

АНАЛІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО БАЛАНСУ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

*К. І. Почка, доктор технічних наук, професор
ORCID: 0000-0002-0355-002X*

Київський національний університет будівництва і архітектури

Анотація. Для роlikової формуальної установки з врівноваженим приводом розглянуто динамічне зрівноваження привідного механізму. При моделюванні процесу зрівноваження привідного механізму розв'язано дві задачі динамічного врівноваження: врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок, та врівноваження приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Неврівноваженість привідного механізму оцінюється максимальними і середньоквадратичними значеннями сумарної сили інерції та крутного сумарного моменту від дії сил інерції, безрозмірними коефіцієнтами, що виражають відношення середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок, і відношення середньоквадратичних значень моменту від дії сил інерції всього механізму і складових моменту від дії сил інерції окремих елементів.

Ключові слова: роlikова формуальна установка, привідний механізм, сила інерції, момент, зрівноваження.

Постановка проблеми. В установках роlikового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1-9]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роlikовим методом [1-4], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

Аналіз публікацій по темі дослідження. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роlikового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу [7-30]. Тому актуальною є задача задачі зрівноваження привідного механізму машин роlikового формування з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, при якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася її довговічність.

Мета даної роботи полягає в динамічному зрівноваженні привідного механізму роlikової формуальної установки з врівноваженим приводом для підвищення її надійності та довговічності.

Виклад основного матеріалу дослідження.

З метою зменшення витрат енергії в машинах роlikового формування запропоновано конструкцію роlikової формуальної установки [19, 24, 28] для забезпечення ущільнення виробів з будівельних сумішей на одній технологічній лінії, яка складається з чотирьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони привідного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять чотири кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному привідному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ (рис. 1, а). Кожний з формувальних візків 1, 2, 3 та 4 змонтовані на порталі 14 і здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 15 над порожниною форми 16. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 17 та з співвісних секцій уковувальних роликів 18. Таку ж конструкцію мають і інші три візка. Візки 1, 2, 3 і 4 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за до-

помогою приводу, виконаного у вигляді чотирьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 9, 10, 11 та 12 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 13 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Шатуни 5, 6, 7 та 8 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1, 2, 3 та 4, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 9, 10, 11 та 12. Така конструкція формувальної установки дозволяє зменшити динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зменшити зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищити довговічність установки в цілому. На рис. 1,б зображено кінематичну схему роликів формувальної установки з врівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів 9, 10, 11 та 12; l – довжина шатунів 5, 6, 7 та 8; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів 9 і 10, 10 і 11, 11 і 12 та 12 і 9 між собою; x_1 , x_2 , x_3 та x_4 – координати центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 відповідно; β_1 , β_2 , β_3 та β_4 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого, третього та четвертого візків відносно горизонталі.

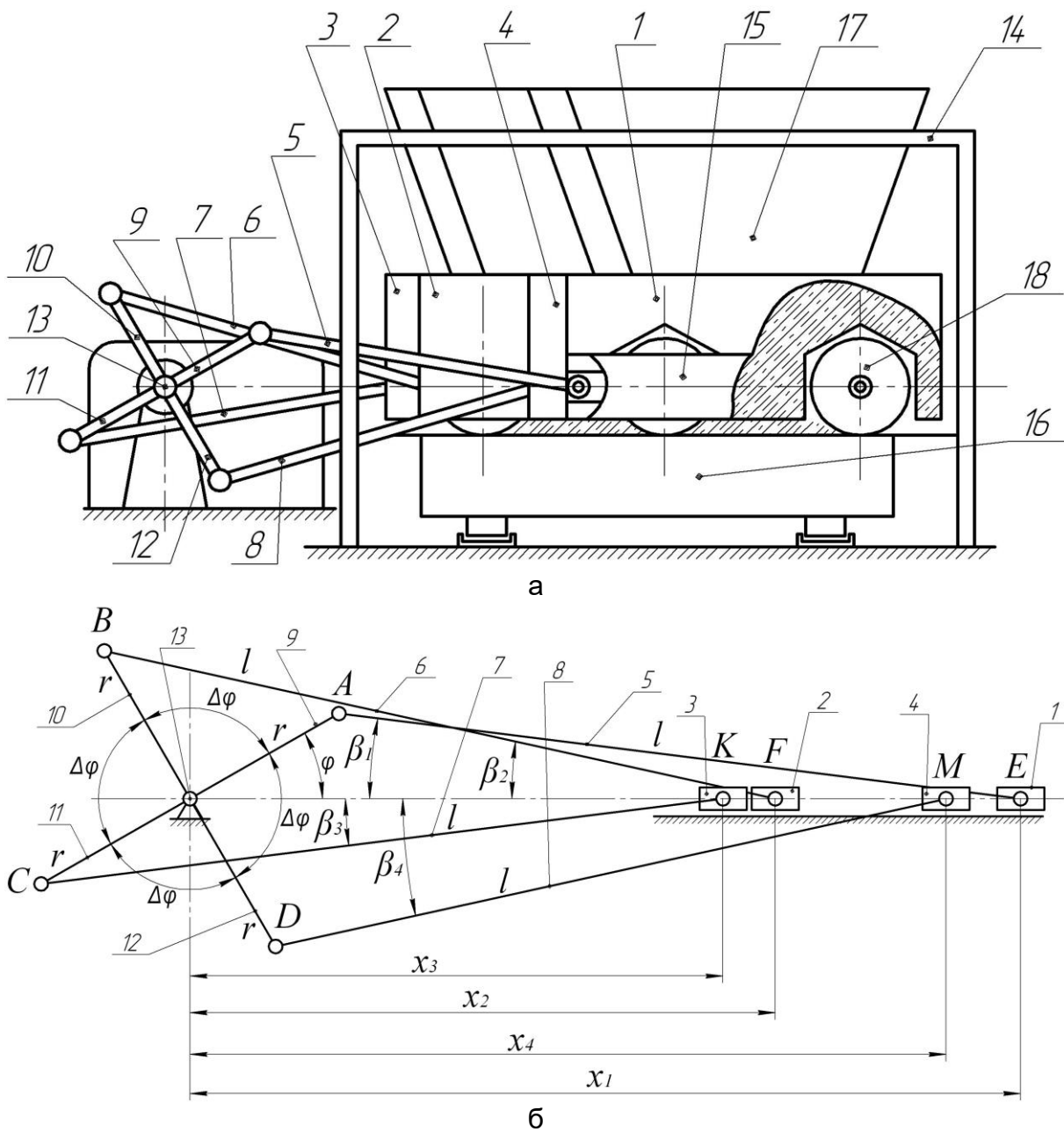


Рис. 1. Роликів формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б)

З рис. 1 визначаємо координати центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 [24, 28]:

$$\begin{aligned} x_1 &= r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta_1; & x_2 &= r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2; \\ x_3 &= r \cdot \cos(\varphi + 2\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_3; & x_4 &= r \cdot \cos(\varphi + 3\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_4. \end{aligned} \quad (1)$$

Оскільки кути $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ та β_4 невідомі, їх можна визначити в залежності від довжини шатуна l , радіуса кривошипа r , кутової координати кривошипа φ та кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ [24, 28]:

$$\begin{aligned} r \cdot \sin \varphi &= l \cdot \sin \beta_1 \rightarrow \sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi; \\ r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) &= l \cdot \sin \beta_2 \rightarrow \sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi); \\ r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) &= l \cdot \sin \beta_3 \rightarrow \sin \beta_3 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi); \\ r \cdot \sin(\varphi + 3\Delta\varphi) &= l \cdot \sin \beta_4 \rightarrow \sin \beta_4 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 3\Delta\varphi). \end{aligned}$$

Звідси:

$$\begin{aligned} \cos \beta_1 &= \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}; \\ \cos \beta_2 &= \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}; \\ \cos \beta_3 &= \sqrt{1 - \sin^2 \beta_3} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}; \\ \cos \beta_4 &= \sqrt{1 - \sin^2 \beta_4} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}. \end{aligned}$$

Тоді

$$\begin{aligned} x_1 &= r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}; \\ x_2 &= r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}; \\ x_3 &= r \cdot \cos(\varphi + 2\Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}; \\ x_4 &= r \cdot \cos(\varphi + 3\Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}. \end{aligned} \quad (2)$$

З виразів (2) отримуємо функції зміни швидкостей центрів мас формувальних візків:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_4 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (3)$$

де $\dot{\varphi} = \omega$ – кутова швидкість обертання кривошипів; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$ – перші переда- точні функції центрів мас відповідно візків 1, 2, 3 та 4, які визначаються наступними вираза- ми [24]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right). \end{aligned} \tag{4}$$

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; & \ddot{x}_2 &= \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \\ \ddot{x}_3 &= \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}; & \ddot{x}_4 &= \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}, \end{aligned} \tag{5}$$

де $\ddot{\varphi} = \varepsilon$ – кутове прискорення кривошипів; $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас відповідно візків 1, 2, 3 та 4, що визначаються наступними виразами [24]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= -r \cdot \left[\cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right]; \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= -r \cdot \left[\cos(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \right)^{\frac{3}{2}}} \right]; \end{aligned} \tag{6}$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} = -r \cdot \left[\begin{aligned} & \cos(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right) + \\ & + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi) - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \right)^{\frac{3}{2}}} \end{aligned} \right];$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} = -r \cdot \left[\begin{aligned} & \cos(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right) + \\ & + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi) - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \right)^{\frac{3}{2}}} \end{aligned} \right].$$

Кінетична енергія всієї системи визначається як сума кінетичних енергій складових привідного механізму та формувальних візків:

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \cdot \dot{x}_3^2}{2} + \frac{m_4 \cdot \dot{x}_4^2}{2} + \frac{J_{S_5} \cdot \dot{\beta}_1^2}{2} + \frac{m_5 \cdot (\dot{x}_{S_5}^2 + \dot{y}_{S_5}^2)}{2} +$$

$$+ \frac{J_{S_6} \cdot \dot{\beta}_2^2}{2} + \frac{m_6 \cdot (\dot{x}_{S_6}^2 + \dot{y}_{S_6}^2)}{2} + \frac{J_{S_7} \cdot \dot{\beta}_3^2}{2} + \frac{m_7 \cdot (\dot{x}_{S_7}^2 + \dot{y}_{S_7}^2)}{2} + \frac{J_{S_8} \cdot \dot{\beta}_4^2}{2} + \frac{m_8 \cdot (\dot{x}_{S_8}^2 + \dot{y}_{S_8}^2)}{2}, \quad (7)$$

де J_p – зведений до осі обертання привідного вала момент інерції привідного механізму (із врахуванням ротора двигуна, передавального механізму та з'єднувальних муфт); m_1, m_2, m_3 та m_4 – маси формувальних візків 1, 2, 3 та 4 відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$); $m_5, m_6, m_7, m_8, J_{S_5}, J_{S_6}, J_{S_7}$ та J_{S_8} – маси шатунів 5, 6, 7 і 8 та їхні власні моменти інерції відносно центрів мас; $\dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2, \dot{\beta}_3$ та $\dot{\beta}_4$ – кутові швидкості шатунів 5, 6, 7 та 8; $\dot{x}_{S_5}, \dot{y}_{S_5}, \dot{x}_{S_6}, \dot{y}_{S_6}, \dot{x}_{S_7}, \dot{y}_{S_7}, \dot{x}_{S_8}$ та \dot{y}_{S_8} – лінійні швидкості центрів мас шатунів 5, 6, 7 та 8.

Оскільки маси шатунів 5, 6, 7 та 8 значно менші за маси формувальних візків 1, 2, 3 та 4, то можемо знехтувати цими масами і, відповідно, нехтуємо кінетичною енергією вказаних шатунів. Тоді значення кінетичної енергії установки будемо мати у вигляді:

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_3^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_4^2}{2} =$$

$$= \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m}{2} \cdot \left[\dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right)^2 \right], \quad (8)$$

або:

$$T = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}. \quad (9)$$

Складемо рівняння руху роликів формувальної установки. Для цього використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \quad (10)$$

де t – час; φ – кутова координата положення кривошипа, яка прийнята за узагальнену координату; Q_φ – узагальнена сила, яка відповідає цій узагальненій координаті.

Узагальнена сила визначається залежністю:

$$Q_\varphi = M_p - F_{o1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{o2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} - F_{o3} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} - F_{o4} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}. \quad (11)$$

Тут F_{o1} , F_{o2} , F_{o3} та F_{o4} – сили опору переміщенню формувальних візків 1, 2, 3 та 4; M_p – рушійний момент приводного двигуна, зведений до осі обертання кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_p = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}} \cdot u \cdot \eta; \quad (12)$$

$$s = 1 - \frac{\omega}{\omega_0} = 1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}; \quad (13)$$

$$s_{кр} = 1 - \frac{\omega_{кр}}{\omega_0}, \quad (14)$$

де $M_{кр}$ – критичний момент на валу двигуна; s та $s_{кр}$ – ковзання та його критичне значення; ω та ω_0 – кутова швидкість ротора двигуна та її синхронне значення; u – передаточне число передавального механізму від двигуна до приводного вала; η – ККД приводного механізму.

Після підстановки залежностей (9) та (11)-(14) в рівняння (10), отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \dot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + \\ &+ 2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + \\ & + 2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) = \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & = \frac{2 \cdot M_{кр}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0} + \frac{\omega_{кр}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}}} \cdot u \cdot \eta - F_{o1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{o2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} - F_{o3} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} - F_{o4} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}. \end{aligned}$$

Отримане рівняння являє собою нелінійне рівняння другого порядку, яке необхідно розв'язувати чисельним методом. В результаті розв'язку рівняння (15) отримуємо залежності [24]:

$$\varphi = \varphi(t); \quad \dot{\varphi} = \dot{\varphi}(t); \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}(t). \quad (16)$$

При динамічному аналізі швидкохідних механізмів, до яких відноситься роликівна формувальна установка, необхідно розв'язувати дві задачі динамічного врівноваження:

1. врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок;
2. врівноваження приведенного до осі обертання приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

Для вирішення першої задачі необхідно, щоб центр мас рухомих ланок роликівної формувальної установки (формувальних візків) не зміщувався, тобто для роликівної формувальної установки, візки якої рухаються вздовж осі x , повинна виконуватись умова:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3 + m_4 \cdot x_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} = const. \quad (17)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (17), отримаємо:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 + m_4 \cdot \ddot{x}_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} = 0. \quad (18)$$

Вираз (18) можна записати в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} F_{ic} & = m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 + m_4 \cdot \ddot{x}_4 = \\ & = m_1 \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + m_2 \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) + \\ & + m_3 \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) + m_4 \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) = 0, \end{aligned} \quad (19)$$

де F_{ic} – сумарна сила інерції, зведена до центра мас рухомих ланок установки від дії сил інерції окремих візків.

Якщо врахувати, що $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$, то будемо мати:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0. \quad (20)$$

Якщо умова (19) чи (20) не виконується, то має місце невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\begin{aligned} &\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \\ &+ \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \end{aligned} \right]. \quad (21)$$

За один цикл руху роликової формувальної установки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки $F_{ic\max}$ або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\begin{aligned} &\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \\ &+ \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \end{aligned} \right]^2 dt}, \quad (22)$$

де $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$ – тривалість циклу руху роликової формувальної установки; ω_n – номінальне значення кутової швидкості привідного вала установки.

В деяких випадках доцільно оцінювати неврівноваженість сил інерції, що діють на ланки формувальної установки, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок. Цей критерій можна представити в наступному вигляді:

$$k_{F_i} = \frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left[\begin{aligned} &\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \\ &+ \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \end{aligned} \right]^2}{\left[\begin{aligned} &\left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \\ &+ \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 \end{aligned} \right]} dt}. \quad (23)$$

Для забезпечення врівноваження зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, необхідно виконати умову:

$$T = \text{const} \quad \text{або} \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0. \quad (24)$$

Якщо умова (24) не виконується, то має місце неврівноваженість зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї неврівноваженості може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned} M_i &= \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \left(\dot{x}_1 \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} + \dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \varphi} + \dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \varphi} \right) = \\ &= m \cdot \dot{\varphi}^2 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right). \end{aligned} \quad (25)$$

За один цикл руху роликової формувальної установки неврівноваженість зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, може бути оцінена його

максимальним значенням $M_{i_{\max}}$ або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned} \overline{M_i} &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\phi}^4 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right)^2 dt} = \\ &= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{\phi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right)^2 dt}. \end{aligned} \quad (26)$$

Оцінимо також неврівноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який представимо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції всього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів установки. Такий критерій має вигляд:

$$\begin{aligned} k_{M_i} &= \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{\phi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right)^2 dt}{\left[\dot{\phi}^4 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} \right)^2 + \dot{\phi}^4 \left(\frac{\partial x_2}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \dot{\phi}^4 \left(\frac{\partial x_3}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} \right)^2 + \dot{\phi}^4 \left(\frac{\partial x_4}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right)^2 \right]} dt} = \\ &= \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right)^2 dt}{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_4}{\partial \phi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right)^2} dt}. \end{aligned} \quad (27)$$

Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом з параметрами [18, 19, 24]: $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m = 1000 \text{ кг}$; $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $J_p = 72,92 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$; $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$; $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$; $M_{кр} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $s_{кр} = 0,0933$; $u = 9,8$; $\eta = 0,9$; $F_{o1} = 3562 \text{ Н}$; $F_{o2} = 3562 \text{ Н}$; $F_{o3} = 3562 \text{ Н}$; $F_{o4} = 3562 \text{ Н}$ визначені значення сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \phi \leq 2\pi$), графіки зміни яких зображено на рис. 2.

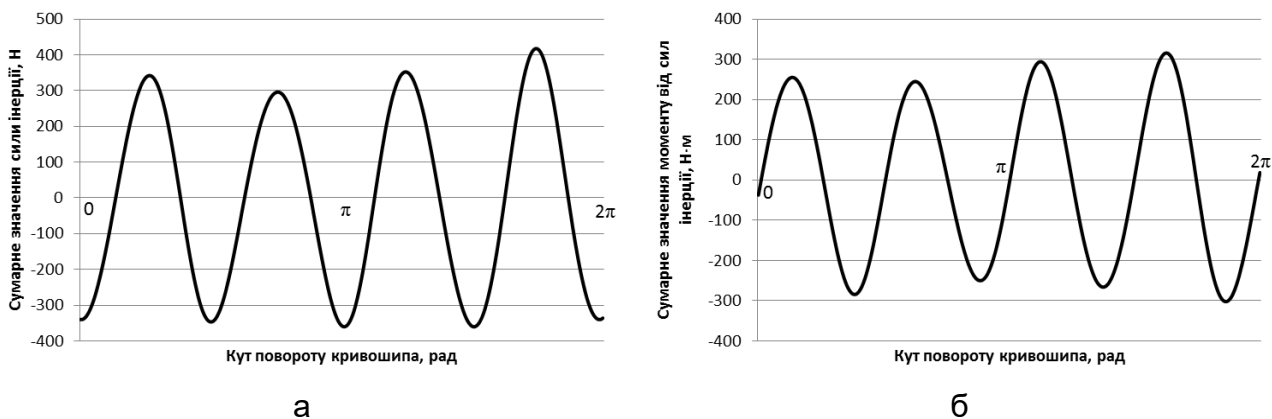


Рис. 2. Графіки зміни сумарної сили інерції (а) та сумарного моменту від сил інерції (б) в залежності від кута повороту кривошипа установки з врівноваженим приводом

На рис. 3 та 4 наведено графіки зміни сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \phi \leq 2\pi$) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\phi$ ($0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$). Знайдено також максимальні $F_{ic\max}$ і $M_{i\max}$ та середньо-квадратичні \bar{F}_{ic} і \bar{M}_i значення сил інерції та моментів від сил інерції для різних значень кута $\Delta\phi$. Результати обчислень занесені до табл. 1. Також в табл. 1 наведені значення безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} , які визначені за формулами (23) та (27). За даними табл. 1 побудовано графіки зміни максимальних $F_{ic\max}$ і $M_{i\max}$ та середньоквадратичних \bar{F}_{ic} і \bar{M}_i значень сил інерції та моментів від сил інерції в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\phi$ (рис. 5 та 6). На рис. 7 представлено графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\phi$.

Таблиця 1

Результати розрахунків

$\Delta\phi$	$F_{ic\max}, H$	$M_{i\max}, H \cdot m$	\bar{F}_{ic}, H	$\bar{M}_i, H \cdot m$	k_{F_i}	k_{M_i}
0	124688,7	6088,3	65201,03	3933,8	2	2
10	120946,5	6384,8	63602,25	3786,15	1,889	1,6844
20	108189,7	6823,7	58718,26	3289,36	1,7767	1,3913
30	88956,1	5703,5	51037,04	2381,85	1,639	0,9598
40	66994,04	3251,8	41688,26	1469,99	1,4398	0,5565
50	47329,63	3441,9	32217,75	1509,82	1,1711	0,4773
60	33138,5	4453,2	23669,64	1939,24	0,8985	0,5683
70	25178,1	3864,8	15862,5	1849,7	0,6084	0,5859
80	13490,7	2236,9	8021,3	1124,9	0,287	0,4623
90	417,7	315,7	249,3	196,2	0,00792	0,0661

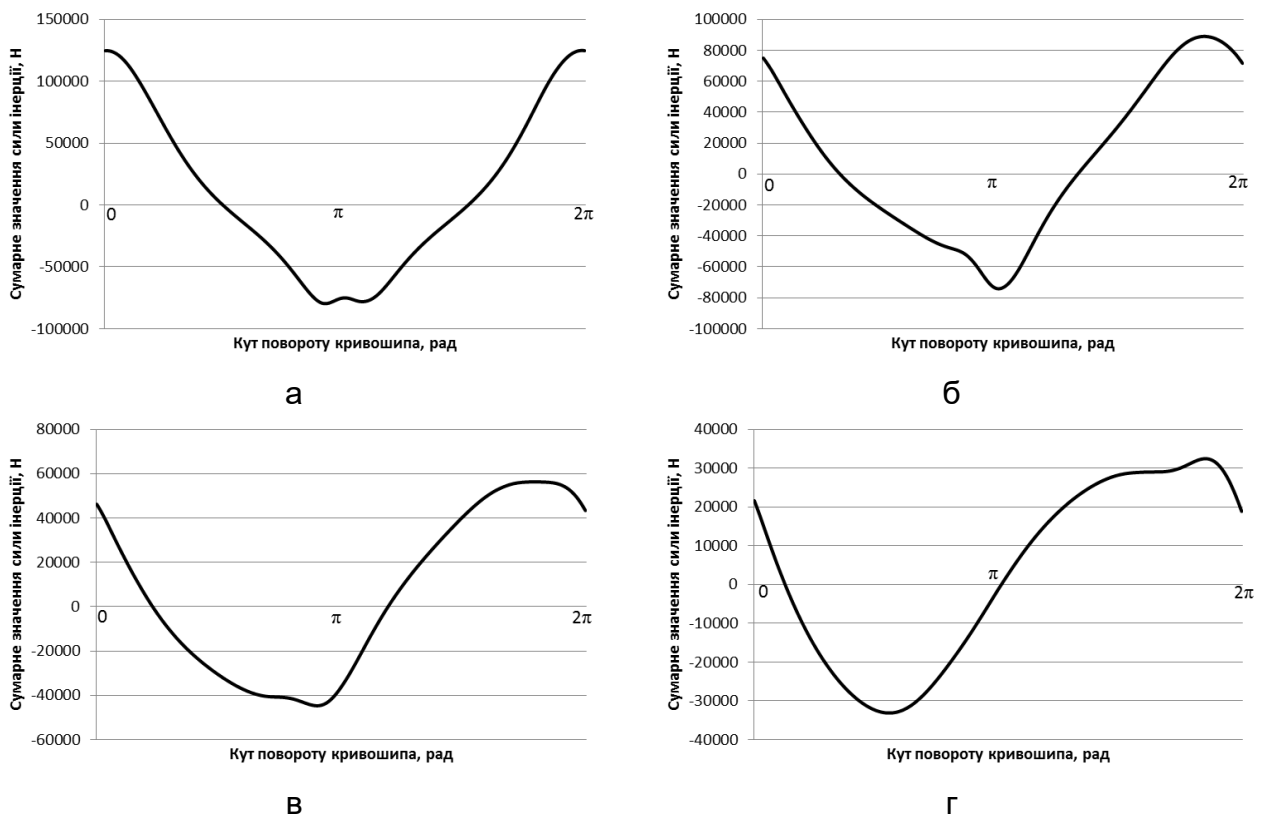


Рис. 3. Графіки зміни сумарної сили інерції установки з врівноваженим приводом в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\phi$: а – 0° ; б – 30° ; в – 45° ; г – 60°

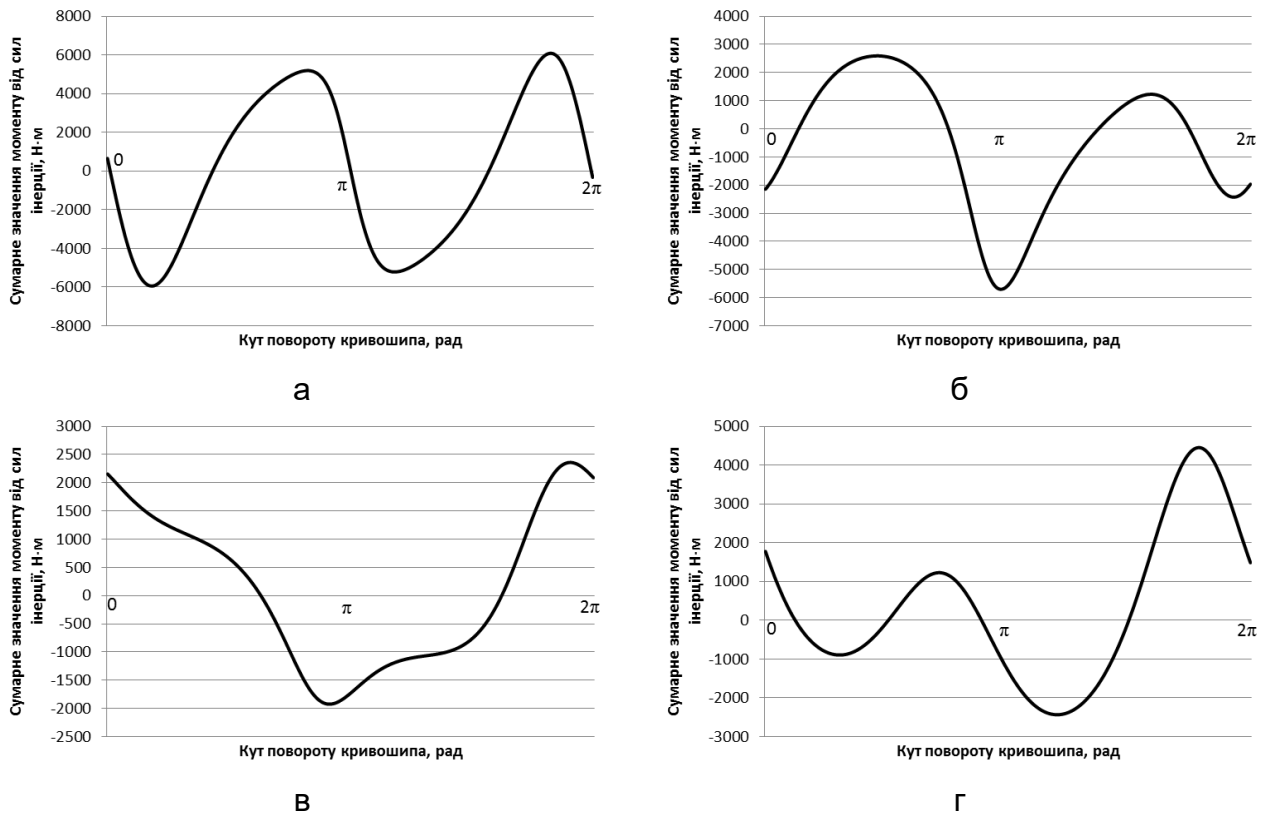


Рис. 4. Графіки зміни сумарного моменту від сил інерції установки з врівноваженим приводом в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\phi$: а – 0° ; б – 30° ; в – 45° ; г – 60°

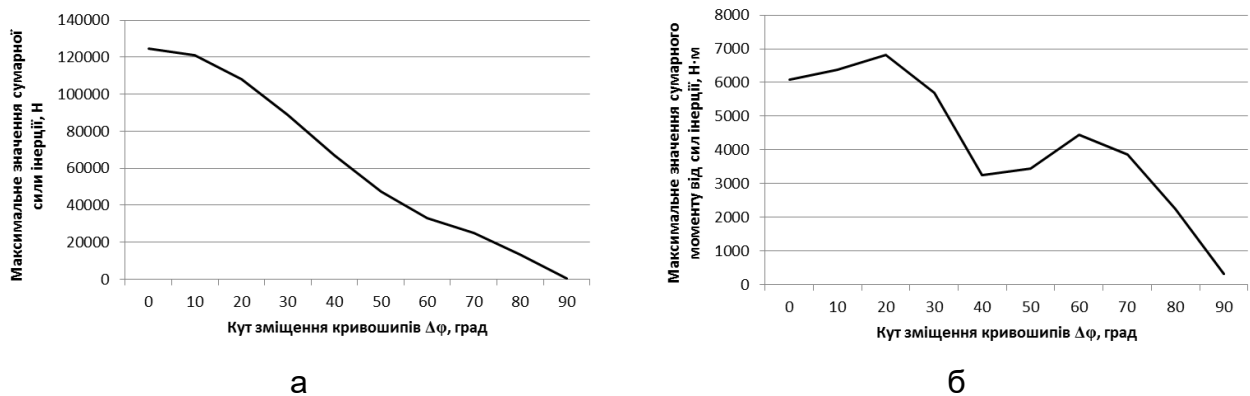


Рис. 5. Графіки зміни максимальних значень сил інерції $F_{i\max}$ (а) та моментів від сил інерції $M_{i\max}$ (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\phi$

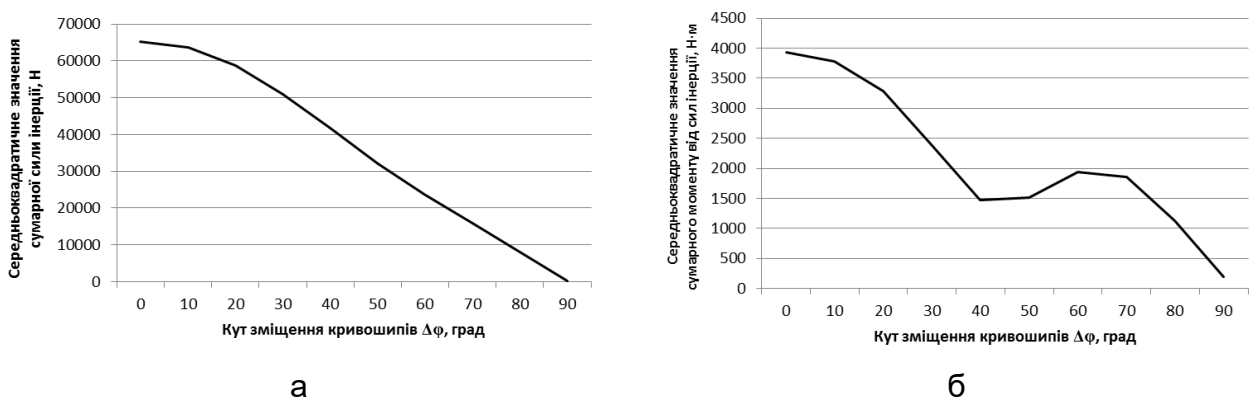


Рис. 6. Графіки зміни середньоквадратичних значень сил інерції \bar{F}_{ic} (а) та моментів від сил інерції \bar{M}_i (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\phi$

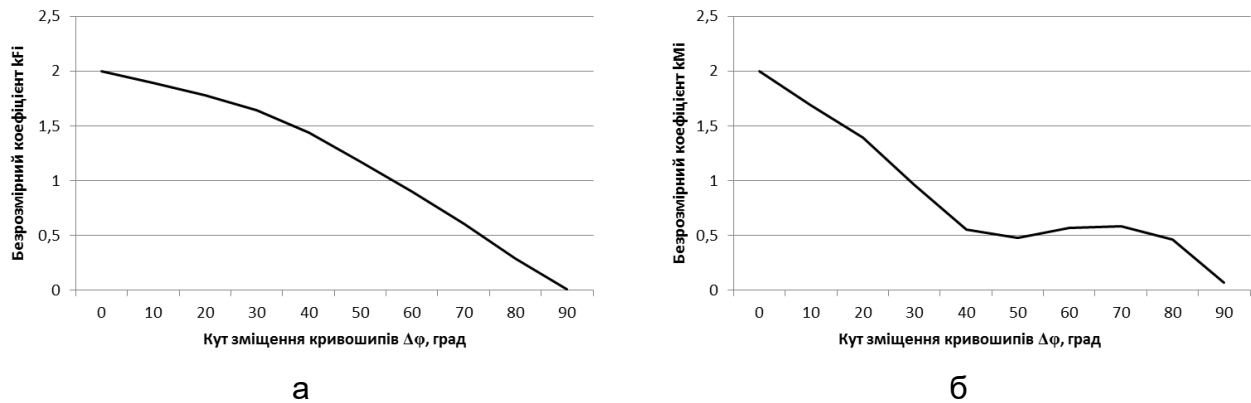


Рис. 7. Графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} (а) та k_{M_i} (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

При визначенні описаних вище характеристик установки використовувались значення кутової швидкості обертання привідного вала $\dot{\varphi}$ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ для кожного значення кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$, що були визначені за методикою, описаною в роботах [19, 27].

Аналізуючи дані табл. 1 та графіки на рис. 5-7, можна зробити висновок, що максимальне значення сумарної сили інерції F_{icmax} , її середньоквадратичне значення \bar{F}_{ic} та безрозмірний коефіцієнт k_{F_i} постійно зменшуються при збільшенні кута зміщення кривошипів і приймають мінімальне значення при зміщенні кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$; максимальне значення моменту від сил інерції M_{imax} спочатку збільшується при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 20^\circ$, потім зменшується при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 20^\circ$ до $\Delta\varphi = 40^\circ$, після чого йде незначне збільшення в межах кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 40^\circ$ до $\Delta\varphi = 60^\circ$, а потім знову зменшується і набувають мінімального значення при $\Delta\varphi = 90^\circ$; середньоквадратичне значення моменту від сил інерції \bar{M}_i та безрозмірний коефіцієнт k_{M_i} зменшуються при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 40^\circ$ (\bar{M}_i) та $\Delta\varphi = 50^\circ$ (k_{M_i}), після цього йде їх зростання до значень кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$ (\bar{M}_i) та $\Delta\varphi = 70^\circ$ (k_{M_i}), а потім зменшуються і набувають мінімального значення при $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Висновки. В результаті проведених досліджень розглянуто динамічне зрівноваження привідного механізму роликової формувальної установки з врівноваженим приводом. При моделюванні процесу зрівноваження привідного механізму машин роликового формування розв'язано дві задачі динамічного врівноваження: врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок, та врівноваження приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Встановлено, що в установці з врівноваженим приводом найкраще врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах рухомих мас ланок, та приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, спостерігається при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Отримані у даній роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ловейкін В.С., Почка К.І., Ромасевич Ю.О., Почка О.Б. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2019. – № 102. – С. 91-108. – DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.
2. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Човнюк Ю. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. К.: Інтерсервіс, 2015. 238 с.
3. Гарнець В.М., Човнюк Ю.В., Зайченко С.В., Шаленко В.О., Приходько Я.С. Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА). *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2014. Вип. 83. С. 49-54.
4. Почка К.І. Розробка та аналіз роликів формувальної установки з рекупераційним приводом: Автореф. дис. канд. наук. / К.І. Почка. – К.: КНУБА. – 2008. – 24 с.
5. Ловейкін В. С., Почка К. І. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з рекупераційним приводом. *Динаміка, міцність і надійність с.-г машин: Пр. I міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I)*. (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.
6. Ловейкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки з рекупераційним приводом. *Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка*. 2007. Т 1. № 59. С. 465-474.
7. Loveikin, V. S., Pochka, K. I. Synthesis of camshaft driving mechanism in roller molding installation with combined motion mode according to acceleration of third order. *Science & Technique*. 2017. No. 16 (3). 206-214. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.
8. Loveykin V., Pochka K. Realization of optimum mode of movement of roller forming installation on acceleration of fourth order. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9, No. 2. P. 19-26. doi.org/10.31548/me2018.02.019.
9. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликів формувальної установки з рекупераційним приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка». 2007. № 41. С. 127-134.
10. Ловейкін В. С., Почка К. І., Шевченко Т. В. Аналіз динамічного режиму руху роликів формувальної установки з керованим гідроприводом. *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. Краматорськ: ДДМА, 2005. № 1. С. 149-154.
11. Ловейкін В. С., Почка К.І. Визначення навантажень в елементах роликів формувальної установки. *Теорія і практика буд-ва*. 2007. № 3. С. 19-23.
12. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликів формувальних установок. *Vznik moderni vedecke – 2012. Materialy VIII mezinarodni vedecko-prakticka conference – Dil. 18. Technicke vedy. Moderni informacni technologie: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o.* P. 20-25.
13. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація виробн. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73-79.
14. Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Balaka M., Pochka O. Dynamic balancing of roller forming unit drive. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2021. 107. P. 140-158. DOI: 10.32347/2410-2547.2021.107.140-158.
15. Ловейкін В.С., Почка К.І., Пристайло М.О., Почка О.Б. Динамічне зрівноваження приводного механізму роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. *Опір матеріалів і теорія споруд*. – 2019. – Вип. 103. – С. 112-130. doi: 10.32347/2410-2547.2019.103.112-130.
16. Ловейкін В. С., Почка К. І. Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликів формувальної установки. *Техніка будівництва*. 2014. № 32. С. 25-32.
17. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2010. № 4 (60). С. 20-29.
18. Ловейкін В. С., Ковбаса В. П., Почка К. І. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2010. Вип. 144, ч. 5. С. 338-344.
19. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічна оптимізація машин роликів формувальних. Монографія. Київ: ЦП «Компринт», 2016. 240 с. ISBN 978-966-929-251-3.
20. Ловейкін В.С., Почка К.І. Силовий аналіз роликів формувальної установки з рекупераційним приводом. *Техніка будівництва*. 2003. № 14. С. 27-37.

21. Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Balaka M., Pochka O. Impact of cranks displacement angle on the motion non-uniformity of roller forming unit with energy-balanced drive. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2021. 106. P. 141-155. DOI: 10.32347/2410-2547.2021.106.141-155.
22. Loveikin V.S., Romasevich Yu.O., Spodoba O.O., Loveykin A.V., Pochka K.I. Mathematical model of the dynamics change departure of the jib system manipulator with the simultaneous movement of its links. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2020. 104. 175-190. DOI: 10.32347/2410-2547.2020.104.175-190.
23. Loveikin V. S., Pochka K. I., Romasevych Yu. O. Modeling Roller Forming Unit Dynamic Analysis with Energy Balanced Drive Dissipative Properties Taken into Account. *Проблеми машинобудування*. 2018. Т. 21, № 2. С. 32-44.
24. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О., Ловейкін Ю. В. Динамічний аналіз роликкової формувальної установки з урахуванням дисипативних властивостей врівноваженого приводного механізму. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9, No. 3. P. 45-58. doi.org/10.31548/me2018.03.045.
25. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічна оптимізація кулачкового приводу машин роликкового формування. Монографія. Київ: ЦП «Компринт», 2016. 177 с. ISBN 978-966-929-197-4.
26. Ловейкін В.С., Почка К.І. Дослідження навантажень в елементах роликкової формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2015. Вип. 49. С. 73-79.
27. Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роликкового формування. *Техніка будівництва*. № 30, 2013. С. 23-32.
28. Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз руху роликкової формувальної установки з врівноваженим приводом. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. № 27. 2004. С. 95-101.
29. Ловейкін В.С., Почка К.І. Порівняльний аналіз нерівномірності руху роликкової формувальної установки з механічним та рекуперативним приводом. *Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування) Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка*. 2005. № 16. С. 126-130.
30. Ловейкін В.С., Почка К.І. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликкової формувальної установки з рекуперативним приводом. *Техніка будівництва*. 2006. № 18. С. 12-22.

REFERENCES

1. Loveikin V., Pochka K., Romasevich Yu.O., Pochka O. (2019). Dynamic analysis of roller forming installation about a crank connecting rod the driving mechanism // *Strength of Materials and Theory of Structures*. 102. P. 91-108. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.
2. Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Chovnjuk, Ju. V., Shalenko, V. O. & Prihodko Ja. S. (2015). Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis. Kyiv: Interservis.
3. Garnec, V. M., Chovnjuk, Ju. V., Zajchenko, S. V., Shalenko, V. O., Prihod'ko, Ja. S. (2014). Teorija i praktika stvorenja betonoforval'nih agregativ (BFA) [Theory and practice of creation of units of formation of concrete]. *Girnichy, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini* [Mining, construction, road and melioration machines], No 83, P. 49-54.
4. Pochka, K.I. (2008). Rozrobka ta analiz rolykovoyi formovalnoyi ustanovky z rekuperatsiynym pryvodom: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.02 «Mashyny dlya vyrobnytstva budivelnnykh materialiv i konstruktsiy» [Development and analysis of a roller forming unit with a recuperation drive: abstract of the dissertation for obtaining the scientific degree of candidate of technical sciences: specialty 05.05.02 "Machines for the production of building materials and structures"]. Kyiv. 24p.
5. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2004). The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I), 507-514. Ternopil.
6. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Results of pilot studies of the modes of the movement of roller form-ing installation with the rekuperativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Va-silenko, vol. 1, No. 59, 465-474.
7. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2017). Synthesis of camshaft driving mechanism in roller molding installation with combined motion mode according to acceleration of third order. *Science & Technique*. No. 16 (3), 206-214. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.

8. *Loveikin, V. & Pochka, K.* (2018). Realization of optimum mode of movement of roller forming installation on acceleration of fourth order. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research.* Kyiv. Ukraine. Vol. 9. No. 2, 19-26. doi.org/10.31548/me2018.02.019.
9. *Loveikin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Determination of optimum value of a corner of shift of cranks of roller forming installation with the recuperative drive. *Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Poly-equipment",* No. 41, 127-134.
10. *Loveikin, V. S., Pochka, K. I. & Shevchenko T. V.* (2005). Analiz dynamichnoho rezhymu rukhu rolykovoyi formovochnoyi ustanovky z kerovanyim hidropryvodom [Analysis of the dynamic mode of motion of a roller forming unit with a controlled hydraulic drive]. *Visnyk Donbas'koyi derzhavnoyi mashynobudivnoyi akademiyi [Bulletin of the Donbas State Machine-Building Academy].* Kramatorsk: DDMA, № 1. 149-154.
11. *Loveikin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Definition of loadings in elements of roller forming installation. *Theory and practice of construction,* No. 3, 19-23.
12. *Loveikin, V. S. & Pochka, K. I.* (2012). Research of dynamic loadings in elements of roller forming installations. *Formation of Modern Science – 2012: Materials VIII of the intern. sci. and pract. conf. Section 18. Technical science. Formation of information technologies,* Praha, 20-25.
13. *Loveikin, V. S. & Pochka, K. I.* (2015). Research of loadings in elements of roller forming installation with the balanced drive. *Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Poly-equipment",* No 49, 73-79.
14. *Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Balaka M., Pochka O.* (2021). Dynamic balancing of roller forming unit drive. *Strength of Materials and Theory of Structures.* 107. P. 140-158. DOI: 10.32347/2410-2547.2021.107.140-158.
15. *Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Pochka O.* (2019). Dynamichne zrivnovazhennia pryvidnoho mekhanizmu rolykovoï formovalnoi ustanovky z enerhetychno vrvnovazhenym pryvodom [Dynamic balancing of drive mechanism of roller forming installation with energy balanced drive]. *Strength of Materials and Theory of Structures.* 103. P. 112-130. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.103.112-130.
16. *Loveikin, V. S. & Pochka, K. I.* (2014). Justification by the parameter of energetically balanced drive of roller forming installation. *Tekhnika budivnytstva [Construction machinery],* No. 32, 25-32.
17. *Loveikin, V. S. & Pochka, K. I.* (2010). The analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with energetically balanced drive. *Vibrations in the equipment and technologies,* No. 4 (60), 20-29.
18. *Loveikin, V. S., Kovbasa, V. P. & Pochka, K. I.* (2010). The dynamic analysis of roller forming installation with energetically balanced drive. *Scientific bulletin of the National university of bioresources and environmental management of Ukraine. Series of the technician and power engineering specialist of agro-industrial complex,* Iss. 144, Pt. 5, 338–344.
19. *Loveikin V.S. & Pochka K.I.* (2016). *Dynamichna optymizatsiya mashyn rolykovoho formuvannya. Monohrafiya [Dynamic optimization of roller forming machines. Monograph].* Kyiv: CP "Komprint". 240 p. ISBN 978-966-929-251-3.
20. *Loveikin V. S. & Pochka K. I.* (2003). Sylovyi analiz rolykovoï formovochnoi ustanovky z rekuperatsiynym pryvodom [Power analysis of roller forming unit with recuperative drive]. *Tekhnika budivnytstva [Construction machinery].* Issue 14, 27-37.
21. *Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Balaka M. & Pochka O.* (2021). Impact of cranks displacement angle on the motion non-uniformity of roller forming unit with energy-balanced drive. *Strength of Materials and Theory of Structures.* 106. P. 141-155. DOI: 10.32347/2410-2547.2021.106.141-155.
22. *Loveikin V.S., Romasevich Yu.O., Spodoba O.O., Loveykin A.V. & Pochka K.I.* (2020). Mathematical model of the dynamics change departure of the jib system manipulator with the simultaneous movement of its links. *Strength of Materials and Theory of Structures.* 104. 175-190. DOI: 10.32347/2410-2547.2020.104.175-190.
23. *Loveikin, V. S., Pochka, K. I. & Romasevych, Yu. O.* (2018). Roller forming unit dynamic analysis with energy balanced drive dissipative properties taken into account. *Journal of Mechanical Engineering.* Vol. 21. № 2, 32-44.
24. *Loveikin, V. S., Pochka, K. I., Romasevych, Yu. O. & Loveikin, Yu. V.* (2018). Dynamic analysis of roller molding installation taking into account dissipative properties balanced drive mechanism. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research.* Kyiv. Ukraine. Vol. 9, No. 3, 45-58. doi.org/10.31548/me2018.03.045.
25. *Loveikin V.S. & Pochka K.I.* (2016). *Dynamichna optymizatsiya kulachkovoho pryvodu mashyn rolykovoho formuvannya. Monohrafiya. [Dynamic optimization of the cam drive of roll forming machines. Monograph].* Kyiv, CP Komprint Publ., 177. ISBN 978-966-929-197-4.

26. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2015). Doslidzhennya navantazhen' v elementakh rolykovoyi formoval'noyi ustanovky z vrvnovazhenym pryvodom [Research of loads in elements of a roller forming plant with a balanced drive]. *Avtomatyzatsiya vyrobnychyykh protsesiv u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni* [Automation of production processes in mechanical engineering and instrument making]. Vol. 49. 73-79.

27. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2013). Analiz nerivnomirnosti rukhu pryvodnykh mekhanizmiv mashyn rolykovoho formuvannya [Analysis of the unevenness of the movement of drive mechanisms of roller forming machines]. *Tekhnika budivnytstva* [Construction machinery]. № 30. 23-32.

28. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2004). Analiz rukhu rolykovoyi formovochnoyi ustanovky z vrvnovazhenym pryvodom [Analysis of the motion of a roller forming unit with a balanced drive]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University]. № 27. 95-101.

29. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2005). Porivnyal'nyy analiz nerivnomirnosti rukhu rolykovoyi formovochnoyi ustanovky z mekhanichnym ta rekuperatsiynym pryvodom [Comparative analysis of the unevenness of the movement of a roller molding unit with a mechanical and recuperative drive]. *Zbirnyk naukovykh prats' (Haluzeve mashynobuduvannya) Poltavs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu imeni Yuriya Kondratyuka* [Collection of scientific papers (Industrial mechanical engineering) of the Yuriy Kondratyuk Poltava National Technical University]. № 16. 126-130.

30. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2006). Vplyv kuta zmishchennya kryvoshypiv na nerivnomirnist' rukhu rolykovoyi formovochnoyi ustanovky z rekuperatsiynym pryvodom [Influence of crank displacement angle on uneven movement of roller molding unit with recuperative drive]. *Tekhnika budivnytstva* [Construction machinery]. № 18. 12-22.

Pochka K.I. Analysis of dynamic balance assurance of the drive mechanism of a roller forming unit with a balanced drive

For a roller forming machine with a balanced drive, the dynamic balancing of the drive mechanism is considered. When modeling the balancing process of the drive mechanism, two dynamic balancing problems are solved: balancing the inertial forces applied at the centers of mass of the moving links, and balancing the torque applied to the drive shaft rotation axis resulting from the action of inertial forces. The imbalance of the drive mechanism is evaluated by the maximum and root mean square values of the total inertia force and the total torque from the action of inertia forces, dimensionless coefficients expressing the ratio of the root mean square values of the total inertia force and inertia forces acting on each carriage, reduced to the center of mass of the installation, and the ratio of the root mean square values of the moment from the action of inertia forces of the entire mechanism and the components of the moment from the action of inertia forces of individual elements.

Key words: roller forming unit, drive mechanism, inertia force, torque, balancing.