

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВІБРОУСТАНОВКИ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ТРУБ ВЕЛИКОГО ДІАМЕТРУ

Рассмотрены динамическая и математическая модели рабочего хода станда с гидроимпульсным приводом для очистки труб большого диаметра.

The paper considers the dynamic and mathematical model of working steps of stand with hydroimpulse drive for cleaning large diameter pipes.

Вступ

Вібраційні машини складно-просторового вібронавантаження з гідроімпульсним приводом можуть застосовуватися при вібропресуванні із порошкових матеріалів, виробів великої маси та складної конфігурації, виробництві складних ливарних форм та віброобразивному очищенні від окалини та іржі труб великого діаметра [2, 3, 7].

Гідроімпульсний привод вібраційних машин складно-просторового навантаження може будуватися по схемах з керуванням виконавчими гідроциліндрами одним або декількома генераторами імпульсів тиску (ГІТ) [1]. До виконавчих гідроциліндрів генератор імпульсів тиску може приєднуватися по схемах «на вході», «на виході» або «комбінована» [5].

Виходячи із простоти конструкції в віброустановці був застосований гідроімпульсний привод з одним ГІТ, підключеним до виконавчих гідроциліндрів за схемою «на виході».

При розробці гідроімпульсного привода вібромашини складного-просторового навантаження, до нього пред'являється вимога високої жорсткості гідросистеми. Це досягається мінімізацією об'ємів напірних гідроліній за рахунок з'єднання гідроагрегатів стиковим способом і виключення довгих напірних трубопроводів [6, 7].

Результати досліджень

В спрощеному вигляді структурна схема гідроімпульсної вібромашини складно-просторового навантаження показана на рис. 1.

Виконавча ланка 1 з об'єктом обробки (труба великого діаметра) приводиться в двокоординатний (гвинтовий) рух горизонтальним 2 та кутовим 3 гідроциліндрами. Керування гідроциліндрами здійснюється ГІТ 5, підключеним до напірних порожнин гідроциліндрів за схемою «на виході». Виконавча ланка 1 та станина 4 пружно зв'язані між собою. Переміщення робочої ланки в горизонтальному та кутовому напрямках обмежено жорсткими упорами.

У цьому випадку на основі загальної теорії розрахунку гідроімпульсних приводів [1], на основі

загальної структурної схеми (рисунк1) вібраційної машини з гідроімпульсним приводом можна скласти повну багатомасову динамічну модель віброустановки.

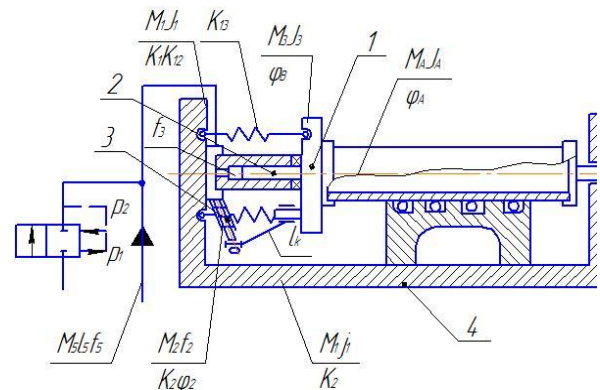


Рисунок 1. Структурна схема вібромашини

Дослідженнями багатьох авторів [4] встановлено, що маса станини M_1 , з метою зменшення передачі вібраційного впливу на будівельні конструкції повинна бути в 8-10 разів більше максимальної інерційної маси (M_2, M_3). На цій підставі переміщенням маси станини можна знехтувати. З урахуванням вимог високої жорсткості гідросистеми стінки каналів гідроліній можна вважати абсолютно жорсткими, а об'ємний модуль пружності гідросистеми можна прийняти постійним на всіх етапах робочого циклу. Витоки робочої рідини через зазори між елементами, що сполучаються, незначні в порівнянні з подачею гідронасоса і у вихідних рівняннях не враховуються.

Беручи до уваги зроблені зауваження динамічну модель, складену на основі структурної схеми (рисунк 1), можна представити у вигляді схеми, показаної на рисунку 2. Гідрравлічну ланку у вигляді безмасової пружини жорсткістю K_5 і демпфера в'язкістю C_5 , що деформуються з постійною швидкістю $V_0 = Q_H / f_5$ ($Q_H = \text{const}$ – подача гідронасоса)

$$\text{У вище вказаній формулі } f_5 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_i \cdot f_i)}{\sum_{i=1}^n l_i} -$$

усереднена площа напірної гідролінії;

l_i і f_i – довжина та площа поперечного перерізу відповідної гідро лінії.

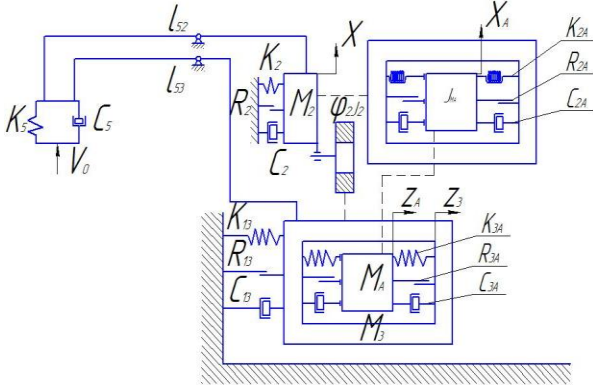


Рисунок 2 Спрощена динамічна модель вібромащини

Жорсткість гідросистеми на підставі закону Гука для рідини визначається залежністю

$$K_5 = \frac{f_5^2 \cdot \chi}{(W_o + f_3 \cdot z_3 + f_2 \cdot x)}, \quad (1)$$

де χ - зведений об'ємний модуль пружності гідросистеми; W_o - початковий об'єм напірної порожнини гідросистеми; f_2 і f_3 - площі поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів; z_3 і x - координати переміщення виконавчої ланки вібромащини в кутовому і горизонтальному напрямках.

Як правило, $W_o \geq f_3 \cdot z_3 + f_2 \cdot x$, тоді

$$K_5 \approx \frac{f_5^2 \cdot \chi}{W_o} = \text{const}.$$

Максимальне початкове значення величини деформації рідини в об'ємі гідросистеми отримаємо з рівності, що обумовлює одночасність початку руху плунжерів кутового і лінійного гідроциліндрів

$$\frac{K_5 z_5}{f_5} = \frac{F_2}{f_2} = \frac{F_3}{f_3}, \quad (2)$$

де $F_2 = K_2 x_{02}$, $F_3 = K_{13} z_{03}$ – зусилля стаціонарного опору переміщенням лінійного і кутового гідроциліндрів.

Друга стадія першого етапу робочого циклу характеризується рухом мас M_2 , M_3 , M_a .

Узагальнена система диференціальних рівнянь, що описує другу стадію першого етапу робочого циклу, записується у вигляді

$$\begin{cases} M_2 \ddot{x} = i_{52}^2 K_5 (z_5 - x) - i_{52}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{x}) - C_2 \dot{x} - \\ - K_2 (x_{02} + x) - \frac{J_2 \varphi_{OB}}{r_2} - R_{2a} - R_2; \\ M_3 \ddot{z}_3 = i_{53}^2 K_5 (z_5 - z_3) - i_{53}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{z}_3) - C_{13} \dot{z}_3 - \\ - K_{13} (z_{03} + z_3) - R_{3a} - R_{13}; \\ M_a \ddot{z}_a = M_3 \ddot{z}_3 - C_{3a} \dot{z}_a - K_{3a} z_a - R_{3a} \text{sign} \dot{z}_a; \\ J_{ma} \ddot{\varphi}_{OB} = J_{m2} \ddot{\varphi}_{OB} - C_{2a} \dot{\varphi}_{OB} - K_{2a} \varphi_{OB} - R_{2a} \text{sign} \dot{\varphi}_{OB}. \end{cases} \quad (3)$$

Передаточні відношення i_{53} і i_{52} можна розрахувати з умови рівності миттєвого тиску енергоносія, що діє на гідрравлічну ланку і площу поперечного перерізу відповідного елемента:

$$\begin{cases} \frac{K_5 \cdot z_5}{f_5} = \frac{i_{53} \cdot K_5 \cdot (z_5 - z_3)}{f_3}; \\ \frac{K_5 \cdot z_5}{f_5} = \frac{i_{52} \cdot K_5 \cdot (z_5 - x)}{f_2}, \end{cases} \quad (4)$$

звідки

$$\begin{cases} i_{53} = \left(\frac{f_3}{f_5} \right) \cdot \left[\frac{z_5}{(z_5 - z_3)} \right]; \\ i_{52} = \left(\frac{f_2}{f_5} \right) \cdot \left[\frac{z_5}{(z_5 - x)} \right], \end{cases} \quad (5)$$

тут z_5 - деформація гідрравлічної ланки. Добутки $i_{52} K_5 = K_{52}$ і $i_{53} K_5 = K_{53}$ є коефіцієнт жорсткості гідросистеми, зведений до відповідної ланки привода вібромащини.

При зведенні гідрравлічної ланки до площ поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів f_2 і f_3 його потенційна енергія перерозподіляється відповідно до рівняння

$$0.5 K_5 z_5^2 = 0.5 K_{53} [i_{53} (z_5 - z_3)^2 + i_{52} (z_5 - x)^2]. \quad (6)$$

З метою рівноцінності вібраційного впливу на об'єкт обробки в кутовому і горизонтальному напрямках доцільна рівність

$$0.5 K_{53} i_{53} (z_5 - z_3)^2 = 0.5 K_{52} i_{52} (z_5 - x)^2. \quad (7)$$

Звідки

$$\frac{i_{53}}{i_{52}} = \frac{(z_5 - x)^2}{(z_5 - z_3)^2} \quad (8)$$

або

$$i_{23} = \frac{f_3}{f_2} = \frac{(z_5 - x)}{(z_5 - z_3)}, \quad (9)$$

де i_{23} - передаточне відношення, що характеризує співвідношення вібраційного впливу на об'єкт у

вертикальному і горизонтальному напрямках.

Як показує аналіз рівняння (6), величина частки потенційної енергії гідравлічної ланки, що витрачається на керування вібробуджувача, не перевищує 10% (для потужних машин 0,5-1%). Приймаючи в увагу зроблені зауваження і припущення (7), рівняння (6) можна записати у вигляді системи

$$\begin{cases} 0.45 \cdot 0.5K_5 z_5^2 = 0.5K_5 i_{53} (z_5 - z_3)^2, \\ 0.45 \cdot 0.5K_5 z_5^2 = 0.5K_5 i_{52} (z_5 - x)^2, \end{cases} \quad (10)$$

звідки з урахуванням (5) отримаємо

$$\begin{cases} i_{53} = 0.45 \frac{z_5^2}{(z_5 - z_3)^2} = \frac{1}{0.45} \cdot \left(\frac{f_3}{f_5} \right)^2, \\ i_{52} = 0.45 \frac{z_5^2}{(z_5 - x)^2} = \frac{1}{0.45} \cdot \left(\frac{f_2}{f_5} \right)^2. \end{cases} \quad (11)$$

Щоб отримати однозначне рішення системи (3) до неї необхідно додати рівняння нерозривності потоку

$$\begin{aligned} Q_H + \dot{p} [W_0 + f_3 \cdot z_3 + f_2 \cdot x] \cdot \chi^{-1} = \\ = f_3 \cdot \dot{z}_3 + f_2 \cdot \dot{x} + Q_B, \end{aligned} \quad (12)$$

де

$$\dot{p} = \frac{d \left(\frac{K_5 \cdot z_5}{f_5} \right)}{dt} = f_5 \cdot \chi \cdot \left[\frac{W \cdot \dot{z}_5 - z_5 \cdot (f_3 \cdot \dot{z}_3 + f_2 \cdot \dot{x})}{W^2} \right] -$$

- швидкість зміни тиску в напірній порожнині вібромашини при прямому ході виконавчого гідроциліндра; $W = W_0 + f_1 \cdot z_1 + f_1 \cdot x$ - поточний об'єм; Q_B - витрати рідини, що проходить через відкритий вібробуджувач.

Рівняння руху маси M_2 має велике значення, тому що воно формує закон руху виконавчої ланки. Взаємозв'язок між лінійною координатою x і кутовою φ_2 можна порівняти, застосувавши кінематичний аналіз взаємодії ланок кривошипно-шатунного механізму виконавчої ланки.

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_{OB} = i_M \left\{ \ddot{\theta} + \frac{\dot{\theta}^2}{X \cdot \sin^2 \alpha_{OB} \cdot \cos \gamma} \right\} \times \\ \times \left\{ \left[\cos^2 \gamma \cos \alpha_{OB} - \cos^2 (\varphi - \varphi_{OB}) \right] \right\} \end{aligned} \quad (13)$$

З урахуванням всіх необхідних викладок рівняння руху M_2 та рівняння руху абразивної маси в кутовому напрямку будуть мати вигляд

$$\frac{i_M^2}{l_k^2} \cdot (M_3 \cdot r_2^2 + J_2) \cdot \ddot{x} = i_{52}^2 K_5 (z_5 - x) - \quad (14)$$

$$\begin{aligned} - i_{52}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{x}) - C_2 \dot{x} - K_2 (x_{02} + x) - \\ - \frac{J_2 i_M \theta}{r_2^2} - R_{2a} \text{sign} \dot{x} - R_2 \text{sign} \dot{x}; \\ J_{ma} \cdot i_M \cdot \ddot{\theta}_a = J_{m2} \cdot i_M \cdot \ddot{\theta}_a - C_{2a} i_M \dot{\theta}_a - \\ - K_{2a} i_M \theta_a - i_M R_{2a} \text{sign} \dot{\theta}_a, \end{aligned} \quad (15)$$

В результаті математична модель робочого ходу приймає вигляд

$$\begin{cases} \frac{i_M^2}{l_k^2} \cdot (M_3 \cdot r_2^2 + J_2) \cdot \ddot{x} = i_{52}^2 K_5 (z_5 - x) - \\ - i_{52}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{x}) - C_2 \dot{x} - K_2 (x_{02} + x) - \frac{J_2 i_M \theta}{r_2^2} - \\ - R_{2a} \text{sign} \dot{x} - R_2 \text{sign} \dot{x}, \\ M_3 \ddot{z}_3 = i_{53}^2 K_5 (z_5 - z_3) - i_{53}^2 C_5 (\dot{z}_5 - \dot{z}_3) - C_{13} \dot{z}_3 - \\ - K_{13} (z_{03} + z_3) - R_{3a} \text{sign} \dot{z}_3 - R_{13} \text{sign} \dot{z}_3, \\ M_a \ddot{z}_a = M_3 \ddot{z}_3 - C_{3a} \dot{z}_a - K_{3a} z_a - R_{3a} \text{sign} \dot{z}_a, \\ J_{ma} \ddot{\theta}_a = J_{m2} \cdot \ddot{\theta}_a - C_{2a} \dot{\theta}_a - K_{2a} \theta_a - R_{2a} \text{sign} \dot{\theta}_a. \end{cases} \quad (16)$$

Наприкінці етапу тиск у гідросистемі зростає до величини p_1 (тиск відкриття запірного елемента основного каскаду вібробуджувача)

$$p_1 = \frac{K_5 \cdot z_{5\max}}{f_5}, \quad (17)$$

де $z_{5\max}$ - максимальна деформація рідини, що відповідає закінченню етапу. З виразу (17) отримаємо

$$z_{5\max} = \frac{p_1 \cdot f_5}{K_5}.$$

Взаємозв'язок між пружністю абразиву в лінійному і кутовому напрямках можна з наближенням прийняти у вигляді

$$K_{2a} \cdot \varphi_{OB} = K_{3a} \cdot z_a \cdot \mu_a, \quad (18)$$

$$\text{з урахуванням } \varphi_{OB} = \frac{i_m \cdot x}{l_k}.$$

$$K_{2a} = \frac{K_{3a} \cdot z_a \cdot \mu_a \cdot l_k}{i_m \cdot x}. \quad (19)$$

Зворотний хід робочої ланки та запірного елемента вібробуджувача вібромашини при припущенні, що рух цих елементів починається одночасно з крайнього положення, описується аналогічною (3) системою диференціальних рівнянь, в

якій деформація гідравлічної ланки змінюється від z_{5max} (деформація гідравлічної ланки в кінці прямого ходу ланок вібромашини) до величини, відповідної зливному тиску в гідросистемі, а потім починається новий цикл руху робочої ланки.

Сукупність систем диференціальних рівнянь руху виконавчих ланок віброустановки і ГПТ при прямому та зворотному ходах є математичною моделлю гідроімпульсного привода віброустановки з зворотно-гвинтовим рухом робочої ланки. Інженерну методику проектного розрахунку цього привода розроблено на основі дослідження чисельними методами на ЕОМ його математичної моделі. Адекватність математичної моделі реальній динамічній системі перевірена експериментальними дослідженнями вібромашин такого типу.

При порівнянні теоретичних та експериментальних значень кінематичних параметрів руху виконавчої ланки віброустановки визначено розходження по амплітуді лінійного та кутового переміщення відповідно 7...9% і 8...10%. Отримані результати відповідають вимогам проектних розрахунків і дозволяють вважати прийняту систему припущень правомірною, а математичну модель робочого ходу адекватною реальній системі [6, 7].

Список літератури:

1. Іскович-Лотоцький, Р.Д. Основи теорії гідравлічних інерційних вібропресмолотів (структурна схема та динамічна модель) // Промислова гідравліка та пневматика. – 2004. – №1(3). – С. 78–82
2. Іскович-Лотоцький, Р.Д. Гидровибрационные машины обработки давлением (состояние и перспективы развития) / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, А.А. Гуменчук // Вестн. машиностроения. – 1993. – №12. – С. 8–12.
3. Іскович-Лотоцький, Р.Д. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібромашин з декількома робочими ланками / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – №1(2). – С. 82–88.
4. Іскович-Лотоцький, Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р.Д. Іскович-Лотоцький, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. – К.: Техніка, 1982. – 576 с.
5. Іскович-Лотоцький, Р.Д. Гидравлические вибровозбудители на базе стандартной контрольно-

распределительной аппаратуры / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р.Обертюх, Б.Н. Пентюк // Вестник машиностроения. – 1984. – №8. –с 17–20.

6. Обертюх, Р.Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростола: Дис. кандидата техн. наук: 05.03.05 / Обертюх Роман Романович. – М., 1989. – 313 с.

7. Булыга, Ю.В. Разработка и исследование гидроимпульсного привода установки для виброабразивной очистки крупногабаритных деталей: дис. кандидата техн.наук: 05.02.03 / Булыга Юрий Владимирович. – Винница, 1994. – 210 с.