

animals; compliance rooms and open areas biological and behavioral needs of animals; mandatory identification and registration of animals; the corresponding number of animals per 1 hectare SG grounds; Animal reproduction should be carried out natural methods; feeding animals carry natural mother's milk; use of feed produced at least 50%. For the production of organic plant products were separated following key indicators: to carry out waste management; selection of resistant varieties of plants; crop rotation in the rotation; reduce the negative impact on the soil; minimize pollution; restoring and maintaining belts; biological control of pests and diseases; the use of organic fertilizers.

Keywords: environmentally safe products, crops, livestock

УДК 693.546

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

***В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***К. І. Почка, кандидат технічних наук
Київський національний університет будівництва і
архітектури
e-mail: lovvs@ukr.net***

Анотація. Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення виробів з бетонної суміші та розвантаження приводного механізму розроблено конструкцію роликової формувальної установки, що складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 90^{\circ}$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення виробів з бетонної суміші на одній технологічній лінії. Для даної установки розроблено математичну модель динаміки руху, на основі якої визначено

© В. С. Ловейкін, К. І. Почка, 2016

функції зміни кінетичної енергії кожного елемента установки та її сумарне значення, моментів сил опору переміщення кожного формувального візка, моментів від сил інерції та загального моменту сил опору для кожного з формувальних візків, а також визначено їх сумарне значення, зведене до приводного валу установки. Прослідковано зміну вказаних функцій в залежності від геометричних параметрів приводного механізму, а також визначено оптимальну довжину шатуна при незмінному радіусі кривошипа.

Ключові слова: *роликівна формувальна установка, приводний механізм, кінетична енергія, момент сил опору, довжина шатуна*

Постановка проблеми. В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з уключувальними роликами. 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 роликівного формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [5–8] та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Тому актуальною є задача удосконалення приводного механізму роликівної формувальної установки з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, при якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася її довговічність.

Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення виробів з бетонної суміші та розвантаження приводного механізму було розроблено конструкцію роликівної формувальної установки [9], що складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для

забезпечення ущільнення виробів з бетонної суміші на одній технологічній лінії. При застосуванні спільного врівноваженого приводу на чотири 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.

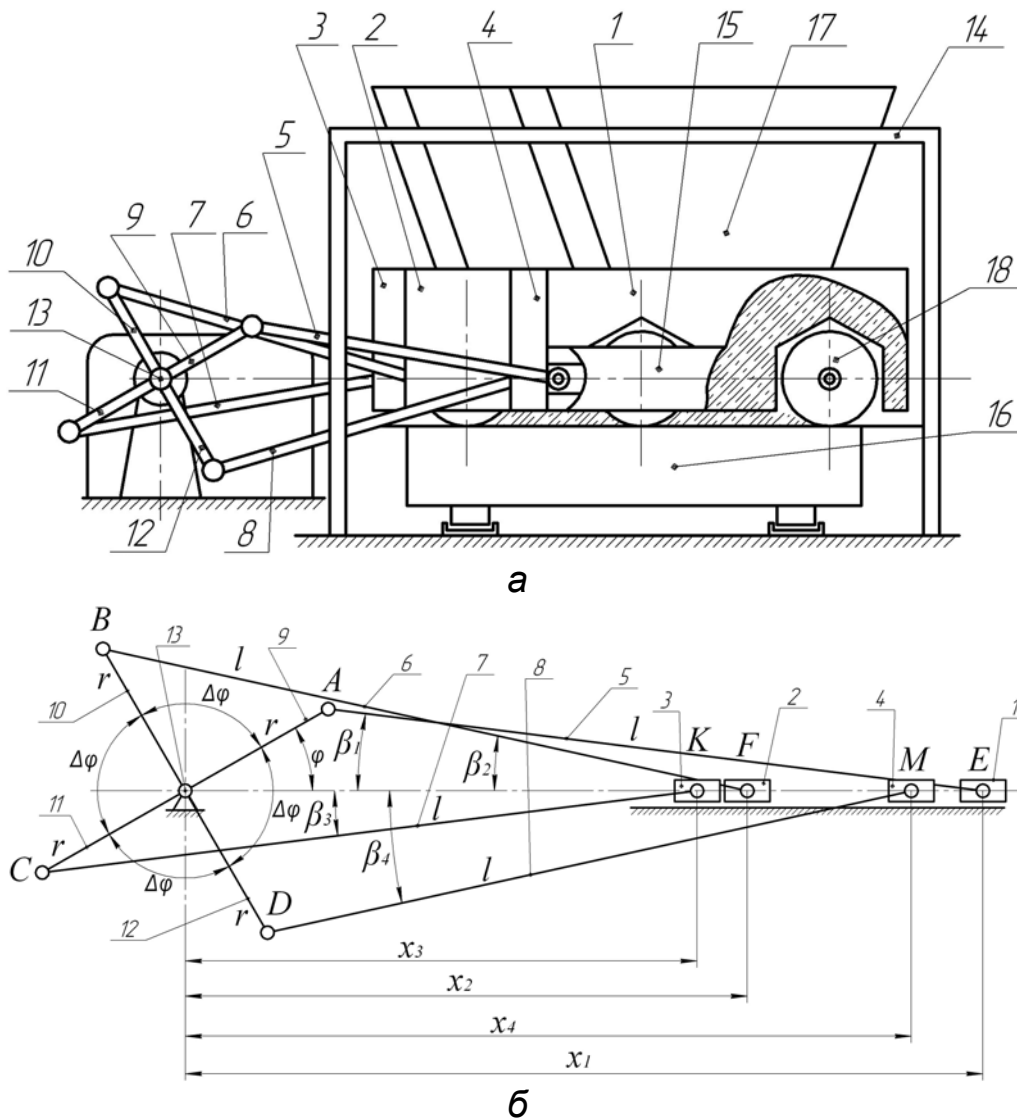


Рис. 1. Роликова формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

На рис. 1 зображено загальний вигляд роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків (вигляд з боку) та наведено її кінематичну схему. Установка складається з чотирьох однакових формувальних візків 1, 2, 3 та 4, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 5, 6, 7 та 8 шарнірно рухомо з'єднано з

кривошипам 9, 10, 11 та 12, які жорстко закріплені на приводному валу 13 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Формувальні візки 1, 2, 3 та 4 змонтовані на спільному порталі 14. На порталі 14 є напрямні руху 15, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над порожниною форми 16. Формувальні візки 1, 2, 3 та 4 мають подавальний бункер 17 та уковувальні ролики 18, які встановлені в напрямних руху 15.

Метою є дослідження впливу геометричних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з врівноваженим приводом на її динамічні характеристики.

Результати досліджень. Для отримання більш раціональних режимів руху, які реалізуються тим чи іншим механізмом, в багатьох випадках необхідно оптимізувати його конструктивні параметри. Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом, кінематична схема якої представлена на рис. 1,б, основними конструктивними параметрами є довжина шатуна l та відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків a [10–12].

Оскільки формувальні візки 1, 2, 3 та 4 виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх в кожному напрямку повинна бути рівною швидкості цього ж візка в зворотному напрямку на будь-якому відрізку шляху, то приймаємо значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків рівним нулю – $a = 0$. При визначенні оптимального значення довжини шатуна l необхідно знайти вирази для обчислення таких важливих параметрів як кінетична енергія установки та моменту сил опору переміщенню формувальних візків.

Для визначення динамічних характеристик установки спочатку було визначено функції зміни лінійних швидкостей та прискорень центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = const$). Функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 маю вигляд:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_4 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

де: $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2, 3 та 4.

В свою чергу перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 визначаються наступними виразами [7, 8]:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right);$$

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

де: r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; φ – кутова координата положення кривошипа; $\Delta\varphi = 90^\circ$ – кут зміщення кривошипів 9, 10, 11 та 12 між собою.

Лінійні прискорення центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_3 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_4 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}, \quad (3)$$

де: $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1, 2, 3 та 4, які в свою чергу визначаються наступним чином [7, 8]:

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

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(\begin{array}{c} -\cos(\varphi + 3\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)} \right) - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right) \\ - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \end{array} \right). \quad (4)$$

Кінетична енергія кожного з формувальних візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 1) визначається залежностями:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2; \quad T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{x}_3^2; \quad T_4 = \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \dot{x}_4^2, \quad (5)$$

де: $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$ – маса кожного формувального візка.

Сумарна кінетична енергія установки визначається залежністю:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4. \quad (6)$$

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки буде визначатися виразом:

$$T_{\min 1} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{cp}^2, \quad (7)$$

де: $V_{cp} = \frac{S}{t_1/2}$ – середнє значення швидкості візка за один оберт

кривошипа, $S = 2 \cdot r$ – відстань від одного крайнього положення візка до іншого.

Після підстановки мінімально-можливого значення кінетичної енергії кожного формувального візка (7) у рівність (6) отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення сумарної кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{\min} = 4 \cdot T_{\min 1} = 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 8 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (8)$$

Також визначено відносні значення відхилень кінетичної енергії

$$k_1 = \frac{T_{\max}}{T_{cp}}; \quad k_2 = \frac{T_{cp}}{T_{\min}}; \quad k_3 = \frac{T_{\max}}{T_{\min}}, \quad (9)$$

де: T_{\max} – максимальне значення сумарної кінетичної енергії.

При роботі установки під час руху формувальних візків на них діють сили опору, моменти від яких визначаються шляхом інженерного розрахунку [2, 3, 6, 8] з використанням наступних вихідних даних: попередньо визначене зусилля, яке необхідне на переміщення формувального візка з двома укочувальними роликками радіусом $R = 0,11m$, дорівнює $F_B = 3562H$, розміри виробу, що формується: висота плити – $h_0 = 0,22m$, ширина виробу – $B = 1,164m$; тип

суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yщ} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yщ} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 \text{кПа}$.

Використовуючи умову рівності миттєвої потужності на переміщення формувального візка та необхідної потужності на приводному валу кривошипа, отримано залежності для визначення моментів статичного опору переміщенню першого, другого, третього та четвертого формувальних візків на приводному валу кривошипа:

$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{кр2} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{кр3} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad M_{кр4} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (10)$$

де: η – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка.

Після цього сумарне значення момент статичного опору переміщенню формувальних візків всієї установки буде дорівнювати:

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2} + M_{кр3} + M_{кр4} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right). \quad (11)$$

При русі формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються залежностями:

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{i3} = m \cdot \ddot{x}_3 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad M_{i4} = m \cdot \ddot{x}_4 \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}. \quad (12)$$

Після цього сумарне значення моменту від сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю:

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4}. \quad (13)$$

Під час процесу формування загальний момент сил опору переміщенню формувального візка визначається відповідною залежністю для кожного з чотирьох візків:

$$M_{он1} = M_{кр1} + M_{i1}; \quad M_{он2} = M_{кр2} + M_{i2}; \quad M_{он3} = M_{кр3} + M_{i3}; \quad M_{он4} = M_{кр4} + M_{i4}. \quad (14)$$

При цьому загальний момент опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування визначатися залежністю:

$$M_{он} = M_{он1} + M_{он2} + M_{он3} + M_{он4}. \quad (15)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,5 \text{рад/с}$; $r = 0,2 \text{м}$; $m = 1000 \text{кг}$; $\eta = 0,9$ визначено функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе значення сумарної кінетичної енергії установки, яке дорівнює $T_{\min} = 3555,6 \text{Дж}$; визначені відносні значення відхилень кінетичної енергії k_1 , k_2 та k_3 , а також функції зміни моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна l в межах від $l = 0,5 \text{м}$ до $l = 1,5 \text{м}$. Ці характеристики зведені в табл. 1.

1. Результати розрахунків

$l, м$	$T_{max}, Дж$	$T_{cp}, Дж$	k_1	k_2	k_3	$M_{заг. max}, Н \cdot м$
0,5	7374,4	4377,7	1,6845	1,2312	2,074	2926,7
0,6	6790,2	4361,1	1,557	1,2265	1,9097	2799,7
0,7	6399,8	4368,2	1,4651	1,2285	1,7999	2711,8
0,8	6103,7	4387,3	1,39121	1,2339	1,7166	2647,1
0,9	5909,1	4413,1	1,339	1,2412	1,6619	2597,4
1,0	5729,0	4443,0	1,2894	1,2496	1,6113	2558,0
1,1	5612,4	4475,5	1,254	1,2587	1,5785	2525,9
1,2	5504,0	4509,9	1,2204	1,2684	1,548	2499,4
1,3	5413,4	4545,4	1,1909	1,2784	1,5225	2476,9
1,4	5336,6	4581,8	1,1647	1,2886	1,5009	2457,8
1,5	5270,6	4618,9	1,1411	1,299	1,4823	2441,2

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії установки T_{max} (рис. 2) та її середнього значення T_{cp} (рис. 3), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 4), k_2 (рис. 5) та k_3 (рис. 6), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору установки $M_{заг. max}$ (рис. 7) в залежності від довжини шатуна.

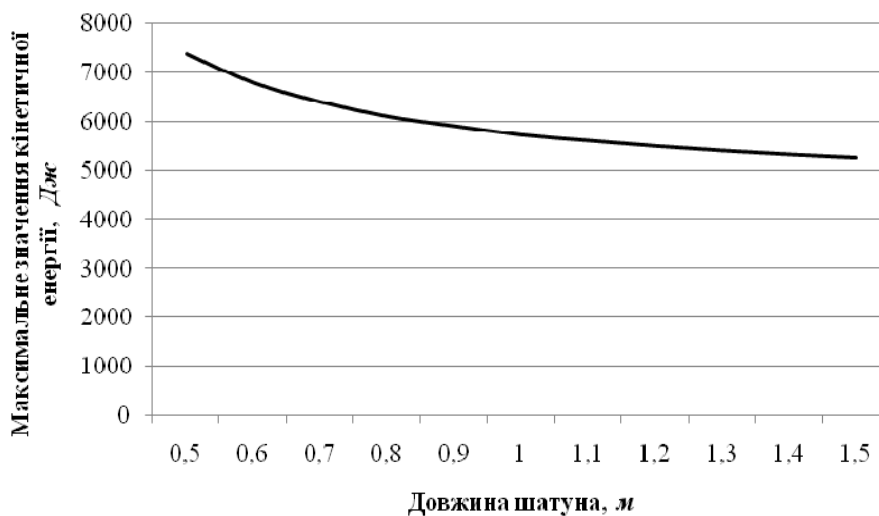


Рис. 2. Графік зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії установки T_{max} в залежності від довжини шатуна.

Аналізуючи графіки на рис. 2 – рис. 6, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки спадає при всіх значеннях довжини шатуна; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l=0,6 м$ приймає мінімальне значення, після якого починається процес зростання; показники відносного відхилення кінетичної енергії k_1 та k_3 спадають при всіх значеннях довжини шатуна; показник відносного відхилення кінетичної енергії k_2 своє мінімальне значення приймає при $l=0,6 м$, а потім починає зростати.

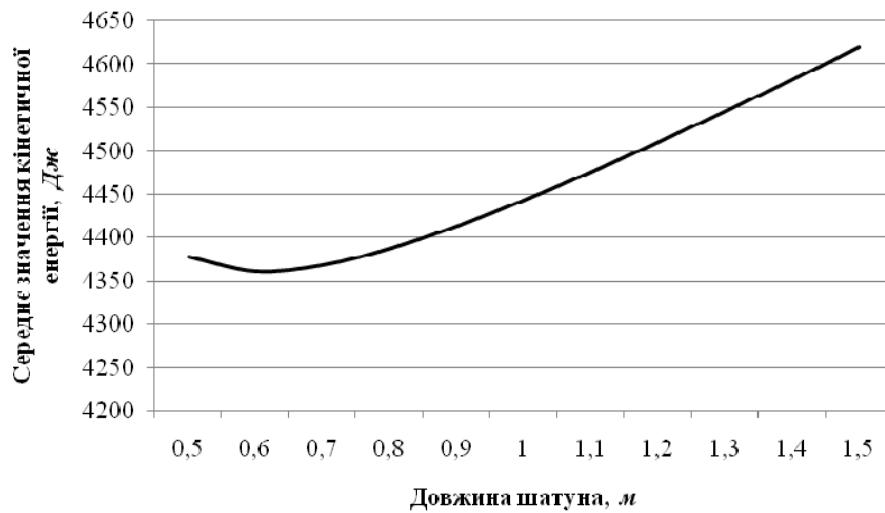


Рис. 3. Графік зміни середнього значення сумарної кінетичної енергії установа T_{cp} в залежності від довжини шатуна.

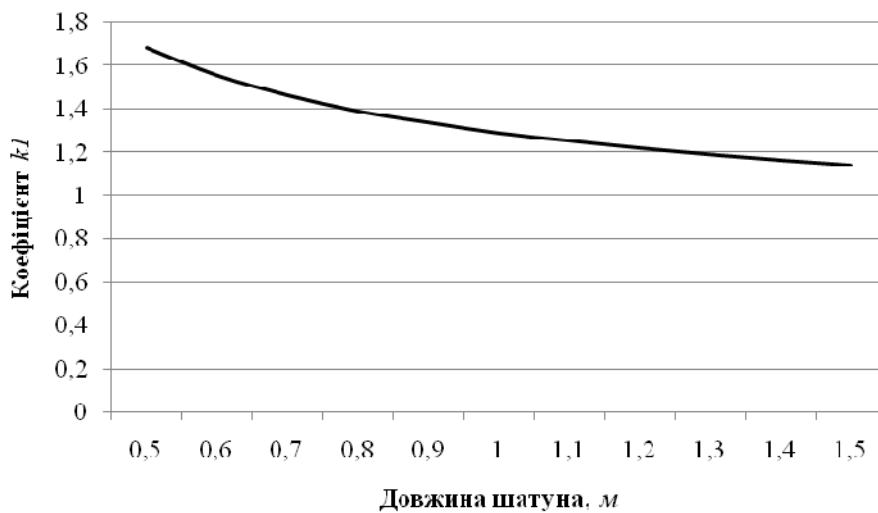


Рис. 4. Графік зміни відносного показника k_1 в залежності від довжини шатуна.

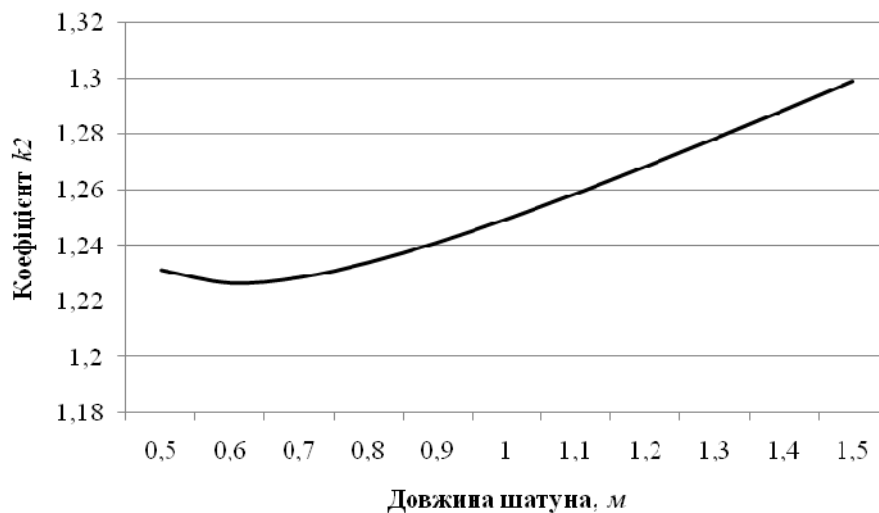


Рис. 5. Графік зміни відносного показника k_2 в залежності від довжини шатуна.

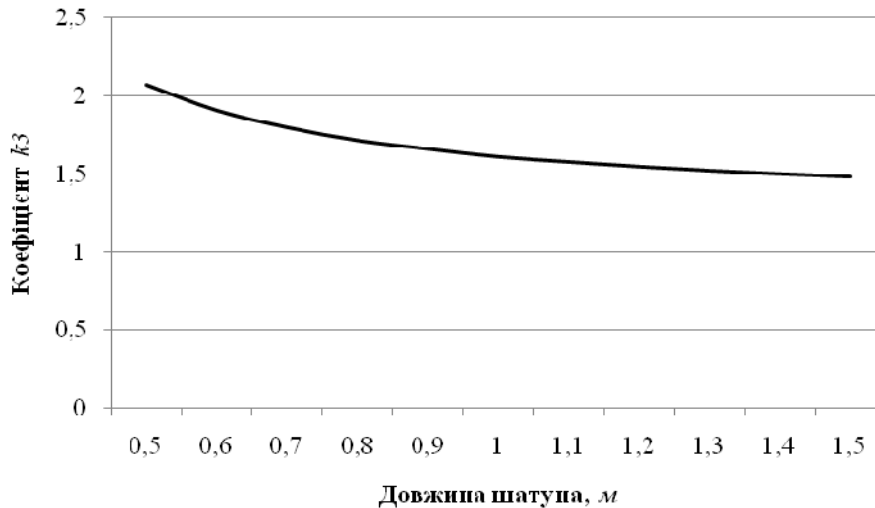


Рис. 6. Графік зміни відносного показника k_3 в залежності від довжини шатуна.

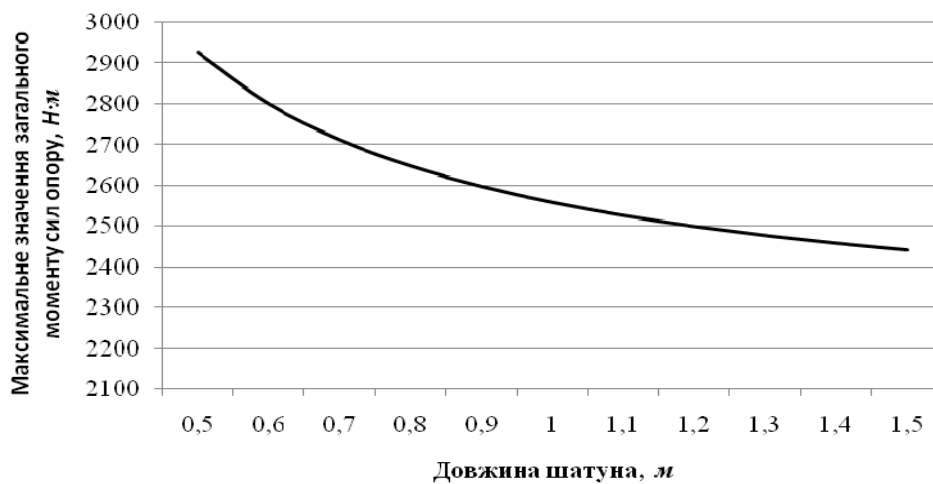


Рис. 7. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору установки $M_{заг.маx}$ в залежності від довжини шатуна.

Аналізуючи графік зміни максимального значення моменту загального опору (рис. 7) можна прослідкувати його спадання при всіх значеннях довжини шатуна.

Отже, проаналізувавши всі графіки, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликівної формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l=0,6м$ до $l=0,8м$. Проведена оптимізація дозволить зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень для роликівної формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох

формувальних візків прослідковано зміну функцій сумарної кінетичної енергії та моменту сил загального опору.

2. Встановлено, що для установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки при незмінному значенні радіуса кривошипа $r=0,2м$ рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l=0,6м$ до $l=0,8м$, тобто рекомендоване співвідношення довжин шатунів і кривошипів має бути в межах від 3-ох до 4-ох.

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

Список літератури

1. *Гарнець, В. М.* Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси [Текст] / *В. М. Гарнець*. – К. : Будівельник, 1991. – 144 с.
2. *Кузин, В. Н.* Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук / *В. Н. Кузин*. – М., 1981. – 20 с.
3. *Рюшин, В. Т.* Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / *В. Т. Рюшин*. – К., 1986. – 180 с.
4. *Гарнец, В. Н.* Оценка эффективности конструкций машин роликового формования [Текст] / *В. Н. Гарнец, В. С. Ловейкин* // Горные, строительные и дорожные машины: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1988. – Вып. 41. – С. 51–55.
5. *Ловейкин, В. С.* Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекуперативним приводом [Текст] / *В. С. Ловейкин, К. І. Почка* // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507–514.
6. *Ловейкин, В. С.* Силовий аналіз роликової формовочної установки з рекуперативним приводом [Текст] / *В. С. Ловейкин, К. І. Почка* // Техніка будівництва. – 2003. – Вип. 14. – С. 27–37.
7. *Ловейкин, В. С.* Аналіз руху роликової формовочної установки з врівноваженим приводом [Текст] / *В. С. Ловейкин, К. І. Почка* // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2004. – № 27. – С. 95–101.
8. *Ловейкин, В. С.* Силовий аналіз роликової формовочної установки з врівноваженим приводом [Текст] / *В. С. Ловейкин, К. І. Почка* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2005. – Вип. 80. – С. 346–356.
9. *Установка для формування виробів з бетонних сумішей. Деклараційний патент України на корисну модель МКВ В28В13/00* [Текст] / *Ловейкин В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І., Бичевський В. М.* – № 7884 ; заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.
10. *Ловейкин, В. С.* Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. [Текст] / *В. С. Ловейкин*. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
11. *Назаренко, И. И.* Оптимизация конструктивных параметров привода машин роликового формования [Текст] / *И. И. Назаренко, В. С. Ловейкин, В. Н. Гарнец* // Горные, строительные и дорожные машины : Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1992. – Вып. 46. – С. 19–25.

12. *Ловеїкін, В. С.* Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликів формувальної установки з рекуперативним приводом [Текст] / *В. С. Ловеїкін, К. І. Почка, Д. А. Паламарчук* // Техніка будівництва. – 2004. – № 15. – С. 40–48.

References

1. *Garnec, V. M.* (1991) Progresivni betonofor-mujuchi agregati i kompleksi [The progressive the forming units and complexes of concrete]. K. Budivelnik, 144.
2. *Kuzin, V. N.* (1981). Tehnologija rolikovogo formovanija ploskih izdelij iz melkozernistyh betonov [Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete]. Moscow, 20.
3. *Rjushin, V. T.* (1986). Issledovanie rabocheho processa i razrabotka metodiki rascheta mashin rolikovogo formovanija betonnyh smesey [Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes]. Kyiv.
4. *Garnec, V. N., Lovejkin, V. S.* (1988). Ocenka jeffektivnosti konstrukcij mashin rolikovogo formovanija [Assessment of efficiency of designs of cars of roller formation]. Mining, construction and road machines, 41, 51–55.
5. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I.* (2004). Dinamichnij analiz rolikovoї formovochnoї ustanovki z rekuperacijnim privodom [The dynamic analysis of roller forming installation with the drive with recovery]. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles: Works of the first Mezhdunvrodny scientific and technical conference (DSR AM-I). Ternopil', 507–514.
6. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I.* (2003). Silovij analiz rolikovoї formovochnoї ustanovki z rekuperacijnim privodom [The power analysis of roller forming installation with the drive with recovery]. Technology of construction, 14, 27–37.
7. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I.* (2004). Analiz ruhu rolikovoї formovochnoї ustanovki z vrvnovazhenim privodom [The analysis of the movement of roller forming installation with the balanced drive]. Bulletin of the Kharkiv national automobile and road university, 27, 95–101.
8. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I.* (2005). Silovij analiz rolikovoї formovochnoї ustanovki z vrvnovazhenim privodom [The power analysis of roller forming installation with the balanced drive]. Scientific bulletin of National agricultural university, 80, 346–356.
9. *Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Bichevs'kij, V. M.* (2005). Installation for formation of products from concrete mixes. Patent of Ukraine for useful model. B28B13/00. № 7884; declared 06.12.2004; published 15.07.2005, 7.
10. *Lovejkin, V. S.* (1990). Raschjoty optimal'nyh rezhimov dvizhenija mehanizmov stroitel'-nyh mashin [Calculations of the optimum modes of the movement of mechanisms of construction cars]. Kiev: UMK VO, 168.
11. *Nazarenko, I. I., Lovejkin, V. S., Garnec, V. N.* (1992). Optimizacija konstruktivnyh parametrov privoda mashin rolikovogo formovanija [Optimization of design data of the drive of cars of roller formation]. Mining, construction and road machines, 46, 19–25.
12. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I., Palamarchuk, D. A.* (2004). Optimizacija konstruktivnyh parametrov privodnogo mehanizmu rolikovoї formovochnoї ustanovki z rekuperacijnim privodom [Optimization of design data of the driving mechanism of roller forming installation with the drive with recovery]. Technology of construction, 15, 40–48.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УРАВНОВЕШЕННЫМ ПРИВОДОМ

В. С. Ловейкин, К. И. Почка

Аннотация. Для повышения продуктивности работы с одновременным снижением затрат энергии на обеспечение технологического процесса уплотнения изделий из бетонной смеси и разгрузки приводного механизма разработана конструкция роликовой формовочной установки, которая состоит с неподвижного портала и четырёх формовочных тележек, которые исполнены с возможностью приведения в возвратно-поступательное движение от общего привода с четырьмя кривошипно-ползунными механизмами, кривошипы которых жёстко закреплены на едином приводном валу и смещены между собою на угол $\Delta\varphi = 90^\circ$. Все формовочные устройства размещены параллельно между собою с одной стороны приводного вала для обеспечения уплотнения бетонной смеси на одной технологической линии. Для данной установки разработана математическая модель динамики движения, на основании которой определены функции изменения кинетической энергии каждого элемента установки и её суммарное значение, моментов сил сопротивления перемещению каждой формовочной тележки, моментов от сил инерции и общего момента сил сопротивления для каждой из формовочных тележек, а также определено их суммарное значение, приведенное к приводному валу установки. Прослежено изменение указанных функций в зависимости от геометрических параметров приводного механизма, а также определена оптимальная длина шатуна при неизменном радиусе кривошипа.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, кинетическая энергия, момент сил сопротивления, длина шатуна

OPTIMIZATION OF STRUCTURAL PARAMETERS OF DRIVE MECHANISM OF ROLLER MOLDING INSTALLATION WITH BALANCED DRIVE

V. S. Loveikin, K. I. Pochka

Abstract. The design of roller forming installation which consists from the motionless portal and four forming carts which are executed with a possibility of reduction in back and forth motion from the general drive with four crank-ram mechanisms which cranks are rigidly fixed on uniform to a power shaft is developed for increase in efficiency of work with simultaneous decrease in costs of energy of ensuring technological

process of consolidation of products of concrete mix and unloading of the driving mechanism and are displaced between themselves on a corner $\Delta\varphi = 90^\circ$. All forming devices are placed in parallel between themselves on the one hand a power shaft for ensuring consolidation of concrete mix on one technological line. The mathematical model of dynamics of the movement on the basis of which functions of change of kinetic energy of each element of installation and its total value, the moments of forces of resistance to movement of each forming cart, the moments from forces of inertia and the general moment of forces of resistance for each of forming carts are defined is developed for this installation, and also their total value given to a power shaft of installation is defined. Change of the specified functions depending on geometrical parameters of the driving mechanism is tracked, and also the optimum length of a rod at the invariable radius of a crank is determined.

Keywords: roller forming installation, driving mechanism, kinetic energy, moment of forces of resistance, rod length

УДК 378.371.214.114:62

ІННОВАЦІЇ В ПЕДАГОГІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ ПРИ ПІДГОТОВЦІ ВИСОКОКВАЛІФІКОВАНИХ ФАХІВЦІВ З АГРОІНЖЕНЕРІЇ

**О. А. Дьомін, І. О. Колосок, кандидати педагогічних наук
e-mail: demin31@gmail.com**

Анотація. У статті аналізується специфіка навчального процесу аграрного ВНЗ з точки зору вивчення сільськогосподарської техніки. За результатами аналізу виявлено, що студенти переважної більшості факультетів в тій чи іншій мірі вивчають об'єкти сільськогосподарської техніки. Основи знань про цю техніку закладаються саме на лекціях і лабораторних заняттях. Майбутні випускники факультетів технічного та агрономічного профілю повинні не тільки досконало вивчити існуючі сільськогосподарські машини, а і вміти розібратися в будові, робочому процесі, технічних і технологічних регулюваннях нових сучасних об'єктів сільськогосподарської техніки, що надходять в господарства. В статті також розглядається проблема труднощі сприймання зорової навчальної інформації студентами з наочних посібників при вивченні сільськогосподарської техніки. Досліджуються питання

© О. А. Дьомін, І. О. Колосок, 2016