

УДК 693.546

ВПЛИВ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

В. С. Ловейкін¹, К. І. Почка²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 21, рис. 12, табл. 1.

Анотація. Для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом для чотирьох формувальних візків визначено вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху. При цьому вказана установка представлена динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипу. Для такої моделі записано диференціальне рівняння руху, для розв'язку якого було використано чисельний метод. При розв'язку диференціального рівняння руху було визначено зведений момент інерції всієї установки, зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору переміщенню формувальних візків при формуванні виробів з будівельних сумішей, розраховано номінальну розрахункову потужність привідного двигуна. За розрахованими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором, для якого за формулою Клосса побудовано механічну характеристику. Розв'язавши диференціальне рівняння руху з усіма визначеними характеристиками, отримано функцію зміни кутової швидкості кривошипу з моменту пуску і при усталеному режимі руху. Після цього розраховано час, що відповідає значенню кутової швидкості, та отримано функцію зміни кутового прискорення кривошипу з моменту пуску і при усталеному режимі руху. Нерівномірність руху установки на усталеному режимі руху оцінена коефіцієнтом нерівномірності руху, коефіцієнтом динамічності руху та узагальненим коефіцієнтом оцінки руху. Прослідковано вплив кута зміщення кривошипів приводу на нерівномірність руху, в результаті чого встановлено, що вказані коефіцієнти мають мінімальні значення при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^{\circ}$.

Ключові слова: роликова формувальна установка, привідний механізм, зміщення, кутова швидкість, прискорення, нерівномірність.

Постановка проблеми

В існуючих установках поверхневого ущільнення виробів з будівельних сумішей використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1-4]. 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.

Аналіз останніх досліджень

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування виробів з будівельних сумішей обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. Разом з тим недостатню увагу приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [5-12] та режимам руху [13-15], що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Тому актуальною є задача дослідження нерівномірності руху роликових формувальних установок. В роботах [14, 15] досліджувалась нерівномірність руху роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом для чотирьох формувальних візків, однак при цьому не прослідковано вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху.

Мета досліджень

Мета досліджень полягає у дослідженні впливу кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом.

Результати досліджень

З метою зменшення витрат енергії в машинах роликів формування запропоновано конструкцію роликів формувальної установки [16, 17] для забезпечення ущільнення виробів з будівельних сумішей на одній технологічній лінії, яка складається з чотирьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони приводного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять чотири кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^0$ (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 укочувальних 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 допомогою 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 $\Delta\varphi = 90^0$. 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.

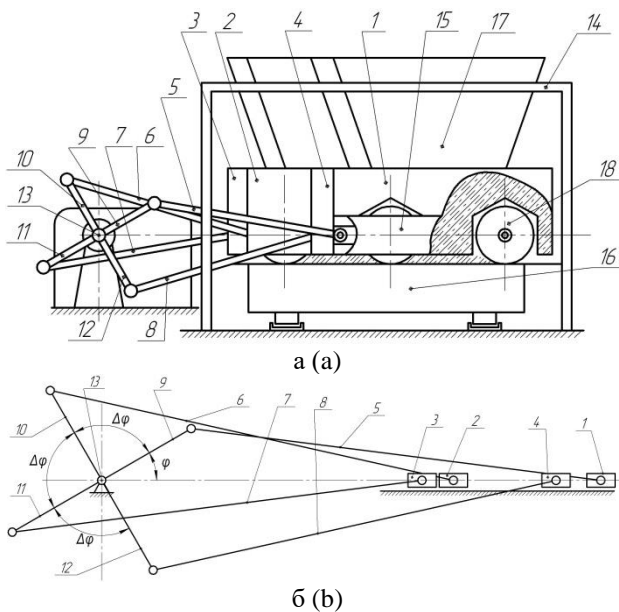


Рис. 1. Роликів формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

Fig. 1. Roller forming installation with balanced drive (a) and its kinematic diagram (b).

В таких установках спостерігається певна нерівномірність руху формувальних візків під час виконання процесу ущільнення будівельної суміші, що приводить до зниження якості виробів та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки.

Нерівномірність руху в першому наближенні може бути визначена для формувальної установки представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипа.

Для такої моделі було записано диференціальне рівняння руху:

$$J_{зв}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{зв}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипа; $J_{зв}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил, враховуючи силу опору переміщенню формувальних візків та силу тяжіння шатунів.

Рівняння (1) являє собою нелінійне рівняння першого порядку, яке не піддається аналітичному інтегруванню. Тому для його розв'язку було використано чисельний метод, запропонований професором Барановим [18]. Згідно з цим методом рівняння (1) представлено у вигляді:

$$2J_{зв}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dJ_{зв}(\varphi) = 2 \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (2)$$

Замінивши в рівнянні (2): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dJ_{зв} \approx J_{зв(i+1)} - J_{зв(i)}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$;

$\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримано:

$$2 \cdot J_{зв(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (J_{зв(i+1)} - J_{зв(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i}, \quad (3)$$

де φ_i , ω_i , $J_{зв(i)}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – відповідно кутова координата кривошипа, кутова швидкість кривошипа, момент інерції, рушійний момент та момент сил опору, зведені до осі обертання кривошипа в положенні i ($i = 0, 1, 2, \dots, n$); n – кількість точок розрахунку; φ_{i+1} , ω_{i+1} , $J_{зв(i+1)}$ – відповідно кутова координата, швидкість та зведений момент інерції механізму до осі повороту кривошипу в положенні $i+1$.

Розв'язавши рівняння (3) відносно ω_{i+1} , отримано:

$$\omega_{i+1} = \frac{[M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)] \Delta\varphi + (3J_{зв(i)} - J_{зв(i+1)}) \omega_i}{J_{зв(i)} \cdot \omega_i + 2J_{зв(i)}}. \quad (4)$$

Для розв'язку рівняння (4) було знайдено всі необхідні характеристики установки.

Визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$:

$$M_o = F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} + G_5 \cdot \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} + G_6 \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} + G_7 \cdot \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} + G_8 \cdot \frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi}, \quad (5)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi}, \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}, \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi}, \frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2, 3 і 4 та вертикальні складові перших передаточних функцій центрів мас шатунів 5, 6, 7 та 8 (рис. 1), які визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} &= \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi); \\ \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} &= \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + 2\Delta\varphi); \quad \frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + 3\Delta\varphi). \quad (6) \end{aligned}$$

Тут r – радіус кривошипа; l – довжина шатунів; F_0 – сила опору переміщенню формувального візка, яка розрахована за методикою, наведеною в роботі [4]; $G_5 = G_6 = G_7 = G_8 = l \cdot q \cdot g$ – сила тяжіння шатунів 5, 6, 7 та 8; q – маса одиниці довжини шатуна; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів.

Для роликової формувальної установки з параметрами $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $q = 80 \text{ кг/м}$ визначена сила опору [4] $F_0 = 3562 \text{ Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,1 \text{ м}$ для формування виробів з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22 \text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164 \text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 \text{ кПа}$.

Всі зовнішні сили було зведено до осі повороту кривошипа і представлено у вигляді моменту сил

опору переміщенню формувального візка в залежності від кута повороту кривошипа, який зображено на рис. 2. Визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа:

$$M_{\text{оср}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 1814 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

і знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна:

$$P_n = \frac{M_{\text{оср}} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{1814 \cdot 10,5}{10^3 \cdot 0,95} = 20,05 \text{ кВт},$$

де $\omega_1 = 10,5 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість кривошипа; $\eta = 0,95$ – ККД приводу.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А200М6У3 [19] з параметрами: $P = 22,0 \text{ кВт}$ – потужність електродвигуна; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 92,73 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_{\text{об}} = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 280,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 215,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент;

$\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,4$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підбрано з'єднувальну муфту МУВП [20] з номінальним моментом, що передається $M_{\text{мног}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $i_{np} = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за формулою Клосса побудовано механічну характеристику:

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{кр} \cdot \frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{1 + \left[(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр}) \right]^2}. \quad (7)$$

Виходячи із залежності (7), визначено рушійний момент на валу кривошипа:

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{np} \cdot \eta. \quad (8)$$

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки:

$$\begin{aligned} J_{\text{зв}} &= J_o i_{np}^2 + m_1 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + m_2 \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + m_3 \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 + \\ &+ m_4 \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right)^2 + lq \left[\left(\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_{s5} \left(\frac{\partial \beta}{\partial \varphi} \right)^2 + \\ &+ l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_{s6} \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} \right)^2 + \\ &+ l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_{s7} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} \right)^2 + \\ &+ l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s8}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_{s8} \cdot \left(\frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \right)^2, \quad (9) \end{aligned}$$

де $J_o = J_{об} + J_m + J_{ред} = 0,4 + 0,32 + 0,036 = 0,756 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції привідного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипа; $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = 1000 \text{ кг}$ – маса формувальних візків 1, 2, 3 та 4; $J_{s5} = J_{s6} = J_{s7} = J_{s8} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 5, 6, 7 та 8 відносно їх центрів мас; $\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s8}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \beta}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \rho}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \psi}{\partial \varphi}$ – горизонтальні складові перших передаточних функцій центрів мас шатунів 5, 6, 7 і 8 та перші передаточні функції їх кутового розташування відносно горизонталі, які визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \times \\ &\times \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi) \times \\ &\times \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_{s8}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi) \times \\ &\times \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial \beta}{\partial \varphi} &= \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \\ \frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} &= \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}}; \\ \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} &= \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}}; \\ \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} &= \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}}. \end{aligned} \quad (10)$$

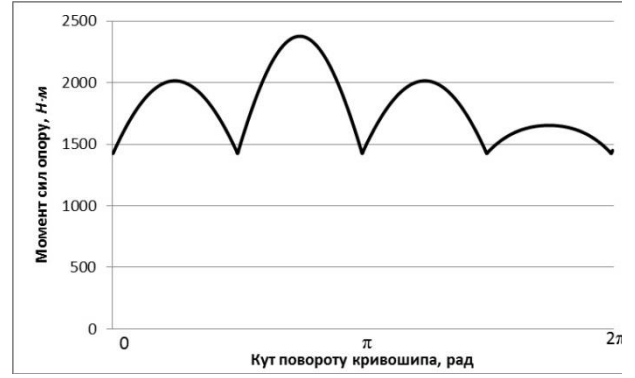


Рис. 2. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків в залежності від кута повороту кривошипа.

Fig. 2. Graph of change of moment of resistance forces to movement of forming bogies depending on angle of crank rotation.

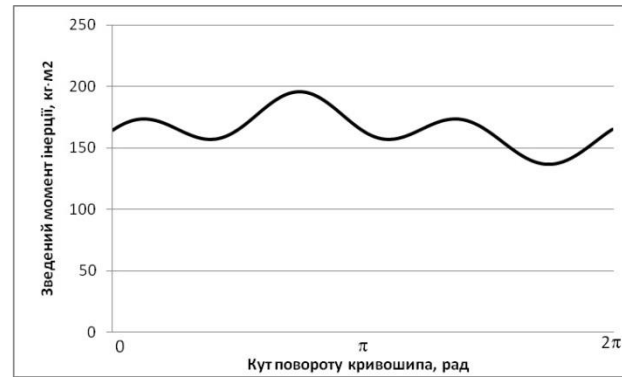


Рис. 3. Графік зміни зведеного моменту інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа.

Fig. 3. Graph of the change of the reduced moment of inertia of the installation depending on the angle of rotation of the crank.

Підставивши отримані залежності в рівняння (4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), отримано графік зміни кутової швидкості кривошипа в залежності від кута його повороту (рис. 4).

За допомогою залежності (12) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипа в залежності від кута його повороту (рис. 5).

Проаналізувавши графіки на рис. 4 та 5, можна побачити, що протягом 8 обертів кривошипа його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 8 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 8 повних обертів кривошипа.

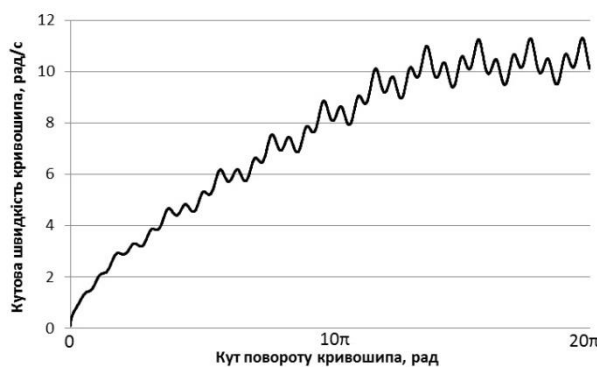


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту.

Fig. 4. Graph of change of angular speed of the unit crank depending on its rotation angle.

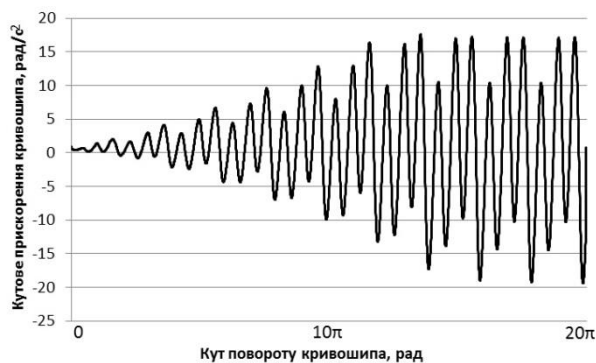


Рис. 5. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки в залежності від кута його повороту.

Fig. 5. Graph of the change of angular acceleration of the unit crank depending on its rotation angle.

На рис. 6 та 7 представлено графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа в залежності від кута його повороту на усталеному режимі руху.



Рис. 6. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту на усталеному режимі руху.

Fig. 6. Graph of change of angular speed of the unit crank depending on the angle of its rotation in steady motion mode.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,5009 \text{ рад/с}$ до

$\omega_{\max} = 11,3015 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{\text{сеп}} = 10,3376 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [18]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,3015 - 9,5009}{10,3376} = 0,17418. \quad (13)$$



Рис. 7. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки в залежності від кута його повороту на усталеному режимі руху.

Fig. 7. Graph of change of angular acceleration of the unit crank depending on the angle of its rotation in steady motion mode.

Кутове прискорення кривошипа при його усталеному режимі руху змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -19,38 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 17,1 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [18]:

$$\chi = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{19,38}{10,3376^2} = 0,181349. \quad (14)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [21]:

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,3015 - 9,5009)^2}{10,3376^2} + \frac{19,38}{10,3376^2} = 0,211687. \quad (15)$$

Визначені коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху відповідають роликовій формувальній установці з врівноваженим приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на рівномірність руху установки у залежності для визначення зведеного моменту сил опору та зведеного моменту інерції установки приведені до осі повороту кривошипа підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 90^\circ$ з кроком 10° . При цих значеннях моменту сил опору та зведеного моменту інерції побудовано графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту. Після цього визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху.

Результати розрахунків наведено в табл. 1. Також наведено графіки зміни кутової швидкості (рис. 8) та кутового прискорення (рис. 9) кривошипа на усталеному режимі руху при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$.

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 10), коефіціє-

нта динамічності руху (рис. 11) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 12) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

Аналіз даних табл. 1 та графіків на рис. 8 та 9 показує, що коефіцієнт нерівномірності руху, коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^0$.

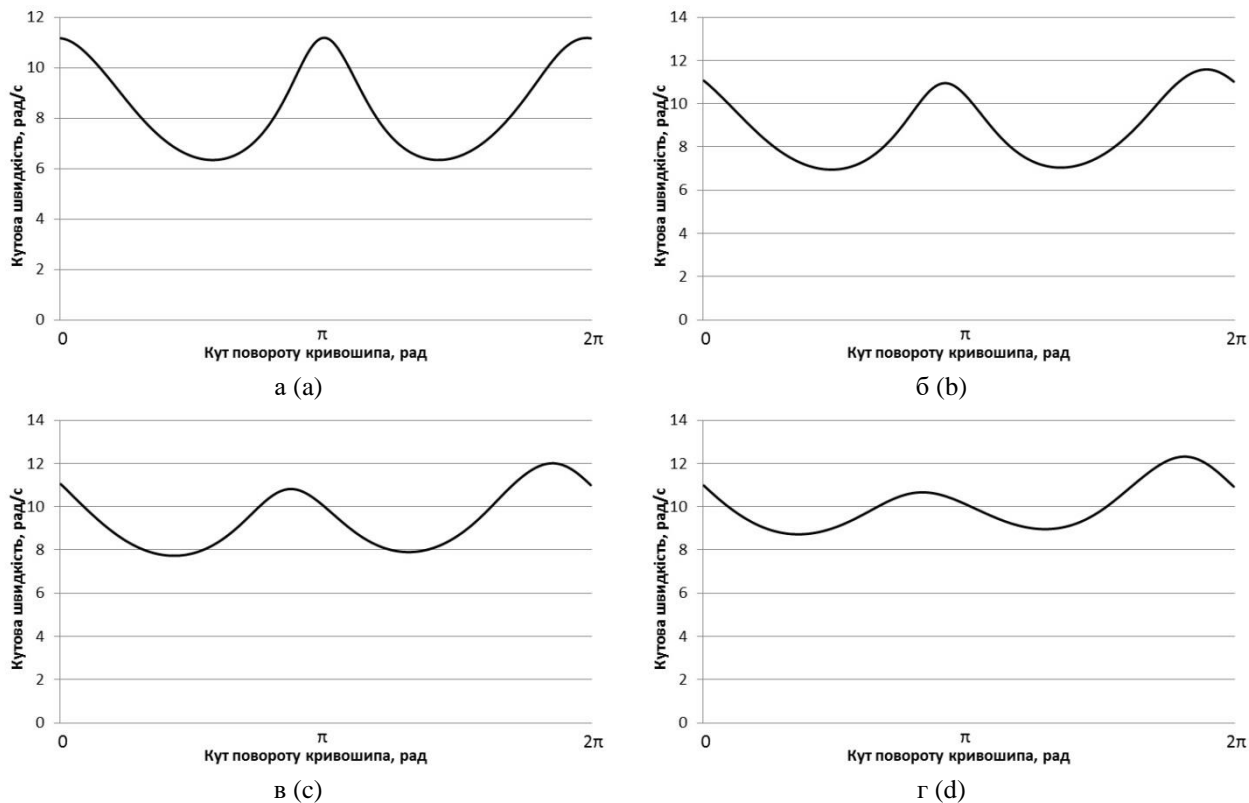


Рис. 8. Графіки зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту на усталеному режимі руху при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 45^0$; г – $\Delta\varphi = 60^0$.

Fig. 8. Graphs of change of angular velocity of the unit crank depending on its rotation angle in steady motion mode at different values of crank displacement angle: a – $\Delta\varphi = 0^0$; b – $\Delta\varphi = 30^0$; c – $\Delta\varphi = 45^0$; d – $\Delta\varphi = 60^0$.

Таблиця 1. Результати розрахунків
Table 1. Calculation results

$\Delta\varphi, ^0$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{ср}}, \text{рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\min}, \text{рад/с}^2$	$\varepsilon_{\max}, \text{рад/с}^2$	χ	k_p
0	6,3398	11,1846	8,3766	0,578373	-63,2436	68,2487	0,972655	1,30717
10	6,407	11,2266	8,4306	0,571679	-61,1654	66,069	0,929567	1,256384
20	6,6103	11,3669	8,5916	0,553634	-55,436	60,143	0,814774	1,121284
30	6,9534	11,586	8,8565	0,523073	-47,37	51,7498	0,659758	0,933363
40	7,4395	11,863	9,2181	0,479871	-40,88	43,2476	0,508955	0,739231
50	8,0537	12,1458	9,6475	0,424162	-41,8637	40,2775	0,449788	0,629701
60	8,7246	12,3168	10,0607	0,357053	-40,3346	35,9	0,398494	0,52598
70	9,3078	12,2212	10,325	0,282169	-35,4463	30,3676	0,332499	0,412119
80	9,7025	11,8318	10,3885	0,204967	-27,855	23,5752	0,258106	0,300117
90	9,5009	11,3015	10,3376	0,17418	-19,38	17,1	0,181349	0,211687

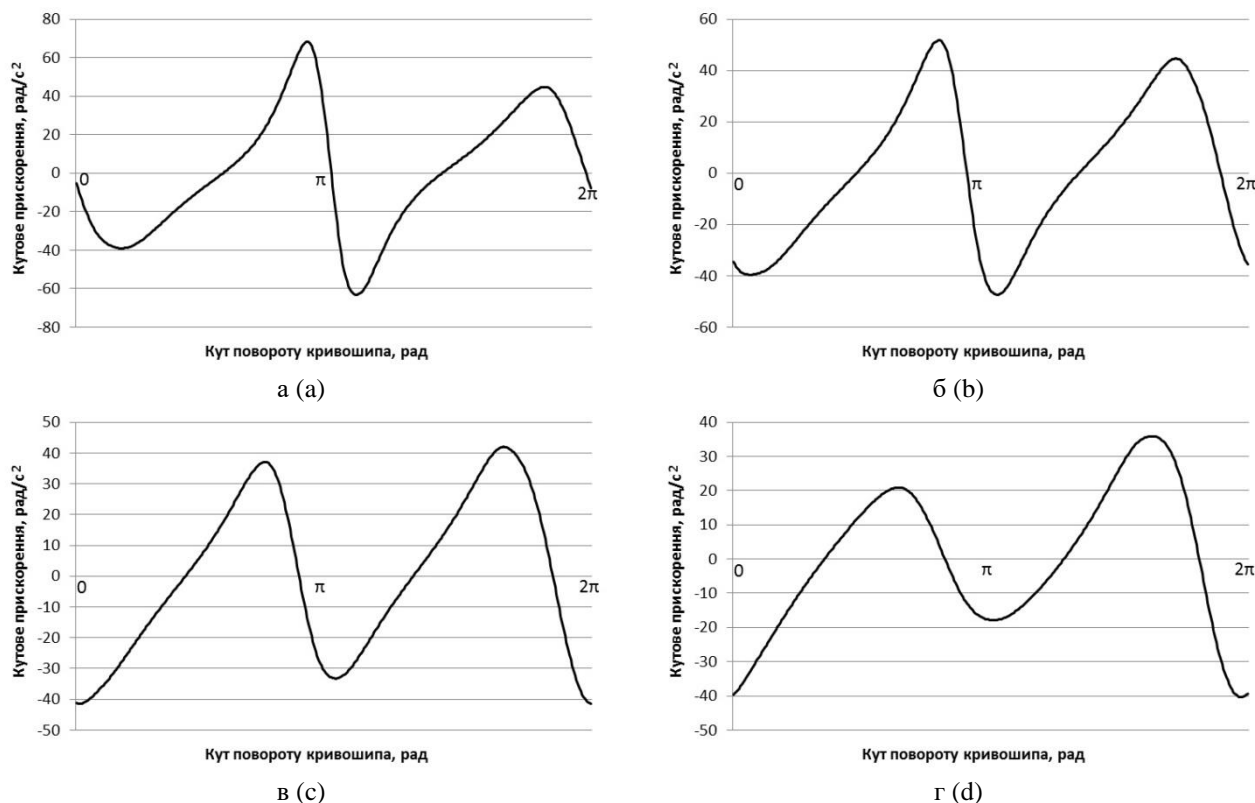


Рис. 9. Графіки зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту на установленому режимі руху при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 45^0$; г – $\Delta\varphi = 60^0$.

Fig. 9. Graphs of change of angular acceleration of the unit crank depending on its rotation angle in steady motion mode at different values of crank displacement angle: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 45^0$; г – $\Delta\varphi = 60^0$.

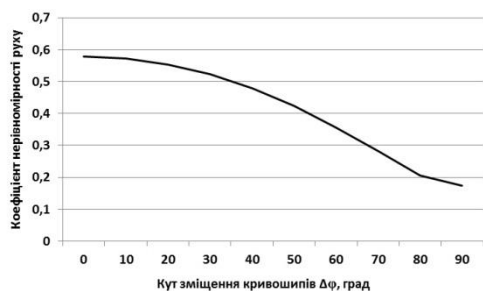


Рис. 10. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів.

Fig. 10. Graph of variation of motion non-uniformity coefficient depending on crank displacement angle.

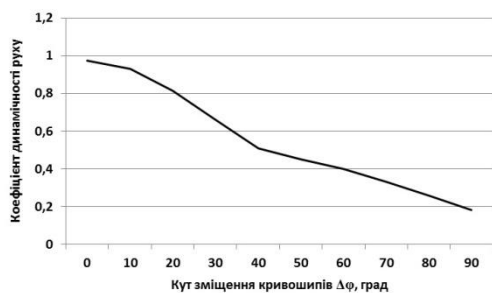


Рис. 11. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів.

Fig. 11. Graph of dynamic motion factor change depending on crank displacement angle.

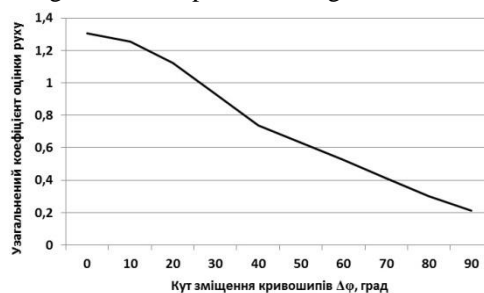


Рис. 12. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від кута зміщення кривошипів.

Fig. 12. Graph of change of generalized coefficient of motion estimation depending on angle of crank displacement.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень отримано функції зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа роликової формувальної установки з врівноваженим приводом, визначено коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху.

2. Проаналізовано вплив кута зміщення кривошипів на рівномірність руху установки. Встановлено, що мінімальні значення коефіцієнта нерівномірності руху, коефіцієнта динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху спостерігаються при значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^0$.

3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликотого формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси. Київ. Будівельник, 1991, 144 с.

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. Київ. Інтерсервіс, 2015. 238 с.

3. Кузин В. Н. Технология роликотого формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук. Моск. инж.-строит.ин-т. Москва. 1981. 186 с.

4. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликотого формования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук / Киев. инж. -строит. ин-т. Киев, 1986.

5. Ловейкін В. С., Почка К. І. Динамічний аналіз роликотого формувальної установки з рекуперативним приводом. *Динаміка, міцність і надійність с.-г. машин: Пр. І міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-1)*. (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507-514.

6. Ловейкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликотого формувальної установки з рекуперативним приводом. *Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка*. 2007. Т 1. № 59. С. 465-474.

7. Ловейкін В. С., Почка К. І. Синтез кулачкового приводного механізму роликотого формувальної установки з комбінованим режимом руху по ускоренню третього порядку. *Наука і техніка*. 2017. Т. 16, № 3. С. 206-214. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.

8. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О., Почка О. Б. Динамічний аналіз роликотого формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом. *Опір матеріалів і теорія споруд*. 2019. Вип. 102. С. 91-108. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.

9. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О., Ловейкін Ю. В. Динамічний аналіз роликотого 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.

10. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О. Вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликотого формувальної установки із врахуванням дисипати-

вних властивостей врівноваженого привідного механізму. *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. 2019. № 1 (45). С. 73-91.

11. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликотого формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація виробн. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73-79.

12. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз динамічного урівноваження приводов машин роликотого формования. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow. 2016. Vol. 18. No 3. P. 41-52.

13. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз руху роликотого формувальної установки з врівноваженим приводом. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2004. № 27. С. 95-101.

14. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху роликотого формувальної установки з урівноваженим приводом. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow, 2015. Vol. 17, No 3. P. 17-27.

15. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роликотого формування. *Техніка будівництва*. 2013. № 30. С. 23-32.

16. Патент України на корисну модель № 32838. Установка для формування виробів з бетонних сумішей. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І. № и 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.

17. Патент України на корисну модель № 7884. Установка для формування виробів з бетонних сумішей. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І., Бичевський В. М. № и 20041209993 заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.

18. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1975. 640 с.

19. *Электротехнический справочник*. В 3 т. Т. 2. Электротехнические изделия и устройства (гл. ред. И. Н. Орлов). 7-е изд., испр. и доп. Москва. Энергоатомиздат, 1986. 712 с.

20. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособ. для техникумов. Москва. Высшая школа. 1991. 432 с.

21. Ловейкін В. С. Оценка движения механизмов и машин. *Подъемно-транспортное оборудование*. Київ. Техніка. 1989. С. 16-18.

References

1. Garnec, V. M. (1991). Progressive concrete the forming units and complexes. Kyiv: Budivelnik. 144.

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. 238.

3. Kuzin, V. N. (1981). Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete. (Extended abstract of candidate thesis). Moscow construction institute, Moscow, USSR. 186.

4. Rjushin, V. T. (1986). Research of working process and development of a method of calculation of cars of

roller formation of concrete mixes. (Unpublished candidate thesis). Kyiv construction institute, Kyiv, USSR.

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), P. 507–514. Ternopil.

6. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Results of pilot studies of the modes of the movement of roller forming installation with the rekuperativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Vasilenko, vol. 1, No. 59, P. 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. (in Russian) DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206–214.

8. Loveikin, V. S., Pochka, K. I., Romasevich, Yu. O. & Pochka, O. B. (2019). Dynamic analysis of roller forming installation about a crank connecting rod the driving mechanism. Opir materialiv i teoriia sporud. – K.: KNUBA, Vyp. 102, P. 91–108. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.

9. Lovejkin, V. S., Pochka, K. I., Romasevich, Yu. O. & Loveikin, J. 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, P. 45–58. doi.org/10.31548/me2018.03.045.

10. Lovejkin, V. S., Pochka, K. I. & Romasevich, Yu. O. (2019). Influence of a corner of shift of cranks on dynamics of roller forming installation taking into account dissipative properties of the balanced driving mechanism. Herald of the Donbass State Engineering Academy. № 1 (45), P. 73–91.

11. 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, P. 73–79.

12. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2016). Analysis of dynamic equilibration of drives of cars of roller formation. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin-Rzeszow, vol. 18, No 3, P. 41–52.

13. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2004). Analysis of the movement of roller forming installation with the balanced drive. Bulletin of the Kharkiv national automobile and road university, No. 27, P. 95–101.

14. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2015). Analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with the balanced drive. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin-Rzeszow, vol. 17, No 3, P. 17–27.

15. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2013). Analysis of nonuniformity of drive mechanisms of roller forming machines. Construction technique, № 30, P. 23–32.

16. Pat. 32838 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Publ. 10.06.2008.

17. Pat. 7884 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, Lovejkin, V. S.,

Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Bichevs'kij V. M., Publ. 15.07.2005.

18. Artobolevskij, I. I. (1975). Mechanism and machine theory. M.: Nauka.

19. Orlov, I. N. (1986). Electrotechnical reference book. Vol. 2. Electrotechnical products and devices. Moscow: Jenergoatomizdat, 712 p.

20. Shejnblit, A. E. (1991). Course design of details of cars: Manual for technical schools. Moscow: Vysshaja shkola, 432 p.

21. Lovejkin, V. S. (1989). Evaluation of the movement of mechanisms and machines. Lifting and transportation equipment. K.: Tjehnika, P. 16–18.

ВЛИЯНИЕ УГЛА СМЕЩЕНИЯ КРИВОШИПОВ НА НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УРАВНОВЕШЕННЫМ ПРИВОДОМ

В. С. Ловейкин, К. И. Почка

Аннотация. Для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводным механизмом для четырёх формовочных тележек определено влияние угла смещения кривошипов на неравномерность движения. При этом указанная установка представлена динамической моделью с одной степенью свободы, где в качестве обобщённой координаты принято угловую координату поворота кривошипа. Для такой модели записано дифференциальное уравнение движения, для решения которого использован численный метод. При решении дифференциального уравнения движения определены приведенный момент инерции всей установки, приведенный к оси вращения кривошипа момент сил сопротивления перемещению формовочных тележек при формировании изделий из строительных смесей, рассчитана номинальная расчётная мощность приводного двигателя. По рассчитанным данным выбран асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, для которого по формуле Клосса построена механическая характеристика. Решив дифференциальное уравнение движения со всеми определёнными характеристиками, получена функция изменения угловой скорости кривошипа с момента пуска и при установившемся режиме движения. После этого рассчитано время, соответствующее значению угловой скорости, и получена функция изменения углового ускорения кривошипа с момента пуска и при установившемся режиме движения. Неравномерность движения установки на установившемся режиме движения оценена коэффициентом неравномерности движения, коэффициентом динамичности движения и обобщённым коэффициентом оценки движения. Отслежено влияние угла смещения кривошипов привода на неравномерность движения, в результате чего установлено, что указанные коэффициенты имеют минимальные значения при смещении кривошипов на угол $\Delta\varphi = 90^{\circ}$.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, смещение, угловая скорость, ускорение, неравномерность.

INFLUENCE OF CRANK DISPLACEMENT ANGLE
ON NONUNIFORMITY OF ROLLER FORMING
INSTALLATION MOTION WITH BALANCED DRIVE

V. S. Loveikin, K. I. Pochka

Abstract. For a roller forming installation with a balanced drive mechanism for four molding bogies, the influence of the angle of displacement of the cranks on the non-uniformity of the engine is determined. Said installation is represented by a dynamic model with one degree of freedom, where the angular coordinate of crank rotation is taken as a generalized coordinate. For such a model, a differential equation of motion is written, for which a numerical method is used. When solving the differential equation of motion, the reduced moment of inertia of the whole plant, the moment of resistance forces to movement of forming bogies when forming articles from building mixtures, reduced to the axis of crank rotation, nominal design power of the driving engine is calculated. According to the calculated data, an asynchronous electric motor with a short-circuited rotor is selected, for which a mechanical characteristic is built according to the Kloss formula. Having solved the differential equation of motion with all certain characteristics, the function of changing the angular velocity of the crank from the moment of start-up and under the steady-state mode of motion is obtained. Thereafter, the time corresponding to the angular velocity value is calculated, and a function of changing the angular acceleration of the crank from the start-up moment and in the steady motion mode is obtained. Unevenness of motion of unit at steady motion mode is estimated by coefficient of unevenness of motion, coefficient of dynamic motion and generalized coefficient of motion estimation. Effect of angle of displacement of cranks at-water on unevenness of motion is monitored, as a result of which it is determined that specified coefficients have minimum values at displacement of cranks by angle $\Delta\varphi = 90^0$.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, displacement, angular velocity, acceleration, unevenness.

В. С. Ловеїкін ORCID: 0000-0003-4259-3900.

К. І. Почка ORCID: 0000-0002-0355-002X.