



УДК 693.546

В.С. Ловейкін, д-р, техн. наук, професор КНУБА,  
К.І. Почка, аспірант КНУБА,  
Д.А. Паламарчук, інженер КНУБА

## ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

Упровадження безвібраційних роликкових машин у виробництво залізобетонних виробів зумовлене потребою підвищення ефективності формуючого обладнання. Незважаючи на постійне удосконалення вібраційних БФА, досі неможливо позбавитися підвищеного рівня шуму та вібрації на робочих місцях, що створює шкідливі умови праці. Безвібраційні методи формування не тільки усувають недоліки вібраційної технології, але й відкривають нові можливості підвищення продуктивності праці, зниження металомісткості обладнання. Метод роликкового формування [1,2] успішно випробуваний у виробництві виробів із наджорстких дрібнозернистих (піскуватих) та середньозернистих бетонів, фібробетону, керамзитобетону. Роликкове формування – багаторазове вдавлювання у свіжоукладений шар нових порцій суміші-підсипки багатороликковим робочим органом, який здійснює зворотно-поступальні рухи поперек форми. Виходячи з цього, komponують функціональну схему машин роликкового формування. Формуючі ролики розміщують між рукавами роздавального бункера, за зворотно-поступальних рухів вони захоплюють суміш і вдавлюють її у свіжоукладений шар, що знаходиться у формі.

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується механічний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочуючими роликами. В установках із гідравлічним приводом формувальний візок приводиться в рух за допомогою гідроциліндра, а в установках із механічним приводом – за допомогою кривошипно-повзунного механізму.

Для зменшення витрат енергії при постійних пуско-гальмівних режимах руху формувального візка запропонована конструкція роликкової формувальної установки з рекупераційним приводом [4], яка складається з двох спарених візків, що приводяться в рух від спільного приводу. Привод складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валі і зміщені між собою на кут  $\frac{\pi}{2}$ . Така конструкція формувальної установки дозволяє здійснювати передачу енергії від одного візка до другого при постійних пуско-гальмівних процесах руху практично без втрат.

В багатьох випадках для отримання більш раціональних режимів руху, які реалізуються тим чи іншим механізмом, необхідно оптимізувати його конструктивні параметри. Так, для роликкової формувальної установки з рекупераційним приводом, кінематична схема якої показана на рис. 1, основними конструктивними параметрами є довжина шатуна  $l$  та відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків  $a$  [3].

Даний механізм складається з двох поєднаних кривошипно-повзунних механізмів, що приводять у зворотно-поступальний рух візки 1 та 2. Кривошипи 5 та 6 жорстко закріплені на одному приводному валу 7 і зміщені один відносно іншого на кут  $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$  та шарнірно з'єднані з шатунами 3 та 4, які в свою чергу з'єднані з візками 1 та 2 відповідно.

Так як візки 1 та 2 виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх у 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 –  $a = 0$ .

Для визначення оптимального значення довжини шатуну  $l$  необхідно знайти вирази для обчислення таких важливих параметрів як кінетична енергія установки та моменту опору переміщенню формувальних візків.

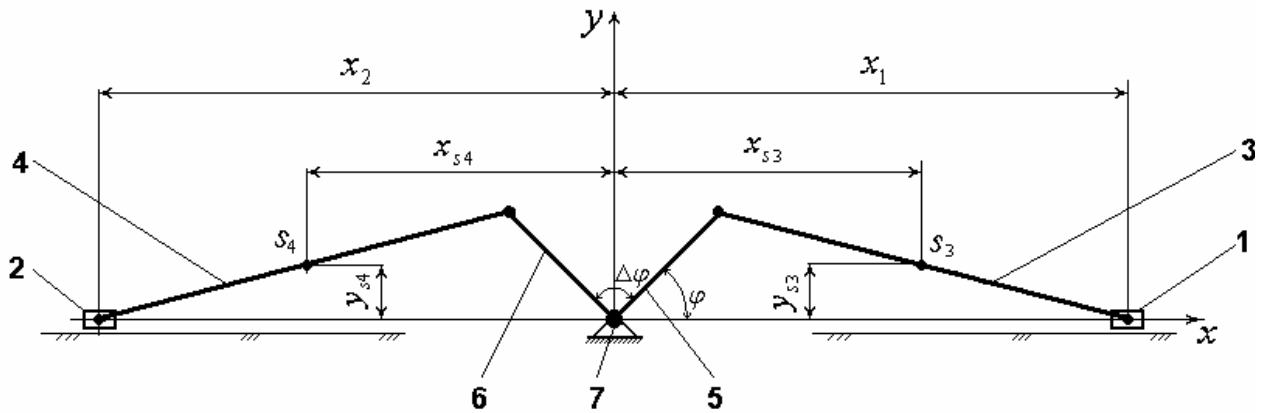


Рис. 1. Кінематична схема роликової формувальної установки з рекуперативним приводом

Для визначення кінетичної енергії установки необхідно спочатку визначити кінетичну енергію кожного її елемента, для чого спочатку визначимо швидкості та прискорення візків 1, 2 та центрів мас шатунів 3 та 4 –  $s_3$  та  $s_4$ .

Швидкості візків 1 та 2:

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

де

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

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

де  $r$  - радіус кривошипів;  $l$  - довжина шатунів;  $\varphi$  - кутова координата положення кривошипа 5;  $\dot{\varphi} = \omega$  - кутова швидкість кривошипів;  $\Delta\varphi$  - кут зміщення одного кривошипу відносно іншого.

Швидкості центрів мас шатунів 3 та 4:

$$\dot{x}_{s3} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s3}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s3} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_{s4} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s4} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi}, \quad (3)$$

де

$$\frac{\partial x_{s3}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left( 1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi;$$



$$\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left( 1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \quad \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi). \quad (4)$$

Прискорення візків 1 та 2:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \quad (5)$$

де

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

Прискорення центрів мас шатунів 3 та 4:

$$\ddot{x}_{s3} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s3}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s3} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s3}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_{s4} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s4}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s4} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s4}}{\partial \varphi^2}; \quad (7)$$

де

$$\frac{\partial^2 x_{s3}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left( -\cos \varphi - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left( \frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right)} - 1}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right);$$

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

$$\frac{\partial^2 y_{s3}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin \varphi; \quad \frac{\partial^2 y_{s4}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi). \quad (8)$$

Вирази для визначення кінетичної енергії елементів установки:

- візків 1 та 2

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2, \quad (9)$$

де  $m_1 = m_2 = m$  - маса формувального візка;

- шатунів 3 та 4

$$T_{ш3} = \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s3}^2 + \dot{y}_{s3}^2); \quad T_{ш4} = \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s4}^2 + \dot{y}_{s4}^2), \quad (10)$$

де  $q$  - маса одиниці довжини шатуна.

Тоді сумарне значення кінетичної енергії установки буде дорівнювати:

$$T = T_1 + T_2 + T_{ш3} + T_{ш4}. \quad (11)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипу має вигляд

$$T_{cp} = \frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} T \cdot dt, \quad (12)$$

де  $t_1 = \frac{2\pi}{\omega}$  - тривалість руху установки за один оберт кривошипу.

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

$$T_{min1} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{cp}^2, \quad (13)$$

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.

Підставивши всі значення, отримаємо вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{min} = 2 \cdot T_{min1} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left( \frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / (2 \cdot \omega)} \right)^2 = 4 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (14)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії



$$k_1 = \frac{T_{ext}}{T_{cp}}; k_2 = \frac{T_{cp}}{T_{min}}; k_3 = \frac{T_{ext}}{T_{min}}, \quad (15)$$

де  $T_{ext}$  - екстремальне значення сумарної кінетичної енергії.

Під час руху формувальних візків на них діють сили опору, моменти від яких визначаються шляхом інженерного розрахунку [5,6] з використанням наступних вихідних даних: попередньо визначене зусилля, яке необхідне на переміщення формувального візка з трьома укатувальними роликками радіусом  $R = 0,1$  м, дорівнює  $F_B = 3562$  Н, розміри виробу, що формується: висота плити –  $h_0 = 0,22$  м, ширина виробу –  $B = 1,164$  м; 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  $p = 625$  кПа.

З умови рівності миттєвої потужності на переміщення формувального візка та необхідної потужності на приводному валі кривошипа отримуємо залежність для визначення моменту статичного опору переміщенню першого та другого формувального візка на приводному валі кривошипа:

$$M_{on1} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_1, \quad M_{on2} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_2 \quad (16)$$

$\eta$  - ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка.

Тоді сумарний момент статичного опору переміщенню формувальних візків всієї установки буде дорівнювати:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot (\dot{x}_1 + \dot{x}_2). \quad (17)$$

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються за залежностями

- для візків 1 та 2

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (18)$$

- для шатунів 3 та 4

$$M_{i3} = l \cdot q \cdot \left( \ddot{x}_{s3} \cdot \frac{\partial x_{s3}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s3} \cdot \frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} \right); \quad M_{i4} = l \cdot q \cdot \left( \ddot{x}_{s4} \cdot \frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s4} \cdot \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} \right). \quad (19)$$

Тоді момент сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю:

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4}. \quad (20)$$

Отже, під час процесу формування загальний опір переміщенню формувальних візків визначається за залежністю:

$$M_{заг} = M_{on} + M_i. \quad (21)$$

Для формувальної установки з параметрами:  $\omega = 10,5$  рад/с;  $r = 0,2$  м;  $q = 80$  кг/м;  $m = 1000$  кг;  $\eta = 0,9$ ;  $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$  визначені функції зміни сумарної кінетичної енергії установки  $T$ , її середнє значення  $T_{cp}$ , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії установки, яке дорівнює  $T_{min} = 1777,8$  Дж. Визначені відносні значення відхилень кінетичної енергії  $k_1$ ,  $k_2$  та  $k_3$ , а також функції зміни моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна  $l$ . Графіки зміни максимального значення кінетичної енергії установки, її середнього значення, відносних показників  $k_1$ ,  $k_2$  та  $k_3$ ,

максимального значення моменту загального опору та його середнього значення в залежності від довжини шатуна наведені на рис. 2...8. Ці характеристики також наведені в таблиці 1.

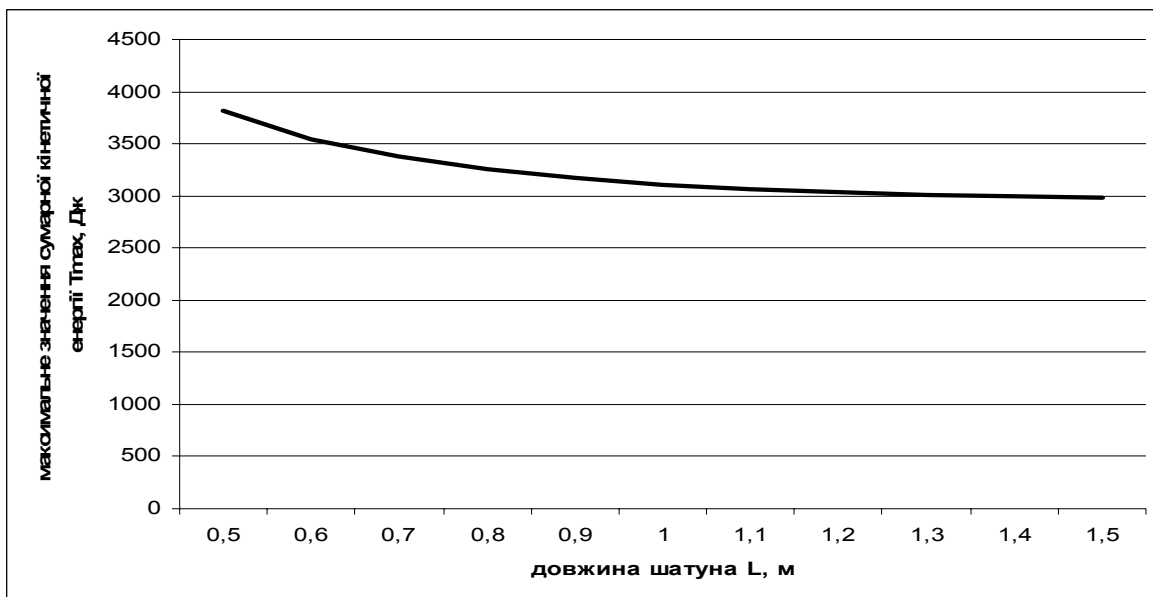


Рис. 2. Графік зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії в залежності від довжини шатуна

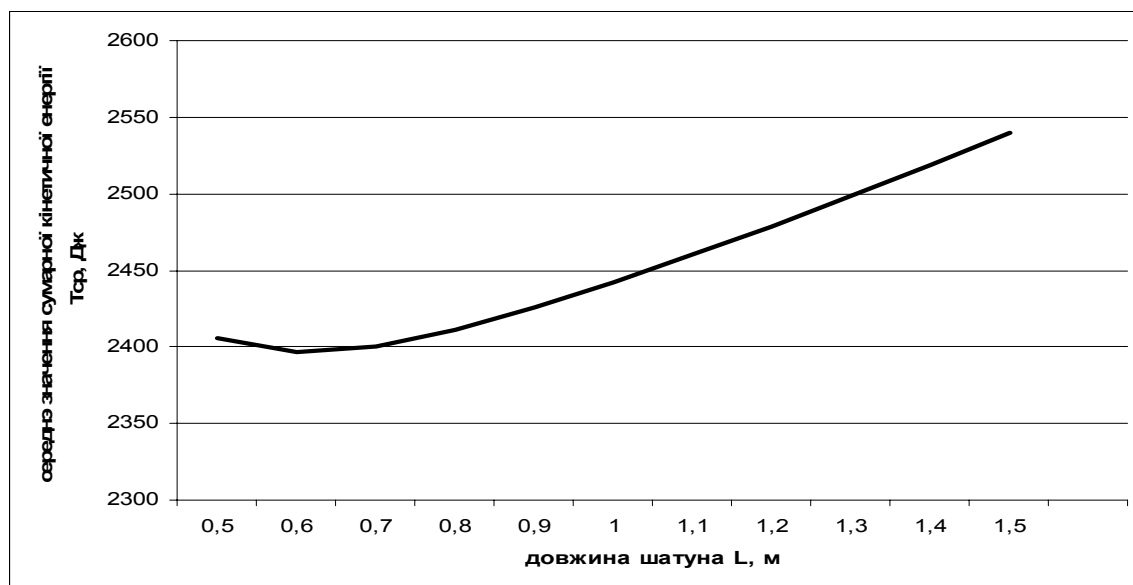


Рис. 3. Графік зміни середнього значення сумарної кінетичної енергії в залежності від довжини шатуна

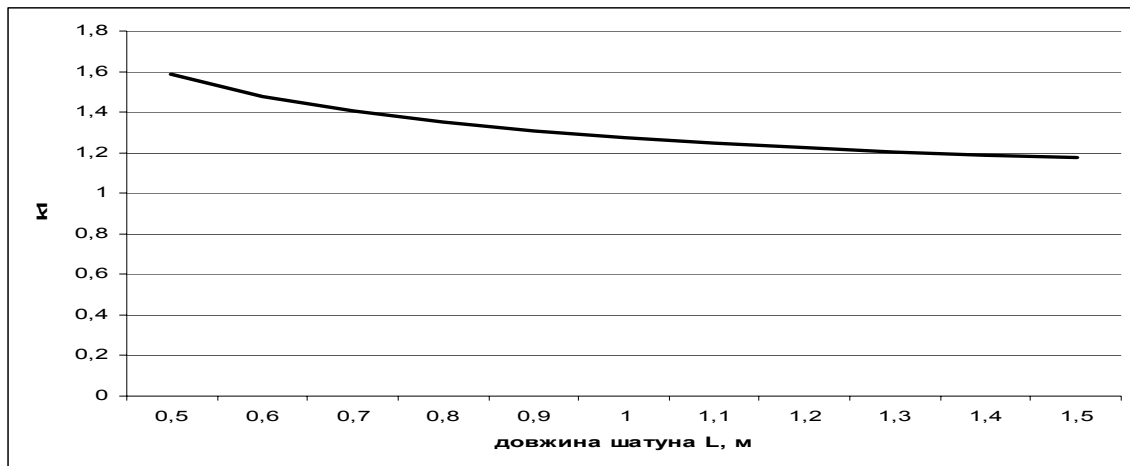


Рис. 4. Графік зміни відносного відхилення кінетичної енергії  $k_1$  в залежності від довжини шатуна

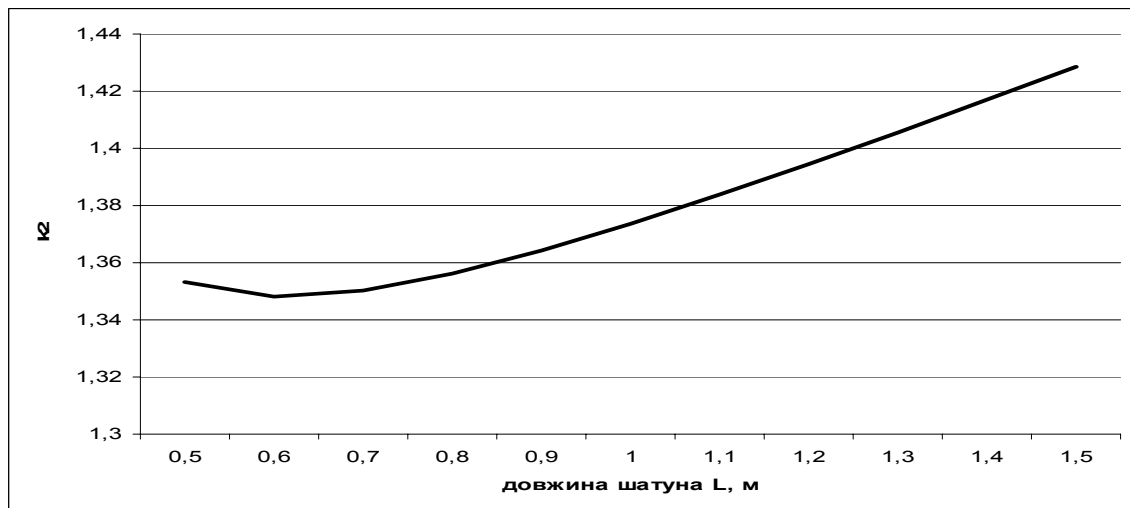


Рис. 5. Графік зміни відносного відхилення кінетичної енергії  $k_2$  в залежності від довжини шатуна

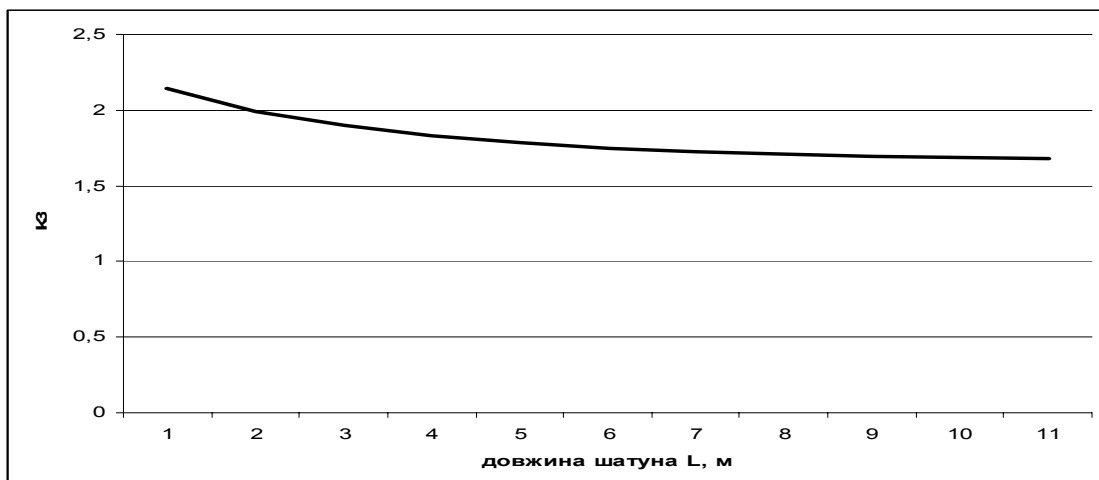


Рис. 6. Графік зміни відносного відхилення кінетичної енергії  $k_3$  в залежності від довжини шатуна

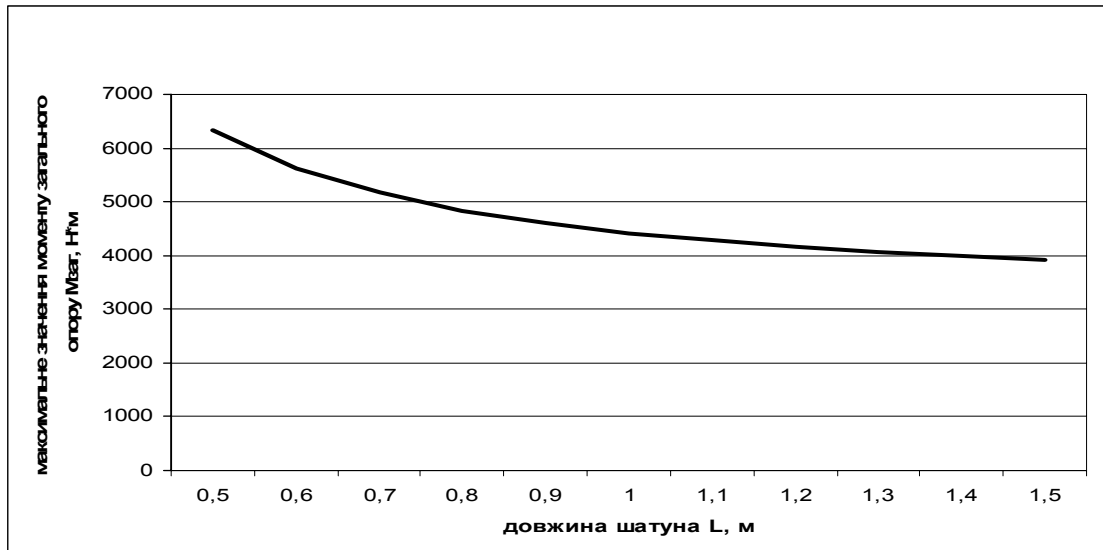


Рис. 7. Графік зміни максимального значення моменту загального опору в залежності від довжини шатуна

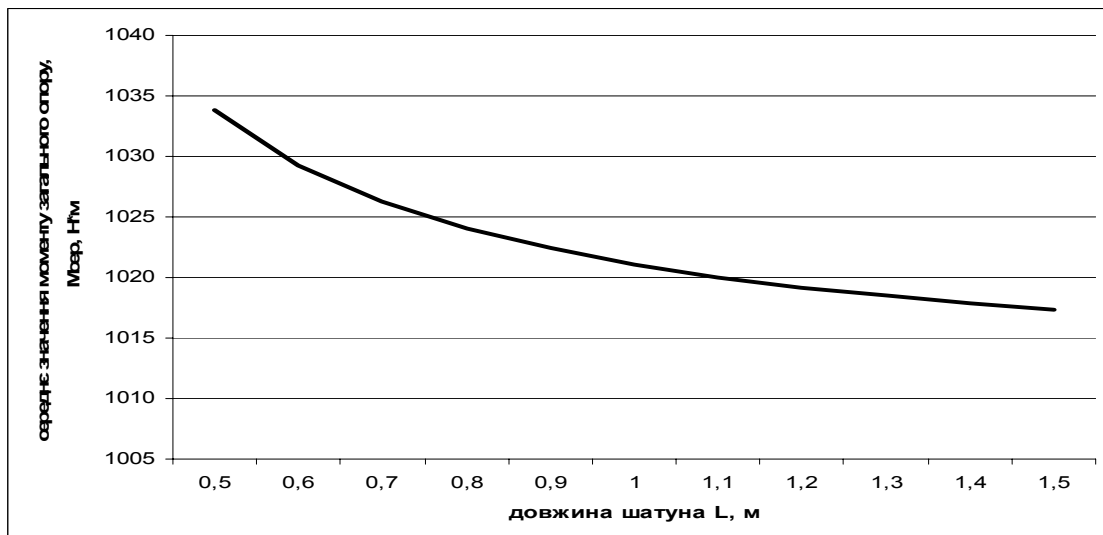


Рис. 8. Графік зміни середнього значення моменту загального опору в залежності від довжини шатуна

Аналізуючи графіки на рис. 2...8 та дані таблиці 1, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки на проміжку від  $l=0,5\text{м}$  до  $l=0,8\text{м}$  різко спадає, а потім настає її плавна стабілізація; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні  $l=0,6\text{м}$  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  $l=0,6\text{м}$ , а потім починає зростати. Аналізуючи графіки зміни максимального значення моменту загального опору та його середнього значення можна прослідкувати їх різкий спад на відрізок від  $l=0,5\text{м}$  до  $l=0,9\text{м}$  із подальшою стабілізацією.





Таблиця 1.

$l, \text{ м}$	$T_{\text{max}}$	$T_{\text{cp}}$	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$M_{\text{заг}}$	$M_{\text{сеп}}$
0,5	3814,9	2405,8	1,5857	1,3532	2,14585	6323,3	1033,8
0,6	3544,82	2396,64	1,4791	1,3481	1,9939	5625,5	1029,3
0,7	3371,6	2400,63	1,4044	1,3503	1,8965	5166	1026,23
0,8	3252,94	2411,24	1,349	1,3563	1,8297	4842,53	1024,05
0,9	3170,23	2425,55	1,307	1,3643	1,7832	4603,6	1022,4
1,0	3109,9	2442,1	1,2734	1,3737	1,7493	4422,9	1021,1
1,1	3065,86	2460,1	1,2462	1,3838	1,7245	4280,23	1020,05
1,2	3033,6	2479,1	1,2237	1,3945	1,7064	4165	1019,2
1,3	3010,3	2498,73	1,2047	1,4055	1,6933	4072,5	1018,46
1,4	2993,86	2518,87	1,1886	1,4168	1,684	3994,62	1017,85
1,5	2982,83	2539,37	1,1746	1,4284	1,6778	3930	1017,32

Отже, проаналізувавши всі графіки та дані таблиці 1, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликівної формувальної установки з рекупераційним приводом рекомендується вибрати довжину шатуна в межах від  $l=0,6\text{ м}$  до  $l=0,8\text{ м}$ . Така оптимізація дозволила зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

#### Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Кузин В.Н. Технология роликівного формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: Автореф. дис. канд. наук. – М. – 1981. – 20с.
3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. Ловейкин В.С., Почка К.І. Динамічний аналіз роликівної формувальної установки з рекупераційним приводом // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I), 4-7 жовтня 2004. – Тернопіль. – С. 507-514.
5. Ловейкин В.С., Почка К.І. Силовий аналіз роликівної формувальної установки з рекупераційним приводом // Техніка будівництва, К.: – 2003. – Вип. 14 – С.27-37.
6. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликівного формования бетонных смесей: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.