

Чайка Д. О.

Харківський національний університет будівництва і архітектури  
(вул. Сумська, 40, Харків, 61002, Україна; e-mail: [d.chayka93@gmail.com](mailto:d.chayka93@gmail.com))

## ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ РОБОТИ НОВОГО УНІВЕРСАЛЬНОГО ШЛАНГОВОГО ГІДРАВЛІЧНОГО БЕТОНОНАСОСА З УРАХУВАННЯМ ЙОГО ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Створення та дослідження нових машин, що використовуються при монолітному бетонуванні є актуальним завданням. В роботі представлені дослідження нового універсального шлангового бетононасосу. Машини даного типу добре зарекомендували себе при виконанні бетонних робіт. Дослідження динамічних характеристик універсального шлангового бетононасосу показали, що використання гідравлічного привода бетононасосу збільшує час розгону і гальмування ротора, що забезпечує більш плавну роботу машини і позитивно впливає на термін служби бетононасосу. Дослідження умов роботи з урахуванням конструктивних особливостей ротора показують, що надійність роботи пропонованого універсального шлангового бетононасосу вище існуючих шлангових бетононасосів, про що свідчить розрахунок робочих циклів машин: термін служби нового бетононасосу на 25% більше, ніж у діючих аналогів.

**Ключові слова:** безпоршневий універсальний шланговий бетононасос, динамічні характеристики, розгін, гальмування, надійність.

**Вступ.** Монолітне бетонування займає одну з лідируючих позицій в сучасному будівництві, тому створення і дослідження машин для виконання таких робіт є актуальним завданням. Добре себе зарекомендували в цій галузі безпоршневі бетононасоси. Попередні дослідження шлангових бетононасосів представлені в роботі [1], де насос розглядається без гідравлічного привода. Результати дослідження робочих процесів гідравлічних машин відомі з роботи [2], а динамічних характеристик гідромоторів будівельних і дорожніх машин висвітлені в наукових роботах [3-6]. Проте відомості про шланговий бетононасос в цих джерелах відсутні.

Динамічні характеристики можуть впливати на ефективність роботи таких машин: маються на увазі моменти пуску і гальмування високомоментного гідромотора пропонованого нового універсального бетононасосу (рис. 1) [7].

Метою даної статті є дослідження умов роботи нового шлангового бетононасосу з урахуванням конструктивних особливостей ротора і динамічних характеристик його гідравлічного привода.

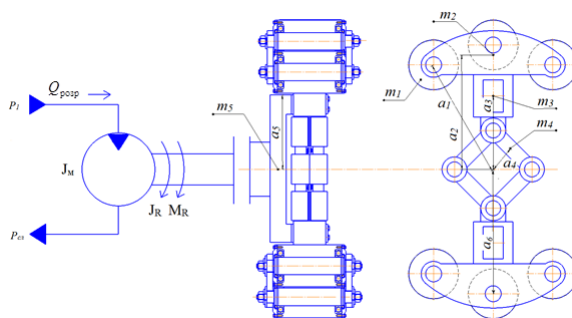


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення динамічних характеристик бетононасосу.

$p_1$  – початковий тиск в гідросистемі;  $p_2$  – тиск в лінії зливу гідромотора;  $Q_{розр}$  – розрахункова витрата робочої рідини гідромотора;  $J_M$  – момент інерції гідромотора щодо осі його обертання;  $J_R$  – момент інерції обертових частин ротора бетононасоса;  $M_R$  – момент опору, що виникає при обертанні ротора бетононасосу;  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  – маси рухомих частин ротора бетононасосу;  $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$  – відстані від центрів мас відповідних рухомих частин ротора до осі його обертання.

Силовою установкою бетононасосу є високомоментний гідромотор. Отже, динамічні характеристики бетононасосу визначаються динамічними характеристиками гідромотора.

При цьому, слід брати до уваги такі умови: температура робочої рідини в гідросистемі постійна і дорівнює її середньому значенню; рухливі елементи бетононасосу характеризуються абсолютною жорсткістю.

Розглядається робота бетононасосу при подачі і транспортуванні ним бетонної суміші.

Рівняння для визначення крутного моменту  $M$  на валу гідромотора має вигляд:

$$M = M_{\text{розр}} - k_p M_{\text{розр}} - k_\mu Q_{\text{розр}}, \quad (1)$$

де  $M_{\text{розр}}$  – розрахунковий крутний момент на валу гідромотора;  $Q_{\text{розр}}$  – розрахункова витрата робочої рідини гідромотора;  $k_p$  – коефіцієнт пропорційності, що враховує конструктивні особливості ротора;  $k_\mu$  – коефіцієнт пропорційності, що враховує умови роботи бетононасосу.

Для випадку, коли гідравлічний шланговий бетононасос має продуктивність  $Q_{\text{техн}} = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$  і працює при перепаді тисків в гідросистемі згідно каталогу [8]  $\Delta p = 14 \text{ МПа}$ , тиск в лінії зливу прийнято  $0,3 \text{ МПа}$ . Отже, робочий перепад тиску в гідросистемі  $\Delta p = 13,7 \text{ МПа}$ . Крутний момент  $M$ , відповідно до рівняння (1), визначається при наступних робочих параметрах:

$$M_{\text{розр}} = \frac{V_0 \Delta p}{2\pi}, \quad (2)$$

де  $V_0$  – робочий об'єм гідромотора.

$$Q_{\text{расч}} = \frac{V_0}{2\pi} \omega, \quad (3)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання ротора бетононасоса.

Коефіцієнти пропорційності  $k_p$  і  $k_\mu$  визначаються відповідно до залежності [4]:

$$\eta_{\text{мех}} = 1 - k_p - k_\mu \frac{\omega}{\Delta p}, \quad (4)$$

де  $\eta_{\text{мех}}$  – механічний ККД приводної частини гідромотора.

З іншого боку,

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{Q_{\text{розр}} \Delta p}{P_{\text{потр}}}, \quad (5)$$

де  $P_{\text{потр}}$  – потужність, споживана гідромотором, яка визначається з каталогу або розраховується за залежностями, наведеними в роботах [3, 9, 10].

Залежність (5) дозволяє визначити  $\eta_{\text{мех}}$  [11].

Максимальні значення коефіцієнтів  $k_p$  і  $k_\mu$ , при знайденому значенні  $\eta_{\text{мех}}$ , визначаються з рівняння (4) при почерговому прирівнюванні одного з коефіцієнтів нулю.

Таким чином,

$$k_p = 1 - \eta_{\text{мех}}, \quad (6)$$

$$k_\mu = \frac{(1 - \eta_{\text{мех}}) \Delta p_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}} \quad (7)$$

При визначенні моментів пуску і гальмування високомоментного гідромотора, а, отже, бетононасоса, крутний момент на валу гідромотора повинен бути достатнім для подолання моменту  $M_{\text{нагр}}$ , обумовленого прискоренням або уповільненням обертючих частин бетононасоса, а також моментом опору  $M_R$ , що виникає від навантаження ротора бетононасоса при контакті його роликів із зовнішньою поверхнею робочої ділянки шлангу, заповненого бетоною сумішшю.

$$M_{\text{нагр}} = (J_M + J_R) \frac{d\omega}{dt} + M_R, \quad (8)$$

де  $t$  – розглянутий час роботи гідромотора до створення сталого режиму роботи бетононасоса.

Момент інерції рухомих частин ротора бетононасоса (Рис.1) визначається як:  $J_R = 2 \cdot (2 \cdot J_{z1} + J_{z2} + J_{z3} + 2 \cdot J_{z4} + J_{z5} + J_{z6})$ , (9) де  $J_{z1} \dots J_{z6}$  – моменти інерції кожної рухомої ланки ротора [12].

Момент опору, що виникає при обертанні ротора бетононасоса, визначається відповідно до залежності:

$$M_R = (G_{\text{б.см.}} + F + (F_{\text{уч}} \cdot k_H)) a_6, \quad (10)$$

де  $G_{\text{б.см.}}$  – вага бетонної суміші, що заповнює об'єм транспортної магістралі бетононасоса;  $F$  – сила опору руху ролика по шлангу при проштовхуванні бетонної суміші по трубопроводу, що враховує характеристики бетонної суміші і шлангу, що визначається відповідно до рівняння Нав'є-Стокса [13];  $F_{\text{уч}}$  – сила, що діє на ролик, яка має місце при контакті ролика з ділянкою шлангу, що деформується, заповненим бетоною сумішшю на довжині  $L_{\text{уч}}$ ;  $k_H$  – коефіцієнт надійності бетононасоса, що залежить

від конструктивних особливостей ротор (рис. 2).

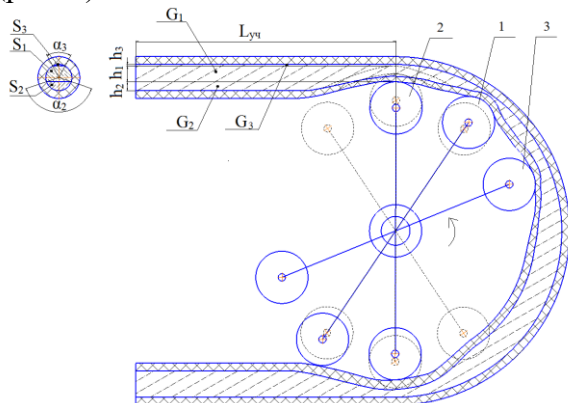


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення коефіцієнта надійності бетононасоса.

Коефіцієнт надійності пропонованого бетононасоса, виходячи з конструктивних особливостей ротора, визначається як відношення загальної ваги бетонної суміші в шлангу перед роликком 1, що тисне на нього, який перешкоджає руху ротора, до ваги суміші, яка залишається після проходу попереду стоячого додаткового ролика 2 (рис. 2).

$$k_{н1} = \frac{G_1 + G_2 + G_3}{G_1 + G_3} = 1,43$$

де  $G_1$  – вага бетонної суміші в шлангу, яка перешкоджає його деформації і знаходиться під тиском основного ролика ротора 1 (Рис.2);  $G_2$  – вага бетонної суміші в шлангу, що знаходиться під тиском додаткового ролика 2;  $G_3$  – вага бетонної суміші, що знаходиться в деформованій частині шлангу.

Коефіцієнт надійності для чинного шлангового бетононасоса з одним основним роликком визначається відповідно до залежності:

$$k_{н2} = \frac{G}{G - G_3} = 1,02$$

де  $G$  – загальна вага бетонної суміші, яка знаходиться перед проштовхуючим тиснучим на шланг роликком.

Працездатність бетононасоса забезпечується умовою  $M \geq M_{нагр}$ . При порівнянні  $M = M_{нагр}$  маємо:

$$(J_M + J_R) \frac{d\omega}{dt} + \frac{k_\mu V_0}{2\pi} \omega = \frac{V_0 \Delta p}{2\pi} (1 - k_p) - M_R, \quad (11)$$

У разі роботи бетононасоса в сталому режимі момент опору є постійним  $M_R = const$ . Якщо під час перехідного процесу перепад тиску  $\Delta p$  на гідромоторі підтримується постійним, то всі коефіцієнти рівняння (11) також постійні величини. Згідно з методикою [14] вводяться позначення:

$$T = \frac{2\pi(J_M + J_R)}{k_\mu V_0}, \quad (12)$$

де  $T$  – стала часу [15].

$$k = \frac{\Delta p V_0 (1 - k_p) - 2\pi M_R}{k_\mu V_0}, \quad (13)$$

де  $k$  – передаточний коефіцієнт, що враховує суміш яка перекачується.

Отже, час розгону позначається як  $T_1$ , а час гальмування –  $T_2$ .

Тоді рівняння (11) може бути записано у вигляді:

$$T \frac{d\omega}{dt} + \omega = k. \quad (14)$$

Рішення рівняння (15) здійснюється за початкових умов  $t = 0$  та  $\omega = 0$  [16].

$$\omega = k \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_1}} \right) \quad (15)$$

Значення кутової швидкості бетононасоса досягає максимального значення при  $\frac{d\omega}{dt} = 0$ :

$$\omega_{max} = k. \quad (16)$$

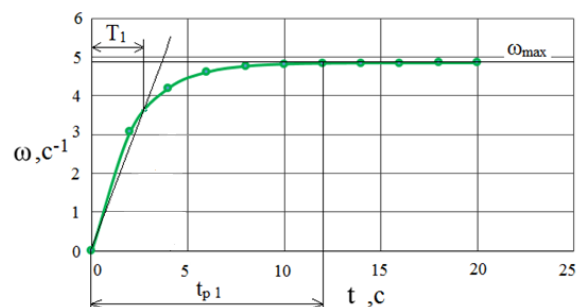


Рис. 3. Залежність кутової швидкості обертання ротора бетононасоса від часу розгону.

Аналіз залежності (рис. 3.) показує, що за час регулювання  $t_{p1}$ , від моменту запуску гідромотора до виходу його на сталий режим роботи бетононасоса необхідно 12 секунд.

Перехідна характеристика бетононасоса, відповідна його зупинці, виходить як результат рішення рівняння (11) при  $k = 0$ . Перед початком гальмування бетононасоса і його зупинкою кутова швидкість  $\omega = \omega_{\max}$ . Перепад тиску  $\Delta p$  і момент опору  $M_R$  зменшуються при гальмуванні до нуля.

Згідно з методикою [14] рівняння (14) має вигляд:

$$T_2 \frac{d\omega}{dt} + \omega_{\max} = 0 \quad (17)$$

и може бути записано в вигляді

$$\frac{d\omega}{\omega_{\max}} = -\frac{1}{T_2} dt, \quad \ln \omega_{\max} = -\frac{1}{T_2} t + c_1. \quad (18)$$

Так як  $\omega = \omega_{\max}$ , при  $t = 0$ , то

$$c_1 = \ln \omega_{\max} \text{ и } \ln\left(\frac{\omega}{\omega_{\max}}\right) = -\frac{1}{T_2} t. \text{ Отже,} \quad \omega = \omega_{\max} e^{-\frac{1}{T_2} t}. \quad (19)$$

Залежність (19) в графічному вираженні представлена на рис. 4. Вона симетрична щодо осі  $0-t$  з кривою розгону гідромотора.

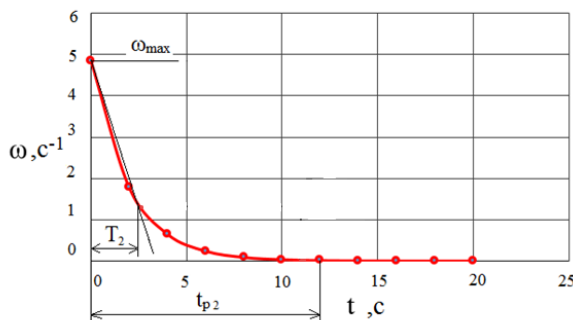


Рис. 4. Залежність кутової швидкості обертання ротора бетононасоса від часу гальмування.

Аналіз залежності (рис 4.) показує, що за час регулювання  $t_{p2}$  бетононасос від моменту початку гальмування до повної його зупинки витрачає також 12 секунд.

Для переважних сторін пропонованої конструкції універсального шлангового бетононасоса характерно плавне навантаження робочого шлангу, що, ймовірно, повинно забезпечити більш тривалий термін

роботи нової машини в порівнянні з діючими в даний час. У діючих машин робочим є тільки один ролик ротора, що, природно створює несприятливі умови для робочого шлангу у зв'язку з його різким і короткочасним навантаженням. Це підтверджується розрахунком робочих циклів обох машин відповідно до залежності:

$$z_{ц} = \frac{3600 \cdot T \cdot k_H}{T_1 + T_2} \quad (20)$$

де  $T$  - час безвідмовної роботи універсального шлангового бетононасоса з гідравлічним приводом [17].

Залежність (20) дозволяє проаналізувати можливості надійної роботи шлангових бетононасосів. Розрахунок робочих циклів пропонованого і чинного бетононасосів показав, що термін служби нової машини на 25% перевищує ресурс годин у сучасних шлангових бетононасосів

### Висновки

1. Вперше розрахунковим шляхом встановлено час розгону і гальмування пропонованого універсального шлангового бетононасоса який на 6% більше ніж у діючих.

2. Встановлено, що час розгону і гальмування визначений для пропонованого бетононасоса, забезпечує його плавну роботу, що позитивно впливає на термін його служби.

3. Доведено, що надійність роботи пропонованого універсального шлангового бетононасоса вище існуючих шлангових бетононасосів, про що свідчить розрахунок робочих циклів машин: термін служби нового шлангового бетононасоса на 25% більше, ніж у діючих аналогів.

### ЛІТЕРАТУРА:

1. József Klespitz, Levente Kovács. Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities/ SAMI 2014, IEEE 12th international symposium on applied machine intelligence and informatics, January 23–25, 2014, Herl'any, Slovakia, pages 191–194.
2. Daszczenko, A. Hydraulika: Maszyny hydrauliczne [Text] / A. Daszczenko, J. Gliniski, E. Krawowski et al. – Lublin: Polska Akademia Nauk Oddzial w Lublinie, 2010. – 385 p.
3. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних і дорожніх машин 6 навч. посібник / Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, В.Б. Самородов під

- ред. Г.А. Авруніна. - Харків: ХНАДУ, 2012. - 464 с.
4. Токаренко В.М. Гідропривод і гідрообладнання автотранспортних засобів: навч. посібник / В.М. Токаренко, В.З. Терських, А.Л. Столяров. - К.: Либідь, 1991. - 232 с.
  5. Панченко А.І. Дослідження динаміки гідравлічної Системи насос-клапан-гідрообертач/ А.І. Панченко, А.А. Волошина // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Мелітополь: ТДАУ, 2015. - Вип. 15. - Т. 3. - С. 66-79.
  6. Коробко Б.О. Основи створення енергоефективних технологічних комплектів обладнання для штукатурних робіт / Б.О. Коробко // дисертаційна робота на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук. Харків.-2016. 296с.
  7. Пат.112585 Україна F04 B43/12 (2006.01), F04 B15/02 (2006.01) Універсальний шланговий бетононасос/ Ємельянова І.А., Задорожний А.О., Клименко М.В., Чайка Д.О. – Харківський національний університет будівництва та архітектури.
  8. Гідравлічні мотори MR [Електронний ресурс] / - Режим доступу: [www.kamaflex.ru](http://www.kamaflex.ru)
  9. Лур'є З.Я. До питання визначення та порівняння ККД об'ємних насосів різного принципу дії / З.Я. Лур'є, П.Н. Андренко // Промислова гідравліка і пневматика. - Вінниця ВДАУ, 2013. - №1 (39). - С. 62-65.
  10. Об'ємні гідравлічні приводи / Т.М. Башта, І.З. Зайченко, В.В. Єрмаков та ін. Під ред. Т.М. Башти. - М.: Машинобудування, 1968. - 628 с.
  11. Чайка Д.О. Розробка математичної моделі гідравлічної системи універсального шлангового бетононасоса / Д.О. Чайка, І.А. Ємельянова, П.М. Андренко // Східноєвропейський журнал передових технологій. Харків: ЧП «Технологічний центр». № 2/7 (80), 2016.– С.32–42.
  12. Тарг С.М. // Момент інерції / Фізична енциклопедія / Гол. ред. А.М. Прохоров. М.: Велика російська енциклопедія, 1992. - Т. 3. - 272 с.
  13. Закон Стокса [Електронний ресурс] / - Режим доступу: <https://uk.wikipedia.org/wiki/>
  14. Методичні вказівки до самостійної роботи та практичних занять з курсу «Теорія автоматичного управління» / склад. Андренко П.М., Клітної В.В. - ХПІ: Харківське міжвузівське поліграфічне підприємство, 1990. - 76 с.
  15. Методичні вказівки до курсової роботи з курсу «Розрахунок і проектування елементів і систем гідропневмоавтоматики» / склад. Андренко П.М., Клітної В.В., Пятаков Г.І. - ХПІ: Харківське міжвузівське поліграфічне підприємство, 1990. - 52 с.
  16. Ключев А.С. Автоматичне регулювання / А.С. Ключев. М.: Енергія, 1973. - 392 с.
  17. Ємельянова І. А., Андренко П. М., Чайка Д. О. Оцінка надійності безпоршневого шлангового

універсального бетононасоса на стадії його проектування //Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – 2016. – №. 162. – с. 5-11.

**Чайка Д.О. ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ НОВОГО УНИВЕРСАЛЬНОГО ШЛАНГОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БЕТОНОСОСА С УЧЕТОМ ЕГО ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК.** Создание и исследование новых машин, применяющихся при монолитном бетонировании, является актуальной задачей. В работе представлены исследования созданного универсального шлангового бетононасоса, машины данного типа хорошо зарекомендовали себя при выполнении работ по бетонированию. Исследования динамических характеристик универсального шлангового бетононасоса показали, что использование гидравлического привода бетононасоса увеличивает время разгона и торможения ротора, это обеспечивает более плавную работу машины, что положительно влияет на срок службы бетононасоса. Исследование условий работы с учетом конструктивных особенностей ротора показывают, что надежность работы предлагаемого универсального шлангового бетононасоса выше существующих шланговых бетононасосов, о чем свидетельствует расчет рабочих циклов машин: срок службы нового шлангового бетононасоса на 25% больше, чем у действующих аналогов.

**Ключевые слова:** беспоршневой бетононасос, динамические характеристики, разгон, торможение, надежность.

**Chayka D.O. INVESTIGATION OF CONDITIONS OF WORK OF A NEW UNIVERSAL HOSE HYDRAULIC CONCRETE PUMP WITH ITS DYNAMIC CHARACTERISTICS.** The creation and research of new machines used in monolithic concreting is an urgent task. The research presents the research of the universal hose concrete pump, the machines of this type have proved themselves in the concreting work. Studies of the dynamic characteristics of the universal hose concrete pump have shown that the use of the hydraulic drive of a concrete pump increases the acceleration and deceleration time of the rotor, this provides a smoother robot of the machine, which positively affects the lifetime of the concrete pump. The study of working conditions taking into account the design features of the rotor shows that the reliability of the proposed universal hose concrete pump is higher than existing hose concrete pumps, as evidenced by the calculation of the machine operating cycles: the service life of the new hose concrete pump is 25% higher than that of the operating analogues.

**Key words:** non-piston concrete pump, dynamic characteristics, acceleration, braking, reliability.