

В. С. Ловейкін¹, К. І. Почка²

¹ Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ,

² Київський національний університет будівництва і архітектури

СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ОПТИМАЛЬНИМ РЕЖИМОМ РУХУ ЗА ПРИСКОРЕННЯМ ЧЕТВЕРТОГО ПОРЯДКУ

© Ловейкін В. С., Почка К. І., 2016

Для підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки розраховано оптимальний режим зворотно-поступального руху формувального візка за прискоренням четвертого порядку. Розраховано кінематичні характеристики формувального візка в оптимальному режимі зворотно-поступального руху за прискоренням четвертого порядку. Запропоновано конструкцію приводу установки у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення оптимального режиму зворотно-поступального руху формувального візка за прискоренням четвертого порядку.

Ключові слова: роликове формування, прискоренням четвертого порядку, кулачок, оптимізація.

For the purpose of increase in reliability and durability of roller forming installation the optimum mode of back and forth motion of the forming cart on acceleration of the fourth order is calculated. Kinematic characteristics of the forming cart at the optimum mode of back and forth motion on acceleration of the fourth order are calculated. The design of the drive of installation in a type of the cam mechanism is offered and the cam profile for providing the optimum mode of back and forth motion of the forming cart on acceleration of the fourth order is constructed.

Key words: horizontal-axis wind-wheel, sail-type blade, starting torque, blade inclination angle, wind-wheel sailing capacity (windage).

Key words: roller forming, acceleration of the fourth order, cam, optimization.

Постановка проблеми. В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах привідного механізму та в елементах формувальних візків [1–3]. Незважаючи на доволі широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1–3], досі не вивчено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділено уваги зусиллям, що виникають в елементах привідного механізму та формувального візка.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–3]. Разом з тим недостатньо досліджено діючі динамічні навантаження та режими руху, що істотно впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах привідного механізму та в елементах формувального візка, що може призвести до передчасного виходу установки з ладу [4, 5]. Тому актуальне завдання удосконалення привідного механізму роликової формувальної установки з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, у якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася б її довговічність.

Мета роботи полягає в удосконаленні конструкції привідного механізму роликової формувальної установки для підвищення її надійності та довговічності.

Виклад основного матеріалу дослідження. Критеріями режиму руху механізмів і машин можуть бути коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності [6]. У цій роботі як критерій режиму руху використана критеріальна дія, що являє собою інтеграл за часом з підінтегральною функцією, яка виражає міру руху або дію системи. Для оптимального режиму руху за прискоренням четвертого порядку критерій оптимальності руху матиме вигляд:

$$I_Z = \int_0^{t_1} Q dt \rightarrow \min, \quad (1)$$

де t – час; t_1 – тривалість руху візка від одного крайнього положення до іншого; Q – енергія прискорень четвертого порядку:

$$Q = \frac{1}{2} \cdot m \cdot x^V, \quad (2)$$

де m – маса формувального візка; x – прискорення четвертого порядку.

Умовою мінімуму критерію (1) є рівняння Пуассона:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial Q}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial Q}{\partial \ddot{x}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial Q}{\partial \dddot{x}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial Q}{\partial x^{IV}} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial Q}{\partial x^V} = 0, \quad (3)$$

де x , \dot{x} , \ddot{x} , \dddot{x} , x^{IV} – координата переміщення, швидкість, прискорення, прискорення другого порядку (ривок) та прискорення третього порядку (відчуття) візка відповідно.

З виразу (3) можна записати:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{\partial Q}{\partial \dot{x}} = \frac{\partial Q}{\partial \ddot{x}} = \frac{\partial Q}{\partial \dddot{x}} = \frac{\partial Q}{\partial x^{IV}} = 0; \quad \frac{\partial Q}{\partial x^V} = m \cdot x; \quad \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial Q}{\partial x^V} = m \cdot \dot{x} = 0. \quad (4)$$

З останнього рівняння (4) отримуємо диференціальне рівняння та його розв'язки:

$$\begin{aligned} x &= 0; \quad \dot{x} = C_1; \quad \ddot{x} = C_1 \cdot t + C_2; \quad \dddot{x} = \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot t^2 + C_2 \cdot t + C_3; \\ \ddot{x} &= \frac{1}{6} \cdot C_1 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot t^2 + C_3 \cdot t + C_4; \quad \dot{x} = \frac{1}{24} \cdot C_1 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_2 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_3 \cdot t^2 + C_4 \cdot t + C_5; \\ \ddot{x} &= \frac{1}{120} \cdot C_1 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_2 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_3 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_4 \cdot t^2 + C_5 \cdot t + C_6; \\ \dddot{x} &= \frac{1}{720} \cdot C_1 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_2 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_3 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_4 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_5 \cdot t^2 + C_6 \cdot t + C_7; \\ \ddot{x} &= \frac{1}{5040} \cdot C_1 \cdot t^7 + \frac{1}{720} \cdot C_2 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_3 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_4 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_5 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_6 \cdot t^2 + C_7 \cdot t + C_8; \\ \dot{x} &= \frac{1}{40320} \cdot C_1 \cdot t^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_2 \cdot t^7 + \frac{1}{720} \cdot C_3 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_4 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_5 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_6 \cdot t^3 + \\ &\quad + \frac{1}{2} \cdot C_7 \cdot t^2 + C_8 \cdot t + C_9; \\ x &= \frac{1}{362880} \cdot C_1 \cdot t^9 + \frac{1}{40320} \cdot C_2 \cdot t^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_3 \cdot t^7 + \frac{1}{720} \cdot C_4 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_5 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_6 \cdot t^4 + \\ &\quad + \frac{1}{6} \cdot C_7 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_8 \cdot t^2 + C_9 \cdot t + C_{10}, \end{aligned} \quad (5)$$

де $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C_9, C_{10}$ – сталі інтегрування, які визначають з крайових умов.

Крайові умови руху візка від одного крайнього положення до іншого такі: початкові $-t = 0$,

$x = x_0$, $\dot{x} = 0$, $\ddot{x} = 0$, $\dddot{x} = 0$, $x^{IV} = 0$; кінцеві $-t = t_1$, $x = x_1$, $\dot{x} = 0$, $\ddot{x} = 0$, $\dddot{x} = 0$, $x^{IV} = 0$, де x_0 та x_1 –

координати крайніх положень центра мас візка. Підставивши крайові умови в рівняння (5), отримаємо:

$$t = 0: C_{10} = x_0; \quad \tilde{N}_9 = 0; \quad \tilde{N}_8 = 0; \quad \tilde{N}_7 = 0; \quad \tilde{N}_6 = 0; \quad (6)$$

$$t = t_1: \begin{cases} \frac{1}{362880} \cdot C_1 \cdot t_1^9 + \frac{1}{40320} \cdot C_2 \cdot t_1^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_3 \cdot t_1^7 + \frac{1}{720} \cdot C_4 \cdot t_1^6 + \frac{1}{120} \cdot C_5 \cdot t_1^5 + x_0 = x_1; \\ \frac{1}{40320} \cdot C_1 \cdot t_1^8 + \frac{1}{5040} \cdot C_2 \cdot t_1^7 + \frac{1}{720} \cdot C_3 \cdot t_1^6 + \frac{1}{120} \cdot C_4 \cdot t_1^5 + \frac{1}{24} \cdot C_5 \cdot t_1^4 = 0; \\ \frac{1}{5040} \cdot C_1 \cdot t_1^7 + \frac{1}{720} \cdot C_2 \cdot t_1^6 + \frac{1}{120} \cdot C_3 \cdot t_1^5 + \frac{1}{24} \cdot C_4 \cdot t_1^4 + \frac{1}{6} \cdot C_5 \cdot t_1^3 = 0; \\ \frac{1}{720} \cdot C_1 \cdot t_1^6 + \frac{1}{120} \cdot C_2 \cdot t_1^5 + \frac{1}{24} \cdot C_3 \cdot t_1^4 + \frac{1}{6} \cdot C_4 \cdot t_1^3 + \frac{1}{2} \cdot C_5 \cdot t_1^2 = 0; \\ \frac{1}{120} \cdot C_1 \cdot t_1^5 + \frac{1}{24} \cdot C_2 \cdot t_1^4 + \frac{1}{6} \cdot C_3 \cdot t_1^3 + \frac{1}{2} \cdot C_4 \cdot t_1^2 + C_5 \cdot t_1 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Розв'язавши систему рівнянь (7), одержимо сталі інтегрування C_1, C_2, C_3, C_4 та C_5 :

$$\begin{aligned} C_1 &= 25401600 \cdot \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^9}; & C_2 &= -12700800 \cdot \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^8}; \\ C_3 &= 2721600 \cdot \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^7}; & C_4 &= -302400 \cdot \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^6}; & C_5 &= 15120 \cdot \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^5}. \end{aligned} \quad (8)$$

Підставивши визначені сталі інтегрування (6) та (8) у рівняння (5), отримаємо вирази для визначення кінематичних характеристик формувального візка у разі його переміщення від одного крайнього положення до іншого в оптимальному режимі зворотно-поступального руху за прискоренням четвертого порядку:

$$\begin{aligned} x &= x_0 + (x_1 - x_0) \cdot \left(70 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} - 315 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} + 540 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 420 \cdot \frac{t}{t_1} + 126 \right) \cdot \frac{t^5}{t_1^5}; \\ \dot{x} &= 630 \cdot (x_1 - x_0) \cdot \left(\frac{t^4}{t_1^4} - 4 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} + 6 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 4 \cdot \frac{t}{t_1} + 1 \right) \cdot \frac{t^4}{t_1^5}; \\ \ddot{x} &= 2520 \cdot (x_1 - x_0) \cdot \left(2 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} - 7 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} + 9 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 5 \cdot \frac{t}{t_1} + 1 \right) \cdot \frac{t^3}{t_1^5}; \\ \overset{III}{\ddot{x}} &= 2520 \cdot (x_1 - x_0) \cdot \left(14 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} - 42 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} + 45 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 20 \cdot \frac{t}{t_1} + 3 \right) \cdot \frac{t^2}{t_1^5}; \\ \overset{IV}{x} &= 15120 \cdot (x_1 - x_0) \cdot \left(14 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} - 35 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} + 30 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 10 \cdot \frac{t}{t_1} + 1 \right) \cdot \frac{t}{t_1^5}; \\ \overset{V}{x} &= 15120 \cdot (x_1 - x_0) \cdot \left(70 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} - 140 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} + 90 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 20 \cdot \frac{t}{t_1} + 1 \right) \cdot \frac{1}{t_1^5}. \end{aligned} \quad (9)$$

Задавши амплітуду переміщення формувального візка $\Delta x = x_1 - x_0 = 0,4 \text{ м}$ та загальний час його руху від одного крайнього положення в інше $t_1 = 3 \text{ мс}$, розрахували кінематичні характеристики оптимального режиму руху формувального візка за прискоренням четвертого порядку. За результатами розрахунків побудовано графіки зміни переміщення (рис. 1, а), швидкості (рис. 1, б), прискорення (рис. 2, в), прискорення другого порядку (ривка) (рис. 1, г), прискорення третього порядку (відчуття) (рис. 1, д) та прискорення четвертого порядку (рис. 1, е) у разі руху формувального візка з одного крайнього положення в інше в оптимальному режимі руху за прискоренням четвертого порядку.

Перетворивши перший вираз (9) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення візка, отримаємо:

$$x = \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(70 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} - 315 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} + 540 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 420 \cdot \frac{t}{t_1} + 126 \right) \cdot \frac{t^5}{t_1^5} - 1 \right]. \quad (10)$$

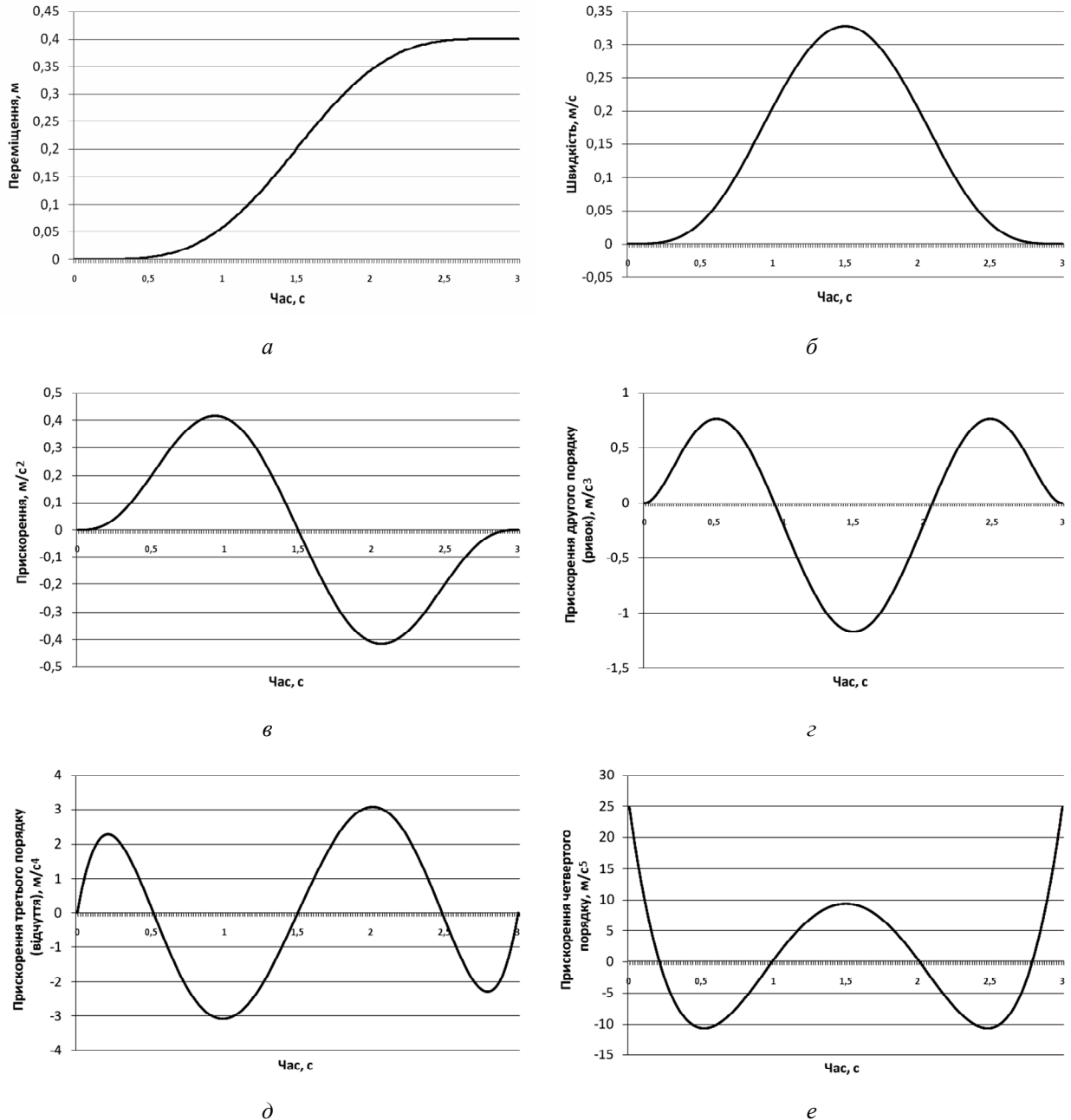


Рис. 1. Графіки зміни переміщення (а), швидкості (б), прискорення (в), прискорення другого порядку (ривка) (г), прискорення третього порядку (відчуття) (д) та прискорення четвертого порядку (е) в оптимальному режимі руху візка за прискоренням четвертого порядку

Закон руху візка, описаний рівнянням (10), може реалізувати привід з кулачковим механізмом (рис. 2) зворотно-поступального руху візка. Рух візка в одному напрямку здійснюється за рахунок повороту кулачка 1 на половину оберту (тобто $\varphi = \pi$) і в зворотному напрямку ще на половину

оберту; повний цикл руху візка – за один оберт кулачка. Для здійснення описаного закону руху візка необхідно, щоб приріст радіуса кулачка відповідав приросту переміщення візка. Згідно з цим перемінний радіус кулачка визначається залежностями:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(70 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} - 315 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} + 540 \cdot \frac{t^2}{t_1^2} - 420 \cdot \frac{t}{t_1} + 126 \right) \cdot \frac{t^5}{t_1^5} - 1 \right], \quad (11)$$

де b – відстань між штовхачами 2 (рис. 2).

Час t можна вилучити із залежності (11), оскільки $t = \frac{\varphi}{\omega}$, а $t_1 = \frac{\pi}{\omega}$, де φ – кутова координата повороту кулачка, а ω – кутова швидкість кулачка. Після відповідних перетворень радіус кулачка, що описує його профіль, пов'язаний з кутовою координатою таким виразом:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(70 \cdot \frac{\varphi^4}{\pi^4} - 315 \cdot \frac{\varphi^3}{\pi^3} + 540 \cdot \frac{\varphi^2}{\pi^2} - 420 \cdot \frac{\varphi}{\pi} + 126 \right) \cdot \frac{\varphi^5}{\pi^5} - 1 \right], \quad 0 \leq \varphi \leq \pi. \quad (12)$$

Аналогічно визначається профіль кулачка на ділянці його повороту від π до 2π , який описується радіусом, що змінюється за залежністю:

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{\Delta x}{2} \cdot \left[2 \cdot \left(70 \frac{(\varphi - \pi)^4}{\pi^4} - 315 \frac{(\varphi - \pi)^3}{\pi^3} + 540 \frac{(\varphi - \pi)^2}{\pi^2} - 420 \frac{(\varphi - \pi)}{\pi} + 126 \right) \frac{(\varphi - \pi)^5}{\pi^5} - 1 \right], \quad \pi \leq \varphi \leq 2\pi. \quad (13)$$

Щоб унеможливити удари кулачка об штовхачі в разі зміни напрямку руху візка, описаний рівняннями (12) та (13) профіль кулачка (рис. 3) виконано в такому вигляді, що в будь-якому положенні його діаметр d – величина постійна і дорівнює відстані між штовхачами b ($d = b$).

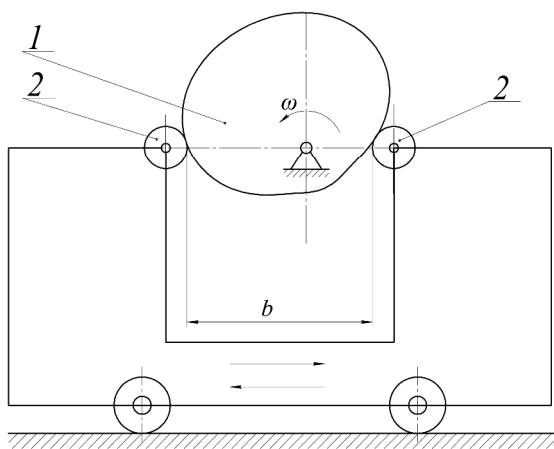


Рис. 2. Схема механізму з кулачковим приводом зворотно-поступального руху візка

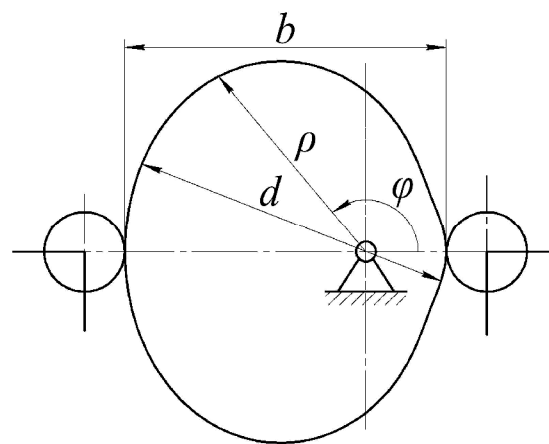


Рис. 3. Профіль кулачка, що реалізує оптимальний режим руху формувального візка за прискоренням четвертого порядку

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установки з привідним механізмом для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка з оптимальним режимом руху за прискоренням четвертого порядку (рис. 4). Привідний механізм виконано у вигляді шарнірно встановлених на порталі кулачкових механізмів, що контактують зі штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка.

В установку входить змонтований на нерухомому порталі 1 формувальний візок 2, що вміщує подавальний бункер 3 та уковувальні ролики 4 і здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 5 над порожниною форми 6. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою двох

приводів 7, прикріплених до порталу 1 у вигляді двох кулачкових механізмів, що обертаються з постійною кутовою швидкістю ($\omega = const$), але різною за напрямками, і контактують з двома штовхачами 8, жорстко з'єднаними з візком 2. Наявність двох штовхачів 8 з кожного боку формувального візка 2 дає змогу створювати жорсткий силовий ланцюг за прямого і зворотного ходу.

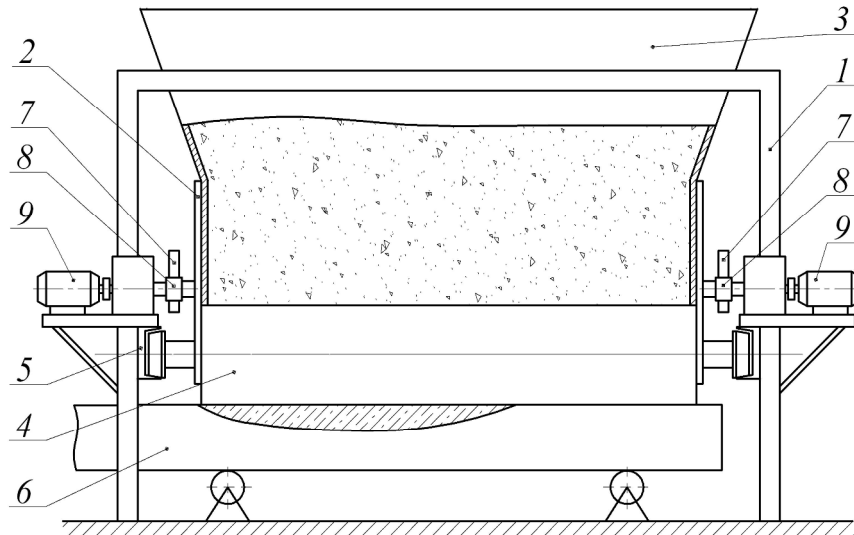


Рис. 4. Роликова формувальна установка з кулачковим привідним механізмом

У разі застосування в установці кулачкового привідного механізму з кожного боку формувального візка унеможливується його осьове перекошування, поліпшується якість поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводу, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки загалом.

Висновки

1. У результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки розраховано оптимальний режим зворотно-поступального руху формувального візка за прискоренням четвертого порядку.

2. Розраховано кінематичні характеристики формувального візка в оптимальному режимі зворотно-поступального руху за прискоренням четвертого порядку.

3. Запропоновано конструкцію приводу установки у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення оптимального режиму зворотно-поступального руху формувального візка за прискоренням четвертого порядку.

4. Результати роботи можуть надалі бути корисними для уточнення та удосконалення інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликового формування і на стадіях проектування/конструювання, і в режимах реальної експлуатації, а також під час проектування або удосконалення механізмів зі зворотно-поступальним рухом виконавчих елементів.

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В. М. Гарнець. - К.: Будівельник, 1991. - 144 с.
2. Кузин В. Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дисс. ... 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: дисс. ... канд. техн. наук / В. Т. Рюшин. - К., 1986. - 212 с.
4. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин:

мат. I Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I), 4–7 жовтня 2004 р. – Тернопіль, 2004. – С. 507–514. 5. Ловейкін В. С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Т. 1. – С. 465–474. 6. Ловейкін В. С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: учеб. пособ. / В. С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

UDC 621.548

V. M. Korendii, Yu. V. Furdas*, O. S. Bushko

Lviv Polytechnic National University,
Department of Mechanics and Automation Engineering,
*Department of Heat and Gas Supply and Ventilation

INVESTIGATION OF INFLUENCE OF INCLINATION ANGLES OF SAIL-TYPE BLADES ON THE STARTING TORQUE OF HORIZONTAL-AXIS WIND-WHEEL

© Korendii V. M., Furdas Yu. V., Bushko O. S., 2016

The expediency of use of slow-speed (multiblade) wind-wheels with sail-type blades on the territories with low wind potential is substantiated. The structure of experimental prototype of horizontal-axis windwheel with sail-type blades is proposed. The technique of determination of blades inclination angles influence on the starting torque of the wind-wheel is presented. The obtained results are analyzed and the expediency and feasibilities of the wind-wheel largest sailing capacity ensuring with a view to obtain the largest starting torque under the small wind speeds are substantiated.

Key words: horizontal-axis wind-wheel, sail-type blade, starting torque, blade inclination angle, wind-wheel sailing capacity (windage).

Обґрунтовано доцільність використання тихохідних (багатолопатевих) вітроколес з лопатями вітрильного типу у регіонах зі слабким вітровим потенціалом. Запропоновано конструкцію експериментального зразка горизонтально-осьового вітроколеса з вітрильними лопатями. Представлено методику визначення впливу кутів відхилення лопатей на пусковий момент вітроколеса. Проаналізовано отримані результати та обґрунтовано доцільність і можливості забезпечення якнайбільшої парусності вітроколеса з метою отримання максимального пускового моменту за малих швидкостей вітру.

Ключові слова: горизонтально-осьове вітроколесо, лопать вітрильного типу, пусковий момент, кут відхилення лопаті, парусність вітроколеса.

Introduction. At present stage of development of industry and manufacture, the tendency of searching energy-conservative technologies and alternative energy sources becomes more and more relevant [1]. This tendency is caused by the necessity of considerable reducing of production first cost, of improvement of ecological situation and of increasing of energy-independence of large amount of industry branches [1; 2]. The special role in this situation belongs to alternative energy sources and particularly to wind energy, which was successfully used in various spheres of human activity.

In accordance with the criterion of rotation axis placement, wind-wheels may be divided into two groups: horizontal-axis and vertical-axis [1]. The last ones were developed not so long ago, whereas