

О.В. БЕРЕЗЮК, канд. техн. наук, ВНТУ, м. Вінниця

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІБРАЦІЙНОГО ГІДРОПРИВОДУ ПРЕСУВАННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ

Предложена упрощенная математическая модель вибрационного гидропривода прессования твердых бытовых отходов с использованием генератора импульсов давления. Получены аналитические зависимости частоты и амплитуды от основных параметров данного привода, необходимые для выполнения предварительных проектных расчетов его параметров.

It is offered simplified mathematical model vibratory hydraulic drive pressing the hard domestic waste with use a pulser of pressure. They are received analytical dependencies of frequency and amplitudes from the main parameters of given drive, required for performing the preliminary design calculations of its parameters.

Постановка проблеми. Щороку в Україні утворюється близько 35 млн. м³ твердих побутових відходів (ТПВ) [1], і на їх перевезення сміттєвозами до місця утилізації при мінімальній відстані 30 км, що відповідає розмірам санітарної зони, витрачається більше 45 тис. тонн пального. Тому підвищення коефіцієнта ущільнення ТПВ для зменшення їх об'єму, а значить і витрат на пальне при їх перевезенні є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз сучасних конструкцій сміттєвозів показав, що ТПВ в них пресуються, в основному, за допомогою статичного способу пресування. Використання вібраційного пресування дозволяє суттєво знизити в порівняно з статичним пресуванням робоче зусилля ущільнення [2], що може бути використано і для пресування ТПВ. В роботі [3] наведено математичну модель вібраційного гідроприводу пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії (ГІТДД) у вигляді суттєво нелінійної системи диференціальних рівнянь, яка не може бути розв'язана відомими аналітичними методами в допустимих межах похибки.

Мета досліджень. Тому доцільно проаналізувати рівняння, наведені в роботі [3], з метою їх спрощення, що дасть можливість отримати конкретні

аналітичні залежності амплітуди та частоти вимушених коливань плити пресування, які можна буде використовувати при виконанні попередніх проектних розрахунків параметрів вказаного гідроприводу.

Спрощена математична модель. На рис. 1 представлена розрахункова схема гідроприводу при вібраційному способі пресування ТПВ з використанням ГІТДД. На схемі представлені такі основні геометричні, кінематичні та силові параметри: p_1, p_2 – тиски відповідно на виході насоса, на вході гідроциліндра; W_1, W_2 – об'єми трубопроводів між насосом та гідророзподільником, гідророзподільником та входом гідроциліндра; Q_H – фактична подача насоса; D, d – діаметри поршня та штока; x – переміщення плити пресування; y – переміщення запірного елемента ГІТДД; d_1 – діаметр плунжера-штовхача; d_2 – діаметр 1-го ступеня запірного елемента ГІТДД; d_3 – діаметр 2-го ступеня запірного елемента ГІТДД; m_k – маса запірного елемента; c – жорсткість пружини; y_0 – попередня деформація пружини; h_n – додатне перекриття запірного елемента, d_δ – діаметр прохідного вікна дроселя.

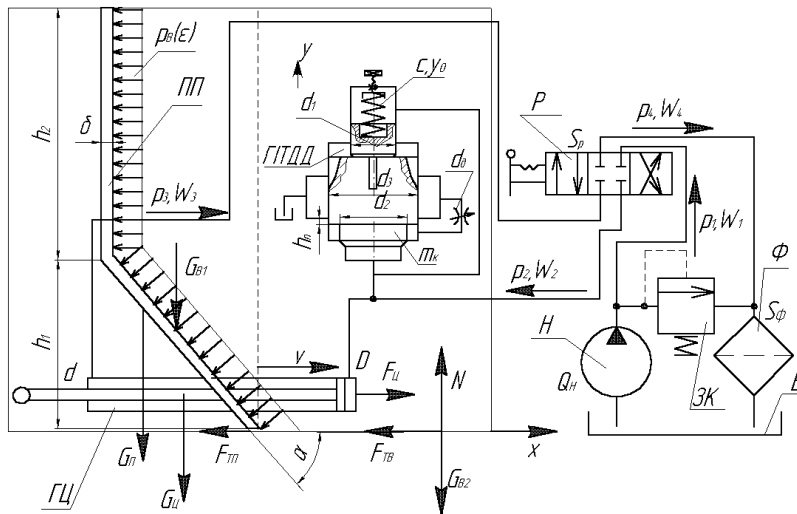


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу при вібраційному способі пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії

Аналіз проведених досліджень повної математичної моделі [3] показав, що $p_1 \approx p_2 \approx p_{12}$, а вплив тиску в зливних магістралях, сил в'язкого тертя, постійної складової сил сухого тертя та ваги запірного елемента ГІТДД на роботу вібраційного гідроприводу є несуттєвим.

Тому спрощена модель вібраційного гідроприводу пресування ТПВ з використанням ГІТДД має вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned} Q_H = \dot{x}S_{ц1} + \sigma p_{12} + \dot{y}\pi \frac{d_3^2 - d_1^2}{4} + 1(y - h_n)\mu\pi d_3(y - h_n) \sqrt{\frac{2p_{12}}{\rho_{pp}}} + \\ + 1(y)\mu\pi \frac{d_D^2}{4} \sqrt{\frac{2p_{12}}{\rho_{pp}}} + KW_{12}\dot{p}_{12} \end{aligned} \right. ; \quad (1)$$

$$p_{12}S_{ц1} = m_p\ddot{x} + p_B^{ei\delta p}(\varepsilon)S_{п1}; \quad (2)$$

$$p_{12} \left[1(y) \frac{\pi(d_3^2 - d_2^2)}{4} + \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} \right] = m_k\ddot{y} + c(y + y_0), \quad (3)$$

де $W_{12}=W_1+W_2$; $p_B^{ei\delta p}(\varepsilon)$ - залежність тиску пресування ТПВ від їх відносної деформації [3].

Порівняння результатів, отриманих з використанням повної та спрощеної математичних моделей вібраційного гідроприводу пресування ТПВ (використано ГІТДД) показано на рис. 4.43.

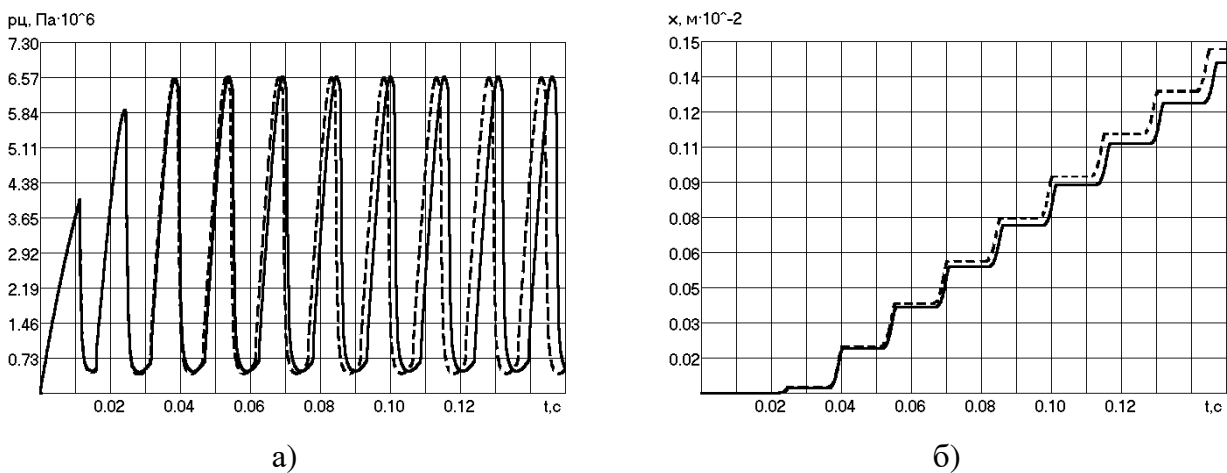


Рис. 2. Порівняння повної (----) та спрощеної (—) математичних моделей вібраційного гідроприводу пресування ТПВ (використано ГІТДД): а) зміна тиску в гідроциліндрі плити пресування; б) переміщення плити пресування

При порівнянні результатів, зокрема ступеня ущільнення ТПВ, отриманих з використанням повної та спрощеної математичних моделей вібраційного гідроприводу пресування ТПВ (використано ГІТДД) похибка склала 7,56%, що є прийнятним для виконання попередніх проектних розрахунків. Аналіз графіка, зображеного на рис. 2 дає підставу вважати, що час закриття запірної елемента ГІТДД малий і ним можна знехтувати. Тому робочий цикл вібраційного гідроприводу плити пресування ТПВ складається із чотирьох основних фаз:

1) підвищення тиску робочої рідини (РР) в напірній магістралі гідроциліндра, а також з'єднаних з нею порожнинах до тиску $p_{12} = p_B^{сi\delta p}(\epsilon) S_{П1} / S_{Ц1}$, при якому починається переміщення плити пресування;

2) підвищення тиску РР в напірній магістралі гідроциліндра, а також з'єднаних з нею порожнинах до тиску відкриття ГТДД $p_{12} = p_{к11}$ та переміщення плити пресування;

3) відкриття запірного елемента ГТДД до величини додатного перекриття $y = h_n$ та переміщення плити пресування до її зупинення $\dot{x} = 0$;

4) відкриття запірного елемента ГТДД до величини повного перекриття $y = h_n + h_n$ та зменшення тиску до тиску закриття ГТДД $p_{12} = p_{к12}$.

Аналітичні залежності частоти та амплітуди від основних параметрів вібраційного гідроприводу. Після перетворення системи рівнянь (1-3) за Лапласом, використовуючи метод розкладання на простіші дроби та виключаючи незначні коефіцієнти, отримаємо вирази для знаходження тривалості t_i кожної із фаз, та переміщення x_i плити пресування під час цих фаз:

$$t_1 = \frac{KW_{12}}{\sigma} \ln \frac{Q_H S_{Ц1}}{Q_H S_{Ц1} - p_B^{сi\delta p}(\epsilon) S_{П1} \sigma}; \quad (4)$$

$$t_2 = \frac{\sqrt{m_p KW_{12}}}{S_{Ц1}} \left[\pi - \arccos \left(\frac{p_{к11} S_{Ц1}}{p_B^{сi\delta p}(\epsilon) S_{П1}} - 1 \right) \right]; \quad (5)$$

$$x_2 = \frac{p_B^{сi\delta p}(\epsilon) S_{П1}}{S_{Ц1}} \sqrt{\frac{KW_{12}}{m_p}} \cos \left(\frac{p_{к11} S_{Ц1}}{p_B^{сi\delta p}(\epsilon) S_{П1}} - 1 \right); \quad (6)$$

$$t_3 = \frac{\pi(d_3^2 - d_1^2) [4cy_0 - \pi(d_3^2 - d_1^2) p_B^{сi\delta p}(\epsilon) S_{П1}]}{16Q_H c} - \frac{p_B^{сi\delta p}(\epsilon) S_{П1} KW_{12}}{Q_H S_{Ц1}} - \frac{4m_\kappa m_p (4\sigma + \mu\pi d_D^2 \sqrt{2l(\rho p_{12CEP})})}{\pi^2 (d_3^2 - d_1^2)^2 m_p + 16(m_p KW_{12} + m_\kappa S_{Ц1}^2)}; \quad (7)$$

$$x_3 = \frac{4m_\kappa [4Q_H S_{Ц1} + p_B^{сi\delta p}(\epsilon) S_{П1} (4\sigma + \mu\pi d_D^2 \sqrt{2l(\rho p_{12CEP})})]}{\pi^2 (d_3^2 - d_1^2)^2 m_p + 16(m_p KW_{12} + m_\kappa S_{Ц1}^2)} \times$$

$$\times \left\{ \frac{\pi(d_3^2 - d_1^2)[4cy_0 - \pi(d_3^2 - d_1^2)p_B^{6i6p}(\varepsilon)S_{II1}] - \frac{p_B^{6i6p}(\varepsilon)S_{II1}KW_{12}}{Q_H S_{II1}}}{16Q_H c} - \frac{4m_\kappa m_p (4\sigma + \mu\pi d_D^2 \sqrt{2/(\rho p_{12_{CEP}})})}{\pi^2(d_3^2 - d_1^2)^2 m_p + 16(m_p KW_{12} + m_\kappa S_{II1}^2)} \right\}; \quad (8)$$

$$t_4 = \frac{KW_{12} p_{\kappa 1} \rho^{1,5} \sqrt{p_{12_{CEP}}} [\pi^2(d_3^2 - d_1^2)^2 + 16KW_{12}c]^2}{8\sqrt{2}\pi c d_3 m_\kappa (\mu h_n + y_0) (4\sigma \sqrt{\rho p_{12_{CEP}}} + \sqrt{2}\mu\pi d_D^2)^2}, \quad (9)$$

де $p_{12_{CEP}} = (p_{\kappa 1} + p_{\kappa 2})/2$ – середнє значення тиску РР в напірній магістралі гідроциліндра; $p_{\kappa 1}$ - тиск закриття ГІТДД.

Частота та амплітуда коливань плити пресування ТПВ визначається так:

$$\nu = \frac{1}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}; \quad (10)$$

$$A = x_2 + x_3. \quad (11)$$

Значення частоти та амплітуди коливань, отримані за допомогою спрощеної математичної моделі співпадають з відповідними результатами повної математичної моделі [3] в межах допустимої похибки.

Висновки. Запропоновано спрощену математичну модель вібраційного гідроприводу пресування твердих побутових відходів з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії, що дозволила отримати аналітичні залежності частоти та амплітуди від основних параметрів вказаного приводу, які можуть бути використані для виконання попередніх проектних розрахунків його параметрів.

Список літератури: 1. Постанова Кабінету Міністрів України від 4 березня 2004 року № 265 "Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами". 2. *Обертюх Р.Р., Іскович-Лотоцький Р.Д.* Генератори імпульсів тиску - основна ланка гідроімпульсного приводу // Вісник ВПІ. 1995. - №1 - С. 42-47. 3. *Березюк О.В., Сторожук С.Б., Коц І.В.* Математичне моделювання вібраційного гідроприводу плити пресування твердих побутових відходів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. - 2006. - №40 - С. 20-25.

Поступила в редколегію 23.06.08