



Ловейкін В. С.

Почка К. І.

Київський
національний
університет
будівництва і
архітектури

УДК 693.546

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

Для роликовой формовочной установки с энергетически уравновешенным приводом для трех формовочных тележек отслежено изменение угловой скорости кривошипа с момента пуска и при установившемся режиме движения, определены коэффициенты неравномерности движения и динамичности. Для уменьшения неравномерности движения к рациональным пределам предложена методика выбора параметров маховика.

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

The angular speed change of the crankshaft from a moment of its launch and with a steady mode of motion was examined and the coefficient of non-uniformity of motion and the dynamic factor were determined for the roller forming plant with the energy balanced drive unit for three forming carts. In order to decrease the irregularity of movement to the rational limits the flywheel's identification of parameters technique has been offered.

Keywords: roller forming plant, drive mechanism, angular speed, non – uniformity of motion.

Постановка проблеми. В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1...3]. 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 і публікацій. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1...3]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [4, 5] та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

Метою даної роботи дослідження нерівномірності руху роликової формувальної установки з удосконаленою конструкцією приводного механізму та методика вибору параметрів маховика.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення бетонної суміші та розвантаження приводного механізму було розроблено конструкцію роликової формувальної установки [6], що складається з нерухомого порталу та трьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з трьома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. При застосуванні спільного енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки підвищується продуктивність установки, зменшуються динамічні навантаження в елементах її приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і,



відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

На рис. 1 зображено загальний вигляд роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків (вигляд з боку), а на рис. 2 наведено її кінематичну схему. Установка складається з трьох однакових формувальних візків 1, 2 та 3, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 4, 5 та 6 шарнірно рухомо з'єднано з кривошипними 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на приводному валу 10 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Формувальні візки 1, 2 та 3 змонтовані на спільному порталі 11 (рис. 1). На порталі 11 є напрямні руху 12, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над

порожниною форми 13. Формувальні візки 1, 2 та 3 мають подавальний бункер 14 та уковувальні ролики 15, які встановлені в напрямних руху 12.

В таких установках спостерігається певна нерівномірність руху формувальних візків під час виконання процесу ущільнення бетонної 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 куту координату повороту кривошипу.

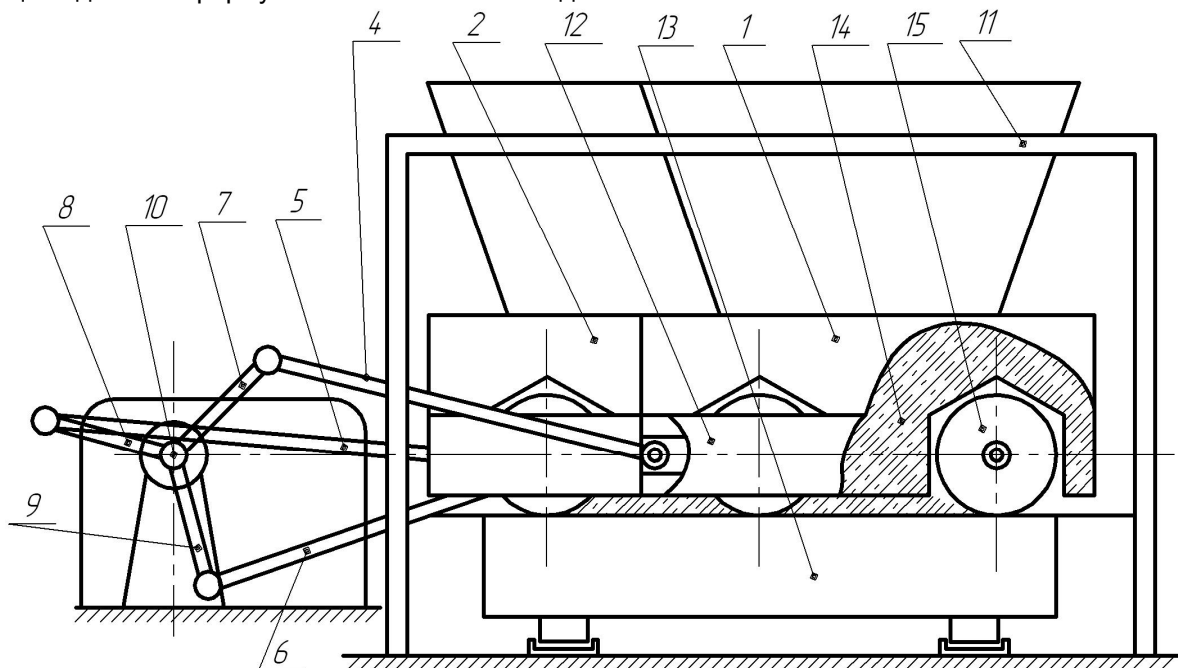


Рис. 1. Роликова формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків

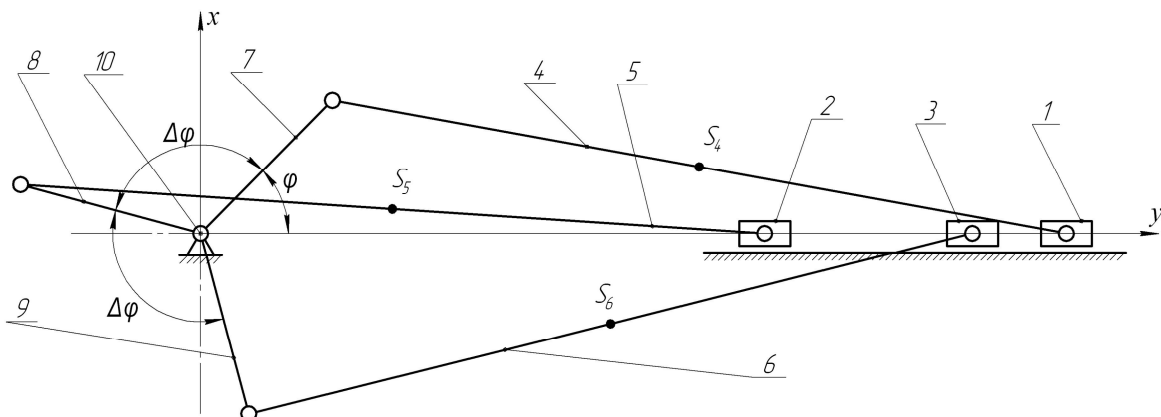
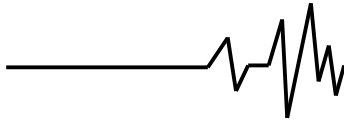


Рис. 2. Кінематична схема роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків



Для такої моделі було записано диференційне рівняння руху:

$$I_{36}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{36}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; $I_{36}(\varphi)$ – 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, включаючи 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 [7]. Згідно з цим методом рівняння (1) представлено у вигляді:

$$2 \cdot I_{36}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{36}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (2)$$

Замінивши в рівнянні (2): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dI_{36} \approx I_{36(i+1)} - I_{36(i)}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$; $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримано:

$$2 \cdot I_{36(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (I_{36(i+1)} - I_{36(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i} \cdot \Delta\varphi, \quad (3)$$

де φ_i , ω_i , $I_{36(i)}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – 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} , $I_{36(i+1)}$ – 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:

$$\omega_{i+1} = \frac{[M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)] \cdot \Delta\varphi}{I_{36(i)} \cdot \omega_i} + \frac{(3 \cdot I_{36(i)} - I_{36(i+1)})}{2 \cdot I_{36(i)}} \cdot \omega_i. \quad (4)$$

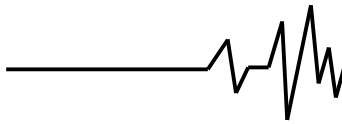
Для розв'язку рівняння (4) було знайдено всі необхідні характеристики установки. Визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$:

$$M_o = F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + G_4 \cdot \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} + G_5 \cdot \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} + G_6 \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}, \quad (5)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2 і 3 та вертикальні складові перших передаточних функцій центрів мас шатунів 4, 5 та 6, які визначаються наступним чином:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right);$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right);$$



$$\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right);$$

$$\frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi); \quad \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + 2\Delta\varphi). \quad (6)$$

Тут r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; F_0 – сила опору переміщенню формувального візка, яка розрахована за методикою, наведеною в роботі [3]; $G_4 = G_5 = G_6 = l \cdot q \cdot g$ – сила тяжіння шатунів 4, 5 та 6; 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 $F_0 = 3562 \text{ Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома уковувальними роликами радіусом $R = 0,11 \text{ м}$ 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 кривошипу і представлено у вигляді моменту сил опору переміщенню формувального візка в залежності від кута повороту кривошипу, який зображено на рис. 3.

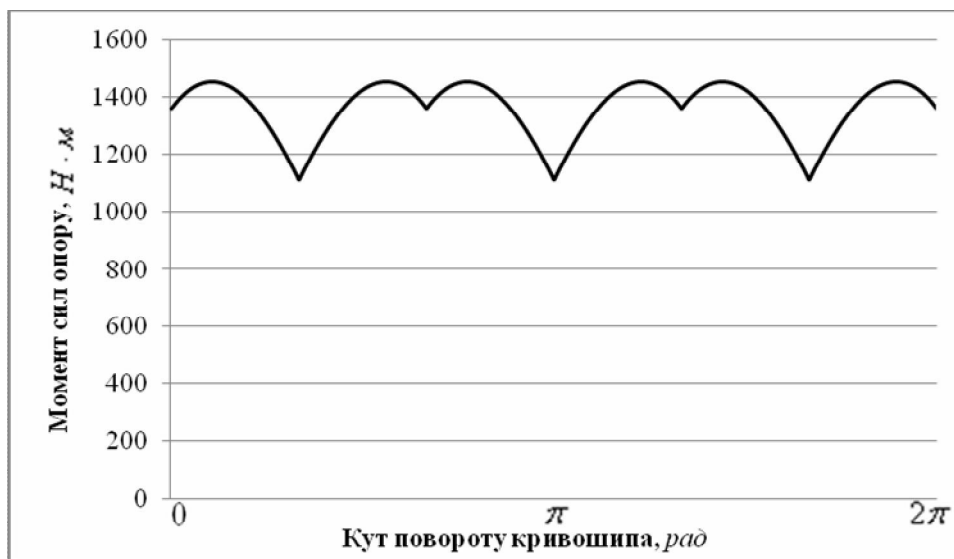


Рис. 3. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків в залежності від кута повороту кривошипа

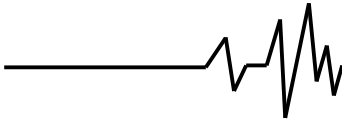
Визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа:

$$M_{\text{оср}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 1360,55 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

і знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна:

$$P_n = \frac{M_{\text{оср}} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{1360,55 \cdot 10,5}{10^3 \cdot 0,95} = 15,04 \text{ кВт},$$

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



За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А160М6У3** [8] з параметрами: $P = 15,0 \text{ кВт}$ – потужність електро-двигуна;

$\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$,
 $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$ –

синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{\delta\delta} = 0,183 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ –

момент інерції ротора двигуна; $M_n = 176,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент;

$M_n = 146,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент;

$M_{кр} = 293,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент;

$\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2$ – відношення критичного

моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [9] з номінальним передаваним моментом $M_{мно\text{м}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і

моментом інерції $I_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $i_{np} = 9,8$ і моментом інерції $I_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за формулою Клосса побудовано механічну характеристику:

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

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

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

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки:

$$I_{зс} = I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + m_3 \cdot \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s4} \cdot \left(\frac{\partial \beta}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s5} \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s6} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} \right)^2, \quad (9)$$

де $I_o = I_{\delta\delta} + I_m + I_{ред} = 0,183 + 0,32 + 0,036 = 0,539 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2 = m_3 = 1000 \text{ кг}$

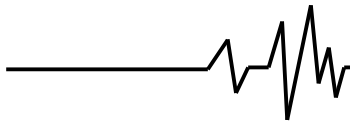
– маса формувальних візків 1, 2 та 3; $I_{s4} = I_{s5} = I_{s6} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 4, 5 та 6 відносно їх центрів мас;

$\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \beta}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \rho}{\partial \varphi}$ – горизонтальні складові перших передаточних функцій центрів мас шатунів 4, 5 і 6 та перші передаточні функції їх кутового розташування відносно горизонталі, які визначаються наступним чином:

$$\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta \varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi)}} \right);$$

$$\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta \varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta \varphi)}} \right); \quad \frac{\partial \beta}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}};$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi)}}; \quad \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta \varphi)}}. \quad (10)$$



На основі вищенаведених залежностей побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипу моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 4).

Час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} може бути визначений залежністю:

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (11)$$

за допомогою якої отримано кутове прискорення кривошипу:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (12)$$

де t_i, t_{i+1} – відповідно значення часу руху в положеннях кривошипу i та $i+1$.

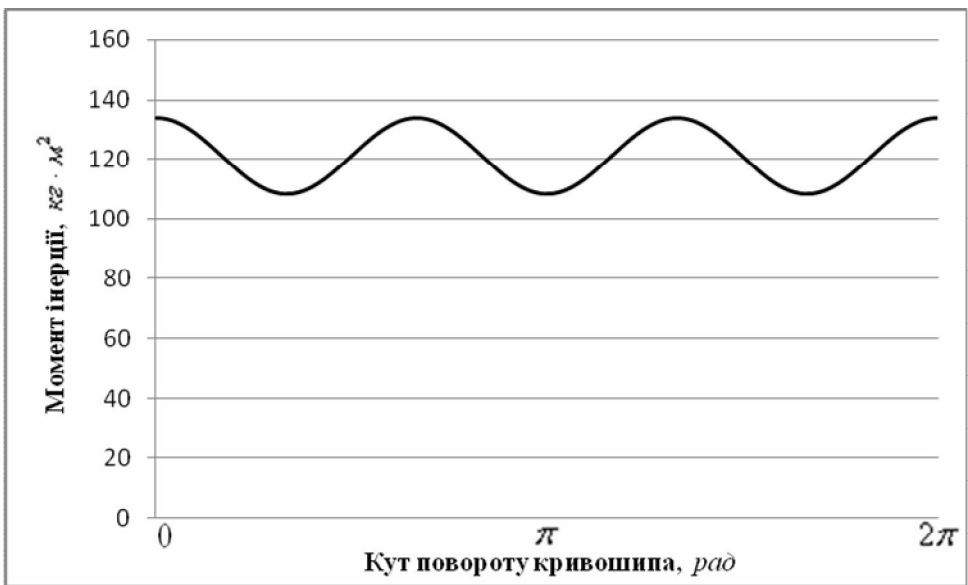


Рис. 4. Графік зміни зведеного моменту інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа

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. 5).

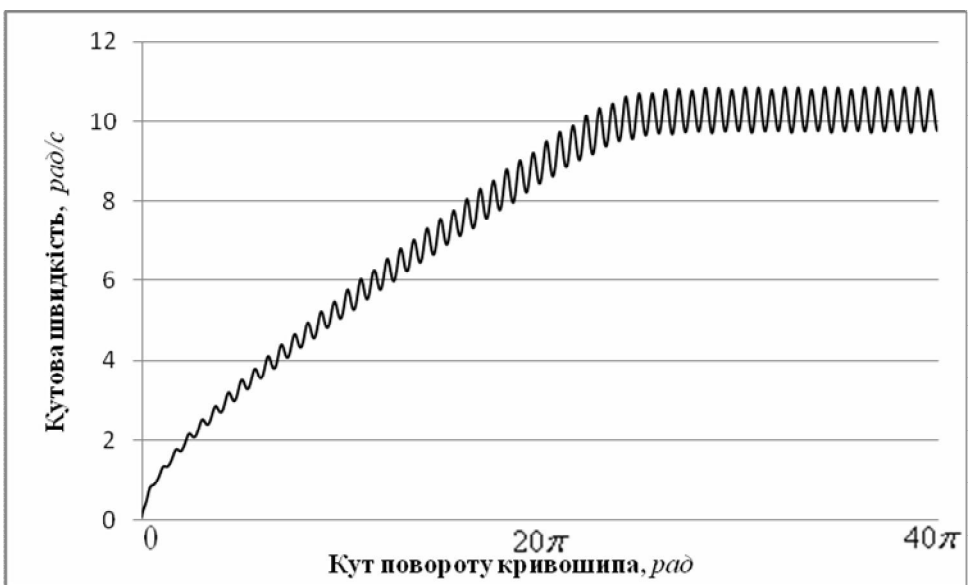
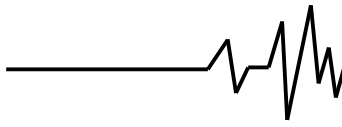


Рис. 5. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту



За допомогою залежності (12) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипу в залежності від кута його повороту (рис. 6).

Проаналізувавши графіки на рис. 5 та 6, можна побачити, що протягом 13 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно

збільшує свою амплітуду. Після 13 обертів кривошипу 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 13 повних обертів кривошипа.

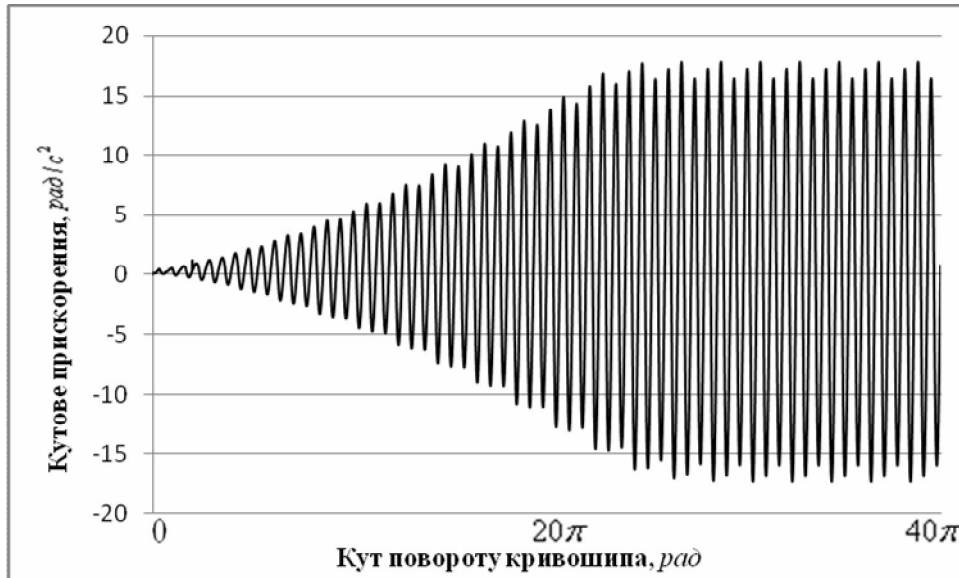


Рис. 6. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки в залежності від кута його повороту

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,714 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 10,845 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{\text{сеп}} = 10,263 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [7]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{10,845 - 9,714}{10,263} = 0,11. \quad (13)$$

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(10,845 - 9,714)^2}{10,263^2} + \frac{17,778}{10,263^2} = 0,181. \quad (15)$$

Одним із методів зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху є встановлення на вал двигуна або на приводний вал кривошипів установки маховик. Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримано зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -17,307 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 17,778 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [7]:

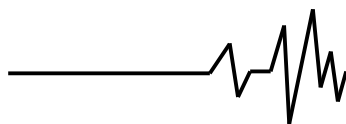
$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{17,778}{10,263^2} = 0,169. \quad (14)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [10]:

оцінки руху на усталеному режимі руху (табл. 1).

На основі даних табл. 1 побудовані графіки зміни коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 9, 10, 11).

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності



та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак

тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним.

Таблиця 1

Результати розрахунку

$I_m,$ $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	$\omega_{\min},$ $\text{рад}/\text{с}$	$\omega_{\max},$ $\text{рад}/\text{с}$	$\omega_{\text{сер}},$ $\text{рад}/\text{с}$	δ	$\varepsilon_{\min},$ $\text{рад}/\text{с}^2$	$\varepsilon_{\max},$ $\text{рад}/\text{с}^2$	H	k_p
0	9,714	10,845	10,263	0,11	-17,307	17,778	0,169	0,181
50	9,937	10,738	10,331	0,0775	-12,383	12,510	0,117	0,123
100	10,051	10,673	10,359	0,06	-9,626	9,673	0,09	0,0937
150	10,122	10,627	10,373	0,0487	-7,847	7,884	0,0733	0,0756
200	10,168	10,595	10,381	0,0411	-6,648	6,637	0,0616	0,0633
250	10,2	10,571	10,386	0,0357	-5,751	5,743	0,0532	0,0545
300	10,226	10,553	10,389	0,0315	-5,064	5,066	0,0469	0,0479
350	10,246	10,537	10,392	0,028	-4,523	4,531	0,0419	0,0427
400	10,262	10,525	10,394	0,0253	-4,096	4,091	0,0378	0,0385
450	10,274	10,515	10,395	0,0232	-3,748	3,737	0,0346	0,0351
500	10,285	10,506	10,396	0,0213	-3,388	3,432	0,0317	0,0322
550	10,294	10,499	10,397	0,0197	-3,121	3,161	0,0292	0,0296
600	10,302	10,492	10,397	0,0183	-2,889	2,955	0,0273	0,0277
650	10,308	10,487	10,398	0,0172	-2,687	2,762	0,0255	0,0258
700	10,314	10,481	10,398	0,0161	-2,601	2,585	0,0239	0,0242
750	10,32	10,477	10,399	0,0151	-2,451	2,448	0,0226	0,0228
800	10,324	10,473	10,399	0,0143	-2,316	2,313	0,0214	0,0216
850	10,328	10,469	10,399	0,0136	-2,196	2,194	0,0203	0,0205
900	10,332	10,467	10,4	0,013	-2,087	2,087	0,0193	0,0195
950	10,335	10,464	10,4	0,0124	-1,989	1,982	0,0183	0,0185
1000	10,339	10,461	10,4	0,0117	-1,899	1,894	0,0175	0,0176

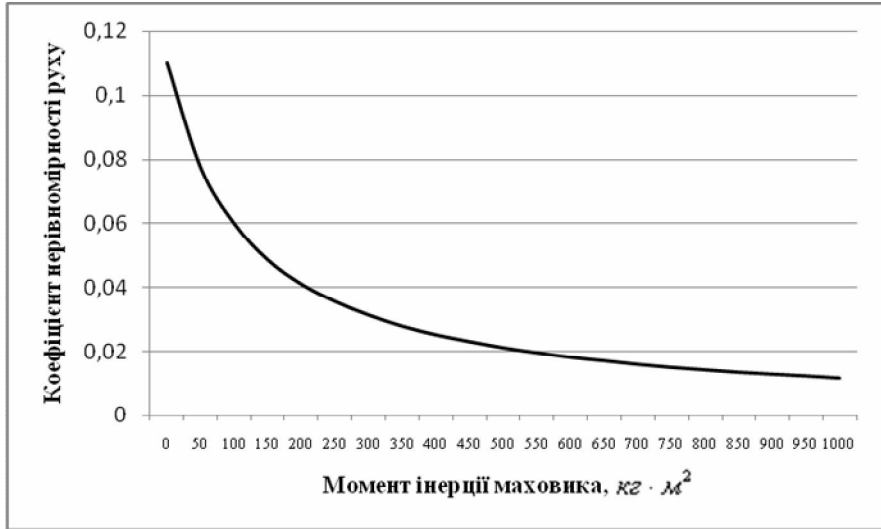
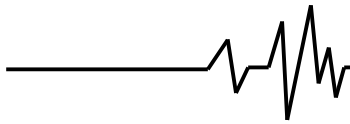


Рис. 9. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

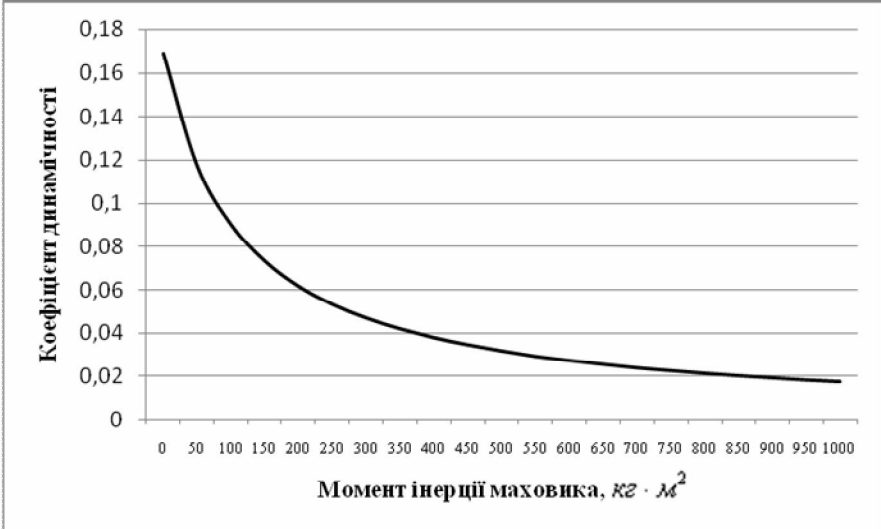
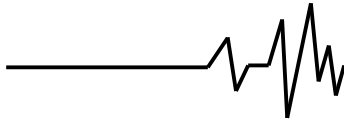


Рис. 10. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика



Рис. 11. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика



Висновки. В результаті проведених досліджень отримано функції зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом, визначено коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху. При необхідності зменшення нерівномірності руху до раціональних меж запропонована методика вибору параметрів маховика.

Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Кузин В.Н. Технологія роликів формовання плоских изделий из мелкозернистых бетонов: Автореф. дис. канд. наук. – М. – 1981. – 20 с.
3. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликів формования бетонных смесей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. К. – 1986г.
4. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з рекуперативним приводом // Динаміка, міцність і

надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I), 4-7 жовтня 2004 р., Тернопіль (Україна) – С. 507-514.

5. Ловейкін В.С., Почка К.І. Силовий аналіз роликів формувальної установки з рекуперативним приводом // Техніка будівництва, Київ – 2003. – Вип. 14 – С. 27-37.

6. Пат. 50032 У Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Почка К.І. – № у 200911443 заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.

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

8. Электротехнический справочник Т. 2. Электротехнические изделия и устройства / Под ред. профессором МЭИ (гл. ред. И.Н. Орлов) – 7-е изд., испр. и доп. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.

9. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.

10. Ловейкін В.С. Оцінка движенья механизмов и машин // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техніка. – 1989. – С. 16-18.