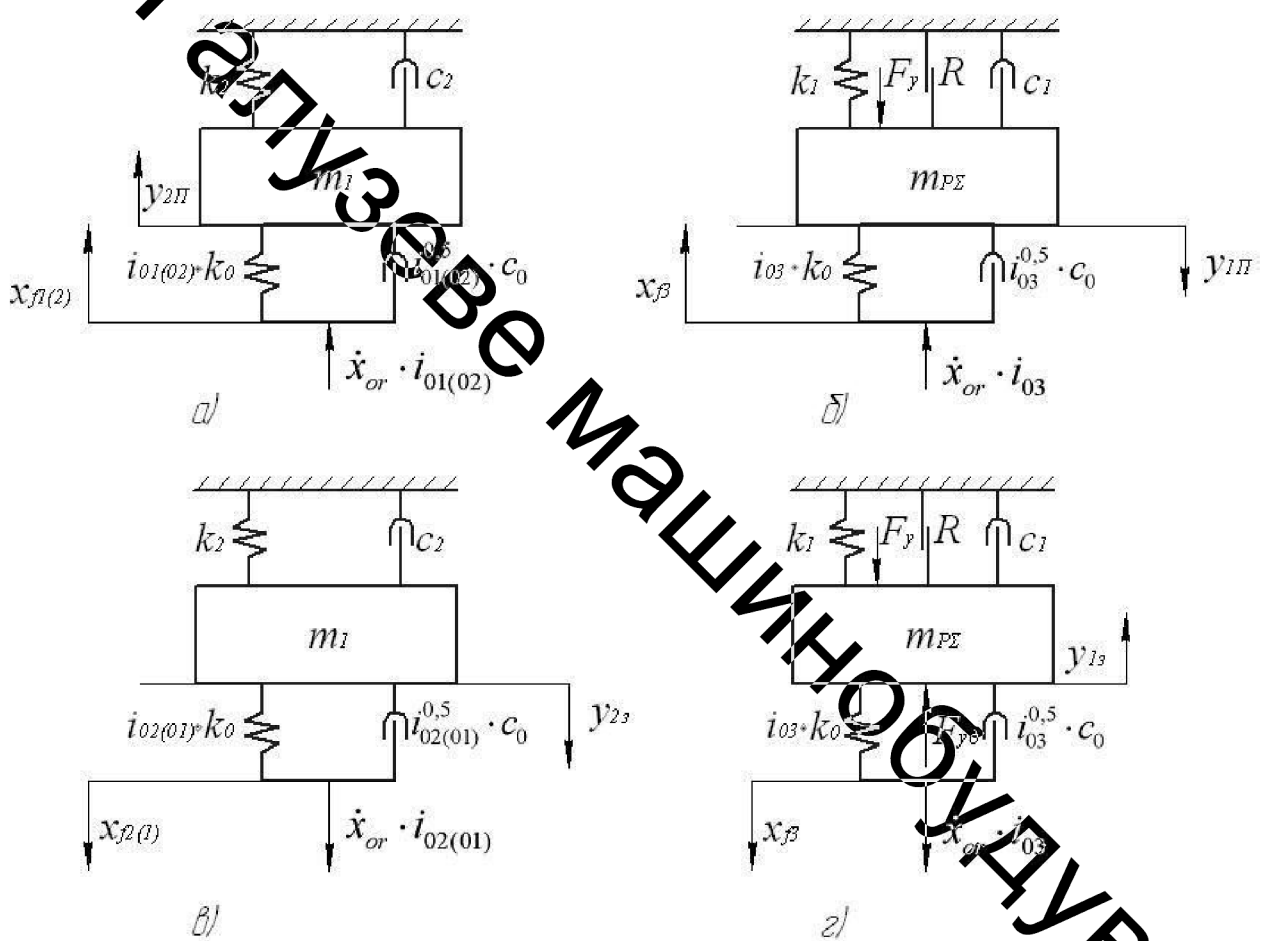


Рисунок 4.4 – Динамічні моделі відповідно прямого та зворотного ходів зомітника-прорізної пружини – а) і в) та системи РРШ – б) і г)

В результаті матимемо для ходів рухомих ланок пристрою:
прямого –

$$\left. \begin{aligned}
 &1) x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt \text{ для: } y_{1\Pi} = 0; y_{2\Pi} = 0; 0 \leq t \leq t_H; \\
 &2) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 1\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для: } 0 \leq y_{2\Pi} \leq y_{02}; 0 \leq y_{1\Pi} \leq h_{01}; \\
 &\quad t_H < t \leq t_1; t = t_1 \text{ для } y_{1\Pi} = h_{01}; \\
 &3) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 2\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{2\Pi} = 0; h_{01} \leq y_{1\Pi} \leq h_{02}; \\
 &\quad t_1 < t \leq t_2; t = t_2 \text{ для } y_{1\Pi} = h_{02}; \\
 &4) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 3\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{2\Pi} = 0; h_{02} \leq y_{1\Pi} \leq h; \\
 &\quad t_2 < t \leq t_3; t = t_3 \text{ для } y_{1\Pi} = h;
 \end{aligned} \right\} \quad (4.44)$$

зворотного —

$$\left. \begin{aligned}
 &1) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 13} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для: } y_{23} = 0; 0 \leq y_{13} \leq h_{02}; 0 \leq t' \leq t'_1; \\
 &\quad t' = t'_1 \text{ для } y_{13} \geq h_{02}; \\
 &2) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0,5} + Q_{\Sigma 23} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{23} = 0; h_{02} \leq y_{13} \leq h_{02}; \\
 &\quad t'_1 \leq t' \leq t'_2; t' = t'_2 \text{ для } y_{13} \leq h_{02}; \\
 &3) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0,5} + Q_{\Sigma 33} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{23} = y_{23y}; h_{02} < y_{13} \leq h; \\
 &\quad t'_2 \leq t' \leq t'_3; t' = t'_3 \text{ для } y_{13} = h; \\
 &4) x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt \text{ для } y_{23} = y_{02}; y_{13} = h \quad t = t_H
 \end{aligned} \right\} \quad (4.45)$$

де $Q_{\Sigma 1\Pi} = f_1 \cdot \dot{y}_{2\Pi} - f_3 \cdot \dot{y}_{1\Pi}$ — на інтервалі $(t_H, t_1]$

$Q_{\Sigma 2\Pi} = f_2 \cdot \dot{y}_{2\Pi}$ — на інтервалі $(t_1, t_2]$;

$Q_{\Sigma 3\Pi} = \xi_3 \pi d_2 [(y_{1\Pi} - h_{02}) + |(y_{1\Pi} - h_{02})|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{or}} = Q_H - f_2 \cdot \dot{y}_{1\Pi}$ — на

інтервалі $(t_2, t_3]$;

$Q_{\Sigma 13} = \xi_3 \pi d_2 [(y_{13} - h_{02}) + |(y_{13} - h_{02})|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{or}} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{13}$ — на

інтервалі $[0, t'_1]$;

$Q_{\Sigma 23} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{23}$; – на інтервалі (t'_1, t'_2) ; $Q_{\Sigma 33} = Q_H + f_1 \cdot \dot{y}_{23}$; – на інтервалі $(t'_2, t'_3]$. Для визначення $Q_{\Sigma 3\Pi}$ та $Q_{\Sigma 13}$ можна використовувати як ліві, так і праві частини наведених виразів.

Рівняння, які характеризують зміну деформації гідравлічної ланки x_{or} під час прямого та зворотного ходів рухомих ланок пристрою, та нерівності, що входять до (4.44) і (4.45) є рівняннями витрати енергоносія та умовами однозначності математичних моделей прямого та зворотного ходів ланок пристрою

$\dot{x}_{f_1} = \dot{x}_{or} \cdot i_{01}^{-0.5}$, $\dot{x}_{f_2} = \dot{x}_{or} \cdot i_{02}^{-0.5}$, $\dot{x}_{f_3} = \dot{x}_{or} \cdot i_{03}^{-0.5}$ – відповідно, поточні швидкості деформації гідравлічної ланки, зведені до площ f_1 , f_2 та f_3 ; $\dot{y}_{1\Pi}$, $\dot{y}_{2\Pi}$, $\ddot{y}_{1\Pi}$, $\ddot{y}_{2\Pi}$ – відповідно, поточні швидкості та пришвидшення мас m_1 і $m_{p\Sigma}$;

$x_{o\max} \leq x_{or} \leq (x_{o\max} - Q_{\Sigma 3\Pi} \cdot t_3 \cdot f_0^{-1}) \cdot y_3$

зворотного –

для: $y_{13} \leq h - y_{01}$; $y_{13} = 0$; $\dot{y}_{13} = 0$ та $\ddot{y}_{13} = 0$ і маса $m_{p\Sigma}$ нерухома;

$y_{13} \geq h - y_{02}$; $y_{23} \neq 0$, $\dot{y}_{23} \neq 0$ та Завершені математичні моделі прямого та зворотного ходів ланок пристрою, крім рівнянь та умов, що входять до (4.44) і (4.45), ще містять диференціальні рівняння руху мас m_1 і $m_{p\Sigma}$, які складено на основі динамічних моделей прямого та зворотного ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$ і принципу Д'Аламбера для ходів:

прямого –

$$\begin{cases} m_{p\Sigma} \cdot \ddot{y}_{2\Pi} = i_{03} \cdot k_0(x_{f_3} - y_{2\Pi}) - k_2(y_{2\Pi} - y_{02}) - c_1 \dot{y}_{2\Pi} - R - F_x - i_{03}^{0.5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_3} - \dot{y}_{2\Pi}); \\ m_1 \cdot \ddot{y}_{1\Pi} = i_{01(02)} \cdot k_0(x_{f_1(2)} - y_{1\Pi}) - k_1(y_{1\Pi} + y_{01}) - c_2 \dot{y}_{2\Pi} - i_{01(02)}^{0.5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_1(2)} - \dot{y}_{1\Pi}) \end{cases} \quad (4.46)$$

зворотного –

$$\begin{cases} m_p \cdot \ddot{y}_{2s} = k_2(y_{2s} + y_{02}) - i_{03} \cdot k_0[x_{f_3} + (y_{02} - y_{2s})] - c_1 \dot{y}_{1s} - R - F_x - i_{03}^{0.5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_3} - \dot{y}_{2s}); \\ m_1 \cdot \ddot{y}_{1s} = k_1(y_{01} + h - y_{1s}) - i_{02(01)} \cdot k_0[(x_{f_{2(1)}} - (h - y_{1s}))] - \\ - c_2 \dot{y}_{2s} - i_{02(01)}^{0.5} \cdot c_0(\dot{x}_{f_{2(1)}} - \dot{y}_{2s}). \end{cases} \quad (4.47)$$

В системі диференціальних рівнянь (4.46) і (4.47), крім обмежень за часом діючих процесів і ходів рухомих ланок пристрою, що входять до (4.44) та (4.45) (умови однозначності), необхідно ввести ще такі додаткові умови для ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$:

прямого –

для: $y_{1П} > 0$; $F_y = 0$ – розрив контакту між різцем і деталлю, що обробляється (див. рисунок 4.1);

$$(4.48) \quad \begin{cases} y_{1П} \leq h_{\alpha}; \quad i_{01(02)} = i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2} \quad \text{та} \quad x_{f_{1(2)}} = x_{f_1} = x_{or} \cdot i_{01}^{-0.5}; \\ y_{1П} > h_{\alpha}; \quad i_{01(02)} = i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \quad \text{та} \quad x_{f_{1(2)}} = x_{f_2} = x_{or} \cdot i_{02}^{-0.5}; \\ i_{01} = i_{02} \cdot i_{21} = i_{02} \cdot i_{02}^{-1}; \quad i_{12} = i_{21}^{-1}; \end{cases}$$

(тут x_{f_1} і x_{f_2} – відповідно деформації гідравлічної ланки, зведені до площ поперечного перерізу золотника-прорізної пружини (f_1 та f_2));

$x_{f_3} = x_{or} \cdot i_{03}^{-0.5}$ – деформація гідравлічної ланки, зведена до площі поперечного перерізу штовхача f_3 (див. рис. 3.1); $\ddot{y}_{2s} \neq 0$; $t'_2 < t' < t'_3$;

$$y_{2s} < y_{02}; \quad F_y = 0; \quad \text{а для } y_{2s} \geq y_{02}; \quad F_x \neq 0;$$

$$\begin{cases} y_{1s} \leq h - h_{\alpha}; \quad i_{02(01)} = i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \quad \text{та} \quad x_{f_{2(1)}} = x_{f_2} = x_{or} \cdot i_{02}^{-0.5}; \\ y_{1s} > h - h_{\alpha}; \quad i_{02(01)} = i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2} \quad \text{та} \quad x_{f_{2(1)}} = x_{f_1} = x_{or} \cdot i_{01}^{-0.5}; \end{cases} \quad (4.49)$$

$(x_{o\max} - Q_{\Sigma 1s} \cdot t'_1 \cdot f_0^{-1}) \leq x_{or} \leq x_{ok}$; \dot{y}_{1s} , \dot{y}_{2s} , \ddot{y}_{1s} , \ddot{y}_{2s} – відповідно, поточні швидкості та пришвидшення мас m_1 і $m_{p\Sigma}$.

За методикою, наведеною в роботі [9], диференціальні рівняння руху мас m_1 і $m_{p\Sigma}$, що входять в систему (4.46) та (4.47) можна привести до вигляду, що наглядно підкреслюють коливальний рух цих мас під час їх ходів:

прямого –

$$\begin{cases} \ddot{y}_{2\Pi} + 2\beta_1 \dot{y}_{1\Pi} + \omega_{\Sigma 1}^2 \cdot y_{2\Pi} - \omega_{op}^2 \cdot y_{02} + (R + F_x) m_{p\Sigma}^{-1} = \omega_{or}^2 i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}; \\ \ddot{y}_{1\Pi} + 2\beta_2 \dot{y}_{1\Pi} + \omega_{\Sigma 2}^2 \cdot y_{1\Pi} - \omega_{o_3}^2 \cdot y_{01} = \gamma \omega_{or}^2 i_{01(02)}^{0,5} \cdot x_{or}; \end{cases} \quad (4.50)$$

зворотного –

$$\begin{cases} \ddot{y}_{2_3} + 2\beta'_1 \dot{y}_{2_3} + (\gamma + 1)^{-1} - \omega_{\Sigma 1}^2 \cdot y_{2_3} - \omega_{op}^2 \cdot y_{02} + (R + F_x) m_{p\Sigma}^{-1} = -\omega_{or}^2 i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}; \\ \ddot{y}_{1_3} + 2\beta'_2 \dot{y}_{1_3} + (\omega'_{\Sigma 2})^2 \cdot y_{1_3} + \omega_{o_3}^2 \cdot y_{01} - (\omega'_{\Sigma 2})^2 \cdot h = -\gamma \omega_{or}^2 i_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{or}, \end{cases} \quad (4.51)$$

де $\beta_1 = 0,5 m_{p\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 i_{03}^{0,5} (\dot{x}_{f_3} \cdot \dot{y}_{2\Pi}^{-1} - 1)]$, $\beta_2 = 0,5 m_1^{-1} [c_2 + c_0 i_{01(02)}^{0,5} (\dot{x}_{f_{1(2)}} \cdot \dot{y}_{1\Pi}^{-1} - 1)]$,
 $\beta'_1 = 0,5 m_{p\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 i_{03}^{0,5} (\dot{x}_{f_3} \cdot \dot{y}_{2_3}^{-1} - 1)]$, $\beta'_2 = 0,5 m_1^{-1} [c_2 + c_0 i_{02(01)}^{0,5} (\dot{x}_{f_{2(1)}} \cdot \dot{y}_{1_3}^{-1} - 1)]$ – відповідно, зведені коефіцієнти демпфірування (затухання) під час прямого та зворотного ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$; $\omega_{\Sigma 1} = \sqrt{m_{p\Sigma}^{-1} (i_{03} k_0 + k_1)} = \sqrt{\omega_{or}^2 i_{03} + \omega_{op}^2}$ – власна частота коливань системи гідравлічна ланка (ГЛ) – РРШ (ГЛ – РРШ); $\omega_{or} = \sqrt{k_0 / m_{p\Sigma}}$ – власна частота коливань ГЛ відносно маси $m_{p\Sigma}$; $\omega_{\Sigma 2} = \sqrt{m_1^{-1} (i_{01(02)} k_0 + k_1)} = \sqrt{\gamma \cdot \omega_{or}^2 i_{01(02)} + \omega_{o_3}^2}$, $\omega'_{\Sigma 2} = \sqrt{m_1^{-1} (i_{02(01)} k_0 + k_1)} = \sqrt{\gamma \cdot \omega_{or}^2 i_{02(01)} + \omega_{o_3}^2}$ – відповідно, власна частота коливань системи ГЛ – ЗПП під час прямого та зворотного ходів m_1 і $m_{p\Sigma}$, зведена до площ f_1 чи f_2 (див. умови (4.48) та (4.49); $\omega_{o_3} = \sqrt{k_1 / m_1}$ – власна частота коливань ЗП, $\gamma = m_{p\Sigma} / m_1$.

В роботі [9] доведено, що змінна частина коефіцієнтів демпфірування β_k та β'_k (тут $k = 1; 2$) суттєво менше їх сталої частини, що дозволяє прийняти ці коефіцієнти сталими та розраховувати за простими залежностями [9]:

$$\begin{cases} \beta_1 = \beta'_1 = 0,5m_{p\Sigma}^{-1} \cdot c_1; \\ \beta_2 = \beta'_2 = 0,5m_1^{-1} \cdot c_2. \end{cases} \quad (4.52)$$

Сила різання та її складові, зокрема F_x , і сила сухого тертя R в процесі роботи пристрою для віброточіння можуть, в принципі, змінюватись за певними законами, характер яких залежить від великої кількості факторів, деякі з яких мінються випадковим чином. Намагання врахувати в математичних моделях (4.50) і (4.51) змінність сил F_x і R значно ускладнило б аналіз цих моделей, то доцільно в названих моделях оперувати усередненими значеннями цих сил, вважаючи їх постійними, які в комплексі з іншими вільними членами систем диференціальних рівнянь (4.50) і (4.51) є постійними складовими прискорень мас m_1 і $m_{p\Sigma}$ під час їх прямого та зворотного ходів.

Введенням в рівняння систем (4.50) і (4.51) нових змінних:

$$\begin{cases} z_{2II} = y_{2II} - \omega_{op}^2 \cdot y_{02} / \omega_{\Sigma 1}^2 + (R + F_x)m_{p\Sigma}^{-1} / \omega_{\Sigma 1}^2; \\ z_{1II} = y_{1II} + \omega_{os}^2 \cdot y_{01} / \omega_{\Sigma 2}^2; \\ z_{2s} = y_{2s} + \omega_{op}^2 \cdot y_{02} / \omega_{\Sigma 1}^2 - (R + F_x)m_{p\Sigma}^{-1} / \omega_{\Sigma 1}^2; \\ z_{1s} = y_{1s} + \omega_{os}^2 \cdot y_{01} / (\omega'_{\Sigma 2})^2 - h, \end{cases} \quad (4.53)$$

які не змінюють характер руху мас m_1 і $m_{p\Sigma}$, оскільки $\dot{y}_{1II} = \dot{z}_{1II}$, $\ddot{y}_{1II} = \ddot{z}_{1II}$, $\dot{y}_{1s} = \dot{z}_{1s}$, $\ddot{y}_{1s} = \ddot{z}_{1s}$, за методикою, наведеною в роботі [9], рівняння цих систем приводяться до нелінійних диференціальних рівнянь, що описують вимушені коливання за наявності в'язкого тертя та нелінійної збуджувальної

сили, близької за характером до імпульсного збурення. В нових змінних з врахуванням (4.52) системи рівнянь (4.50) і (4.51) набудуть вигляду для ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$:

прямого –

$$\begin{cases} \ddot{z}_{2II} + 2\beta_2 \dot{z}_{2II} + \omega_{\Sigma 2}^2 z_{2II} = \omega_{or}^2 \cdot i_{03}^{0.5} \cdot x_{or}; \\ \ddot{z}_{1II} + 2\beta_1 \dot{z}_{1II} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1II} = \gamma \cdot \omega_{or}^2 \cdot i_{01(02)}^{0.5} \cdot x_{or}; \end{cases} \quad (4.54)$$

зворотного –

$$\begin{cases} \ddot{z}_{23} + 2\beta_{23} \dot{z}_{23} - (\gamma + 1)^{-1} \dot{z}_{23} - \omega_{\Sigma 2}^2 z_{12} = -\omega_{or}^2 \cdot i_{03}^{0.5} \cdot x_{or}; \\ \ddot{z}_{13} + 2\beta_{13} \dot{z}_{13} + (\omega'_{\Sigma 2})^2 z_{13} = -\gamma \cdot \omega_{or}^2 \cdot i_{02(01)} \cdot x_{or}; \end{cases} \quad (4.55)$$

Системи (4.54) та (4.55) разом з рівняннями витрати енергоносія та умовами однозначності, наведеними в (4.44), (4.45), (4.48) і (4.49) є математичними моделями прямого та зворотного ходів системи РРШ і ЗПП гідроімпульсного пристрою для осьового вібраційного точіння (див. рисунок 4.1).

4.3 Висновки

1. Ґрунтуючись на результатах теоретичних та експериментальних досліджень динаміки гідроімпульсних приводів [8, 9, 14-21, 23], гідравлічну ланку привода гідроімпульсного пристрою для осьового вібраційного точіння з вбудованим ГПТ параметричного типу представлено у вигляді в'язко-пружної моделі, складеної з паралельно установлених безінерційних пружною та дисипативною елементів, зв'язаних з рухомими ланками пристрою через передаточні відношення $i_{oj} = f_j^2 \cdot f_0^2$ (див. (4.7) і (4.10)).

2. На основі розробленої циклограми робочого процесу пристрою виконано детальний, за окремими фазами циклу, аналіз робочого процесу з

математичним обґрунтуванням тривалості окремих фаз циклу та змін відповідних їм рухомих сил.

3. Отримані в процесі аналізу робочого циклу математичні залежності можуть бути використані для орієнтовного (початкового) розрахунку геометричних параметрів пристрою, а також є базовими елементами для розробки науково-обґрунтованої методики проектного розрахунку пристрою та подібних конструкцій.

4. На основі структурно-розрахункової схеми, пофазного аналізу циклу роботи, обґрунтованих припущень та об'єднання окремих фаз циклу роботи пристрою в два періоди – прямий і зворотний ходи розроблено динамічні моделі гідроімпульсного привода пристрою для прямого та зворотного ходів його рухомих ланок – систем РРШ і ЗПП.

5. В результаті зведення гідравлічної ланки до відповідних ланок пристрою, вихідні динамічні моделі прямого та зворотного ходів системи РРШ і ЗПП розділено на чотири прості моделі, на основі яких і структурно-розрахункової схеми пристрою складено математичні моделі прямого та зворотного ходів цих систем пристрою, які містять диференціальні рівняння руху ланок пристрою, рівняння витрат енергоносія на окремих інтервалах переміщень рухомих ланок і умови однозначності.

6. За методикою, розробленою в роботах [7, 19, 23], і виключенням з диференціальних рівнянь на основі порівняльної оцінки постійної та змінної складової коефіцієнтів демпфірування, що характеризують дисипативні сили опору переміщенню ланок привода пристрою, змінної частини цих коефіцієнтів, вихідні диференціальні рівняння руху прямого та зворотного ходів систем РРШ і ЗПП приведені до систем класичних диференціальних рівнянь, що описують вимушені коливання.

5 ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО ТОЧІННЯ З ВБУДОВАНИМ ОДНОКАСКАДНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ

Метою експериментальних досліджень є:

- визначення реальних закономірностей зміни робочих процесів в гідроімпульсному приводі пристрою для осевого вібраційного точіння з вбудованим ГІТ під час регулювання налаштувань спрацювання ГІТ;
- перевірка рівня адекватності розроблених динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода пристрою для осевого вібраційного точіння зі вбудованим ГІТ, та експериментального стенда;
- визначення похибки між результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

Під час проведення експериментальних досліджень дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим ГІТ необхідно визначити:

- 1) відповідність експериментальних і заданих параметрів вібранавантаження різця (амплітуди та частоти);
- 2) наявності явища «авторегульованості» під час роботи гідроімпульсного пристрою для вібраційного різання;
- 3) закономірність зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині привода від зміни параметрів подачі;
- 4) експериментально дослідити вплив технологічного навантаження F_x на режими роботи одно каскадного ГІТ;
- 5) технічні можливості гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ;
- 6) перевірити відповідність переміщень (рисунок 5.1) золотника-прорізної пружини та різального інструмента;

7) технологічну придатність гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння.

8) визначати шкідливий вплив гідроімпульсного пристрою для вібраційного різання на основні вузли металорізального верстата.

9) порівняти якість оброблення поверхонь отриманих вібраційним та звичайним точінням

Дослідження буде проводитись на металорізальному універсальному токарному верстаті 1А616К, який встановлений в лабораторії кафедри Галузевого машинобудування (ГМ) Вінницького національного технічного університету.

Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для осевого вібраційного точіння з вбудованим ГІТ з комплектом вимірювальної апаратури наведена на рисунку 5.1.

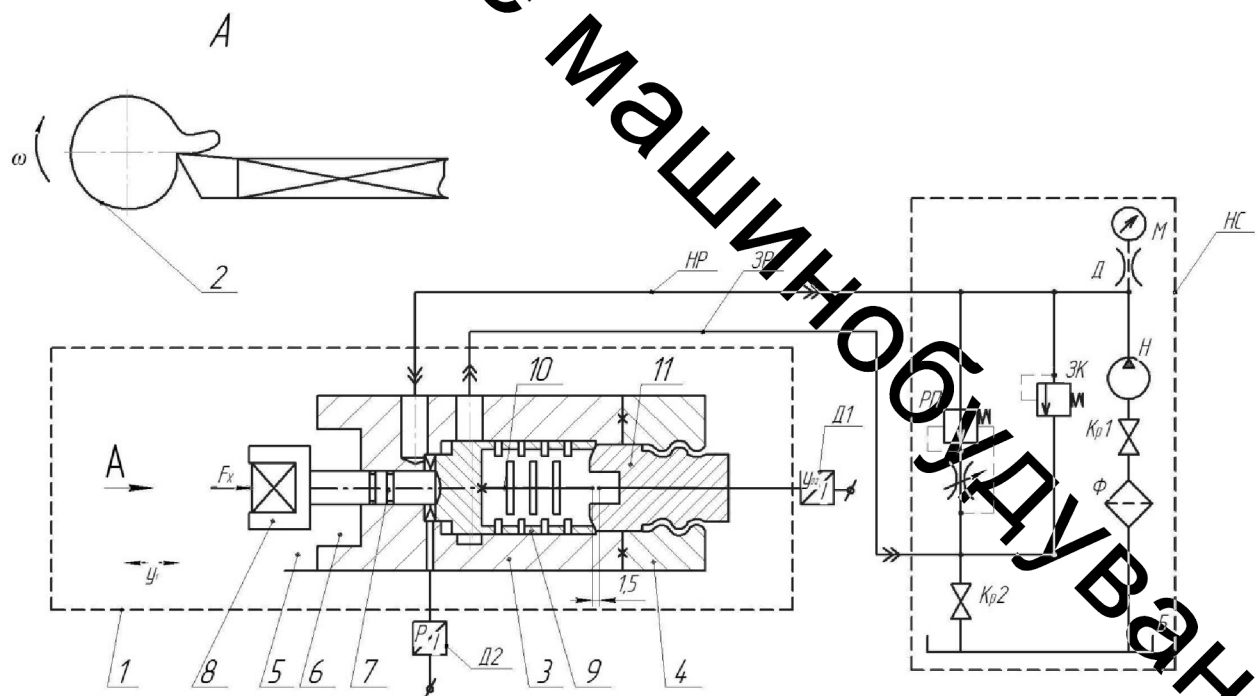


Рисунок 5.1 – Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ

Гідравлічна система дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ складається із гідронасоса H типу НШ-10-2 ГОСТ8752-71, всмоктувальна гідролінія якого через кран $Kp1$ і сітчастий фільтр Φ з'єднана з гідробаком B . Сітчастий фільтр Φ вбудований у всмоктувальний відсік гідробака B , має розвинену поверхню фільтроелементів ($\sim 1/3$ об'єму гідробака B) і тонкість фільтрації енергоносія 40 мкм, що достатньо для безвідмовної роботи гідроімпульсного привода пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ 1. До напірної гідролінії гідронасоса H приєднані запобіжний клапан $ЗК$ (20–200–2 ГОСТ 21148–75), регулятор потоку $РП$ типу ПГ–55–25 та через дросель $Д$ манометр $М$. Тиск „відкриття” ГІТ вимірюється манометром $М$.

Попередню деформацію пружних елементів здійснюємо за допомогою, регулятора тиску відкриття ГІТ 11, при провертанні гвинта регулятора 11 підтискається золотник-прорізна пружина 9, яка через штовхач 7 і державку різця 8 деформує, встановлений між дном розточки корпуса та торцем ЗПП 5, пакет тарілчастих пружин.

Для проведення досліджень встановлюємо заготовку 2 у патрон верстата і закріплюємо гідроімпульсний пристрій для вібраційного точіння з вбудованим одно каскадним ГІТ 1 у різцетримачі універсального гвинторізного токарного верстата. Зміна технологічного зусилля під час експериментальних досліджень здійснюється за допомогою зміни подачі та глибини різання.

Реєстрація параметрів режимів роботи дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим ГІТ 1 під час проведення експериментальних досліджень буде проводитись методом осцилографування за допомогою струмовихрових давача переміщення $Д1$ та давача тиску $Д2$, який встановлений в напірну гідролінію HP . Давачем переміщення $Д1$ фіксують переміщення різального інструмента 8. Необхідною умовою вимірювання переміщень є забезпечення зазорів, відповідно, для $Д1$ – між торцем давача $Д1$ і спеціальною планкою 12.

Гідронасос H разом з приводним електродвигуном, гідроапаратура Φ , $ЗК$, $Kp1$, M , D , PP , $Kp2$ та гідробак B установлюються на станину насосної станції $НС$.

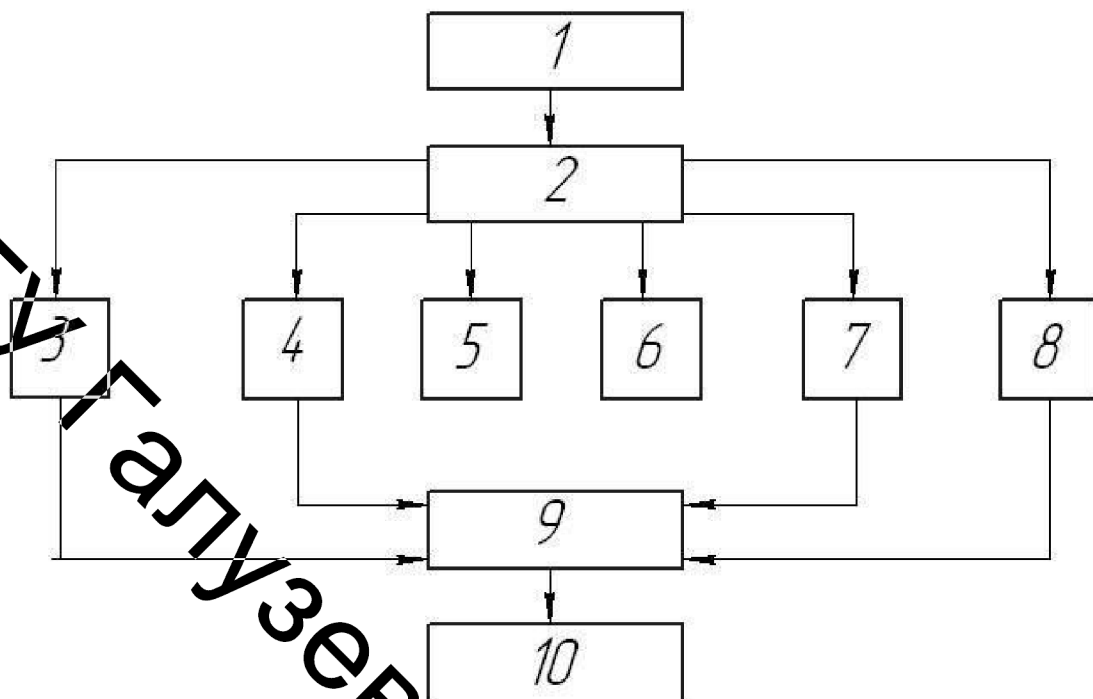
5.1 Розробка методики експериментального дослідження

Методика проведення експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ, будується згідно з структурною схемою, показаною на рисунок 5.2.

Під час підготовки гідроімпульсного привода ГІТ дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння до експериментальних досліджень необхідно виконати такі роботи:

- 1) виміряти та відрегулювати у вибраному напрямку конструктивних параметрів попередньої деформації пружних елементів гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння;
- 2) установити та закріпити гідроімпульсний пристрій для вібраційного точіння в різцетримачі токарного гвинторізного верстата;
- 3) розмістити біля верстата ПК з вимірювально-реєструючою апаратурою;
- 4) монтаж на пристрої для вібраційного точіння з вбудованим ГІТ давачів тиску та переміщення;
- 5) під'єднання давачів кабелями з ПК, АЦП-ЦАП та іншою апаратною частиною;
- 6) заземлення блока ПК та схеми під'єднання давачів, налаштування та прогрівання вимірювально-реєструючого комплексу;
- 7) перевірка на холостих режимах функціонування верстата, систем вібраційного привода, генератора імпульсів тиску та апаратури;
- 8) коректування роботи вимірювального комплексу;

9) реєстрація осцилограм переміщення різального інструменту та зміни тиску в напірній порожнині.



1 – підготовка дослідного зразку до проведення експериментальних досліджень; 2 – планування та проведення експериментів; 3 – 8 реєстрація динамічних параметрів гідроімпульсного привода та ГТ дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння на різних режимах робочого процесу; 9 – оброблення результатів вимірювань та оцінка їх точності; 10 – побудова за результатами вимірювання експериментальних графічних залежностей.

Рисунок 5.2 – Структурна схема методики проведення експериментального дослідження.

Залежність зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині пристрою визначатиметься в залежності від декількох фіксованих значеннях подачі Q_H гідронасоса привода та декількох постійних значень тиску „відкриття” p_1 , попередньої деформації пружин. На носій даних (жорсткий диск) потрібно записати режими роботи гідроімпульсного

пристрою для вібраційного точіння з вбудованим ГІТ шляхом послідовної зміни подачі Q_H гідронасоса привода.

З метою одержання достовірних значень експериментальних параметрів привода (частоти проходження імпульсів тиску, частоти та амплітуди вібрацій різця дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для віброточіння), число n необхідних вимірювань одного і того ж параметра на заданому режимі визначатимемо по формулі [28, 29]

$$n \geq (1 + P_D + 2n_{IP}) \cdot (1 - P_D)^{-1}, \quad (5.1)$$

де n_{IP} – число хибних значень параметрів, що не враховуються; P_D – допустима імовірність (похибка знаходження параметра знаходиться в межах допусу). З метою нормальної квантильної оцінки вимірювальної техніки автори робіт [29 – 32] рекомендують обирати $P_D = 0,8-0,9$, тоді $n_{IP} = 0$

$$n \geq [1 + (0,8...0,9)] \cdot [1 - (0,8...0,9)]^{-1} = 9...19.$$

Несистематична похибка вимірювань, згідно з теоремою О. М. Ляпунова [28], розподіляється за законом близьким до нормального. Це дозволяє для знаходження правдивого значення вимірюваного параметра та його середньої квадратичної помилки σ можна використати формули [30, 31]:

$$a \approx \bar{x} = n^{-1} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (5.2)$$

$$\sigma \approx \sqrt{(n-1)^{-1} (x_i - \bar{x})^2}, \quad (5.3)$$

де x_i та \bar{x} – відповідно, заміряня та середньоарифметичне значення параметра. Повна (результуюча) похибка визначення експериментального параметра складається із систематичних, інструментальних, методичних та випадкових помилок вимірювального ланцюга [32, 33] – давач-блок розподільний – АЦП-ЦАП – ПК – параметр. Середньоквадратичне значення цієї помилки σ_Σ можна вирахувати за відомою залежністю [15, 16]

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\delta_D^2 + \delta_{II}^2 + \delta_B^2}, \quad (5.4)$$

де δ_D – помилка давача; δ_{II} – сумарна помилка ПК; δ_B – сумарна помилка вимірювальної апаратури.

5.2 Вимірювально-реєструюче обладнання для експериментальних досліджень дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ

Під час проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного привода пристрою для вібраційного точіння зі вбудованим одно каскадним ГІТ, будуть вимірюватись такі параметри:

- переміщення золотник-прорізної пружини та переміщення різального інструменту;
- тиск в напірній гідролінії гідросистеми привода.

Необхідні для досліджень параметри будуть реєструватись за допомогою такого обладнання: давача тиску ADZ-SML-10, давача переміщення ИКВ-1-4-1, вимірювального блока, манометра та ПК.

Грунтуючись на результатах теоретичного дослідження гідроімпульсного привода гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ встановлено, що очікувана максимальна частота проходження імпульсів тиску та вібрацій різального

інструмента не перевищує 200 Гц, тому метрологічні параметри давачів тиску та переміщення повині забезпечувати частотний діапазон не менше ніж 200 Гц.

З врахуванням технічних (частоти та амплітуди) параметрів та конструктивних особливостей досліджуваного пристрою в якості давача переміщення прийнято давач ИКВ-1-4-1, технічні характеристики якого наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Характеристика давача переміщення ИКВ-1-4-1

МЕТРОЛОГІЧНІ ПАРАМЕТРИ		Конструктивне виконання DS-1
Діапазон вимірювання переміщення, мм		0,5... 2,5
Діапазон робочих частот, Гц		3... 500
ІНТЕРФЕЙС		
Тип вихідного сигналу		„струменева петля”, 4... 20мА
Діапазон живлочої напруги, В		10... 24
КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ		
Тип кріплення		шпилька
Габаритні розміри вібровимірювального блока, мм		300×260×75
Маса, вібровимірювального блока, кг		4,2
Ступінь захисту		
віброперетворювача		IP 67
вібровимірювального блока		IP 65
ВИБУХОЗАХИСТ		
Вид		„іскробезпечні ланцюги”
Маркировка вибухозахисту		
віброперетворювача		1ExibIICT5
вібровимірювального блока		1ExibIICT6
Підключення віброперетворювача через бар’єр безпеки з параметрами		
I ₀ , мА,		120
U ₀ , В		24

Для вимірювання тиску обраний давач ADZ-SML-10 технічні характеристики якого наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Характеристики давача тиску ADZ-SML-10 [28]

ПАРАМЕТРИ	ЗНАЧЕННЯ
Тип давача	Перетворювач тиску
Верхні границі вимірювань, МПа:	
– надмірного тиску	16
– розрідження	-10
– абсолютного тиску	16
– різниця тисків	2,5
Вихідний сигнал	0... 20мА, 4... 20мА
Діапазон живлючої напруги, В	12... 32
Похибка при +25°C (від повної шкали)	±1,0%, ±0,5%, ±0,25%, ±0,1%,
Час реакції	<1,5 мс
З'єднувальний штуцер	M12×1,5
Механічні характеристики:	
– перевантаження	2-кратна до 25МПа
– тиск руйнування	мінімум 3-кратне
– допустиме ударне навантаження	IEC 68-2-32
– допустиме вібраційне навантаження	IEC 68-2-6 с 20g, IEC 68-2-36
– ступінь захисту	IP68
Довготривала нестабільність	±0,01% в рік
Тип тиску	абсолютний; надлишковий; різниця тисків

Під час проведення експерименту з дослідження дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного тисіння з вбудованим однокаскадним ГІТ буде вимірюватись переміщення (амплітуда коливань), а потім порівнюватись, переміщення (див. рисунок 5.3) різального інструмента 7. За допомогою давача переміщення 3, що встановлений на корпусі пристрою, та кронштейна 4, який закріплений гвинтами 5 до різцетримача різця 7. Тиск «відкриття» ГІТ та змінна тиску в намірній порожнині вимірюється давачем тиску 6, що встановлений в корпусі дослідного зразка.

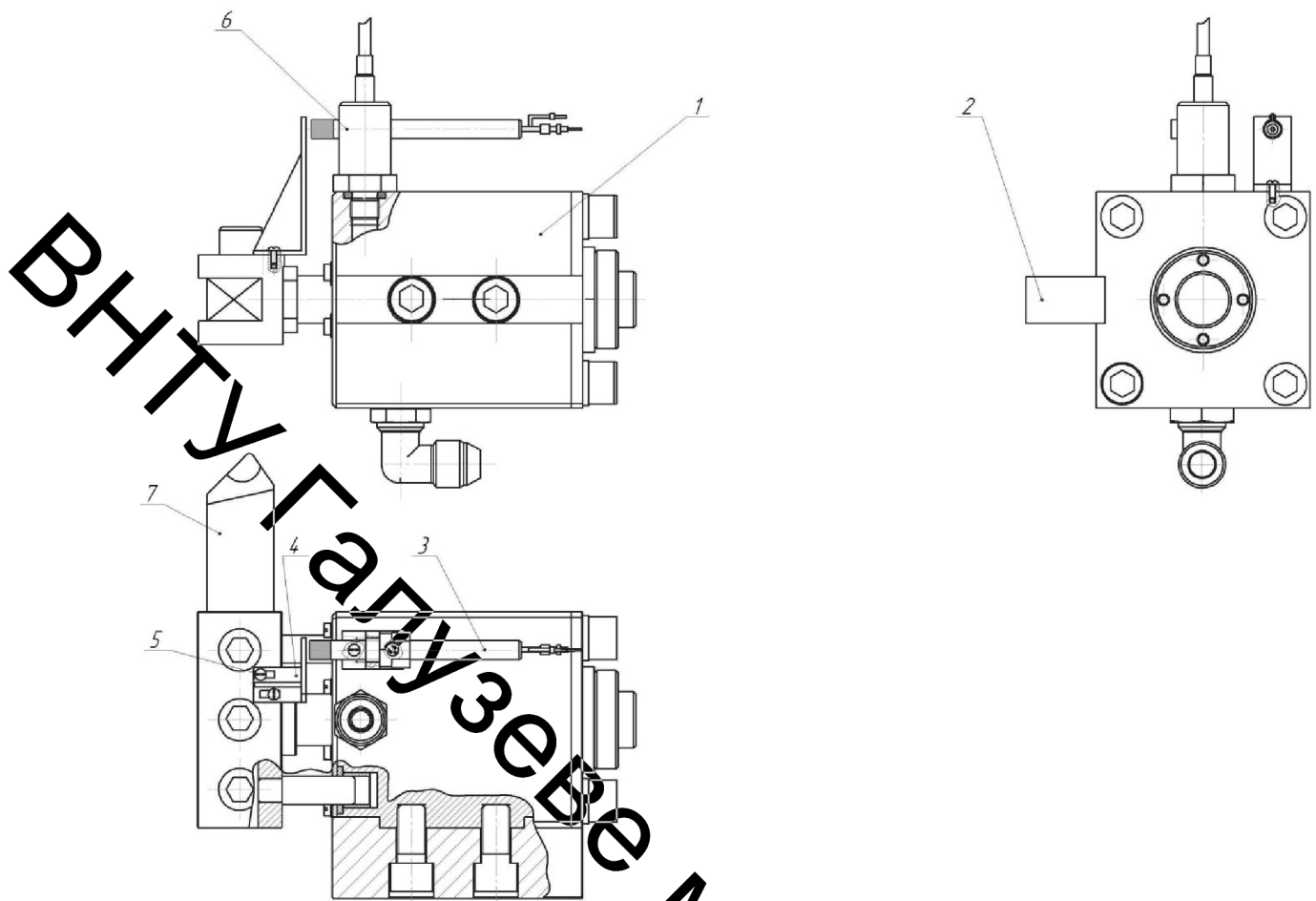


Рисунок 5.3 – Конструктивна схема встановлення датчиків на дослідному зразку гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТТ

Неодмінною умовою для нормальної роботи датчика переміщення є забезпечення повітряного зазору, відповідно, між торцями спеціального кронштейна 4 і датчиком 3. Регулювання зазору здійснюється за допомогою кріпильних гвинтів 5 кронштейна 4.

Після завершення монтажу всіх необхідних складових вимірювального комплексу проводиться підключення до АЦП-ЦАП, блоку живлення та ПК.

5.3 Висновки

1. Встановлена мета експериментальних досліджень, яка визначає похибку між результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

2. З метою перевірки коректності розроблених динамічної та математичної моделей гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим одно каскадним ГТ розроблена принципова гідрокінематична та конструктивна схема дослідного зразка для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою.

3. Для встановлення послідовності підготовки дослідного зразка для експериментальних досліджень розроблена методика експериментального дослідження.

4. У відповідності до значень параметрів вібронавантажень різального інструмента підібрана вимірювально-реєструюча апаратура.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1 Аналіз умов праці

При виконанні робіт в зоні виготовлення гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння виникають небезпечні та шкідливі виробничі фактори [33, 34]:

- фізичні: рухомі машини та механізми; розлиті на підлогу рідини; підвищена температура поверхонь агрегатів; гострі кромки та шорсткість поверхні; підвищена запиленість; загазованість повітря; мікроклімат, який не відповідає нормативам; недостатня освітленість; підвищений рівень шуму і вібрації в приміщенні; ультрафіолетове випромінювання при проведенні короточасного підварювання безпосередньо на робочих постах; враження електричним струмом;
- хімічні: відпрацьовані гази та розчинники;
- психо-фізіологічні: монотонність праці.

6.2 Організаційно-технічні рішення щодо безпечних умов праці

Згідно санітарним нормам $V = 15 \text{ м}^3/\text{люд}$, $S = 4,5 \text{ м}^2/\text{люд}$. Реальні показники площі і об'єму знаходяться в межах допустимих значень.

Виробнича санітарія складається із визначення необхідних параметрів, розглянемо їх.

6.2.1. Мікроклімат

Дана зона виробництва відноситься до категорії робіт – Пб. В зоні виготовлення гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння оптимальні та допустимі значення параметрів мікроклімату згідно ГОСТ 12.1.005 - 88, наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Значення параметрів мікроклімату згідно ГОСТ 12.1.005 - 88

Період року	Категорія робіт	Температура, °С		Відносна вологість		Швидкість повітря	
		діюча	допустима	діюча	допустима	діюча	допустима
холодний	П б	15-20	15-21	55-65	<75	0,2-0,4	<0,4
теплий	П б	15-20	15-21	60-75	<75	0,2-0,4	0.2-0.5

Теплове опромінення не перевищує нормативне 100 Вт/м² - при опроміненні не більше 25% поверхні тіла людини.

Максимальна допустима для роботи температура поверхонь $\leq 45^{\circ}\text{C}$.

Вентиляція зони приточно-витяжна з механічним та природним сполуканням. Система вентиляції дозволяє підтримувати концентрацію шкідливих речовин в межах, які не перевищують гранично-допустимі.

Система опалення виконується з умов забезпечення температури повітря в приміщенні в холодний і перехідні періоди року на рівні + 16 °С.

Опалення централізоване, в якості теплоносія – гаряча вода з температурою +80...+95 °С. Джерелом тепlopостачання є ТЕС. Опалення здійснюється трубами $d = 100 \text{ мм}$, система опалення – двухтрубна з верхньою розводною, тупікова.

6.2.2. Освітлення

В приміщенні зони є природне та штучне освітлення, які нормуються згідно СНіП II - 4 - 79.

Нормативне значення природнього освітлення:

$$e^4 = e^3 \cdot m \cdot c = 1; \quad (6.1)$$

де e – нормативне значення КПО для 3-го світлового поясу;

m - коефіцієнт світлового клімату;

c - коефіцієнт сонячності.

Нормативне значення штучного освітлення $E = 200 \text{ лк}$ (для загального освітлення). Згідно норм і правив роботи по виготовленню пристроїв в

механічному цеху відносяться до IV розряду зорових робіт і нормативні значення приведені в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Значення кількісних показників освітлення

Характер зорової роботи	розмір об'єкта	Розряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення	Характеристика фону	Штучне освітлення	Періодне освітлення
					Лк	КЕО, %
						Бічне
Середня робота	0,5-1	IVб	Великий	Світлий	500	1,5

Штучне освітлення проводиться світильниками з лампами розжарення. Вони забезпечують усунення сліпучої дії джерела світла. Освітленість проходів в виробничому приміщенні повинна складати – 75 Лк. Світильники місцевого освітлення живляться від мережі напругою 36 В, загального 220 В. Всі світильники повинні мати заземлення і бути герметичними по ступені захисту IP65. Отже вибираємо лампи ЛБ 20-4 з потужністю 20 Вт і світловим потоком $\Phi = 1180$ тривалістю горіння $10 \cdot 10^3$ годин.

6.2.3 Виробничий шум

В робочій зоні має місце широкополосний шум, що виходить від роботи обладнання. Для широкополосного шуму відповідно до ГОСТ 12.1.003 - 83 встановлені допустимі рівні звукового тиску в активних полосах частот, рівні звукового тиску на робочих. Для ослаблення шуму, який поширюється з приміщення назовні, використаємо звукоізоляційні огорожуючих конструкцій.

Таблиця 6.4 – Допустимі рівні шуму на робочих місцях

Рівні звукового тиску в дБ в активних смугах з середньгеометричними частотами, Гц									Рівні звуку	
									дБ/А	
									нормат.	діючий
31,5	62	125	250	500	103	2 103	4103	8 103	80	70 А
107	90	87	82	78	75	73	71	69		

В зоні відновлення робочих поверхонь прокатних валків прокатного стану працівник підпадає під дію шкідливих вібрацій не всю зміну, а тільки коли працюють обладнання та інструмент. В середньому загальній технологічній вібрації підлягає на протязі 150 хв, а локальній – 100 хв.

6.2.4 Виробничі вібрації

Від роботи інструменту, систем вентиляції та іншого виробничого обладнання на працюючих може виникати вібрація. Вібрація характеризується такими показниками як віброшвидкість, віброприскорення, рівень віброшвидкості, рівень віброприскорення згідно ГОСТ 12.1.012 - 90.

Вібрації знижуються при використанні амортизаторів, змащувальних матеріалів та реактивних гасників пульсації. Особливе значення в боротьбі з вібрацією мають фундаменти виробничих будівель, а також фундаменти під устаткуванням. На робітників може діяти локальна і загальна вібрація. Локальна передається через руки, загальна через підшви мт.

Таблиця 6.5 – Нормативні рівні звукового тиску на дільниці згідно ГОСТ 12.1.012 - 90

Робочі місця	Рівні звукового тиску в дБ у октавних смугах із середньгеометричними частинами Гц									Еквівалентний рівень звуку дБ(А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних місцях у виробничих заходах	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Загальна вібрація категорії “а”, критерій оцінки – границя зниження продуктивності. Норми вібрацій приведено в таблиці 6.6.

Таблиця 6.6 – Норми вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дій	Нормативні коректовані по частоті та еквівалентні значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			$a_{HМ}/c^2$	La_H дБ	$V_H \cdot 10^{-2} м/с$	Lv_H дБ
Локальна		X_n, Y_n, Z_n	2,0	125	2,0	112
Загальна	3-типа		0,1	100	0,2	90

Для зниження вібрації використовуємо спеціальні звукопоглинаючі кожухи і конструкції коло робочого місця, заключаємо у звукопоглинаючі кожухи шумні вузли агрегатів (редуктора, цепні передачі).

Для зменшення вібрації машини і верстати встановлюють на фундаменті, заглибленому нижче фундамента стін, ізолюваному від землі повітряними розривами, чи на спеціальних амортизаторах із сталевих пружин.

Для зниження вібрації при роботі з пневматичними і електричними машинами використовуємо рукоятки з вібропоглинаючими чи автоматизуючими пристроями.

Визначимо для такої такої тривалості допустимі рівні віброприскорення за формулами:

$$L_a = 20 \cdot lga \cdot 10^6 = 20 \cdot lg0,179 \cdot 10^6 = 105 \text{ дБ}; \quad (6.2)$$

$$L'_a = 20 \cdot lga \cdot 10^6 = 20 \cdot lg4,8 \cdot 10^6 = 133 \text{ дБ}; \quad (6.3)$$

де $a = a_{480} \cdot \sqrt{\frac{480}{t}} = 0,1 \cdot \sqrt{\frac{480}{150}} = 0,179 \text{ м/с}^2$ – допустиме

віброприскорення, коли загальна вібрація діє 150 хв.;

$a_{480} = 0,1 \text{ м/с}^2$ – допустиме віброприскорення, коли вібрація діє 480 хв.;

$a = a_{480} \cdot \sqrt{\frac{480}{t}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{480}{100}} = 4,8 \text{ м/с}^2$ – допустиме віброприскорення, коли локальна вібрація діє 100 хв. за зміну.

В приміщенні зони є медична настінна аптечка з необхідною кількістю ліків, бинтів, вати та жгута. Робітники отримують: бавовняний комбінезон, рукавиці, черевики, засоби індивідуального захисту та миючі аптечні засоби.

При проведенні робіт випромінюються невидимі ультрафіолетові промені, які оказують шкідливий вплив на сітчатку і рогову оболонку очей.

Для захисту очей від цієї шкідливої дії використовують щітки і шоломи з захисним склом. Їх виготовляють з фісри чорного матового кольору.

Електрозварювальні роботи виконують в спеціальних кабінах. Стіни кабіни окрашують в матовий колір, що містить окис цинку, ця краска інтенсивно поглинає ультрафіолетове випромінювання.

6.3 Техніка безпеки

В зоні виготовлення гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння технологічне обладнання, пристосування підлягають технологічному періодичному огляду. Особи, що працюють віком старше 18 років, які пройшли спеціальне навчання та інструктажі з ТБ та ПБ.

Для колективного захисту від дії електричного струму напругою 280/220 В передбачено занулення (захисне заземлення), ізоляція та недоступність струмонесучих частин.

6.3.1. Електробезпека

Приміщення дільниці відноситься до приміщень з особливою небезпекою.

Характеризується: наявністю струмопровідної підлоги, можливість одночасного дотику працівника до металевих конструкцій приміщення, які мають з'єднання із землею та із металевими корпусами обладнання.

Для захисту працівника від ураження електричним струмом передбачаємо:

- занулення всіх неструмоведучих частин обладнання;
- встановлення захисного вимикання;
- ізоляція та прокладка всіх електрокабелів в металевих трубах;
- використання інструментів з ручками із ізолюючого матеріалу.

6.4 Пожежна безпека

Зона виготовлення гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння відноситься до категорії В. Будівельні конструкції та елементи приміщення виготовлені з негорючих матеріалів і мають II ступінь вогнестійкості.

Основні причини можливих пожеж:

- відкритий вогонь та іскри, коли не передбачено спец. засобів захисту;
- паління на робочих місцях;
- самозапалення промасляних обтирочних матеріалів;
- короткі замикання в електромережах;
- негерметичність систем живлення автомобілів;
- короткі замикання акумуляторних батарей;
- загоряння бензину при відкритих пробках бензобаку;
- порушення правил ПБ;
- розряди блискавки на приміщення.

Запобігання виникнення пожежі досягається наступними шляхами:

- запобігання заборони застосування відкритого вогню та паління на робочих місцях;

- встановлення в електромережах струмового захисту (плавкі вставки, автомати);

- прокладенням електропроводки в металевих трубах;

- ремонтом систем живлення двигунів у відповідних місцях;

- відключенням або зняттям з авто акумуляторної батареї;

- виконанням правил ПБ;

- спорожненням ящиків від промасляного ганчір'я кожної зміни;

- встановленням на території блнскавказахисту II категорії.

У приміщенні передбачено такі первинні засоби пожежогасіння:

- вогнегасники хімічні пінні ОХП-10

- вогнегасники порошкові ОП-5

- ящики з піском (0.5 м³) і лопатою

- пожежні крани, продуктивність 3,3л/с

На території підприємства витримуються протипожежні розриви між будівлями, спорудами та групами автомобілів в зоні їх зберігання.

Для пожежогасіння на території підприємства передбачені пожежні гідранти, продуктивністю 15л/с і пожежні резервуари.

6.5 Основні джерела небезпеки при експлуатації гідравлічних приводів та запобіжні заходи

При використанні об'ємного гідроприводу, гідросистеми і гідропристроїв, що входять до їх складу, в різного роду машинах виникають чинники і небезпеки, що впливають на безпеку цих машин.

При роботі об'ємного гідроприводу, гідросистеми і гідропристроїв, що входять до їх складу, можуть виникати такі небезпеки:

1. Механічні небезпеки, що виникають через:

- недостатню механічну міцність конструкції гідропрстроїв внаслідок перевищення максимального тиску робочої рідини;

- дії зовнішніх механічних чинників - вібрації, удари і лінійні прискорення в місцях кріплення гідропрстроїв;

- накопичення енергії в пружних елементах (пружинах), робочих рідинах, газах під тиском або у вакуумі;

- кінетичну або потенційну енергію при контрольованому і неконтрольованому русі, утриманні піднятого гідроприводом вантажу і втраті стійкості утримуючих його прстроїв;

- недостатній або вичерпаний ресурс і надійність гідроприводів, гідросистем і гідропрстроїв;

- викиди робочої рідини під високим тиском.

2. Шумові (акустичні) і вібраційні дії, що створюються працюючим гідроприводом, гідросистемою або гідропрстроєм.

3. Термічні небезпеки, що утворюються:

- при порушенні герметичності з'єднань з витокм робочої рідини назовні, що проявляються у вигляді опіків або обварювання внаслідок зіткнення з нагрітою або переохолодженою робочою рідиною;

- при займанні або вибуху пари робочої рідини з ураженням органів людини внаслідок контакту і (чи) при вдиханні пари або туманів робочої рідини;

- при випромінюванні від теплових джерел

4. Небезпеки в результаті порушення в енергопостачанні гідроприводу, гідросистеми або керуючих прстроїв, що викликають коливальні процеси в роботі гідроприводу або гідросистеми, невиконання зупинної (аварійною) команди і неповне спрацьовування захисних прстроїв, ураження електричним струмом обслуговуючого персоналу.

5. Небезпеки ураження електричним струмом внаслідок порушення в ізоляції струмоведучих ланцюгів.

6. Небезпек, що виникають на спеціалізованих гідроприводах і гідросистемах, що мають у своєму складі іонізовані або неіонізовані джерела випромінювання.

7. Небезпеки, викликані неправильною установкою аварійних символів і сигналів, різних інформаційних або застережливих і аварійних пристроїв і що порушують безпеку роботи у разі можливого виникнення особливо небезпечних факторів

8. Небезпеки, пов'язані з незабезпеченням правильного монтажу, безпечної наладки і технічного обслуговування, сприяючих зниженню безпеки гідроприводу, гідросистеми або гідропристою.

9. Небезпеки через неумисні дії обслуговуючого гідропривід (гідросистему) персоналу внаслідок недостатнього опрацювання і розміщення гідропристоїв, що здатні привести до небезпечних станів машини (агрегату).

10. Небезпеки, викликані несправністю або неправильним функціонуванням системи управління гідроприводом (гідросистемою), роботи, що виражаються в несподіваному пуску або продовженні, і що призводять до небезпечних ситуацій в роботі машини.

11. Небезпеки, що виникають у зв'язку з несподіваним викидом деталей, що утримуються машиною, або з машин, що руйнуються, і вузлів, можуть привести до порушень роботи гідроприводу (гідросистеми) і виникнення вторинних небезпек.

12. Пожаро- і вибухонебезпека гідроприводів (гідросистем)

13. Екологічні небезпеки, викликані виливанням робочої рідини в довкілля.

Для запобігання виникнення позаштатних ситуацій пов'язаних з експлуатацією обладнання з гід्रोімпульсним приводом під час його проектування та виготовлення необхідно дотримуватись таких вимог:

1. Гідропривід та гідросистема мають містити у своїй конструкції запобіжні клапани, що дозволять обмежити перевищення тиску у всіх їх частинах в межах не більше 10% при тривалих та не більше 30% при пікових стрибках тиску.

2. Гідропривід та гідросистема мають проходити перевірку на міцність збирання та монтажу пробним тиском рівним 125% номінального.

3. Усі гідропристрої, гідросистема і гідропривід повинні витримувати механічні дії у вигляді вібрацій, лінійних прискорень і ударів, що виникають при роботі машини (агрегату), де встановлюється гідропристрій, гідросистема або гідропривід.

4. Під час монтажу так експлуатації має бути передбачено та контролюватись відсутність зовнішніх витоків. На рухомих елементах та з'єднаннях допускається наявність плівки робочої рідини.

5. Внутрішні витoki (перетечки) не повинні сприяти виникненню небезпеки.

6. Циклічні режими роботи гідроприводу або гідросистеми не повинні сприяти появі небезпеки.

7. Вібраційні характеристики гідропристроїв, встановлені в ГОСТ 28988-91, при номінальних робочих параметрах підлягають нормуванню або виміру, якщо вібрація, що виникає при їх функціонуванні, може впливати на надійність, працездатність, вібраційну безпеку їх самих або машин (агрегатів), складовими частинами яких вони є, і повинні вказуватися в стандартах або технічній умові на цю машину (агрегати). Параметри вібрації, що створюється гідроприводами, гідросистемами або гідропристроями на робочих місцях, повинні відповідати ГОСТ 12.1.012-90.

Для гідроприводу, гідросистеми і гідропристроїв має бути вказаний діапазон граничних робочих температур. Температура робочої рідини при їх роботі не повинна перевищувати встановлені граничні значення її безпечного використання і встановлені робочі температури гідропристроїв.

8. Конструкцією і розміщенням на машині (агрегаті) гідроприводів і гідросистем повинно бути передбачено, щоб температура поверхні, на яку може потрапити робоча рідина, не перевищувала температури займання цієї робочої рідини.

9. Гідроприводи (гідросистеми) мають бути оснащені пристроями аварійного відключення, що забезпечують самофіксацію робочих органів у вимкненому стані. За наявності декількох пультів управління кожен пульт має бути оснащений пристроєм для аварійного відключення, блокуваннями, що унеможливорює одночасне управління від різних пультів, і сигналізацією, що вказує використаний для виключення системи аварійний пристрій.

10. За наявності декількох командних пристроїв мають бути забезпечені умови безпеки пуску з будь-якого з них. Перед пуском слід передбачити зупинку. При виникненні небезпечної ситуації повинне автоматично відбуватися повне відключення гідроприводу (гідросистеми) від джерела енергії, повинна автоматично відбуватися нейтралізація накопиченої в гідроприводі (гідросистемі) енергії при зупинці, повинна спостерігатися відсутність самозапуску, а перемикач виду робіт повинен закриватися.

11. Для фіксації в заданому положенні вихідних ланок гідродвигунів мають бути встановлені гідрозамки або інші фіксувальні пристрої, якщо це необхідно.

12. Переважно слід використати управління незалежне від навантаження. Управління залежне від навантаження слід застосовувати у тому випадку, коли неправильне функціонування з послідовним обмеженням тиску (навантаження) або регулювання часу може привести до небезпеки.

13. Система управління об'ємним гідроприводом (гідросистемою) має бути спроектована так, щоб перешкодити неумисним небезпечним рухам, неприпустимій послідовності функцій приводів. Це повинно забезпечуватися на усіх етапах виробничого процесу гідрофікованої машини (агрегату).

14. У гідроприводах (гідросистемах) з розташуванням гідроприсроїв на різних рівнях має бути передбачений захист від витікання робочої рідини

з високорозташованих гідропрстроїв у вимкненому стані гідроприводу (гідросистеми).

15. Якщо при зниженні тиску створюється небезпека, то мають бути передбачені блокування для відвертання небезпечної поведінки машини (агрегату). При цьому не повинні відключатися такі гідропрстрої, як затискні, гальмівні тощо.

16. Гідроприводи (гідросистеми) з декількома джерелами гідравлічної енергії (наприклад з насосами) повинні мати схемні блокування, що виключають появу небезпечних чинників у разі відключення одного з джерел енергії (одного з насосів) або різночасного їх включення.

17. Гідропрстрої повинні функціонувати у будь-якому положенні, якщо технічна документація на конкретний гідропрстрої не обмежує його робочого положення.

18. Усі гідропрстрої, гідросистема і гідропривід не повинні викликати небезпеку при зниженні параметрів енергії живлення, при включенні і відключенні енергопостачання або управління. При включенні усі прстрої, що управляють, повинні знаходитися в початковому положенні, що не забезпечує подання гідравлічної енергії до робочого органу, а при відключенні повинні повертатися в початкове положення.

19. Конструкцією гідрооблаштувань управління має бути передбачене виключення мимовільного включення гідроприводу, гідросистеми або гідрооблаштування під дією власної маси їх елементів або вібрації, або прискорень, викликаних і пов'язаних з функціонуванням гідроприводів (гідросистем) у складі машини.

20. Біля органів управління або на них мають бути мнемонічні символи (позначення) з вказівкою напрямку руху вихідних ланок гідроприводу (гідросистеми) при різних положеннях органів.

21. Якщо потрібно управління оператора двома руками, то необхідно унеможливити одночасне управління однією рукою декількома прстроями:

при послідовній роботі повторне спрацьовування має бути можливе тільки після завершення роботи попереднього.

22. Керовані вручну гідроприсрої мають бути розташовані на машині (агрегаті) так, щоб дії для оператора були безпечні, а гідроприсрої захищені від неумисного включення і виключення.

23. Якщо декілька гідроприсроїв з автоматичним або ручним управлінням сполучені між собою, і якщо відмова одного з них може викликати небезпеку, то мають бути передбачені блокування або інші заходи безпеки (блокувальні присрої). Якщо таке здійснено, то ці блокування повинні переривати усі робочі операції за умови, що таке переривання саме не спричинить небезпеку.

24. Конструкцією гідроприсроїв і гідроліній має бути, передбачивши забезпечення доступності до органів управління, місць регулювання і налаштування, зовнішнього огляду і обслуговування, а також можливості зручної заміни швидкозношуваних деталей і проведення технічного обслуговування в мінімальний час.

25. Конструкцією гідроприсроїв має бути передбачене виключення мимовільної або умисної зміни положення деталей кріплення і з'єднань, елементів регулювання і налаштування при транспортуванні і експлуатації.

26. Конструкцією регулюючих гідроприсроїв має бути передбачене забезпечення надійної фіксації і можливість пломбування або замикання регулюючих елементів вбудованим замком для відвертання стороннього втручання або випадкового включення.

27. Усі канали гідроприсроїв повинні мати відповідне маркування і бути захищені (закриті заглушками або кришками) від попадання можливих забруднень і ушкодження стикувальних поверхонь за час від складання до установки на машину (агрегат).

28. При застосуванні вбудованих нагрівачів для підтримки заданої температури робочої рідини подання енергії повинне автоматично включатися і відключатися досягнувши заданих значень температури робочої

рідини в гідробаку. Поверхні нагріву нагрівачів повинні знаходитися нижче рівня робочої рідини не менше чим на 40 мм. Якщо ця вимога не може бути виконана, то температура поверхні нагрівального пристрою має бути не вища 0,8 температур кипіння робочої рідини (обмеження від можливості випару робочої рідини).

29. На машині (агрегаті) трубопроводи мають бути розміщені з найменшими протяжністю, числом вигинів і перетинів, при цьому необхідно передбачати технологічну і термічну компенсацію; гідролінії мають бути виконані так, щоб утруднювалося використання їх як сходинок або сходів; зовнішні сили не повинні передаватися на жорсткі гідролінії.

30. Жорсткі і гнучкі гідролінії мають бути прокладені так, щоб вони були захищені від будь-якого виду ушкоджень і не порушували робочий процес, доступ при налагоджувальних роботах, ремонті, заміні вузлів.

31. На гідроприводах і гідросистемах вживане електроустаткування і заземлення повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.007.0-75.

32. Матеріали і їх контактні пари не повинні створювати можливості появи електrolітичної корозії і руйнування конструкції з цієї причини.

33. При розробці і виготовленні гідропристроїв, гідросистем і гідроприводів повинні використовуватися матеріали, робочі рідини і вироби, що виключають шкідливу дію на довкілля і обслуговуючий персонал

ВИСНОВКИ

1. Економічна оцінка розробленого пристрою підтвердила перспективність впровадження гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску у виробництві та позитивний економічний потенціал нового виробу.

2. В результаті аналізу пристроїв для вібраційного точіння та відомих даних теоретичного та експериментального досліджень установлено, що найбільш перспективними є пристрої для вібраційного різання, зокрема вібраційного точіння, на базі гідравлічного привода, а також виявлено відсутність таких механізмів на основі гідроімпульсного привода, що має доведені переваги перед іншими типами вібраційних приводів.

3. Шляхом схемного пошуку з урахуванням відомих результатів досліджень процесів віброрізання та розробок пристроїв для здійснення цих процесів створено новий гідроімпульсний пристрій для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГПТ параметричного типу, в якому за рахунок використання пружних елементів високої жорсткості, таких як прорізні пружини та пакети тарілчастих пружин, в одному вузлі суміщені функції запірно-регулюючої ланки ГПТ, силового гідроциліндра та пружного елемента регулятора тиску „відкриття” ГПТ.

4. За результатами детального, пофазного аналізу робочого циклу, обґрунтованих припущень і структурно-розрахункової схеми пристрою розроблено динамічну та математичну моделі привода пристрою, в якій гідравлічну ланку представлено у вигляді тіла Кельвіна-Фойта, що дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси в приводі пристрою.

5. За результатами теоретичного дослідження розроблених динамічної та математичної моделей можна оптимізувати конструкцію розробленого пристрою до необхідних виробничих вимог (сили різання, параметрів вібронавантаження, габаритів тощо).

6. З метою установлення ступеня адекватності математичної моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ його реальній системі та всебічного дослідження цієї моделі, розроблено принципову схему дослідного стенда, вибрано давачі для реєстрації зміни тиску енергоносія та переміщень рухомих ланок і схеми їх установки на дослідному зразку пристрою, а також сформульовані основні положення методики експериментальних досліджень приводу пристрою.

ВНТУ Галузеве машинобудування

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні вказівки до виконання студентами-магістрантами наукового напрямку економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. В.О. Козловський – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 22 с.
2. Козловський В. О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця : ВДТУ, 2003. – 75с.
3. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.
4. Кумабэ Д. Вибрационное резание / Д. Кумабэ : Пер. с яп. С. Л. Масленникова /Под ред. И. И. Портнова, В. В. Белова. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
5. Подураев В.Н. Обработка резанием с вибрациями / В.Н. Подураев. – М.: Машиностроение, 1970. – 352 с.
6. Обертюх Р.Р. Гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння / Р.Р. Обертюх, М.Р. Архипчук, А.В. Слабкий // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2010. – №3(29). – С. 84–88.
7. Обертюх Р . Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
8. Jerald Lee Overcash Tunable, ultrasonic, vibration assisted diamond turning: A dissertation submitted to the faculty of the University of North Carolina at Charlotte in partial fulfillment of the degree of Doctor of Philosophy in the Department of Mechanical Engineering. – Charlotte.– 2006. P. 164.
9. Марковський Д.А. Використання електромагнітного віброприводу для процесу вібраційного точіння Д.А. Марковський / Вісник ЖДТУ. – Житомир. – 2011. – №3(58). – С. 72 – 77.

10. Баранов В. Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. Издание 2-е, перераб. И доп. / В. Н. Баранов, Ю. Е. Захаров. – «Машиностроение», 1977. – 326 с.

11. Обертюх Р.Р. Основні тенденції створення та розвитку способів і пристроїв для подрібнення стружки / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, Міськов В.П. // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Житомир. – 2011. – №10. – С. 251 – 267.

12. Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Бурдейний М.С. Гідроімпульсний пристрій для вібросвердління // Віснику машинобудування та транспорту – №2, 2018. – С. 74 – 79.

13. Слабкий А.В., Бурдейний М.С. Пристрій для осевого віброточіння // Режим доступу: <https://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/21366/5346.pdf?sequence=3>

14. Обертюх Р.Р. Гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння / Р.Р. Обертюх, М.Р. Архипчук, А.В. Слабкий // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця. – 2010. – №3(29). – С. 84 – 88.

15. Слабкий А.В. Гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння / А.В. Слабкий, Р.Р. Обертюх // «Прогресивні напрямки розвитку машинобудівних галузей і транспорту», матеріали міжнар. студ. наук. конф., Севастополь, 11-15 травня 2010р.– 143-144 / Міністерство освіти та науки України, СевНТУ. – 2010. – 398 с. – ISBN 978-966-2960-68-6

16. Обертюх Р.Р. Вибір геометричних параметрів запірно-силової ланки малогабаритного гідроімпульсного пристрою для віброточіння / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий // «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», матеріали міжнародної науково-технічної конференції, тези доповідей, Львів, 7-9 листопада 2012р.– С. 87-88 / КІНПАТРИ ЛТД. – 2012. – 182 с. – ISBN 978-966-7585-11-2.

17. Обертюх Р.Р. Аналіз відомих методик розрахунку прорізних пружин / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий // «11-й Міжнародний симпозіум українських

інженерів-механіків у Львові», тези доповідей, Львів, 15-17 травня 2013р.— 47-48 / КІНПАТРИ ЛТД. — 2013. — 214 с. — ISBN 978-966-7585-12-9.

18. Обертюх Р.Р. Особливості розрахунку та проектування силових ланок гідроімпульсних пристроїв для вібраційного різання та поверхневого зміцнення, виконаних у вигляді комбінації поршня з прорізною пружиною та золотника з прорізною пружиною / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, О.В. Поліщук // Наукові нотатки. — Вип. 42. — 2013, — С. 193 — 207.

19. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук. — УНІВЕРСУМ — Вінниця, 2008. — 171 с. (Монографія). — ISBN 978-966-641-252-5.

20. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением. — М., 1980. — С. 12-40. — (Тр. МВТУ №335).

21. Іскович-Лотоцький Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Іскович-Лотоцький, И. Б. Матвеев, В.А. Крат. — Киев: Техника, 1982. — 208с.

22. Іскович-Лотоцький Р.Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх Р.Р., Севостьянов І.В. — Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006, — 291с.

23. Іскович-Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки гідроімпульсного привода вібраційної розкочувальної машини / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, В. І. Томчук // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. научн. тр. №12 —Донецк: ДонГТУ, — 2000. — С. 42 — 52.

24. Iskovich-Lototsky R. D. Dynamics of vibration machines by hydroimpulsive drive / R. D. Iskovich-Lototsky. — Poznan: Vibration in physical systems, 1996.-P. 1170-1173.

25. R. Iskovich-Lototkiy Dynamics of transient processes in hydroimpulsive drives / R. Iskovich-Lototkiy, R. Obertuh, Y. Bulyha, M. Arkhipchuk // Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVI (L) Fasc. 3-4. 2000. Stiinta si Ingineria Materialelor.– P. 15-20

26. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К. А. Колисниченко, В.Т. Маслов – [2-е изд. перероб и доп]. – Киев: Техника, 1977. – 320с.

27. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – Машиностроение, 1979. – 232с.

28. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин: (Измери-тельные преобразователи). Учебн. пособие для вузов. / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий. – Ленинград.: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1983. – 320 с.

29. Математическая теория планирования эксперимента / С. М. Ермаков, В. З. Бродский и др.– М.: Наука, 1983. – 392 с.

30. Севостьянов Б. А. Курс теории вероятностей и математической статистики / Б. А. Севостьянов. – М.: Наука, 1982. – 256 с.

31. Коваленко И. Н., Теория вероятностей и математическая статистика. / И. Н. Коваленко, А. А. Филиппова Учебн. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982. – 256 с.

32. Шушкевич В. А. Основы электротензометрии / В. А. Шушкевич. – Минск: Вышэйш. школа, 1975. – 352 с.

33. Терещенко О.П., Кобилянський О.В. Методичні вказівки щодо опрацювання розділу “Безпека життєдіяльності” в дипломних проектах і роботах студентів машинобудівельних спеціальностей.–В .: ВНТУ, 2004.– 45с.

34. Сакевич В.Ф. Основи розробки питань цивільної оборони в дипломних проектах. Методичні вказівки. – В .: ВНТУ, 2004.

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д. т. н., професор Поліщук Л.К,

(підпис)

« ____ » _____ 2019

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску

Розробив студент

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

Бурдейний Микола Сергійович

« ____ » _____ 2019

Керівник: к.т.н., доцент

Слабкий Андрій Валентинович

1 Найменування і область застосування

Найменування – гідроімпульсний пристрій для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даного дипломного проекту є індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Метою є розробка конструкції пристрою для вібраційного різання з використанням пружин високої жорсткості на базі гідроімпульсного привода. Призначення розробки – обґрунтування ефективності та переваг нової конструкції, а також формування методики розрахунку пристроїв такого типу за допомогою розробки математичної моделі.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

4.1 Вибрационное точение конструкционных сталей / С. С. Данильчик и др. – Минск: БНТУ, 2018. – 244 с. – ISBN 978-985-583-181-6.

4.2 Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.

4.3 Искович-Лотоцкий Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, В.А. Крат. – Киев: Техника, 1982. – 208с.

4.4 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справ. Пособие. М.: Машиностроение, 1971. – 345 с.

4.5. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К. А. Колисниченко, В.Т. Маслов – [2-е изд. перероб и доп]. – Киев: Техника, 1977. – 320с.

4.6 Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). — М.: Машиностроение, 1981.— Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. 1981. 509 с, ил.

5 Вихідні дані для розробки пристрою:

- 1) Номінальний тиск роботи пристрою – 10 МПа;
- 2) Номінальна подача гідронасоса – $2,5 \cdot 10^{-4}$ м³/с;
- 3) Орієнтований діапазон регулювання амплітуди – $(1 \dots 5) \cdot 10^{-3}$ м;
- 4) Частоти – 10...100 Гц;
- 5) постійною поперечною деформацією $y_{03_{\max}} = 10 \cdot 10^{-3}$ м;
- 6) Максимальні габаритні розміри – довжина – 205 мм, ширина – 100 мм, висота – 100 мм;

5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажно-придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- маса продукції – до 10 кг;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини ГІТ взаємозамінні
- деталі, вузли ГІТ, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила
- одиничний вид виробництва деталей, запасні частини не передбачаються.

5.2 Вимоги до надійності:

довговічність – не менше 6 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність ГТТ в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність – компоновочне рішення ГТТ повинно бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби (сідло) та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція деталей ГТТ повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час розробки конструкції ГТТ використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонті. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонті пристрою.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні і управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей ГТТ слід вибирати відповідно до рекомендацій, що застосовують під час виготовлення контрольно – розподільної гідроапаратури.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

– умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

– час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 рік;

- вид обслуговування періодичний;
- періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 4 дні (один раз в три місяці);

5.9 Вимоги по транспортуванню і збереженню

- можливість транспортування на будь – якому виді транспортних засобів
- захист від ударів під час завантаження і розвантаження
- зберігання на складі готової продукції
- зберігання у законсервованому вигляді
- складування на стелажах.

6 Економічні показники:

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 3,5 роки,
- освоєння виробництва продукції,
- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

7 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» Бурдейний Микола Сергійович

8 Етапи НДР і терміни їх виконання:

- огляд відомих способів і пристроїв для вібраційного точіння
- розробка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску;
- методи проектного розрахунку пристрою;
- розробка динамічної та математичної моделей пристрою;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- охорона праці;
- висновки.
- розробка складального креслення пристрою;

- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

9 Порядок контролю і прийомки

- попередній захист проекту
- захист проекту перед МКР

ВНІТУ Галузеве машинобудування

Принципові та конструктивні схеми приводів для вібраційного розміщення

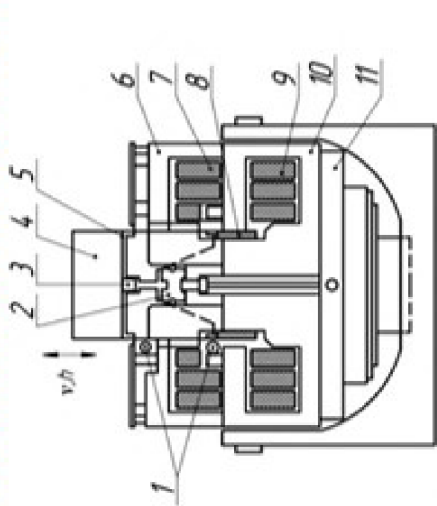


Рисунок 1 — Електрогідролінійний вібраційний привід.

1 — вхідний вал; 2 — планетарний; 3 — двиг. прискорення; 4 — інструмент; 5 — вібратор; 6 — верхній корпус; 7-9 — вертл. і шкв. області абразива; 10 — планет. корпус; 11 — корпус.

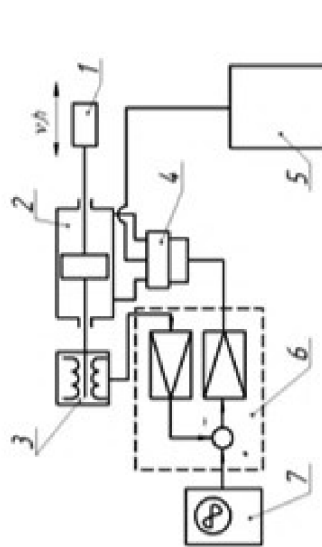


Рисунок 2 — Електрогідролінійний привід, що забезпечує прямилинійний рух.

1 — інструмент; 2 — сигнальний циліндр; 3 — двиг. прискорення; 4 — керуючий клапан; 5 — гідромотор; 6 — сервогідролінійний; 7 — генератор коливань.

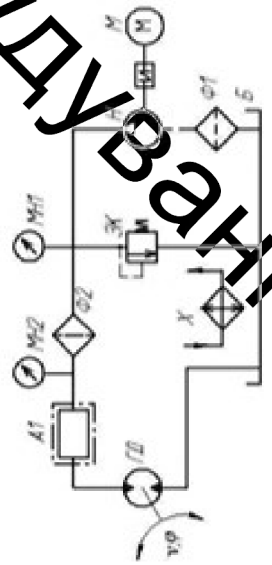


Рисунок 3 — Електрогідролінійний привід, що забезпечує обертальний рух. МН1, МН2 — мотори; ГН1, ГН2 — генератори; В — вібратор; ЗК — запобіжник; Н — гідромотор; М — електромагнітний клапан; Х — клапан; А1 — генератор коливань; МН1, МН2 — мотори; ГН1, ГН2 — генератори; В — вібратор; ЗК — запобіжник; Н — гідромотор; М — електромагнітний клапан; Х — клапан; А1 — генератор коливань.

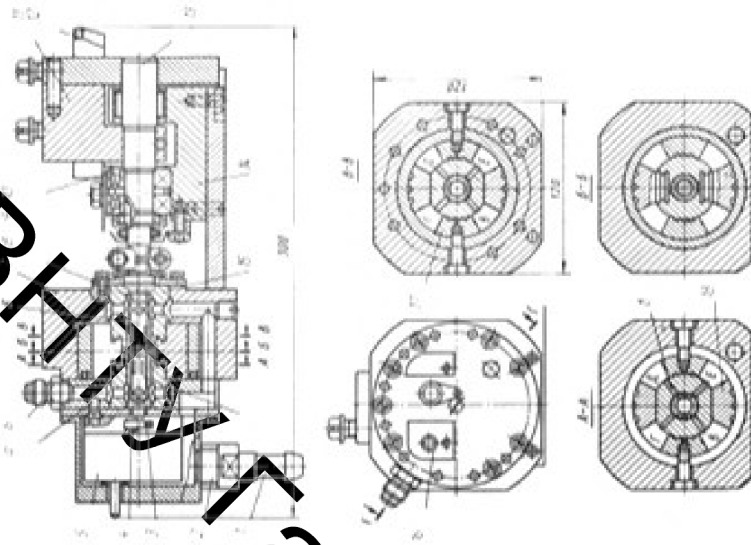


Рисунок 7 — Основні прості вибродвигуни BG-3 з коливальним гідромотором.

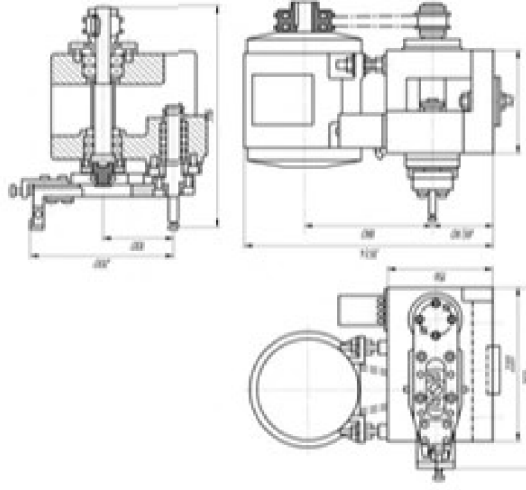


Рисунок 8 — Простий для вібраційного розміщення з частотою 100 Гц.

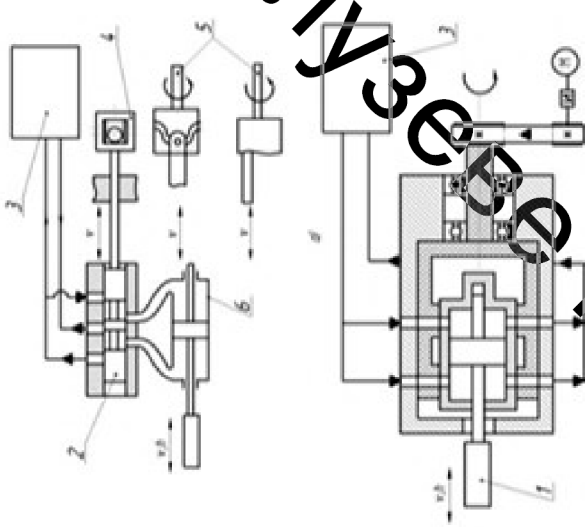


Рисунок 4 — Гідролінійний привід з коливальним, що здійснює обертовий рух (0,01-0,02 Гц).

1 — інструмент; 2 — гідромотор; 3 — керуючий клапан; 4 — насос; 5 — керуючий клапан; 6 — сервогідролінійний; М — електромагніт.

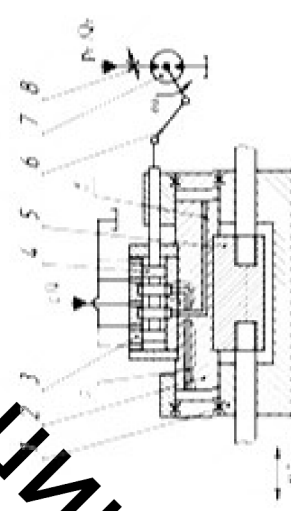


Рисунок 5 — Електрогідролінійний привід вибродвигу BG-5.

1 — інструмент; 2 — насос; 3 — керуючий клапан; 4 — клапан; 5 — насос; 6 — сервогідролінійний; 7 — гідромотор; 8 — дросель.

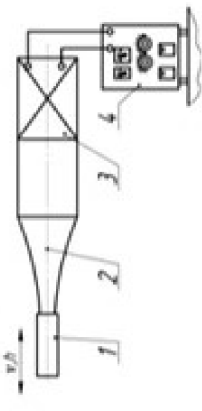


Рисунок 6 — Вібратор з коливальним, що здійснює обертовий рух (0,01-0,02 Гц).

1 — інструмент; 2 — насос; 3 — керуючий клапан; 4 — клапан; 5 — насос; 6 — сервогідролінійний; 7 — гідромотор; 8 — дросель.

Гідроімпульсні пристрої для вібраційного тиснення з вбудованими генераторами імпульсів тиску

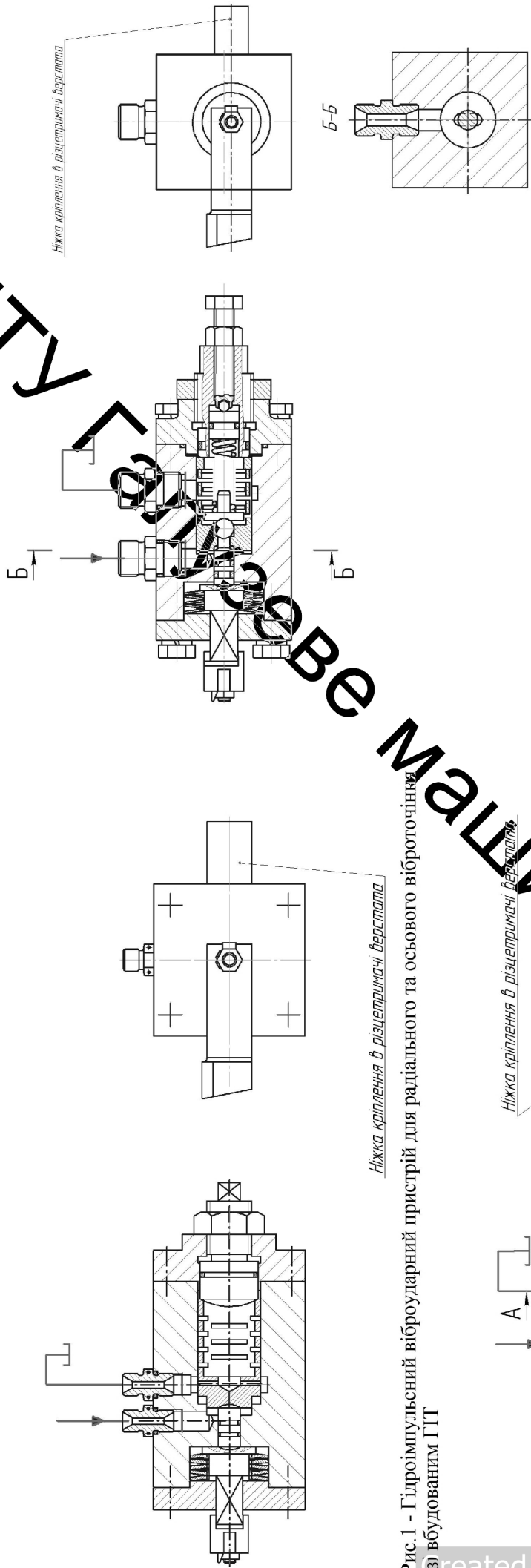


Рис. 1 - Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального та осьового віброочінення з вбудованим ГТТ

Рис. 3 - Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального та осьового віброочінення з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску клапанного типу

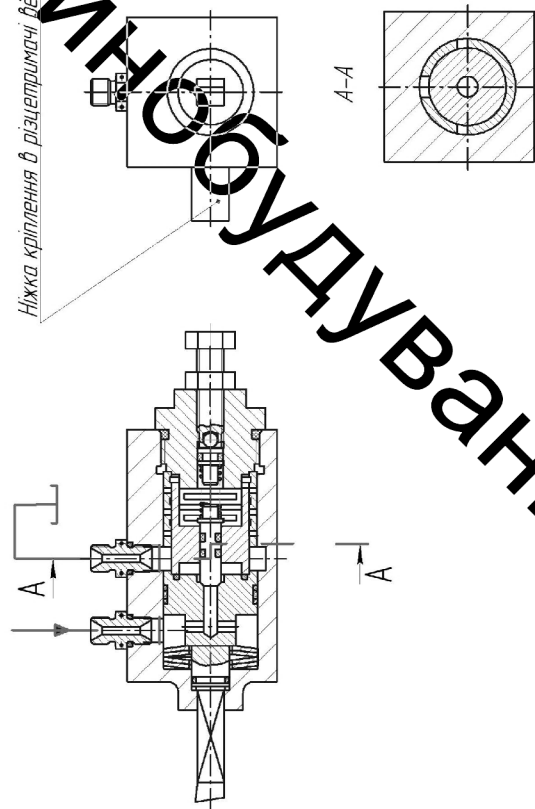
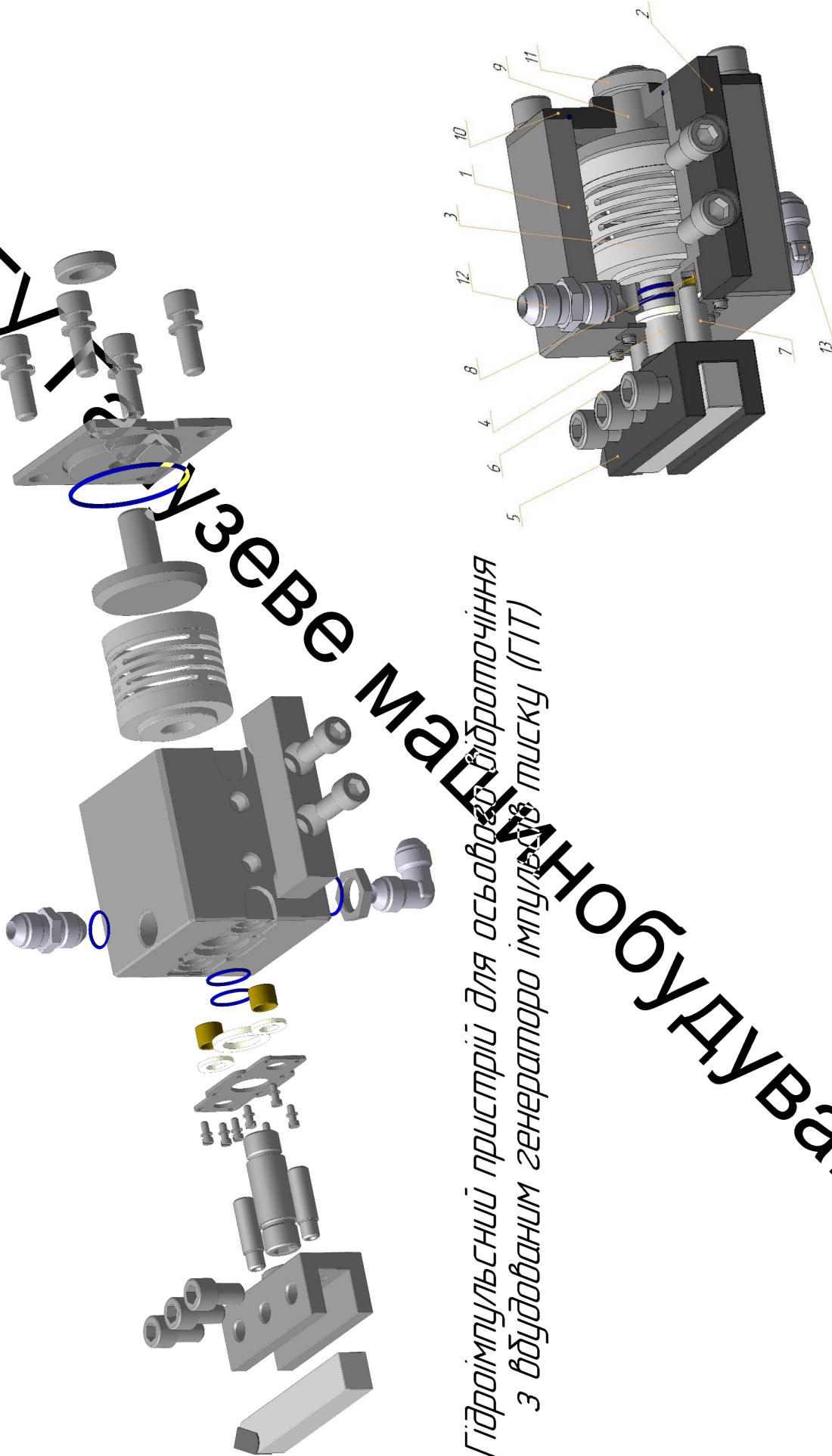


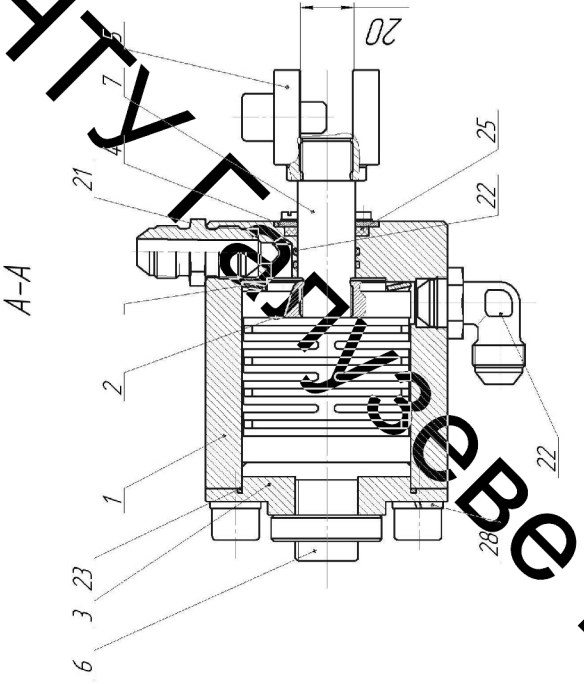
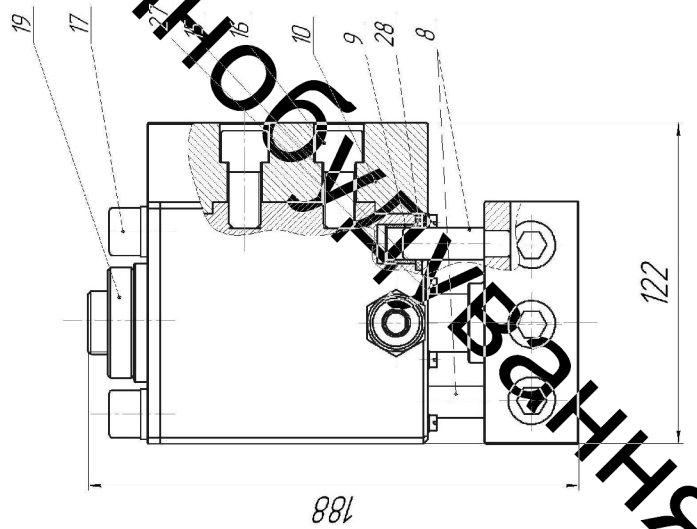
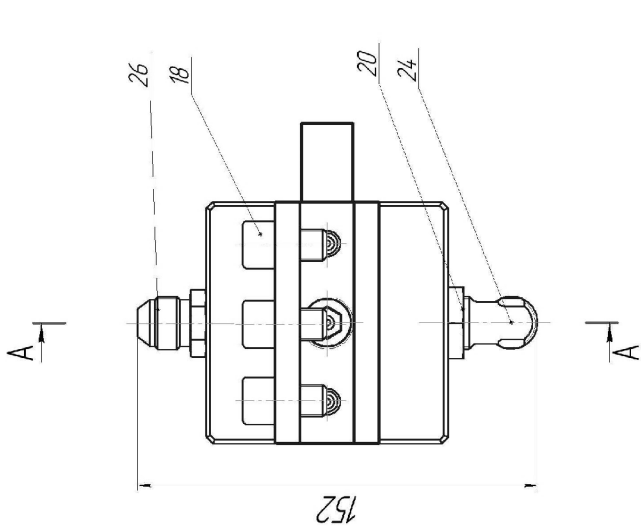
Рис. 2 - Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального та осьового віброочінення з вбудованим однокаскадним ГТТ клапанного типу

ВІТК КІЗЕВЕ МАДІАНОБУДУВАННЯ

Гідроімпульсний пристрій для осьового відроточіння з вбудованим генератором імпульсного тиску (ГІТ)



Компонувка пристрою



Технічна характеристика

1. Номінальний тиск відкриття ГТТ пристрою, МПа... 10;
2. Номінальна подача насоса пристрою, м³/с... 2,5×10⁻⁴;
3. Максимальний хід поршня, м... 5×10⁻³;
4. Діапазон регулювання параметрів дібрандантаженту: частоти, Гц... 5-50; амплітуди, м... 1,5×10⁻³;
5. Уважний прохід, м... 8×10⁻³;

Технічні вимоги

1. * Розміри для довідок.
2. ПЛО час монтажу пристрою на токарно-гвинтарійному верстаті, виставили диск різця на рівні осі шпінделя.

08-27.МКР.03.00.000 СК		Лист	Кількість
№ документа	№ документа	№ документа	№ документа
046	046	046	046
Всього	Всього	Всього	Всього
ВНУ, см. зр. ПУ-18М	ВНУ, см. зр. ПУ-18М	ВНУ, см. зр. ПУ-18М	ВНУ, см. зр. ПУ-18М

ВІСНИК НАУКОВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

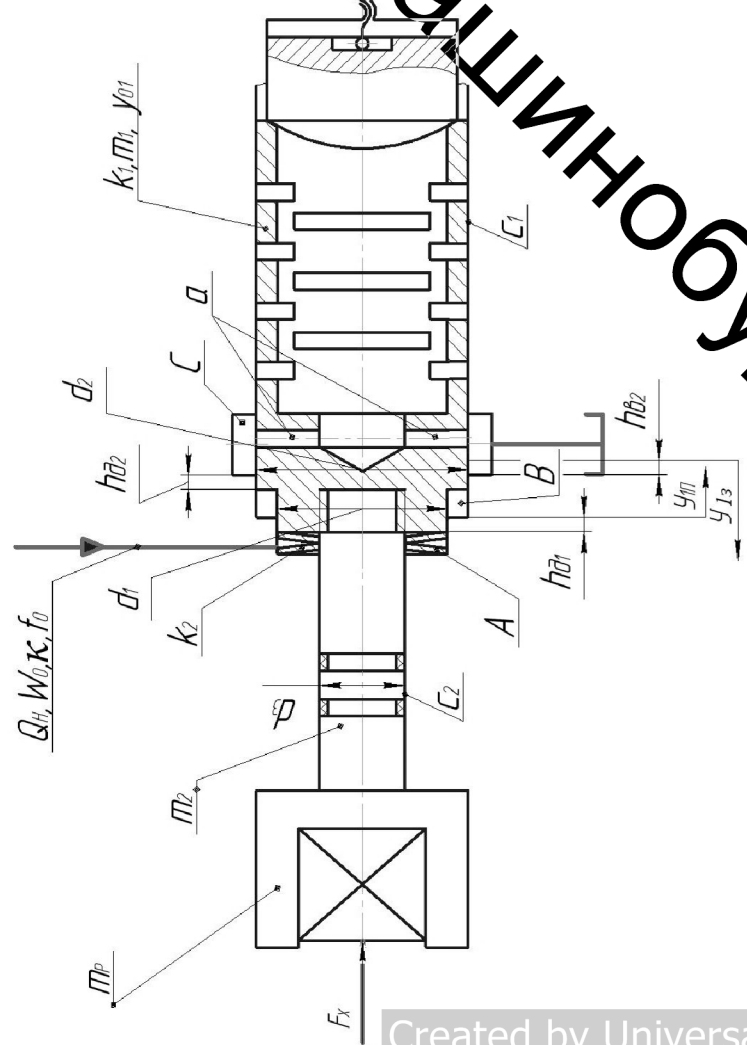
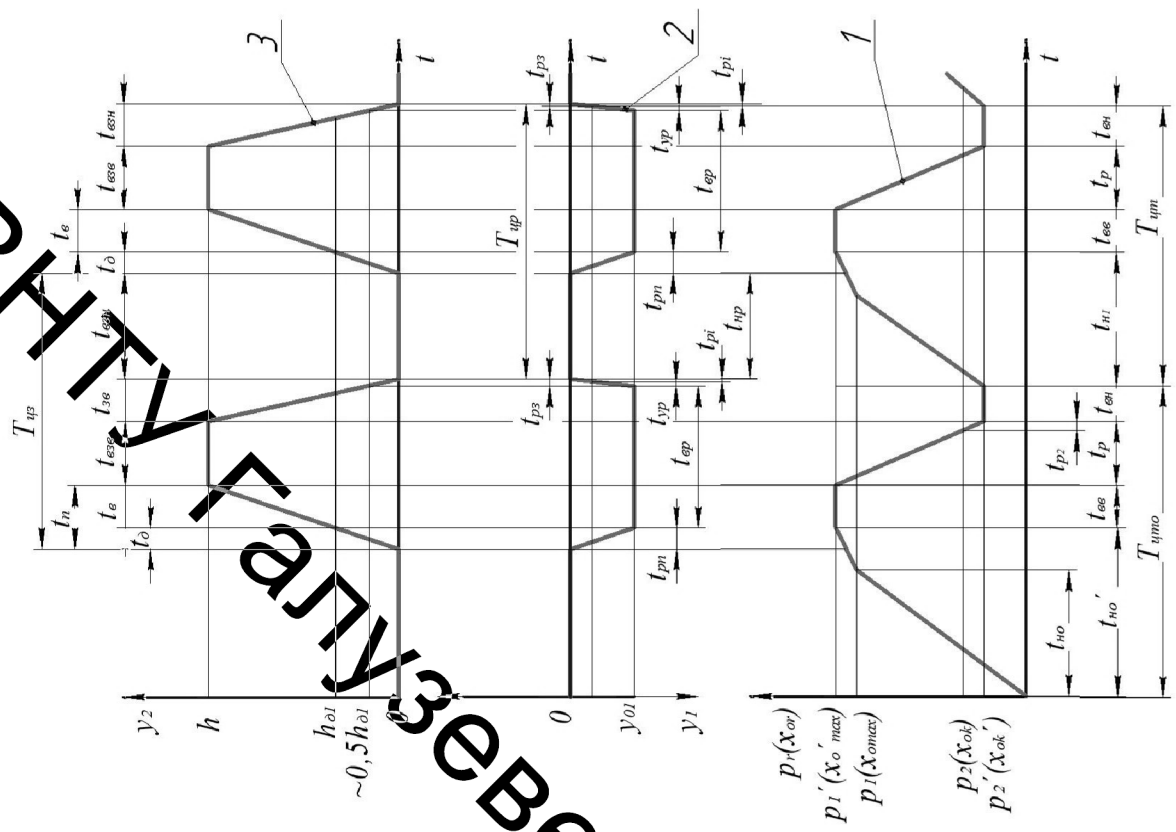


Рисунок 5.1 Структурно-розрахункова схема гідродімплуєного пристрою для осьового вібраційного точіння з вимірюванням ГПТ параметричного типу

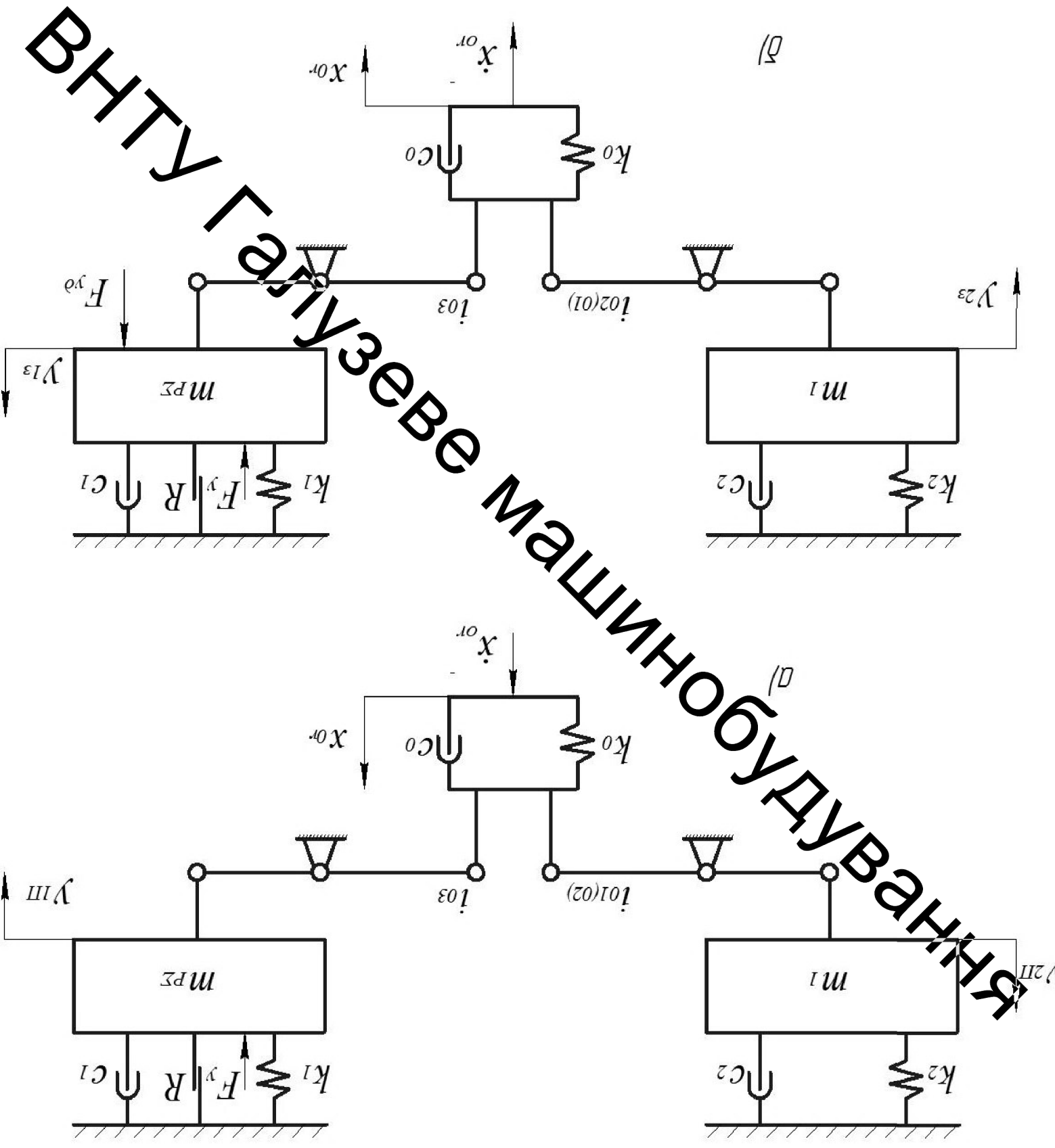


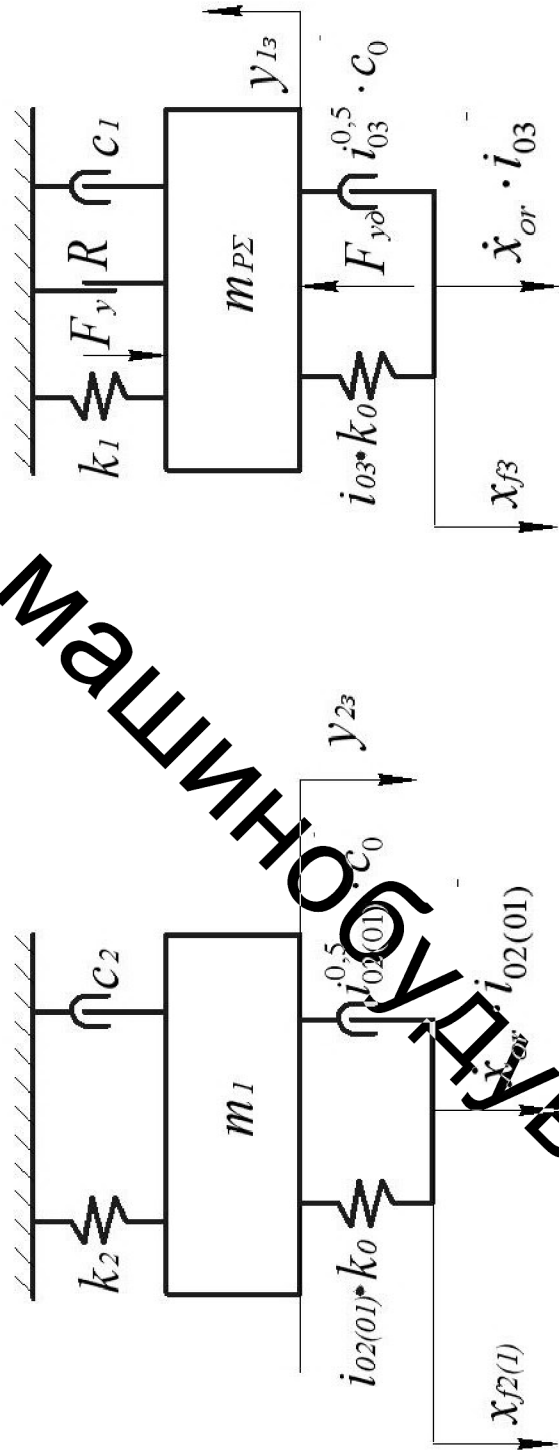
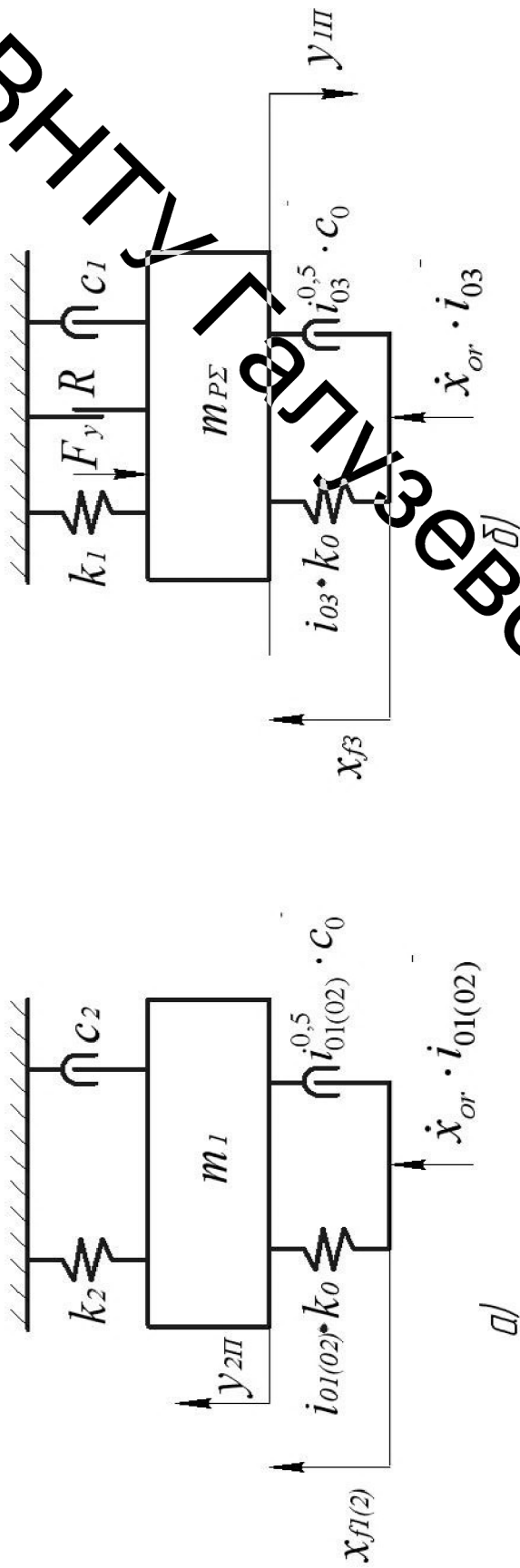
1 - крива зміни тиску енергоносія в напірній порожнині (деформації гідравлічної ланки);
 2 - крива переміщення різця; 3 - крива переміщення золотника-прорізної пружини

Рисунок 5.2 - Циклограма робочого циклу гідродімплуєного пристрою для осьового вібраційного точіння.

прямого (а) та зворотного (б) ходу його ланок

Рисунок 5 - Динамічна модель гідромішувального пристрою для вібраційного точіння для





2/

Рисунок 6 - Динамічні моделі відповідно прямого та зворотного ходів золотника-прорізної пружини а) і в) та системи РРШ б) і г)

Рівняння витрати та умови однозначності:

прямого —

- 1) $x_p = f_0^{-1} \int_0^{y_{1T}} Q_{21T} dt$ для: $y_{1T} = 0$; $y_{2T} = 0$; $0 \leq t \leq t_T$;
- 2) $x_p = x_{pmax} - Q_{21T} \cdot t \cdot f_0^{-1}$ для: $0 \leq y_{1T} \leq h_A$;
 $t_T < t \leq t_1$; $t = t_1$ для $y_{1T} = h_A$;
- 3) $x_p = x_{pmax} - Q_{21T} \cdot t \cdot f_0^{-1}$ для $y_{2T} = 0$; $h_A \leq y_{1T} \leq h_B$;
 $t_1 < t \leq t_2$; $t = t_2$ для $y_{1T} = h_B$;
- 4) $x_p = x_{pmax} - Q_{21T} \cdot t \cdot f_0^{-1}$ для $y_{2T} = 0$; $h_B \leq y_{1T} \leq h$;
 $t_2 < t \leq t_3$; $t = t_3$ для $y_{1T} = h$;

зворотного —

- 1) $x_p = x_{pmax} - Q_{21T} \cdot t \cdot f_0^{-1}$ для: $y_{2T} = 0$; $0 \leq y_{1T} \leq h_A$; $0 \leq t \leq t_1$;
 $t' = t_1$ для $y_{1T} \geq h_A$;
- 2) $x_p = x_{pmax} \cdot \frac{t_1^2}{t_1^2} + Q_{21T} \cdot t' \cdot f_0^{-1}$ для $y_{2T} = 0$; $h_A \leq y_{1T} \leq h_B$;
 $t_1 \leq t \leq t_2$; $t' = t_2$ для $y_{1T} \leq h_B$;
- 3) $x_p = x_{pmax} \cdot \frac{t_2^2}{t_2^2} + Q_{21T} \cdot t' \cdot f_0^{-1}$ для $y_{2T} = y_{2p}$; $h_B < y_{1T} \leq h$;
 $t_2 \leq t \leq t_3$; $t' = t_3$ для $y_{1T} = h$;
- 4) $x_p = f_0^{-1} \int_0^{y_{1T}} Q_{21T} dt$ для $y_{2T} = y_{2p}$; $y_{1T} = h$ $t = t_3$

Де $Q_{21T} = f_1 \cdot y_{2T} - f_2 \cdot y_{1T}$ — на інтервалі $(t_T, t_1]$;

$Q_{21T} = f_2 \cdot y_{2T}$ — на інтервалі $(t_1, t_2]$;

$Q_{21T} = f_2 \cdot p \cdot \alpha_1 [(y_{1T} - h_A) + (y_{1T} - h_B)] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1}} \cdot x_p = Q_H + f_2 \cdot y_{1T}$ — на

інтервалі $(t_2, t_3]$;

$Q_{21T} = f_2 \cdot p \cdot \alpha_2 [(y_{1T} - h_A) + (y_{1T} - h_B)] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1}} \cdot x_p = Q_H + f_2 \cdot y_{1T}$ — на

інтервалі $[0, t_1]$;

$Q_{22T} = Q_{2T} + f_2 \cdot y_{2T}$; — на інтервалі $(t_1, t_2]$; $Q_{22T} = Q_{2T} + f_2 \cdot y_{2T}$; — на інтервалі $(t_2, t_3]$. Для визначення Q_{22T} та Q_{21T} можна використовувати як ліві, так і праві частини наведених виразів.

Рівняння, які характеризують зміну деформації гідравлічної ланки x_p під час прямого та зворотного ходів рухомих ланок пристрою, та нерівності, що входять до (1) і (2) є рівняннями витрати енергоспоживача та умовами однозначності математичних моделей прямого та зворотного ходів ланок пристрою.

(1)

$\dot{x}_T = \dot{x}_p \cdot \dot{t}_1^{n_1}$; $\dot{x}_T = \dot{x}_p \cdot \dot{t}_2^{n_2}$; $\dot{x}_T = \dot{x}_p \cdot \dot{t}_3^{n_3}$ — відповідно, поточні швидкості деформації гідравлічної ланки, зведені до площі f_0 ; $\dot{y}_{1T} = \dot{y}_{1T}$; $\dot{y}_{2T} = \dot{y}_{2T}$ — відповідно, поточні швидкості та пришеваршення мас m_1 і m_2 ;

$x_{pmax} \leq x_p \leq (x_{pmax} - Q_{21T} \cdot t \cdot f_0^{-1})$;

зворотного —

для: $y_{1T} \leq h - y_{0T}$; $y_{2T} = 0$; $y_{1T} = 0$ та $y_{2T} = 0$ і маса m_2 нерухома,

$y_{1T} \geq h - y_{0T}$; $y_{2T} = 0$; $y_{1T} \neq 0$ та завершені математичні моделі прямого та зворотного ходів ланок пристрою, крім рівнянь та умов, що входять до (1) і (2), що мають диференціальні рівняння руху мас m_1 і m_2 , які складено на основі динамічних моделей прямого та зворотного ходів мас m_1 і m_2 за принципу Д'Аламбера для ходів:

прямого $m_2 \cdot \dot{y}_{2T} = k_1 \cdot k_2 (y_{1T} - y_{0T}) - k_2 (y_{2T} - y_{0T}) - c_1 y_{2T} - R - F_x - \dot{t}_1^{n_1} \cdot c_0 (x_T - y_{2T})$;

$m_1 \cdot \dot{y}_{1T} = k_1 \cdot k_2 (x_T - y_{1T}) - k_2 (y_{1T} + y_{0T}) - c_1 y_{1T} - c_0 (x_T - y_{1T})$ (3)

зворотного —

$m_2 \cdot \dot{y}_{2T} = k_2 (y_{1T} + y_{0T}) - k_0 [k_1 (x_T + (y_{0T} - y_{2T})) - c_1 y_{1T} - R - F_x - \dot{t}_2^{n_2} \cdot c_0 (x_T - y_{2T})]$;

$m_1 \cdot \dot{y}_{1T} = k_1 (y_{0T} + h - y_{1T}) - k_0 [k_2 (x_T - (h - y_{1T})) - c_2 y_{2T} - \dot{t}_3^{n_3} \cdot c_0 (x_T - y_{2T})]$ (4)

В системі диференціальних рівнянь (3) і (4), крім обмежень за часом діючих процесів і ходів рухомих ланок пристрою, що входять до (1) та (2) (умови однозначності), необхідно ввести ще такі додаткові умови для ходів мас m_1 і m_2 :

прямого —

для: $y_{1T} > 0$; $F_y = 0$ — розрив контакту між різцем і деталлю, що обробляється;

$$\begin{cases} y_{1T} \leq h_A; \dot{t}_{0(02)} = k_0 = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{T(02)} = x_T = x_p \cdot \dot{t}_{0(02)}^{n_1}; \\ y_{1T} > h_A; \dot{t}_{0(02)} = k_0 = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{T(02)} = x_T = x_p \cdot \dot{t}_{0(02)}^{n_1}; \\ \dot{t}_{01} = k_0 \cdot \dot{t}_{21} = k_0 \cdot \dot{t}_{01}^{n_1}; \quad \dot{t}_{12} = \dot{t}_{11}^{n_1}; \end{cases} \quad (5)$$

(тут x_T і x_T — відповідно деформації гідравлічної ланки, зведені до площі поперечного перерізу золотника-прорізної пружини f_1 та f_2);

$x_T = x_p \cdot \dot{t}_{01}^{n_1}$ — деформація гідравлічної ланки, зведена до площі поперечного перерізу штовхача f_3 ; $y_{2T} \neq 0$; $t_2 < t < t_3$;

$y_{2T} < y_{0T}$; $F_y = 0$; а для $y_{2T} \geq y_{0T}$; $F_y \neq 0$;

$$\begin{cases} y_{1T} \leq h - h_A; \dot{t}_{0(01)} = k_0 = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{T(01)} = x_T = x_p \cdot \dot{t}_{0(01)}^{n_1}; \\ y_{1T} > h - h_A; \dot{t}_{0(01)} = k_0 = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{T(01)} = x_T = x_p \cdot \dot{t}_{0(01)}^{n_1}; \end{cases} \quad (6)$$

($x_{Tmax} - Q_{21T} \cdot t \cdot f_0^{-1} \leq x_p \leq x_{0T}$; y_{1T} , y_{2T} , \dot{y}_{1T} , \dot{y}_{2T} — відповідно, поточні швидкості та пришеваршення мас m_1 і m_2).

ВНТУ Галузь

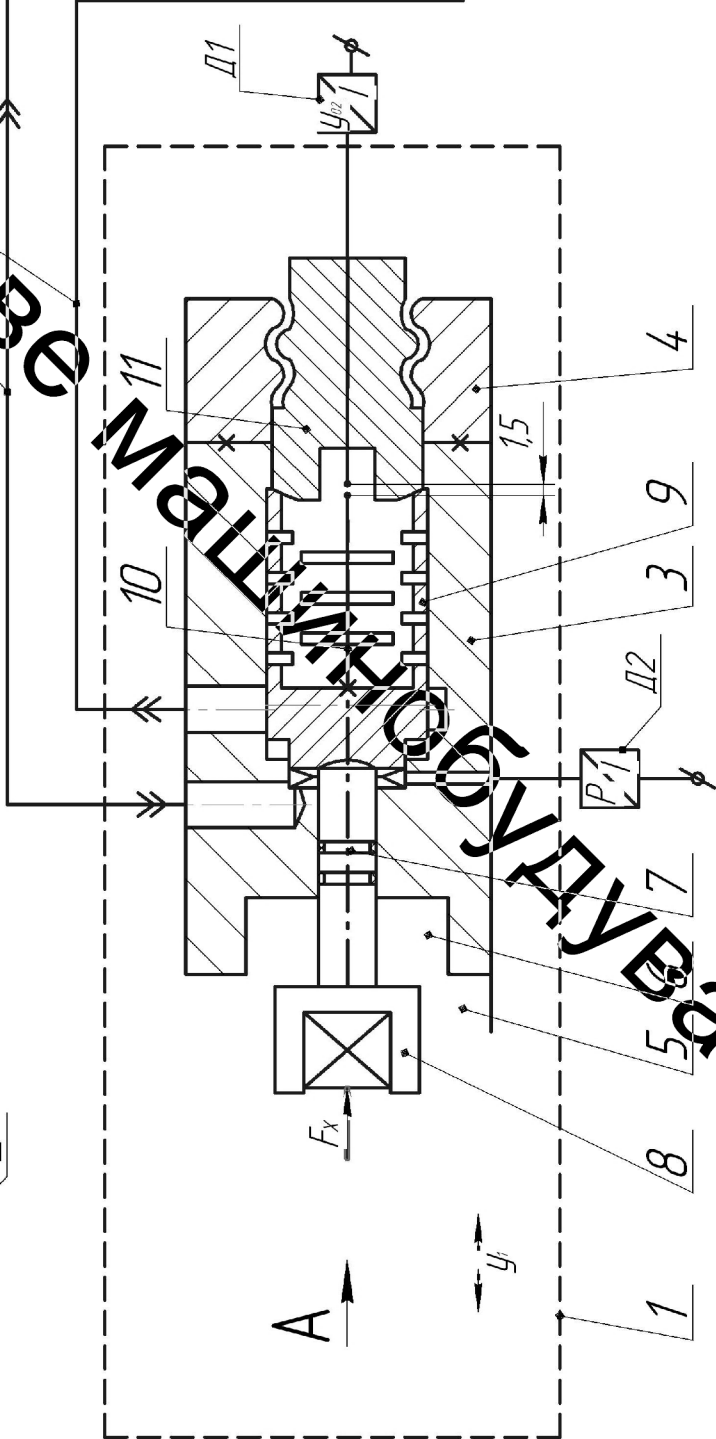
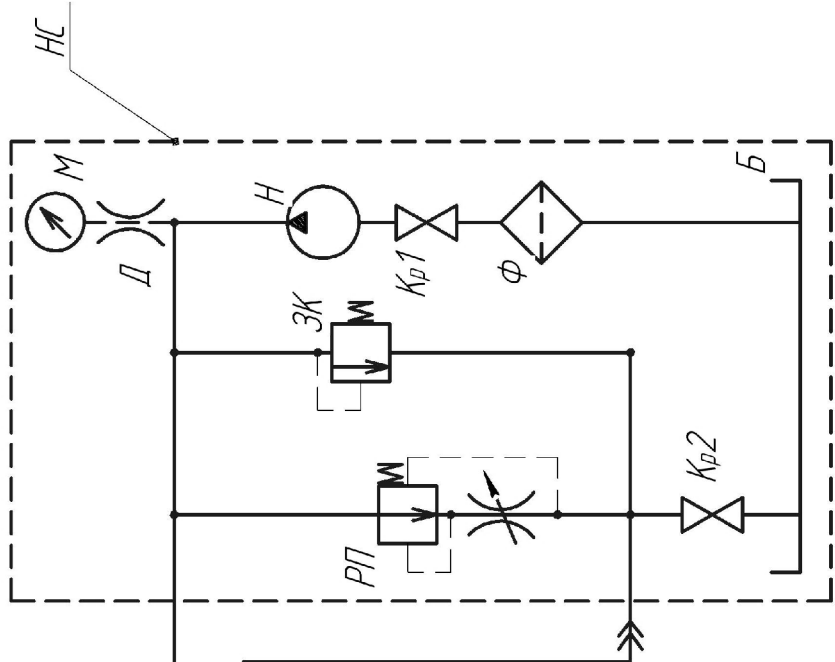
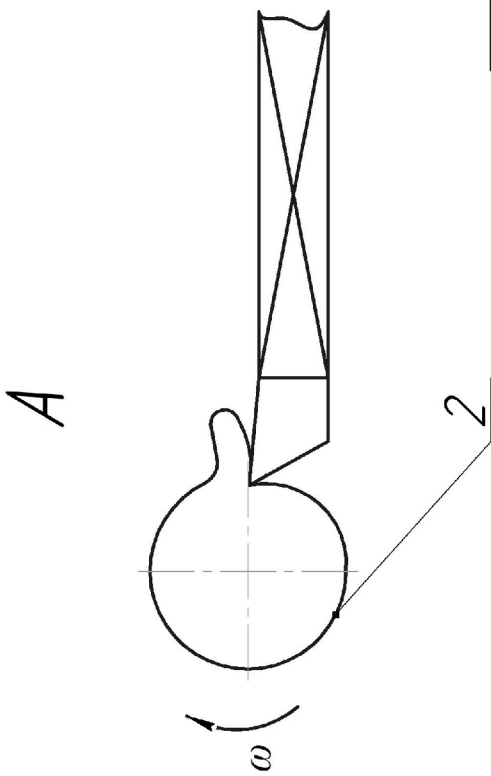


Рисунок 7 - Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТ

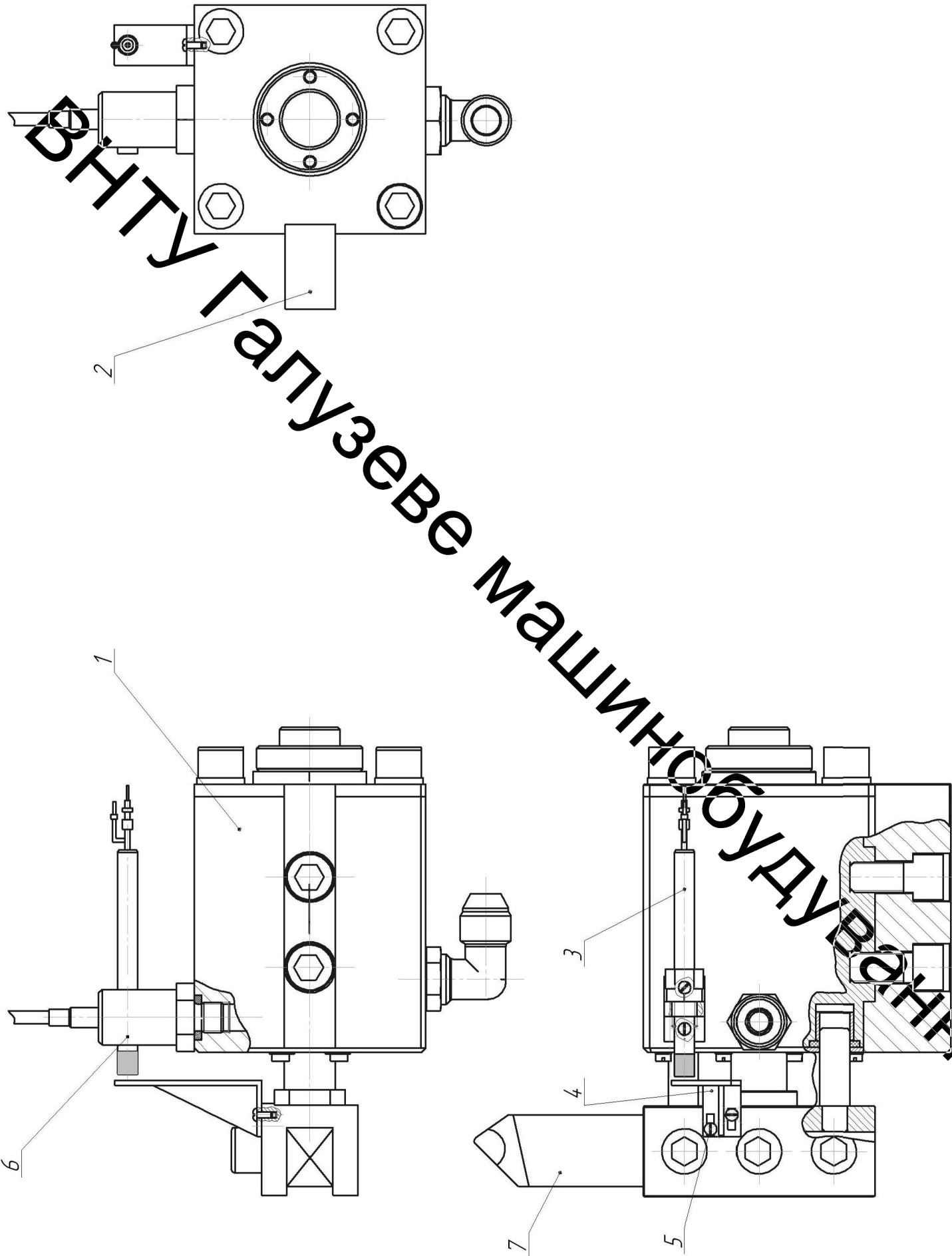


Рисунок 8 - Конструктивна схема встановлення датчиків на дослідному зразку гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГПТ

Методи досліджень ґрунтів

ВНУТРИШНІ МАШИНОБУДУВАННЯ

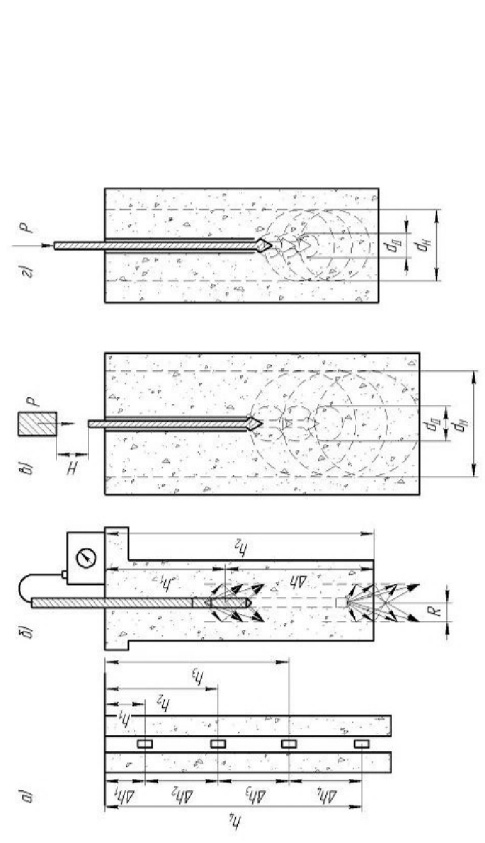


Рисунок 1 – Схеми методів вивчення ґрунтів: а – прохід свердловини з відбором зразків; б – радіоактивний каротаж; в – динамічне зондування; г – статичне зондування

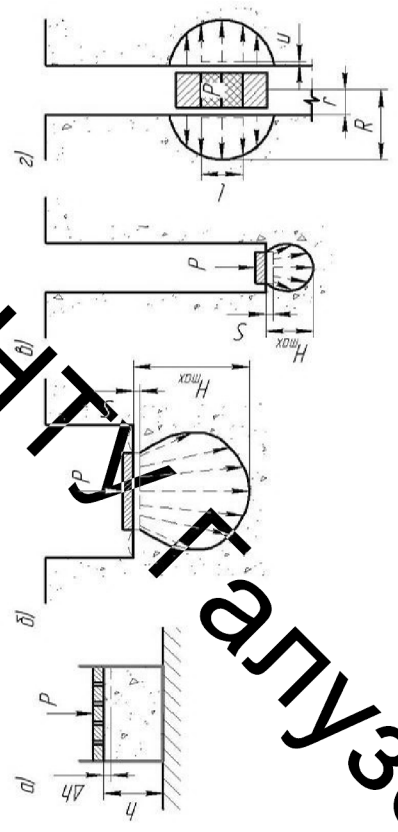


Рисунок 2 – Схеми випробувань ґрунтів на стиск: а – компресійне випробування (в лабораторії); б і в – випробування статичними навантаженнями на штамп, встановлений відповідно в шурфі і в свердловині; г – випробування пресомером в свердловині

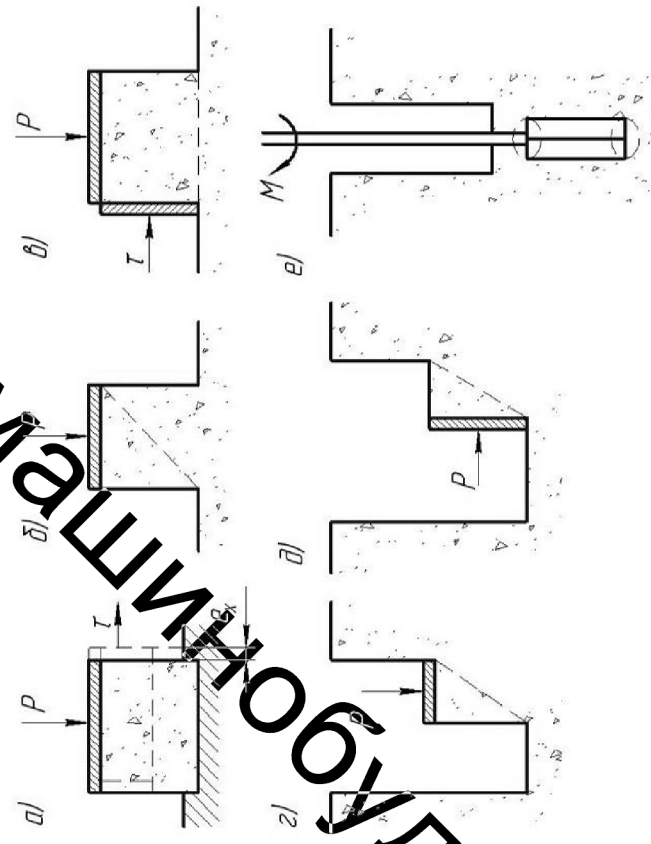
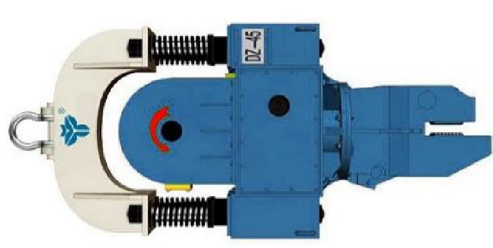


Рисунок 3 – Схеми випробувань ґрунтів на зсув: а – в зсувному приладі (в лабораторії); б – розчавлювання призми ґрунту; в – зсув навантаженням цілика ґрунту по заданій площині; г – обвалювання призми ґрунту; д – видавлювання (випинання) призми ґрунту; е – зсув по заданій площині лопатевим приладом в свердловині (обертальний зріз)

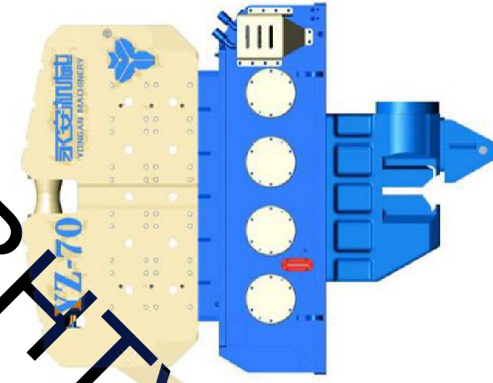
КОНСТРУКЦІЇ ІСНЮЮЧИХ ТИПІВ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ



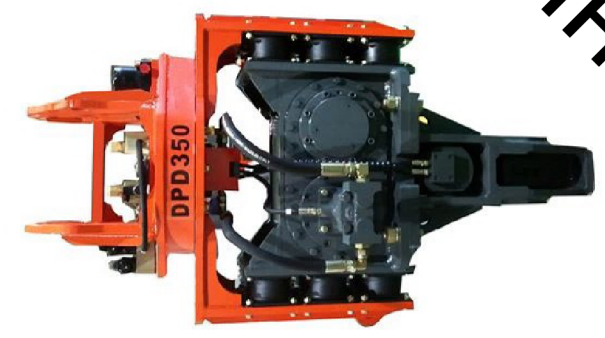
Гідравлічний відромалот
Hyunseo HVH 08



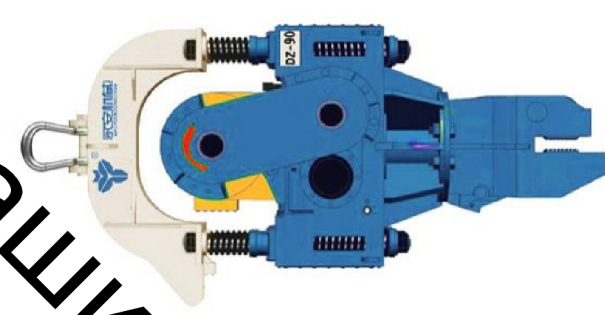
Електричний відромалот
Yongan Machinery YZ-45



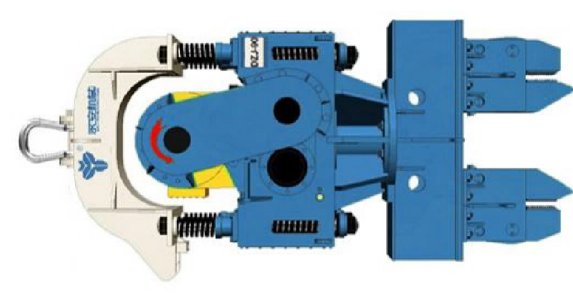
Гідравлічний відромалот
Yongan Machinery YZ-70



Гідравлічний відромалот
Daedong DPD350



Електричний відромалот
Yongan Machinery DZ-90



Електричний відромалот
Yongan Machinery DZJ-90

ВІСЬ Галузь Виробничого Машинобудування

Інструменти для пшндобудування

Відділення

Калібр

Галузеве машинобудування

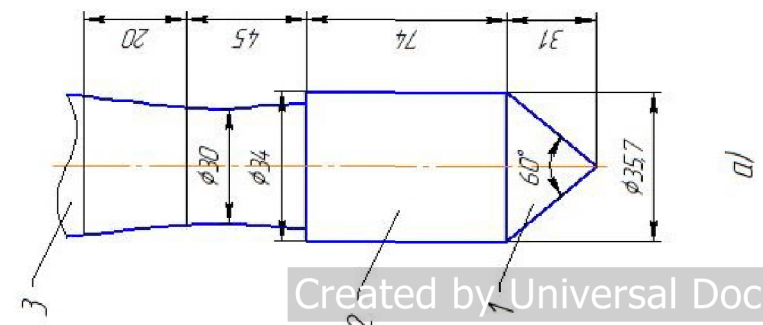


Рисунок 1 – Інструмент для статичного зондування

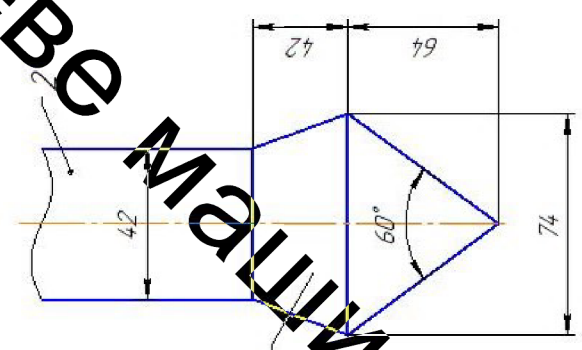


Рисунок 2 – Інструмент для динамічного зондування

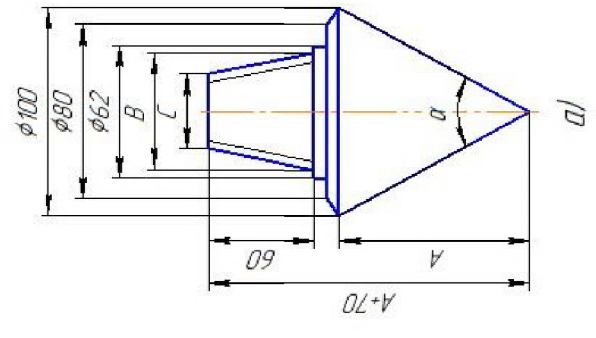


Рисунок 3 – Інструмент для ударно-вібраційного зондування

Аналіз принципів схем розробленої та вивішеної обладнання з гідроімпульсним приводом

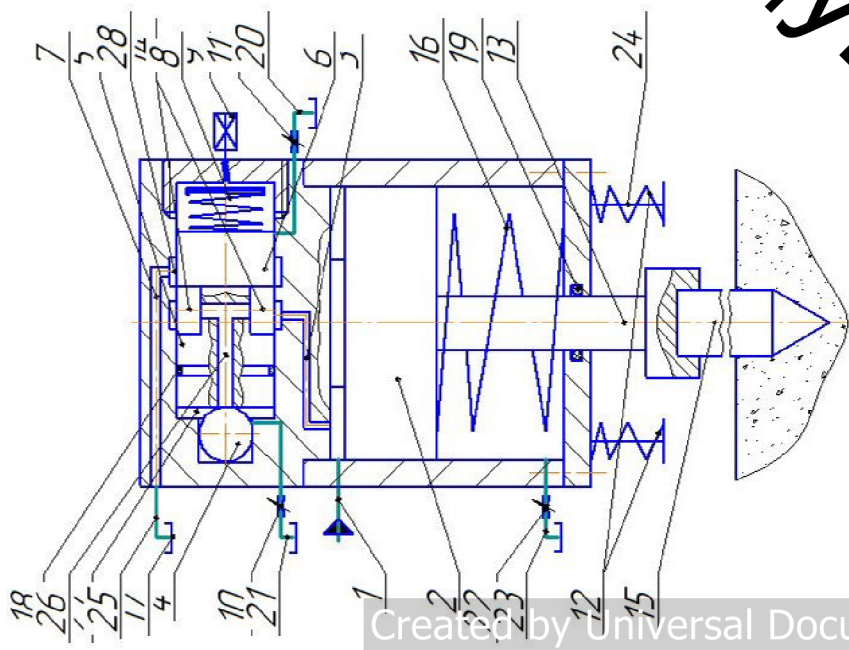


Рисунок 1 – з двобічним
відрозбуджувачем

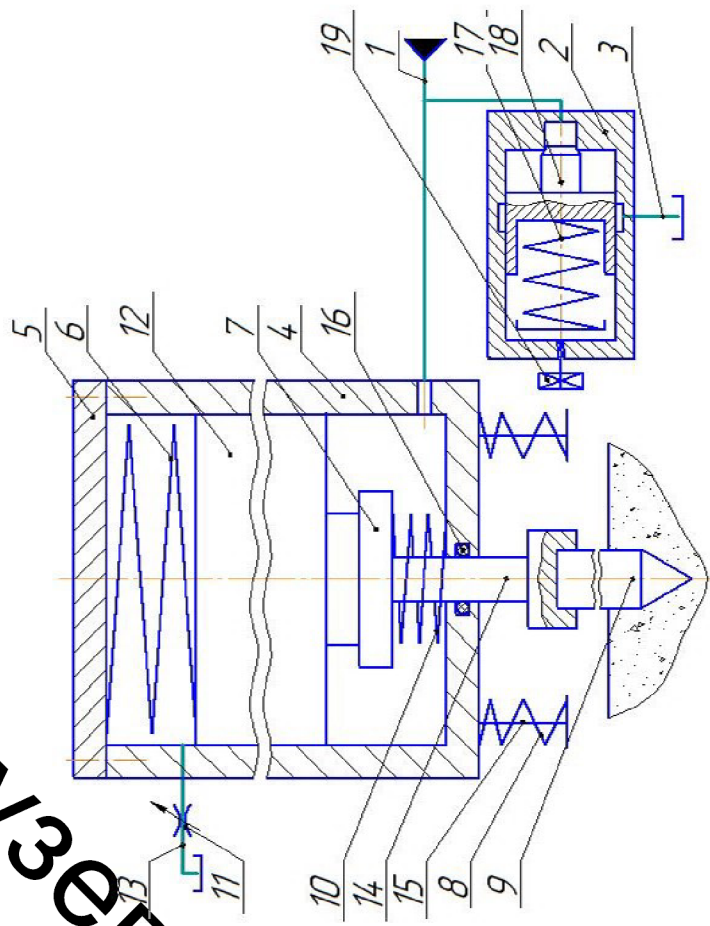


Рисунок 2 – з однокаскадним
відрозбуджувачем

ВНУТРИШНЬОМУЛЯТОРНА СИСТЕМА АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ СХЕМ РОЗРОБЛЕНОГО НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРОВОДОМ

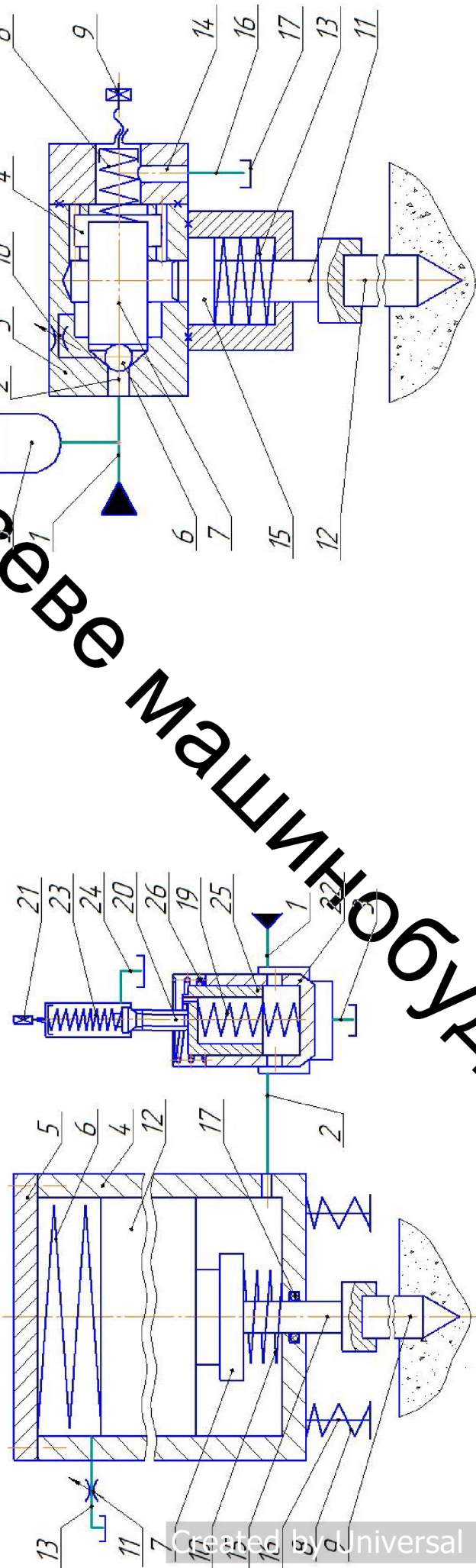
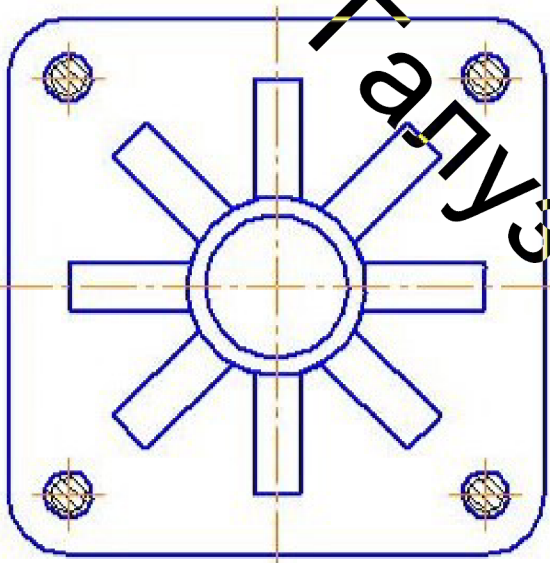
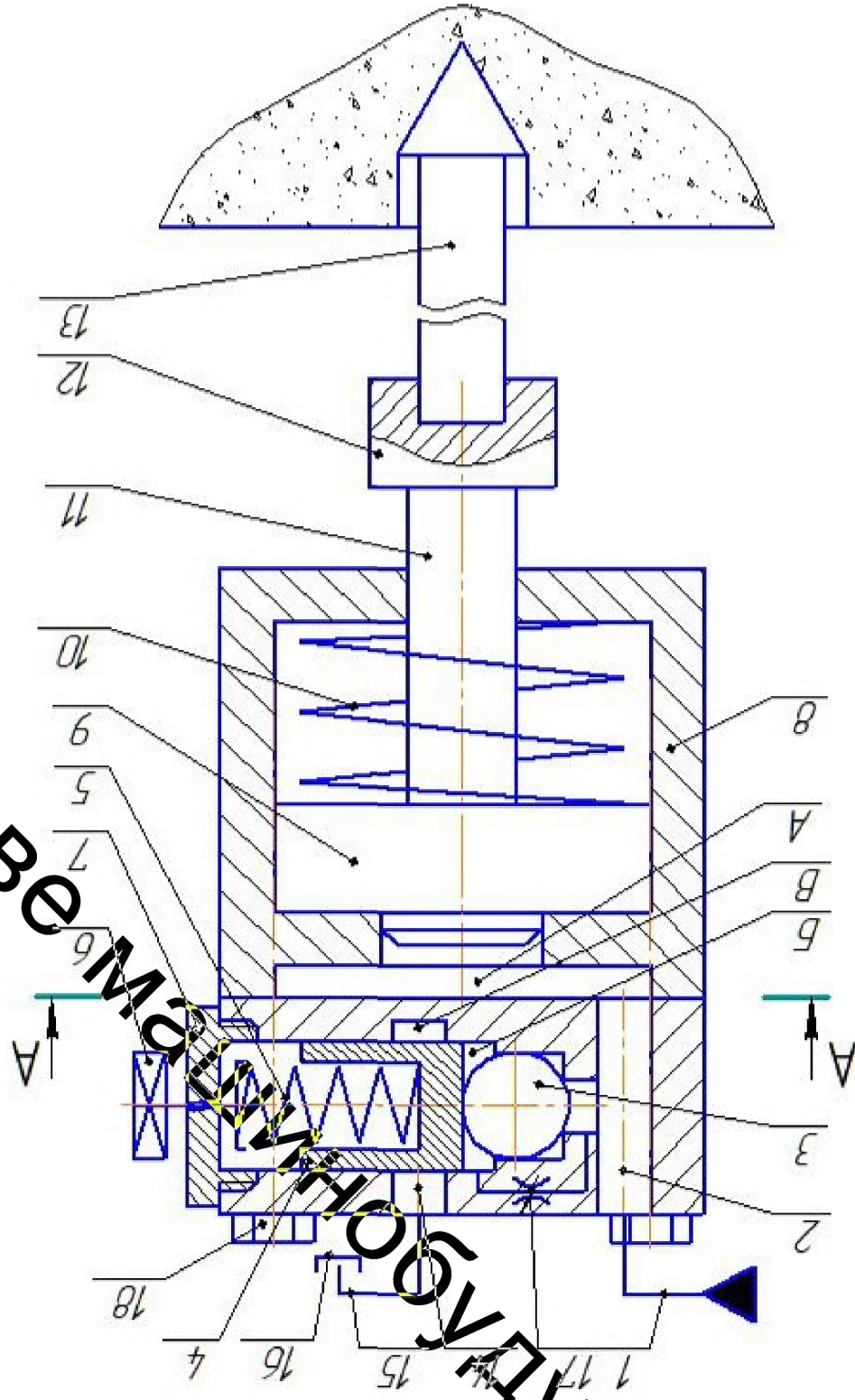


Рисунок 1 – з двохстадійним
 відроджувачем

Рисунок 2 – з гідроаккумулятором
 та відроджувачем

ВНТУ ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

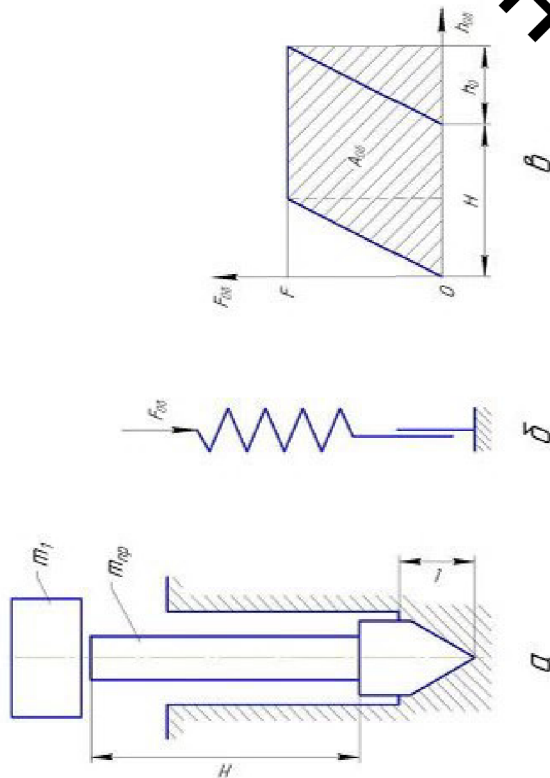


A-A (1:2)

дішнірз вннрдрное влр
морррдп мнчлпнлрдріг з
вннрдрдрдо ородрідрн
оронрдрдрдр дррх рдррдрдрдр
Created by Universal Document Converter

Математична модель процесу зондування ґрунтів

По жорсткому зондувальному інструменту, який знаходиться в ґрунті з масою m , наносяться удари ударником, який має масу m_1 . Під впливом удару інструмент накопичує запас кінетичної енергії, яка витрачається на подолання опорів ґрунту. Іншими словами, для вирішення зазначеного завдання залучається теорема про зміну кінетичної енергії твердого тіла.



a – схема зондування, *b* – пружно-пластична модель ґрунту,

c – діаграма навантаження-деформації

Рисунок 1.1 – Найпростіша динамічна модель зондування

Введем ряд припущень:

1. Удар відбувається миттєво, тому зміна модуля ударної швидкості визначається коефіцієнтом R .
2. Зв'язок між ударної масою і наголовником відсутня.
3. Середня швидкість ударної частини в момент удару і число ударів передбачаються відношеннями.
4. Зондувальний наконечник представляється у вигляді гладкої труби.

5. ґрунт моделюється пружно-пластичним середовищем, в якому спочатку долаються пружні, а потім пластичні опори; пружні деформації після кожного удару відновлюються, а залишкові (пластичні) не відновлюються; їх накопичення і забезпечує заглиблення наконечника в ґрунт.

6. Енергія пружної деформації повністю розсіюється.

7. Перед кожним наступним ударом ковалдо (наголовник) знаходиться в спокої.

8. Процес зондування представляється як накопичення залишкових деформацій ґрунту від кожного удару.

Очевидно, що при відомій величині занурення інструменту за один удар h та числу ударів в одиницю часу n , швидкість v_0 занурення наконечника (зонда) визначається за формулою

$$v_0 = n \cdot h \quad (1.1)$$

Отже, завдання полягає в знаходженні величини h . На основі вищесказаних представлень може бути записана наступна енергетична рівність:

$$A_{06} = A_p + A_s, \quad (1.2)$$

де A_{06} – запас кінетичної енергії, отриманої інструментом після удару; A_p – робота, витрачена на подолання пружних опорів ґрунту; A_s – робота, витрачена на остаточне переміщення наконечника.

$$A_{06} = \frac{m v_0^2}{2}, \quad (1.3)$$

де v_0 — початкова швидкість руху інструменту.

$$A_s = h_0 \frac{F}{2}, \quad (1.4)$$

де F – сумарна сила опору ґрунту; h_0 – величина пружних деформацій ґрунту.

$$A_s = hF, \quad (1.5)$$

де h – величина залишкових деформацій ґрунту.

Після підстановки виразів (1.3), (1.4) в (1.2) отримаємо

$$\frac{m_1 v_y^2}{2} = h_0 \frac{F}{2} + hF. \quad (1.6)$$

Вираз (1.6) справедливий тільки для випадку, коли енергія удару достатня для впровадження зонду в ґрунт. При відсутності занурення другий член правої частини виразу (1.6) буде дорівнює нулю, сила F може розглядатися як сума бічного F_0 і торцевого F_m опору

$$F = F_0 + F_m = f_0 S_0 + R_m S_w. \quad (1.7)$$

де f_0 – питомий опір ґрунту по бічній поверхні; S_0 – площа контакту інструменту з ґрунтом по бічній поверхні; R_m – питомий опір ґрунту по торцевій поверхні; S_w – площа торцевої поверхні інструменту.

Після підстановки і перетворень отримаємо такий вираз для величини залишкового переміщення інструменту за один удар:

$$h = \frac{m_1 v_y^2}{2(f_0 S_0 + R_m S_w)} - \frac{h_0}{2}. \quad (1.8)$$

З класичної теорії удару швидкість удару v_y після зіткнення може бути визначена за формулою

$$v_y = \sqrt{2gA_0} \frac{m_1 v_0}{m_1 + m_2}, \quad (1.9)$$

де v_y – швидкість руху ударної маси в момент удару; R – коефіцієнт відновлення швидкості удару; m_{op} – приведена маса інструменту (з урахуванням маси ґрунту, що сприймає удар).

Тоді вираз (1.8) набуде вигляду

$$h = \frac{m_1 v_0^2}{2} \left(\frac{1+R}{1+m_{op}} \right)^2 \frac{1}{f_0 S_0 + R_m S_w} - \frac{h_0}{2}. \quad (1.10)$$

У формулу (1.10) входить приведена маса інструменту m_{op} . Мабуть, величина приросту маси інструменту залежить від площі зіткнення ґрунту з буровим наконечником і коефіцієнтом зіткнення. При зануренні палі ударно-вібраційними машинами коефіцієнт збільшення маси палі приймається від 1 до 2 залежно від властивостей порід. Оскільки зонд має малу довжину в порівнянні з бурильною колоною, можна прийняти цей коефіцієнт рівним 1,2 і вважати його постійним для всіх різновидів ґрунтів.

Швидкість удару різних вільно падаючих ударників визначається за формулою

$$v_y = \sqrt{2gA_0}, \quad (1.11)$$

де A_0 – висота падіння ударника.

Дійсний (на відміну від наведеного) коефіцієнт відновлення швидкості R для удару загартованої сталі може бути прийнятий рівним 0,3-0,5. Значення параметрів f_0 і R_m в орієнтовних розрахунках можуть бути прийняті різними нормативним опорам ґрунту у основ і по бічній поверхні палі. Площа торцевого опору S_w в формулі (10) визначається як площа торця наконечника, а бічна площа S_0 – як сума площ контакту зонда з породою (по зовнішній і внутрішній поверхнях наконечника).

Формула (1.10) введена для випадку абсолютно жорсткого бурильного стрижня. Однак у міру збільшення глибини свердловини довжина бурильних труб H його вплив на швидкість заглиблення буде збільшуватися, а внаслідок пружних деформацій системи вона буде збільшуватися. Отже, в формулу (1.10) слід ввести коефіцієнт, що враховує збільшення втрат енергії на пружні деформації колони бурильних труб при збільшенні глибини свердловини. Очевидно, що цей коефіцієнт буде прямо пропорційний максимальній силі, що виникає між молотом і буровим інструментом в момент удару. Простий розрахунок показує, що при дуже жорстких обмеженнях P_{max} , а отже, і максимальна деформація ґрунту під нижнім торцем бурового снаряда обернено пропорційні \sqrt{H} . Таким чином, зменшення величини занурення наконечника за удар буде обернено пропорційна \sqrt{H} . Оскільки діаметр бурильних труб в процесі зондування не змінюється, його вплив не розглядається. Приймемо, що при $H=1$, $K_0=1$, тобто вважаємо, що стрижень довжиною l є абсолютно непружним. Відношення P_{max} при $H > 1$ до P_{max} при $H=1$ дасть значення безрозмірного коефіцієнта, який слід ввести в формулу (1.10).

$$K_0 = \frac{1}{\sqrt{H}} \quad (1.12)$$

Коефіцієнт K_0 , введений з метою спрощення розрахункових формул, строго кажучи, в даному випадку користуватися класичною теорією удару і поняттям коефіцієнта відновлення швидкості не можна. Більш раціональний підхід з використанням уявлень хвильової теорії і розглядом системи бурильних труб які мають нескінченно багато ступенів вільності, тобто системи з розподіленими параметрами. У той же час слід зазначити, що при довжині бурильної колони 10-15 м вплив хвильових ефектів буде мізерним, яким без ризику допустити грубої помилки можна знехтувати.

Тоді формула (1.10) прийме наступний вигляд:

$$h = K_0 \left[\frac{1+R}{1+\frac{m_{sp}}{m_1}} \frac{m_1 v_0^2}{2} \frac{1}{f_s S_0 + R_s S_w} - \frac{h_0}{2} \right] \quad (1.13)$$

і для швидкості зондування

$$v_0 = K_0 \left[\frac{1+R}{1+\frac{m_{sp}}{m_1}} \frac{m_1 v_0^2}{2} \frac{1}{f_s S_0 + R_s S_w} - \frac{h_0}{2} \right] \quad (1.14)$$

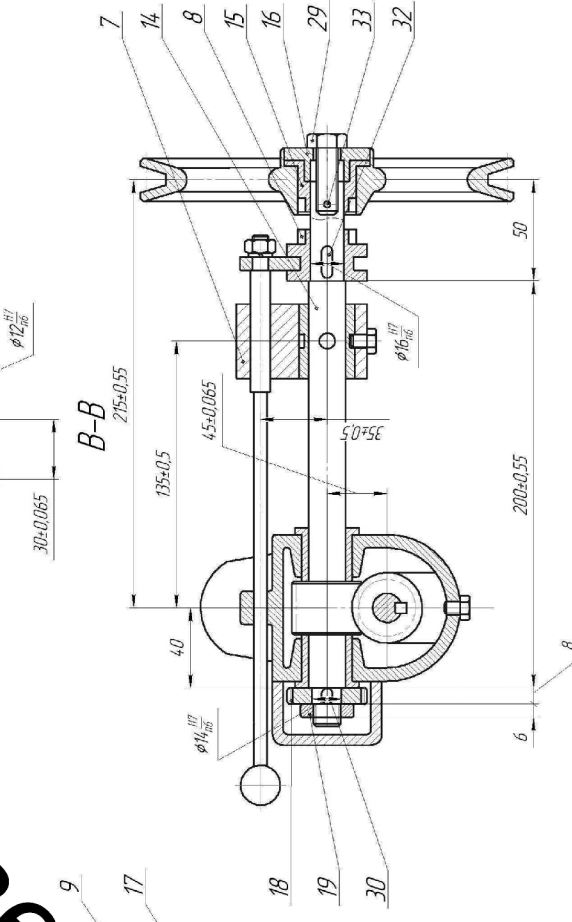
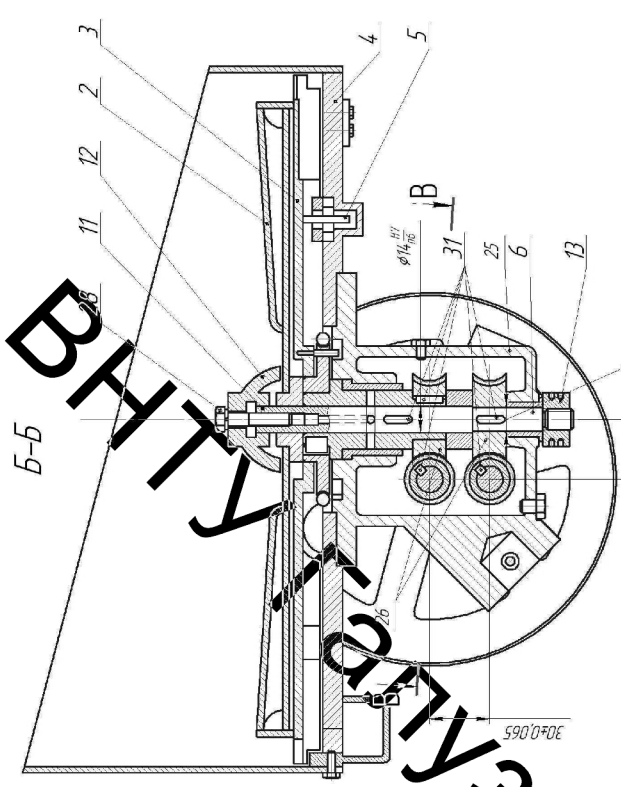
В формулі (1.14)

$$S_0 = \pi(D+d)k_1 k_2 \quad (1.15)$$

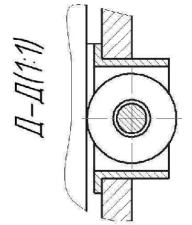
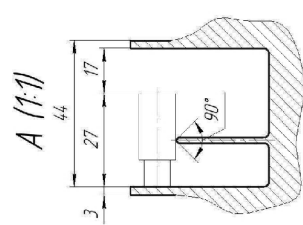
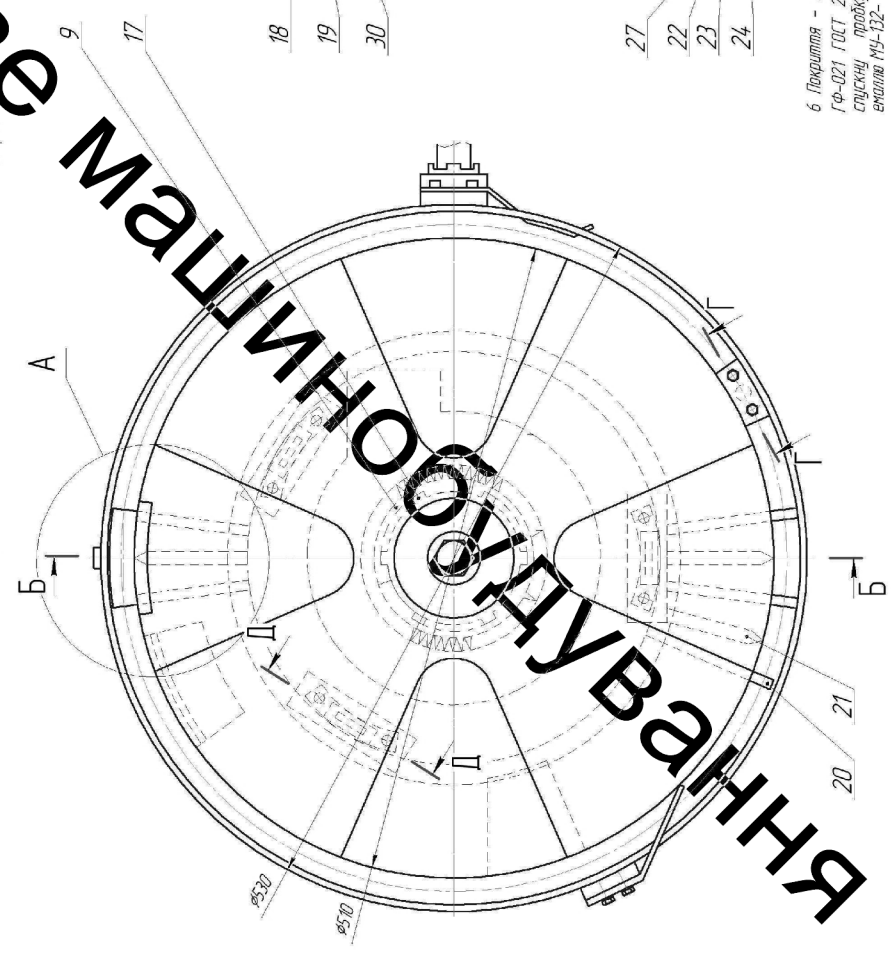
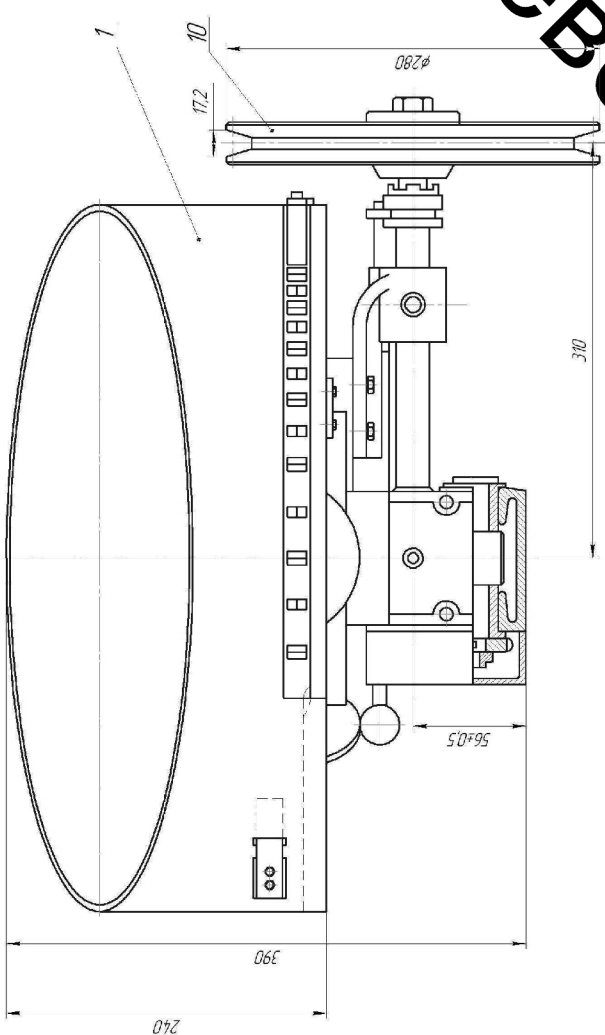
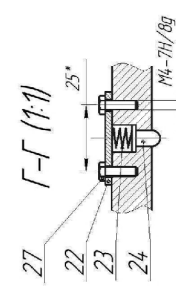
де D і d – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри наконечника; l – величина заглиблення наконечника в ґрунт; k_1 – коефіцієнт, що враховує наявність прорізи в зонді; k_2 – коефіцієнт, що враховує наявність випусків по зовнішньому і внутрішньому діаметрам.

Формули (1.13) і (1.14) дозволяють встановити закономірності впливу основних параметрів вібромолога, бурового інструменту і ґрунту на величину заглиблення зондів в ґрунт за один удар, тобто на швидкість ударно-вібраційного зондування.

08-27МКР.09.01.001 СК



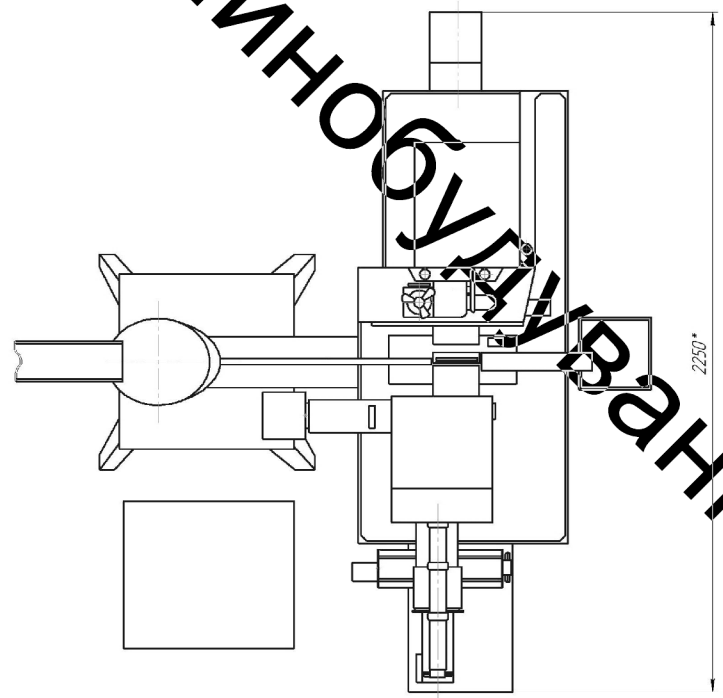
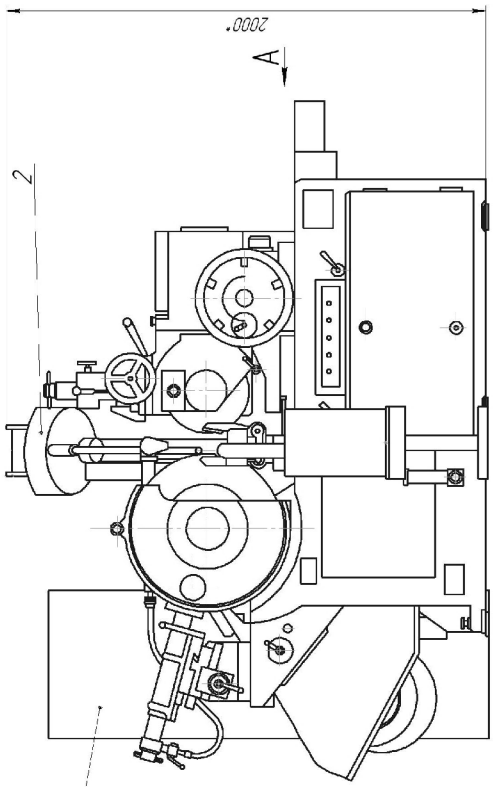
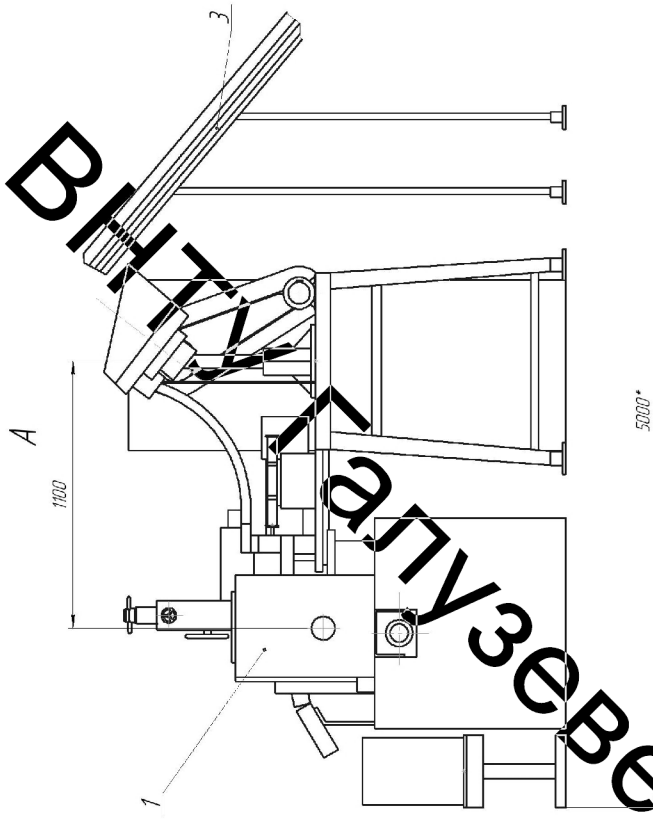
- 1 * Размеры для доделок
- 2 Лист заготовки перевернуть подставить провертывания болта
- 3 Червячного редуктора
- 4 В редуктор зайти шлицы шлицевой И-20 ГОСТ 1707-82
- 5 Разъём и спрятан под резиной эмалей /толщина-24/ ГОСТ 2150-87.



6 Покретья - эмаль НЦ-132П ГОСТ 6631-74 зелена по грунту
 ГФ-021 ГОСТ 25129-89. Сложа-3м² Головки маслянокажичка
 ступицу прядку, долот, заливает отбору фарфурити
 эмалей НУ-132- колор червоний ГОСТ 6331-80.

08-27МКР.09.01.001 СК	
Дата	Исполнитель
Выполнено	Проверено
Составитель	Корректор
Лист	Всего
12	7
ВНТУ, 17М-18М	

08-27.МКР.09.02.001.В3



Технічні характеристики

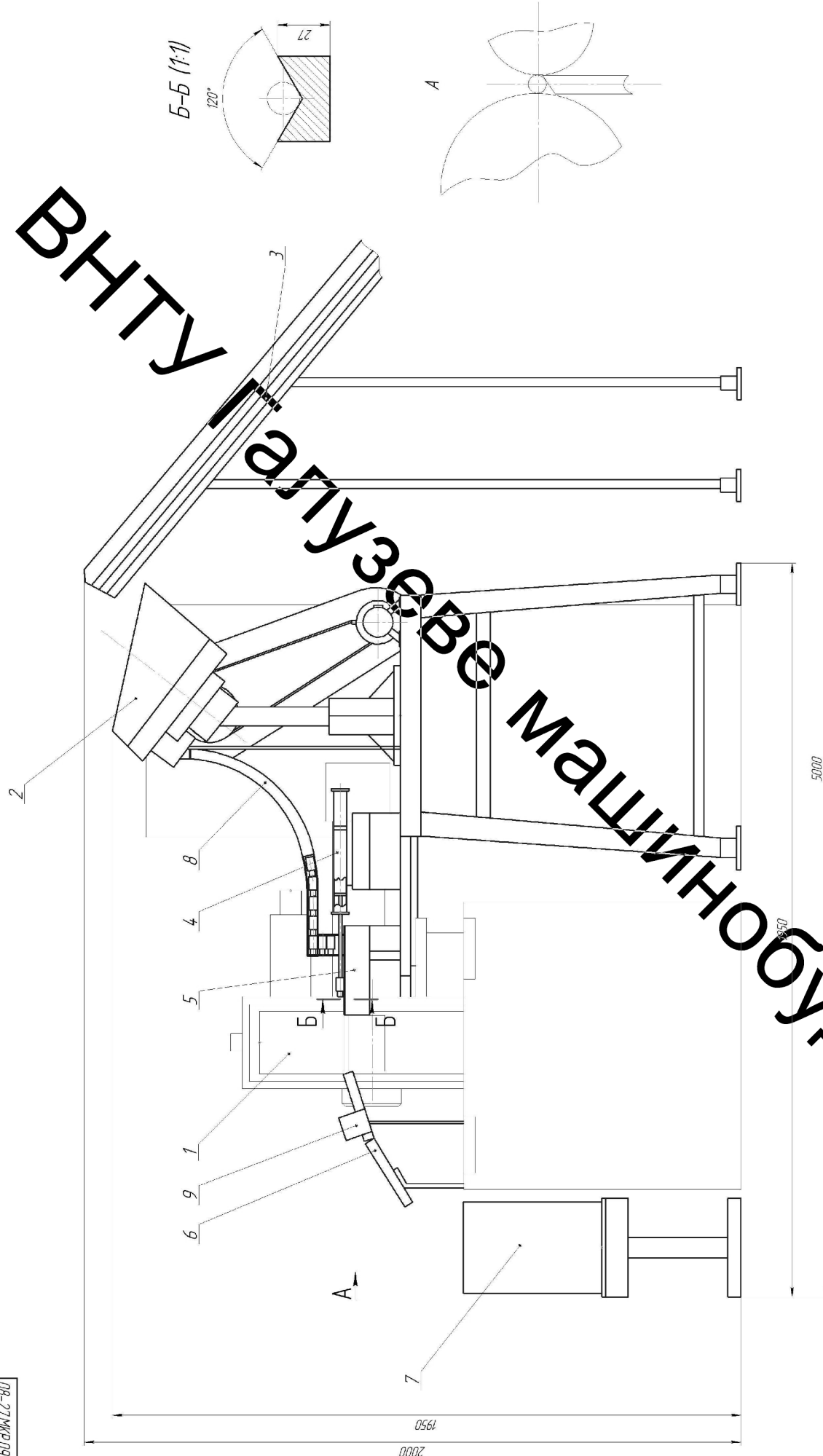
- 1. Безцентрово-шліфувальний верстат моделі SuperTec STC 125 NC
- 2. Продуктивність дискового БЗП, шт/хв.....65

Технічні виміри

1 * Розміри для додблук

08-27.МКР.09.02.001.В3		Довж.	Маса	Максимальна
Виробничий завод/фірма	Львів	Львів	Львів	Львів
Заводський номер	710	Львів	Львів	Львів
Виробничий рік	7	Львів	Львів	Львів
Виробничий місяць	ВНТУ, ІГМ-18м	Львів	Львів	Львів
Виробничий день	Львів	Львів	Львів	Львів
Виробничий номер	Львів	Львів	Львів	Львів
Виробничий рік	Львів	Львів	Львів	Львів
Виробничий місяць	Львів	Львів	Львів	Львів
Виробничий день	Львів	Львів	Львів	Львів

ВНТУ залу зове машиннобудування



Технічна характеристика

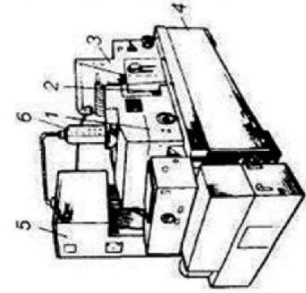
- 1. Продуктивність дискета БЗП, шт./хв..... 65
- 2. Частота обертання диска дискета БЗП, об./хв..... 38,2
- 3. Кут нахилу диска БЗП, град..... 30
- 4. Електровидзвун 3-фазний, моделі..... АДМ10054
- 5. Потужність електровидзвун, кВт..... 3
- 6. Міжсьова відстань пасової передачі, мм..... 101
- 7. Лісок в інверсії/ліній, МПа..... 0,1
- 8. Радіус заокруглення магазина, мм..... 18
- 9. Діаметр магазина, мм..... 13,2

08-27МКР.09.03.001 В3		Лист	Кількість	Масштаб
Мат. частина	Гр. інженер	Лист	Кількість	Масштаб
Рисувальник	Проєктант	Лист	Кількість	Масштаб
Вірник	Лист	Кількість	Масштаб	7
Проєктант	Лист	Кількість	Масштаб	7
Вірник	Лист	Кількість	Масштаб	7
Масштаб	Лист	Кількість	Масштаб	7
Система автоматизованого розроблення				
Використовується програмне забезпечення САПР				
Версія програми САПР: Ver. 1.0				
ВНТУ, ІТМ-18М				
Формат: 2:1				

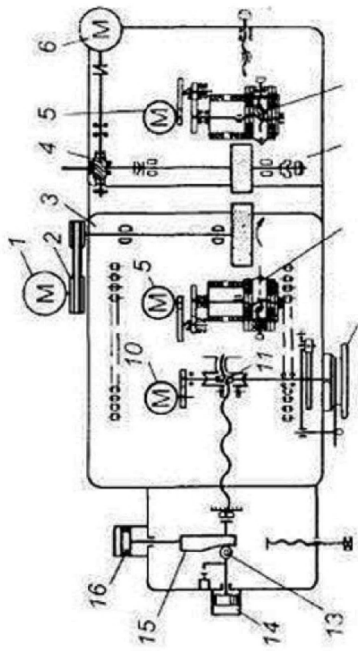
Безцентрові шліфувальні верстати

ВНТКУ ШІФ

ЯННІБДУВАННЯ

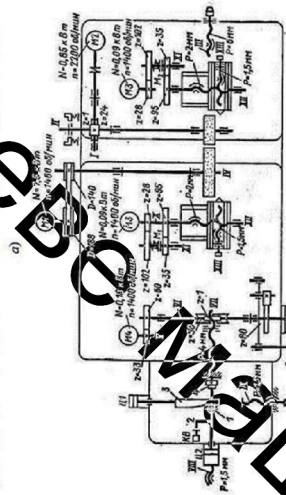


а)



б)

а) загальний вигляд (1 – шліфувальна бабка, 2 – нерухома опора з ножем, 3 – бабка ведучого шліфу, 4 – станина, 5 – шара з електрообладнанням, 6 – панель управління);
 б) кінематична схема (1, 5, 6, 10 – електрообладнання; 2 – клинчаста передача, 3 – шліфувальна бабка, 4 – черв'ячний редуктор, 7, 9 – пристрої для прорізки; 8 – бабка ведучого шліфу, 11 – шліфувальна бабка, 12 – маховик, 13 – механізм різної подачі, 14, 16 – гірцощлиндри, 15 – кардан);
 Рисунок 1 – Безцентровий-шліфувальний верстат моделі ЗМ182



б)

а) загальний вид; б) кінематична схема
 Рисунок 2 – Безцентровий шліфувальний верстат моделі ЗМ182



Рисунок 4 – Безцентровий-шліфувальний верстат моделі Jointner JHC-128M/12S

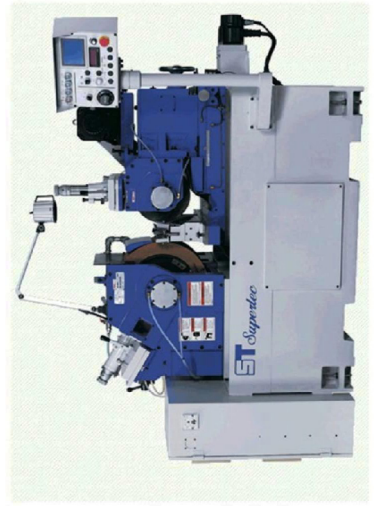
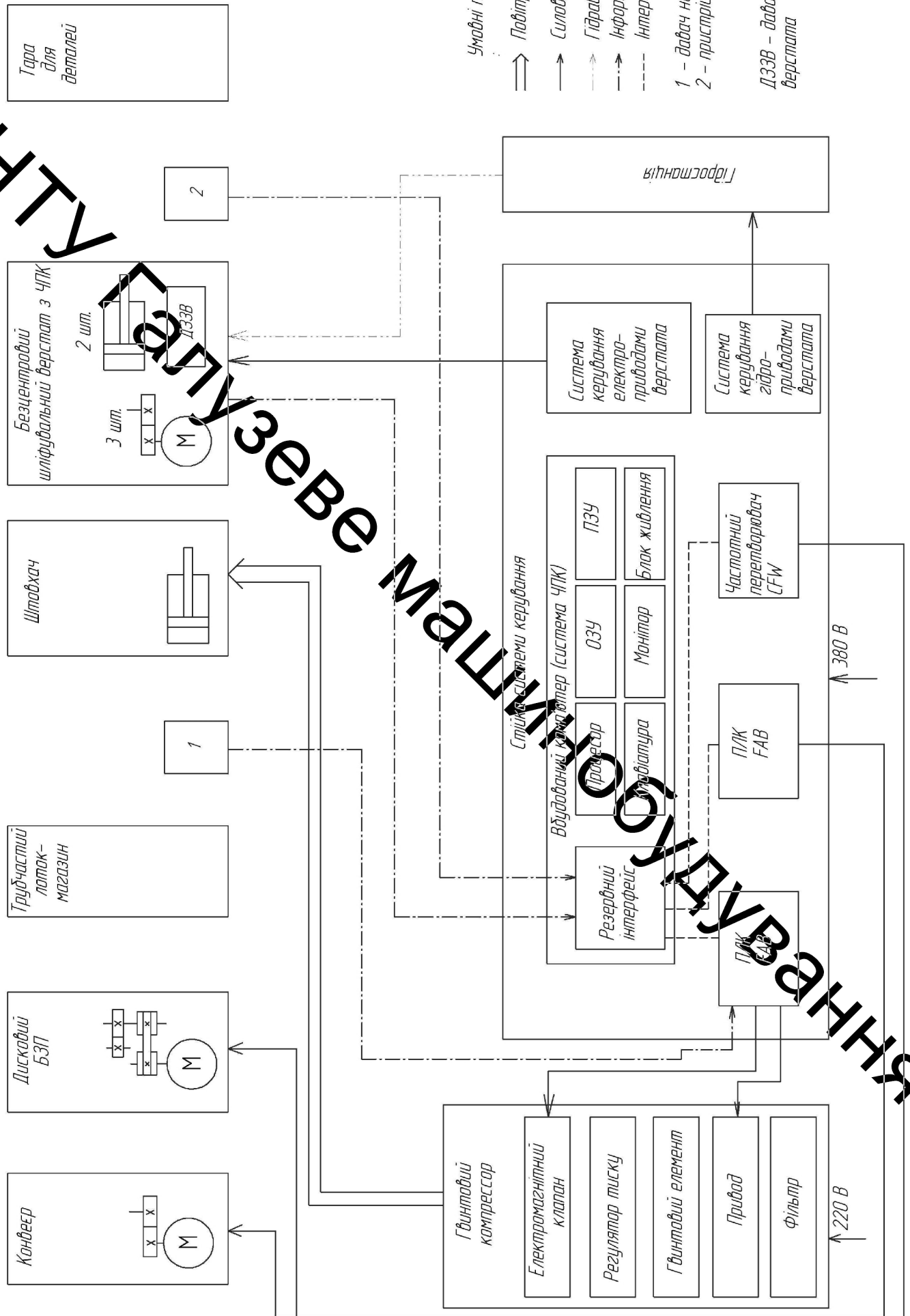


Рисунок 3 – Безцентровий-шліфувальний верстат SuperTec STC 12S NC

СТРУКТУРНА СХЕМА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

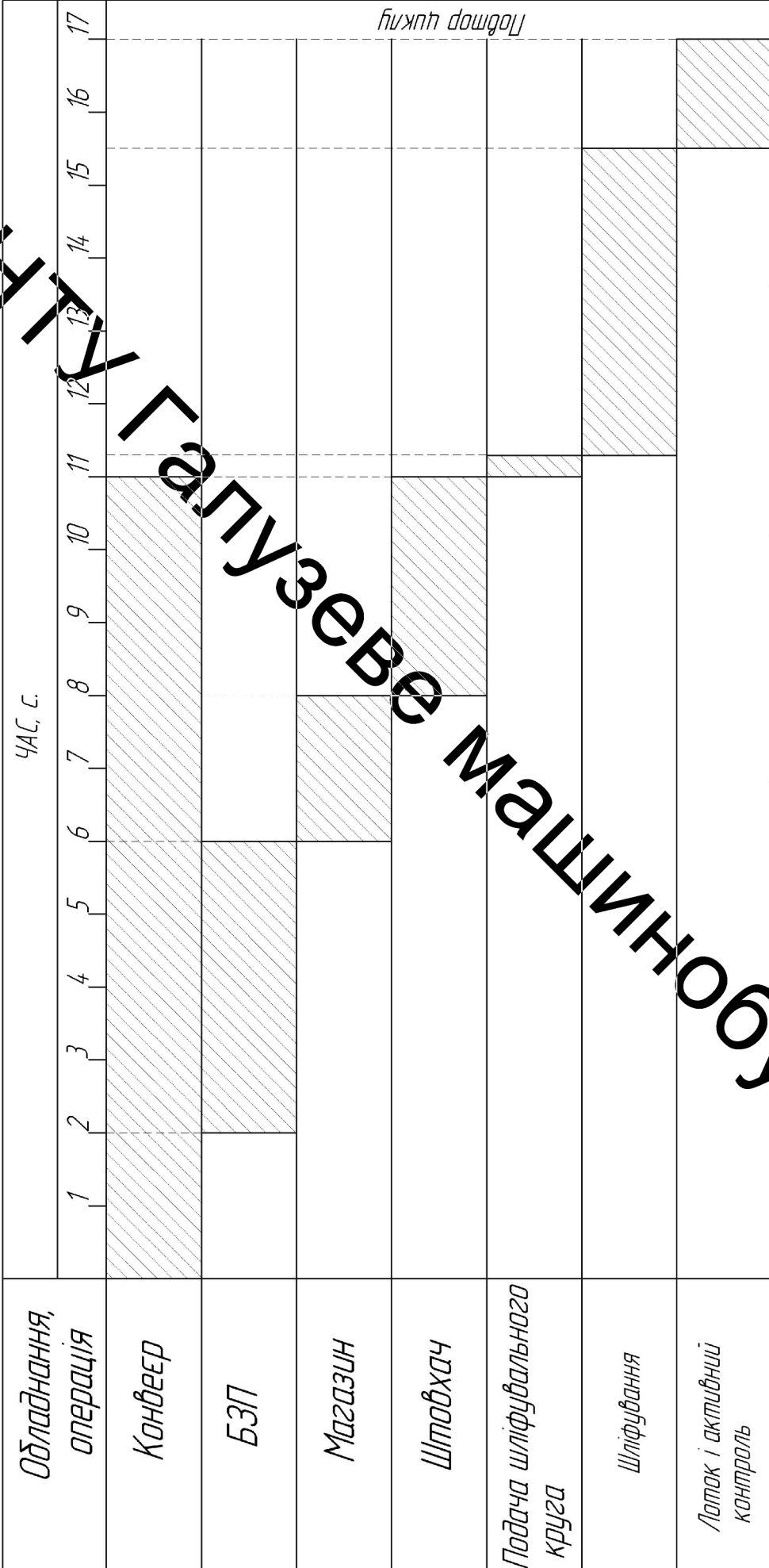


- Умовні позначення
- ↑↑ Повітряні канали
 - ↑ Силові електричні канали
 - ↑ Гідравлічні канали
 - ↑ Інформаційні канали
 - Інтерфейс RS-232

1 – дачач наявності заготовки
2 – пристрій активного контролю

ДЗЗВ – дачач зворотного з'язку верстата

ЦИКЛОГРАМА РОБОТИ ВЕРСТАТА З АВТОМАТИЗОВАНОЮ СИСТЕМОЮ ЗАВАНТАЖЕННЯ-РОЗВАНТАЖЕННЯ



Час циклу - 17,5 с, з врахуванням роботи конвеєра і приладів активного контролю - 17 с.

АЛГОРИТМ РОБОТИ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ

