

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Факультет конструювання та дизайну
Науково-дослідний інститут техніки і технологій
Відділення в Любліні Польської академії наук**

**Інженерно-технічний факультет
Словацького університету наук про життя**

Естонський університет наук про життя

**Агроінженерний факультет
Природничого університету в Любліні**

**Інженерно-технічний факультет
Празького університету наук про життя**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
XX МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ НАУКОВО-ПЕДАГОГІЧНИХ
ПРАЦІВНИКІВ, НАУКОВИХ СПІВРОБІТНИКІВ ТА АСПІРАНТІВ
«ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНИХ ТА
БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ:
КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙН»**

(19-20 березня 2020 року)

Київ-2020

УДК 693.546

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ДИНАМІЧНОГО ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

¹*В.С.Ловейкін, д.т.н., проф.;*

²*К.І.Почка, д.т.н., доц.*

¹*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

²*Київський національний університет будівництва і архітектури*

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування виробів з будівельних сумішей обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1]. Разом з тим, недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху [2], що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

З метою зменшення витрат енергії в машинах роликового формування запропоновано конструкцію роликової формувальної установки [3] для забезпечення ущільнення виробів з будівельних сумішей на одній технологічній лінії, яка складається з чотирьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони привідного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять чотири кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному привідному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^0$ (рис. 1, а). Кожний з формувальних візків 1, 2, 3 та 4 змонтовані на порталі 14 і здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 15 над порожниною форми 16. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 17 та з співвісних секцій укочувальних роликів 18. Таку ж конструкцію мають і інші три візка. Візки 1, 2, 3 і 4 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді чотирьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 9, 10, 11 та 12 яких жорстко закріплені на одному привідному

валу 13 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Шатуни 5, 6, 7 та 8 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1, 2, 3 та 4, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 9, 10, 11 та 12. Така конструкція формувальної установки дозволяє зменшити динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зменшити зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищити довговічність установки в цілому. На рис. 1, б зображено кінематичну схему роликів формувальної установки з врівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії.

При динамічному аналізі швидкохідних механізмів, до яких відноситься роликів формувальна установка, необхідно розв'язувати дві задачі динамічного врівноваження:

1. врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок;

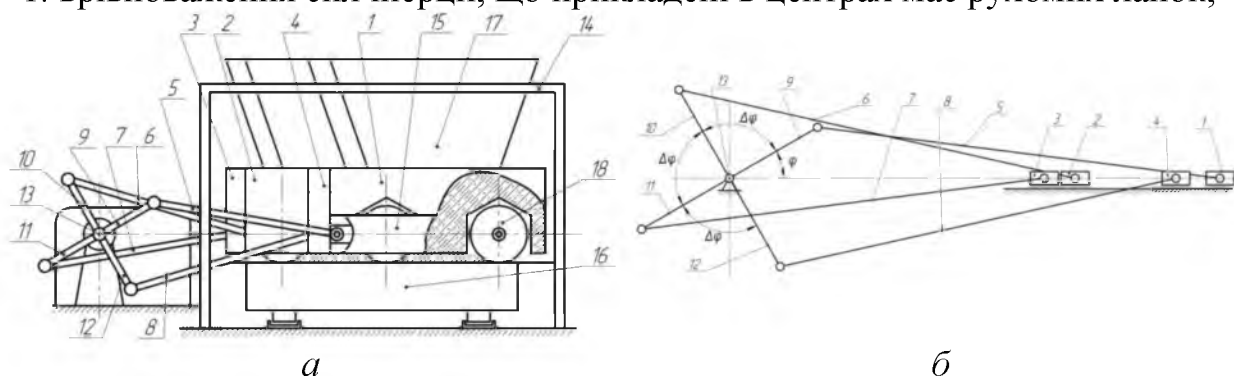


Рис. 1. Роликів формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б)

2. врівноваження приведенного до осі обертання приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

При цьому визначено всі кінематичні характеристики формувальних візків установки, записано функції зміни кінетичної енергії кожного елемента установки та всієї системи, сил інерції кожного елемента установки та сумарної сили інерції, сумарного моменту від дії сил інерції. На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено рівняння руху установки і визначено узагальнену силу та рушійний момент на валу приводного двигуна.

Критерієм неврівноваженості приводного механізму установки може бути сумарне значення сил інерції:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \right], \quad (1)$$

де m – маса кожного з формувальних візків; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\ddot{\varphi}$ та $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість та кутове прискорення

обертання кривошипів; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}$ – відповідно перші та другі передаточні функції центрів мас формувальних візків.

За один цикл руху роликової формувальної установки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки $F_{ic\max}$ або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2 dt}, \quad (2)$$

де t_1 – тривалість циклу руху установки.

Критерієм невірноваженості привідного механізму також може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю:

$$M_i = m \left(\dot{x}_1 \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} + \dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \varphi} + \dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \varphi} \right) = m \dot{\varphi}^2 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right). \quad (3)$$

За один цикл руху роликової формувальної установки невірноваженість зведеного до привідного валу крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, може бути оцінена його максимальним значенням $M_{i\max}$ або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned} \bar{M}_i &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} m^2 \dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\ &= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}. \end{aligned} \quad (4)$$

Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом розраховано та побудовано графіки зміни максимального $F_{ic\max}$ і середньоквадратичного \bar{F}_{ic} значень сил інерції (рис. 2) та максимального $M_{i\max}$ і середньоквадратичного \bar{M}_i значень моментів від сил інерції (рис. 3) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$.

Аналіз графіків на рис. 2 і 3 показує, що максимальні значення сумарної сили інерції і моменту від сил інерції та їх середньоквадратичні значення набувають мінімуму при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^0$.



Рис. 2. Графіки зміни максимальних $F_{ic\max}$ (1) та середньоквадратичних \bar{F}_{ic} (2) значень сил інерції в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$



Рис. 3. Графіки зміни максимальних $M_{i\max}$ (1) та середньоквадратичних \bar{M}_i (2) значень моментів від сил інерції в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

Список використаних джерел:

1. Гарнець В.М. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії: Монографія / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Ю.В. Човнюк, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько – К.: Інтерсервіс, 2015. – 238 с.
2. Ловейкин В.С. Анализ неравномерности движения роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом. / В.С. Ловейкин, К.И. Почка // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow, 2015. – Vol. 17, No 3. – P. 17-27.
3. Патент України на корисну модель № 7884. Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І., Бичевський В.М. – № и 20041209993 заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.