

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра «Галузевого машинобудування»

Магістерська кваліфікаційна робота на тему:

**«Гідроімпульсний пристрій для вібраційного
точіння з вбудованим однокаскадним
генератором імпульсів тиску»**

Виконав: ст. гр. 1ГМ-18м

Бурдейний Микола Сергійович

Науковий керівник: к.т.н., доц. Слабкий А.В.

- **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 ГТ;
- - розробити та проаналізувати динамічну і математичну моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТ;
- - з метою установлення ступеня адекватності математичної моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГТ 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.
- **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 ГТ, 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 ГТ, 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.

Принципові та конструктивні схеми приводів пристроїв для вібраційного різання

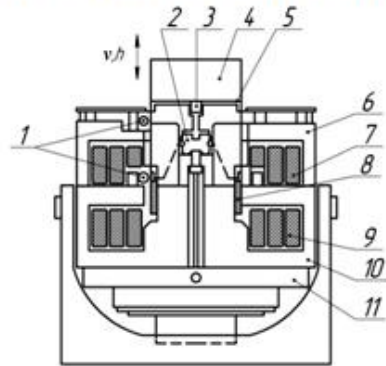


Рисунок 1 – Електромагнітний вібраційний привод.

1 – напрямочі ролики; 2 – пневмоциліндр; 3 – датч прискорення; 4 – інструмент; 5 – вібростіл; 6 – верхній сердечник; 7 і 9 – вертля і шпала обмотки збудження; 8 – привода обмотка, 10 – нижній сердечник; 11 – напіння.

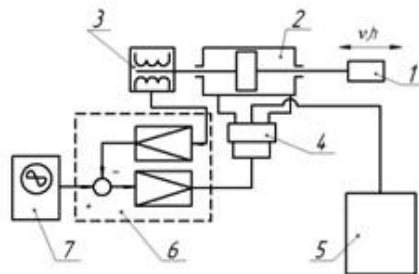


Рисунок 2 – Електрогідролінійний привод, що забезпечує прямолінійний рух.

1 – інструмент; 2 – силосний циліндр; 3 – датч положення; 4 – керуючий клапан; 5 – гідроциліндр; 6 – сервопідсилювач; 7 – генератор коштам.

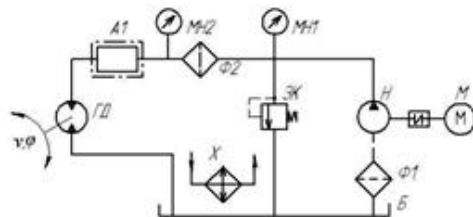


Рисунок 3 – Електрогідролінійний вібропривод обертаельного руху.

МН1, МН2 – манометри; Ф1, Ф2 – фільтри; Б – гідробак; ЗК – запобіжний клапан; Н – гідровасос; М – електродвигун; Х – холодильник; А1 – генератор коштам тиску робочої рідини (за оригіналом – генератор коштамних імпульсів); ГД – і-

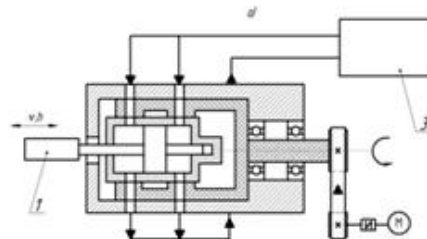
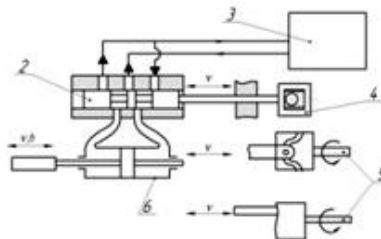


Рисунок 4 – Гідромеханічний вібраційний привод із зошитком, що здійснює зворотно-поступальний рух (а) та обертаельний (б).

1 – інструмент; 2 – зошиток; 3 – гідроциліндр; 4 – керуючий механізм; 5 – кулічний механізм; 6 – гідроциліндр; М – електродвигун.

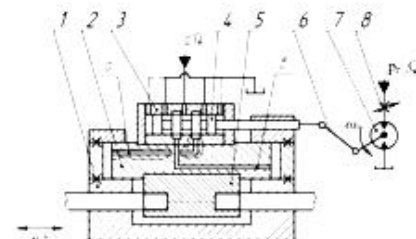


Рисунок 5 – Конструктивна схема привода віброапарата ВВ-2.

1 – корпус; 2 – плунокер; 3 – корпус керуючого зошитка; 4 – зошиток; 5 – викилючач лапка; 6 – керуючий-шпунтовий механізм; 7 – гідромотор; 8 – дросель.

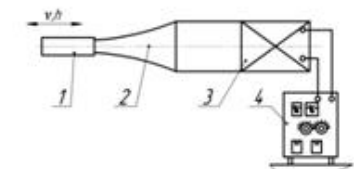


Рисунок 6 – Вібропривод з магнітострихційним або електрогідролінійним віброапаром: 1 – інструмент; 2 – контролятор; 3 – електрогідролінійний або магнітострихційний вібратор; 4 – генератор ультразвукових коштам.

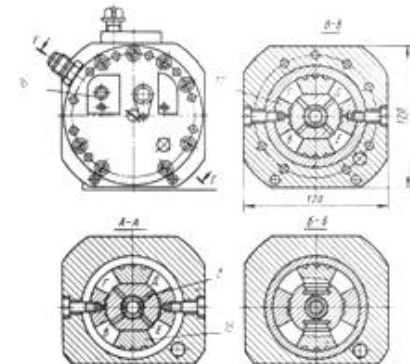
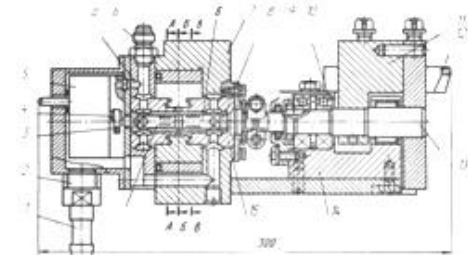


Рисунок 7 – Складальні креслення віброапарата ВВ-3 з зошитним гідромотором.

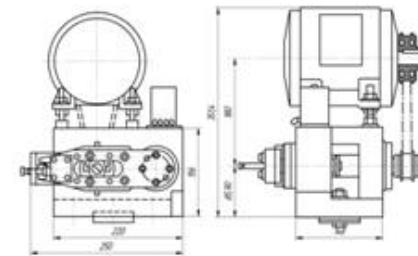
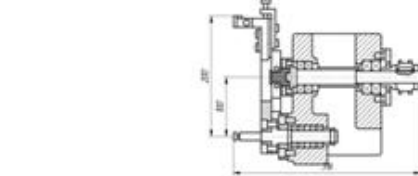
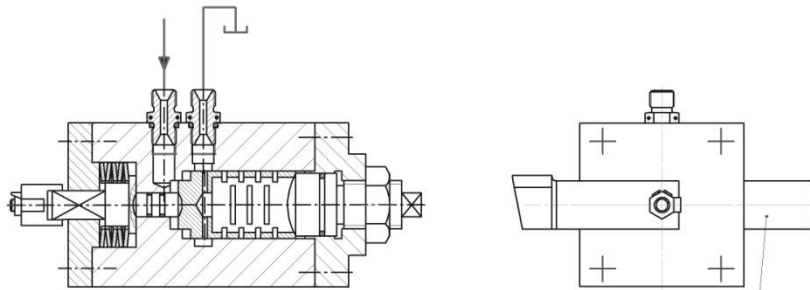


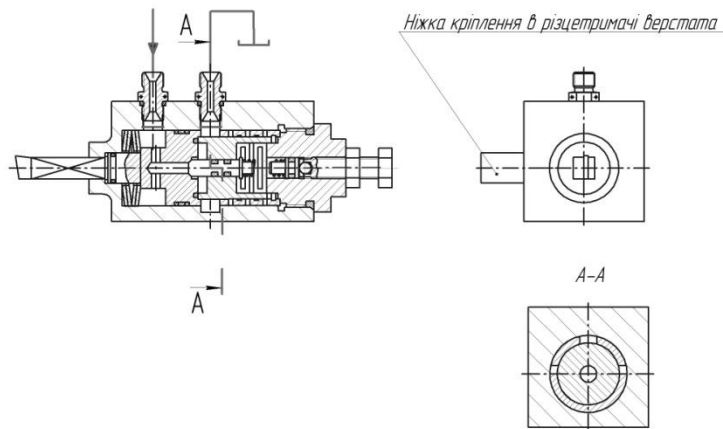
Рисунок 8 – Пристрій для вібраційного точіння з частотою 100 Гц.

Гідроімпульсні пристрої для вібраційного точіння з вбудованими генераторами імпульсів тиску



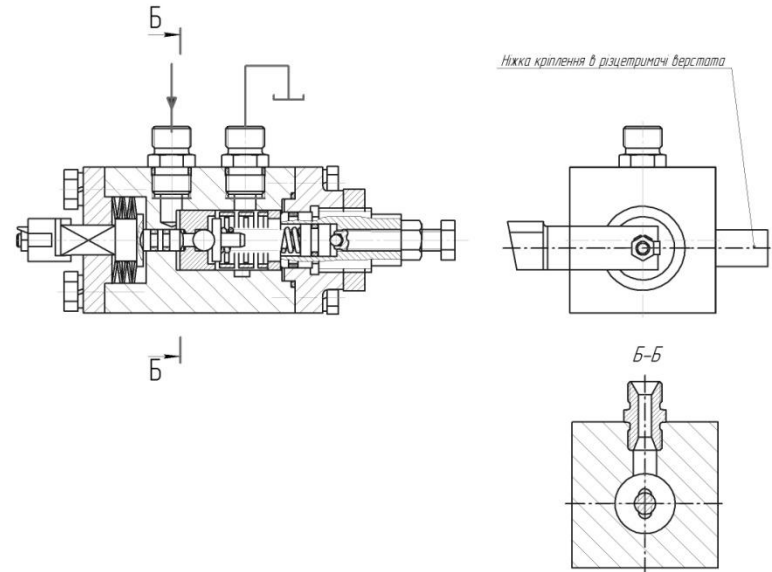
Нижка кріплення в різцетримачі верстата

Рис. 1 - Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального та осьового віброточіння зі вбудованим ГІТ



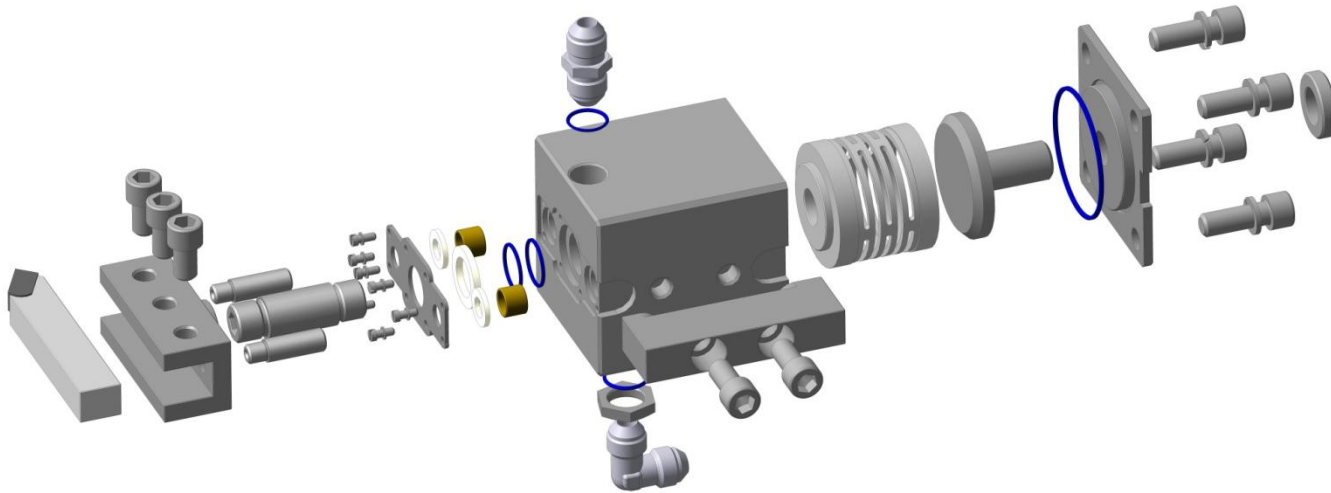
Нижка кріплення в різцетримачі верстата

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

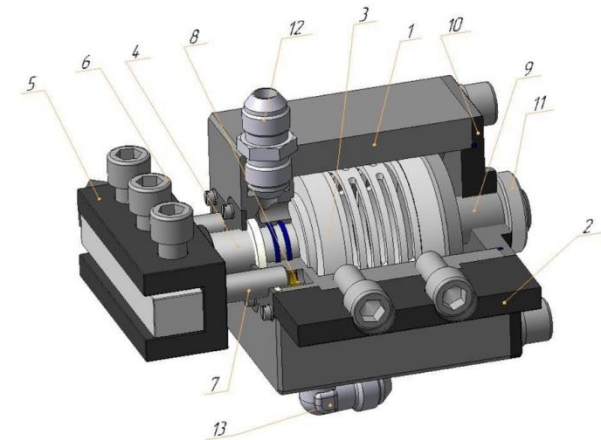


Нижка кріплення в різцетримачі верстата

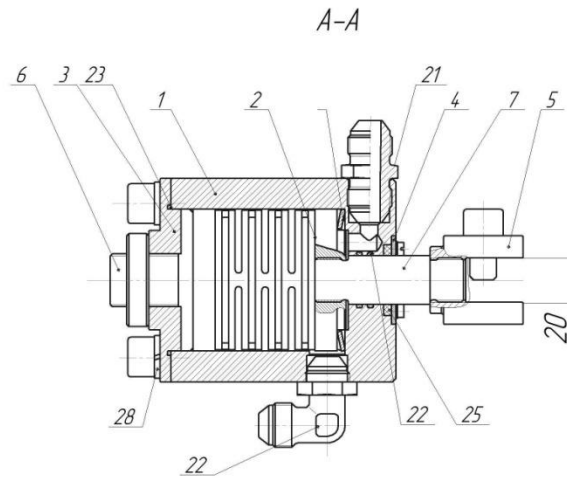
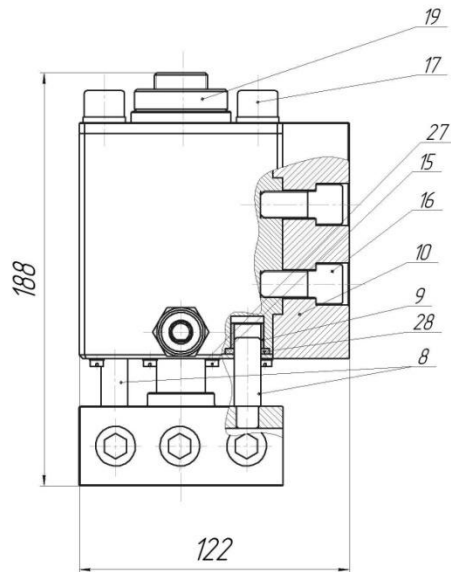
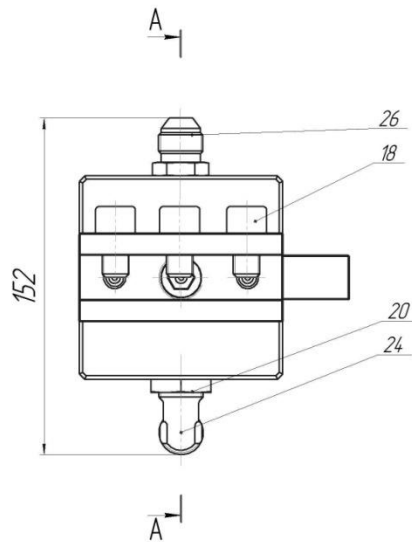
Рис. 3 - Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального та осьового віброточіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску клапанного типу



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



Компоновка пристрою



Технічна характеристика

1. Номинальний тиск відкриття ПТ пристрою, МПа...10;
2. Номинальна подача насоса привода пристрою, м³/с... $2,5 \cdot 10^{-4}$;
3. Максимальний хід поршня, м... $5 \cdot 10^{-3}$;
4. Діапазон регулювання параметрів вібравантаження частоти, Гц... $5 \cdot 50$;
- амплітуди, м... $(1,5 \cdot 10^{-3})$;
5. Уточний прохід, м... $8 \cdot 10^{-3}$.

Технічні вимоги

1. * Розміри для додаток.
2. Під час монтажу пристрою на токарно-гвинтаризному верстаті виставити вісь різця на рівні осі шпинделя.

				08-27.МКР.03.00.000 СК		
Мат. Аера	М. Аерки	Лист	Вид	ГІДРОМУЛЬСЬКИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО ТЕРМІНУ З ВЕСЛОВИМ ДІЯЛЬНИМ ГЕНЕРАТОРОМ РІЗЬОВІВ ГІЛСХУ		
Розроб.	Середина П. С.			Лист	Маса	Місця
Діагн.	Середина А. В.				0,46	11
Контр.				Лист	Листів	
Начальн.	Чубаченко П. І.			ВНТУ, ст. гр. ПТУ-18м		
Керм.	Піліпчук А. А.			Копіювати		

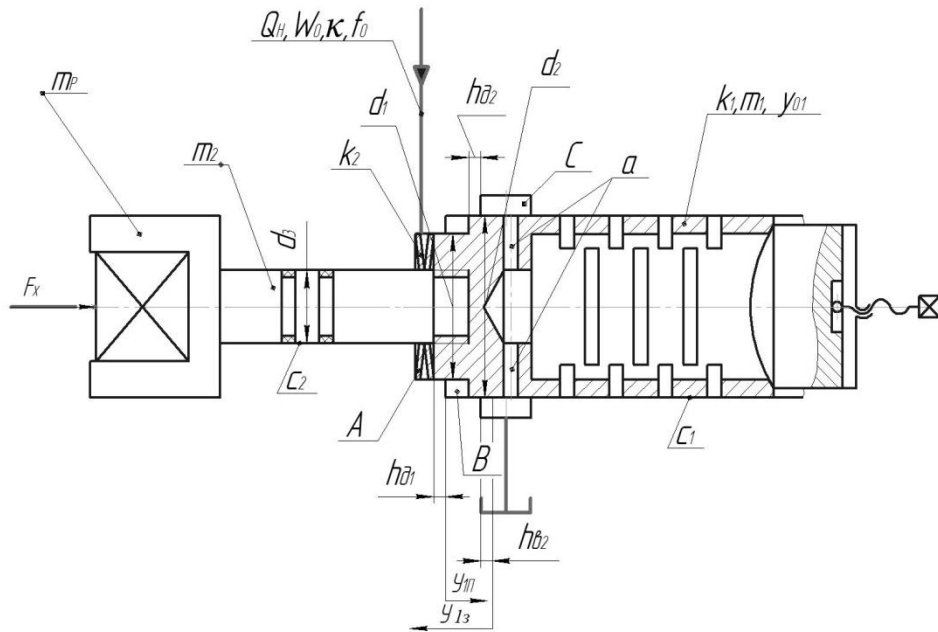
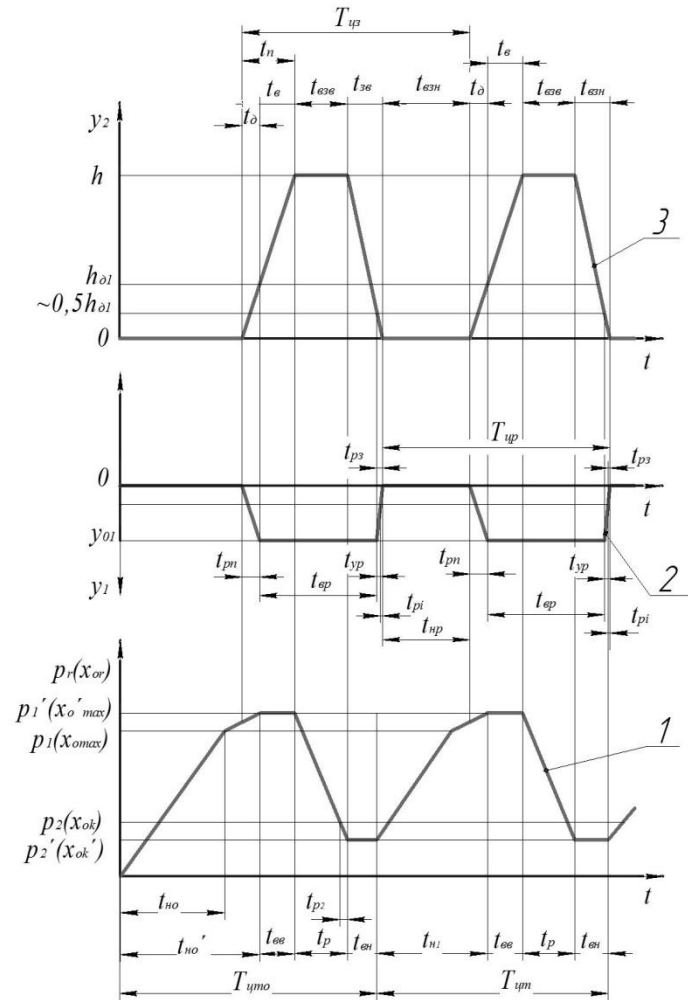


Рисунок 5.1 Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного пристрою для осевого вібраційного точіння з вбудованим ПІТ параметричного типу



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 гідроімпульсного пристрою для осевого вібраційного точіння.

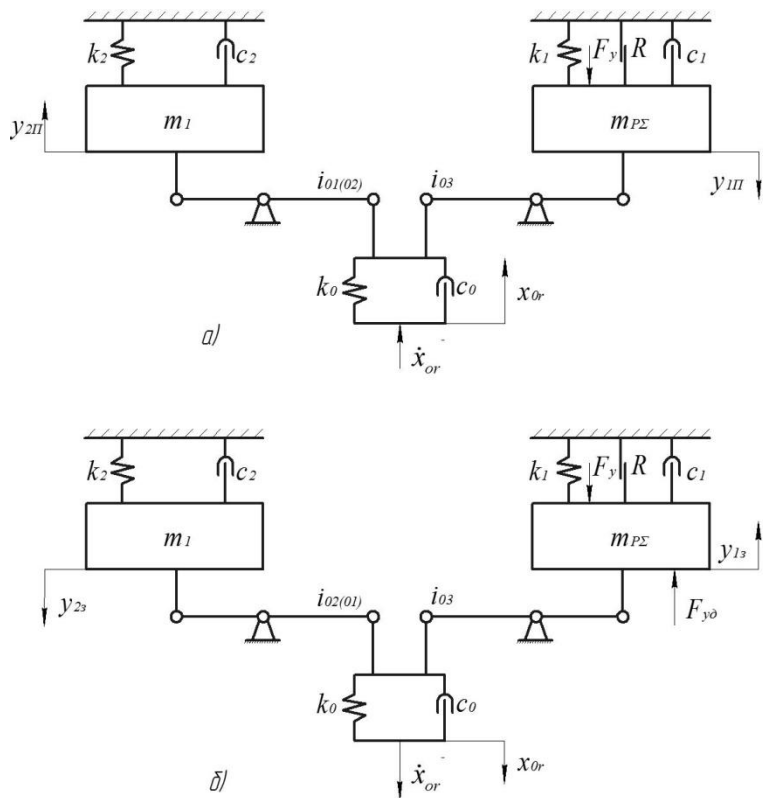


Рисунок 5 - Динамічна моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння для прямого (а) та зворотного (б) ходів його ланок

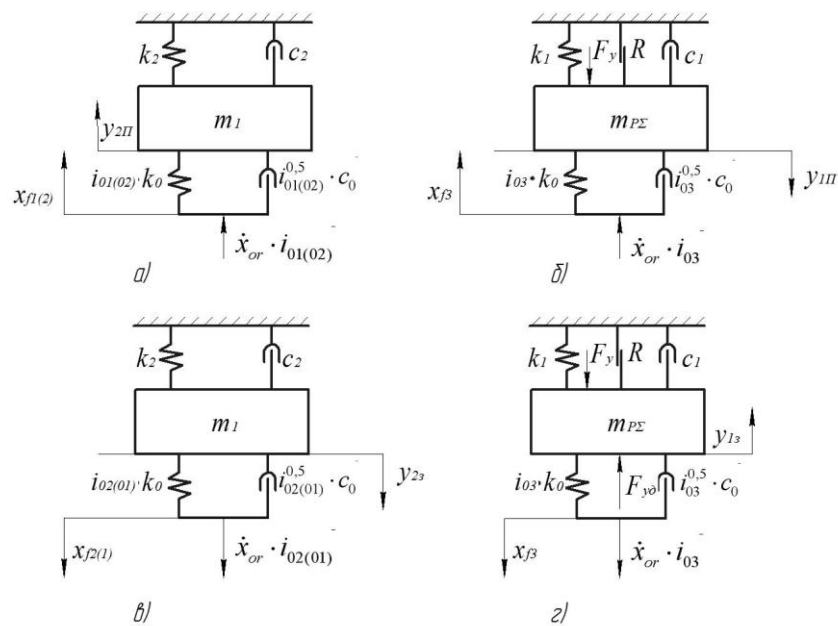


Рисунок 6- Спрощені динамічні моделі відповідно прямого та зворотного ходів золотника-прорізної пружини а) і в) та системи РРШ б) і г)

Рівняння витрати та умови однозначності:
прямого —

$$(1) \begin{cases} 1) x_{\nu} = f_0^{-1} \int_0^t Q_{\Sigma P} dt \text{ для } y_{1P} = 0; y_{2P} = 0; 0 \leq t \leq t_H; \\ 2) x_{\nu} = x_{\nu \text{емк}} - Q_{\Sigma P} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для } 0 \leq y_{2P} \leq y_{02}; 0 \leq y_{1P} \leq h_k; \\ t_H < t \leq t_1; t = t_1 \text{ для } y_{1P} = h_k; \\ 3) x_{\nu} = x_{\nu \text{емк}} - Q_{\Sigma P} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{2P} = 0; h_k \leq y_{1P} \leq h_k; \\ t_1 < t \leq t_2; t = t_2 \text{ для } y_{1P} = h_k; \\ 4) x_{\nu} = x_{\nu \text{емк}} - Q_{\Sigma P} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{2P} = 0; h_k \leq y_{1P} \leq h; \\ t_2 < t \leq t_3; t = t_3 \text{ для } y_{1P} = h; \end{cases} \quad (1)$$

зворотного —

$$(2) \begin{cases} 1) x_{\nu} = x_{\nu \text{емк}} - Q_{\Sigma P} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{2z} = 0; 0 \leq y_{1z} \leq h_k; 0 \leq t' \leq t'_1; \\ t' = t'_1 \text{ для } y_{1z} \geq h_k; \\ 2) x_{\nu} = x_{\nu \text{емк}} \cdot \frac{t'^2}{t_1^2} + Q_{\Sigma P} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{2z} = 0; h_k \leq y_{1z} \leq h_k; \\ t'_1 \leq t' \leq t'_2; t' = t'_2 \text{ для } y_{1z} \leq h_k; \\ 3) x_{\nu} = x_{\nu \text{емк}} \cdot \frac{t'^2}{t_1^2} + Q_{\Sigma P} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{2z} = y_{20z}; h_k < y_{1z} \leq h \\ t'_2 \leq t' \leq t'_3; t' = t'_3 \text{ для } y_{1z} = h; \\ 4) x_{\nu} = f_0^{-1} \int_0^t Q_{\Sigma P} dt \text{ для } y_{2z} = y_{02}; y_{1z} = h \text{ } t = t'_H \end{cases} \quad (2)$$

де $Q_{\Sigma P} = f_1 \cdot \dot{y}_{2P} - f_2 \cdot \dot{y}_{1P}$ — на інтервалі $(t_H, t_1]$

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

$Q_{\Sigma P} = \xi \cdot \pi \cdot d_2 \cdot [(y_{1P} - h_k) + (y_{1P} - h_k)] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{\nu}} = Q_H - f_2 \cdot \dot{y}_{1P}$ — на інтервалі $(t_2, t_3]$;

$Q_{\Sigma P} = \xi \cdot \pi \cdot d_2 \cdot [(y_{1z} - h_k) + (y_{1z} - h_k)] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{\nu}} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{1z}$ — на інтервалі $[0, t'_1]$;

$Q_{\Sigma z} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{2z}$; — на інтервалі (t'_1, t'_2) ; $Q_{\Sigma z} = Q_H + f_1 \cdot \dot{y}_{2z}$; — на інтервалі $(t'_2, t'_3]$. Для визначення $Q_{\Sigma P}$ та $Q_{\Sigma z}$ можна використовувати як ліві, так і праві частини наведених виразів.

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

$\dot{x}_{f_1} = \dot{x}_{\nu} \cdot \xi_1^{0,5}$, $\dot{x}_{f_2} = \dot{x}_{\nu} \cdot \xi_2^{0,5}$, $\dot{x}_{f_3} = \dot{x}_{\nu} \cdot \xi_3^{0,5}$ — відповідно, поточні швидкості деформації гідравлічної ланки, зведені до площ f_1 , f_2 та f_3 ; \dot{y}_{1P} , \dot{y}_{2P} , \dot{y}_{1z} , \dot{y}_{2z} — відповідно, поточні швидкості та пришвидшення мас m_1 і m_{Σ} ;

$x_{\nu \text{емк}} \leq x_{\nu} \leq (x_{\nu \text{емк}} - Q_{\Sigma P} \cdot t_3 \cdot f_0^{-1})$;

зворотного —

для: $y_{1z} \leq h - y_{01z}$; $y_{1z} = 0$; $\dot{y}_{1z} = 0$ та $\ddot{y}_{1z} = 0$ і маса m_{Σ} нерухома;

$y_{1z} \geq h - y_{02z}$; $y_{2z} \neq 0$, $\dot{y}_{2z} \neq 0$ та Завершені математичні моделі

прямого та зворотного ходів ланок пристрою, крім рівнянь та умов, що входять до (1) і (2), ще містять диференціальні рівняння руху мас m_1 і m_{Σ} , які складено на основі динамічних моделей прямого та зворотного ходів мас m_1 і m_{Σ} і принципу Д'Аламбера для ходів:

прямого —

$$\begin{cases} m_{\Sigma} \cdot \ddot{y}_{2P} = k_1 \cdot k_2 (x_{f_3} - y_{2P}) - k_2 (y_{2P} - y_{02}) - c_1 \dot{y}_{2P} - R - F_s - k_{\alpha}^{\beta} \cdot c_0 (x_{f_3} - y_{2P}); \\ m_1 \cdot \ddot{y}_{1P} = k_{\alpha(02)} \cdot k_2 (x_{f_{(02)}} - y_{1P}) - k_2 (y_{1P} + y_{01}) - c_2 \dot{y}_{2P} - k_{\alpha(02)}^{\beta} \cdot c_0 (x_{f_{(02)}} - y_{1P}) \end{cases} \quad (3)$$

зворотного —

$$\begin{cases} m_2 \cdot \ddot{y}_{2z} = k_2 (y_{2z} + y_{0z}) - k_1 \cdot k_2 [(x_{f_1} + (y_{02} - y_{2z})) - c_1 \dot{y}_{1z} - R - F_s - k_{\alpha}^{\beta} \cdot c_0 (x_{f_1} - y_{2z})]; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_{1z} = k_2 (y_{0z} + h - y_{1z}) - k_{\alpha(01)} \cdot k_2 [(x_{f_{(01)}} - (h - y_{1z})) - \\ - c_2 \dot{y}_{2z} - k_{\alpha(01)}^{\beta} \cdot c_0 (x_{f_{(01)}} - y_{2z})]. \end{cases} \quad (4)$$

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_{Σ} :

прямого —

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

$$\begin{cases} y_{1P} \leq h_k; i_{\alpha(02)} = k_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_{(02)}} = x_{f_1} = x_{\nu} \cdot \xi_1^{0,5}; \\ y_{1P} > h_k; i_{\alpha(02)} = k_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_{(02)}} = x_{f_2} = x_{\nu} \cdot \xi_2^{0,5}; \\ k_{01} = k_{02} \cdot i_{21} = k_{02} \cdot i_{\alpha}^{-1}; \quad k_{12} = k_{11}^1; \end{cases} \quad (5)$$

(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);

$x_{f_3} = x_{\nu} \cdot \xi_3^{0,5}$ — деформація гідравлічної ланки, зведена до площі поперечного перерізу штовхача f_3 ; $\dot{y}_{2z} \neq 0$; $t'_2 < t' < t'_3$;

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

$$\begin{cases} y_{1z} \leq h - h_k; i_{\alpha(01)} = k_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_{(01)}} = x_{f_2} = x_{\nu} \cdot \xi_2^{0,5}; \\ y_{1z} > h - h_k; i_{\alpha(01)} = k_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_{(01)}} = x_{f_1} = x_{\nu} \cdot \xi_1^{0,5}; \\ (x_{\nu \text{емк}} - Q_{\Sigma P} \cdot t'_1 \cdot f_0^{-1}) \leq x_{\nu} \leq x_{\nu k}; \quad \dot{y}_{1z}, \quad \dot{y}_{2z}, \quad \dot{y}_{1z}, \quad \dot{y}_{2z} \text{ — відповідно, поточні швидкості та пришвидшення мас } m_1 \text{ і } m_{\Sigma}. \end{cases} \quad (6)$$

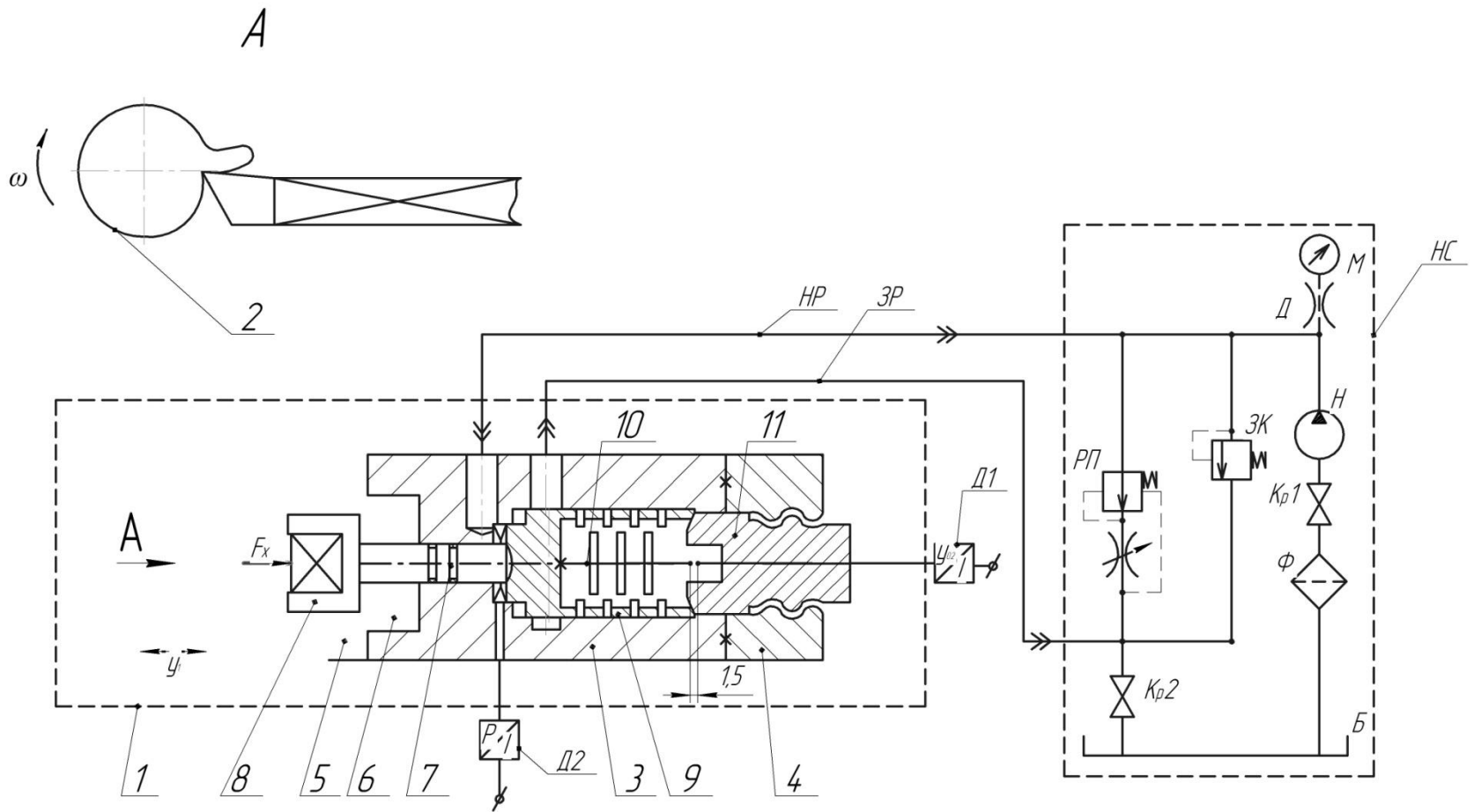


Рисунок 7 - Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГІТ

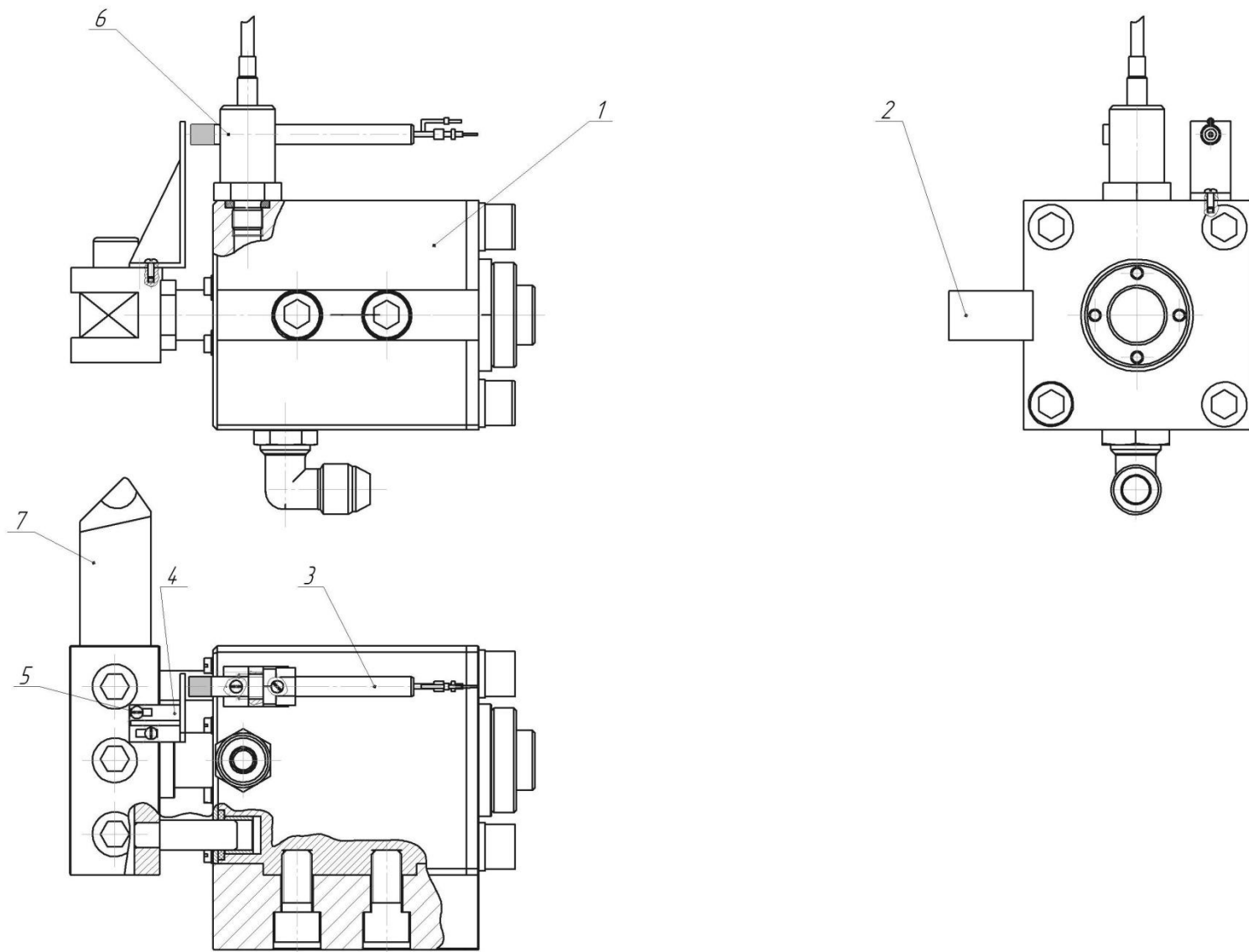


Рисунок 8 - Конструктивна схема встановлення давачів на дослідному зразку гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим однокаскадним ГПТ

Дякую з увагу!