

УДК 693.546

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВРІВНОВАЖЕНОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ

В. С. Ловейкін¹, К. І. Почка², Ю. О. Ромасевич¹, Ю. В. Ловейкін³

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

³Національний університет імені Тараса Шевченка, Україна.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – травень 2018, акцентовано – вересень 2018.

Бібл. 28, рис. 13, табл. 0.

Анотація. З метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, отримано залежності для визначення зусилля в шатунках, яке необхідне для приведення в зворотно-поступальний рух формувальних візків, та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипів. Для дослідження навантажень використано двомасову динамічну модель роликової формувальної установки, в якій враховано силові та інерційні характеристики привідного двигуна і кожного з формувальних візків, жорсткість привідного механізму та його дисипація. Визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипів для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із урахуванням дисипації привідного механізму. За середнім значенням моменту сил опору за цикл повороту кривошипів визначено номінальну розрахункову потужність, за якою вибрано електродвигун, підібрано з'єднувальні муфти та редуктор. Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду, для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом, представленої двомасовою динамічною моделлю, складено диференціальні рівняння руху. В результаті числового експерименту для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Встановлено залежність моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації. Визначено рекомендовану величину коефіцієнта дисипації для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом.

Ключові слова: роликова формувальна установка, привідний механізм, зусилля, момент, жорсткість, дисипація.

Постановка проблеми

В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1–14]. Незважаючи на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1–4], дотепер не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючих динамічних навантажень та режимів руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може призвести до передчасного виходу установки з ладу [1–6]. Тому актуальною є задача дослідження динамічних навантажень в елементах установки. В роботах [15–19] визначались навантаження в елементах роликових формувальних установок, однак при цьому не було враховано жорсткість та коефіцієнт дисипації приводного механізму.

Мета досліджень

Метою даної роботи є визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом із врахуванням жорсткості та коефіцієнта дисипації передавального механізму.

Результати досліджень

З метою зменшення витрат енергії в машинах роликового формування запропоновано конструкцію роликової формувальної установки [20, 21] для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії, яка складається з чотирьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони приводного валу, що приводяться в зворотньо-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять чотири кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ (рис. 1, а). Кожний з формувальних візків 1, 2, 3 та 4 змонтовані на порталі 14 і здійснюють зворотньо-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 візки. Візки 1, 2, 3 і 4 з розподільними бункерами приводяться в зворотньо-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді чотирьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 9, 10, 11 та 12 яких жорстко закріплені на одному приводному 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 роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів 9, 10, 11 та 12; l – довжина шатунів 5, 6, 7 та 8; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів 9 і 10, 10 і 11, 11 і 12 та 12 і 9

між собою; X_{A_1} , X_{A_2} , X_{A_3} та X_{A_4} – координати центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 відповідно; β_1 , β_2 , β_3 та β_4 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого, третього та четвертого візків відповідно відносно горизонталі.

Під час роботи роликової формувальної установки з врівноваженим приводним механізмом в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипів виникають значні динамічні навантаження, які приводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу. Для дослідження цих навантажень використаємо двомасову динамічну модель роликової формувальної установки (рис. 2). В цій моделі прийняті такі позначення: $M_{п1}$ – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипів; $M_{п2}$ – момент від сил опору переміщення формувальних візків з укочувальними роликами зведений до осі повороту кривошипів; $J_{п1}$ – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції ротора електродвигуна та елементів приводного механізму; $J_{п2}$ – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції формувальних візків та кривошипно-шатунних механізмів; C – жорсткість приводного механізму зведена до осі повороту кривошипів; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас $J_{п1}$ та $J_{п2}$ відповідно.

Зведений момент інерції приводного механізму можна визначити наступною залежністю:

$$J_{п1} = (J_p + J_m) \cdot \delta \cdot u^2, \quad (1)$$

де: J_p та J_m – моменти інерції двигуна і муфти, що з'єднує вал двигуна та вхідний вал редуктора, відповідно; δ – коефіцієнт, що враховує моменти інерції елементів редуктора зведених до вала двигуна; u – передаточне число редуктора.

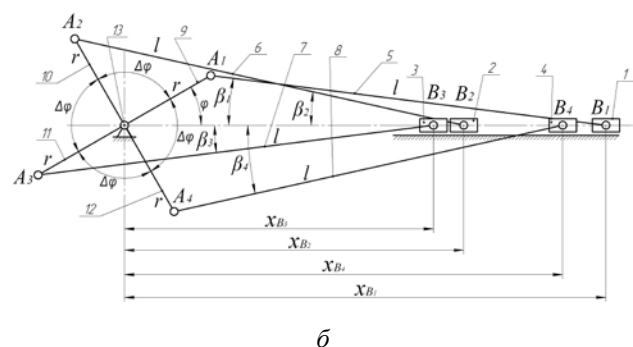
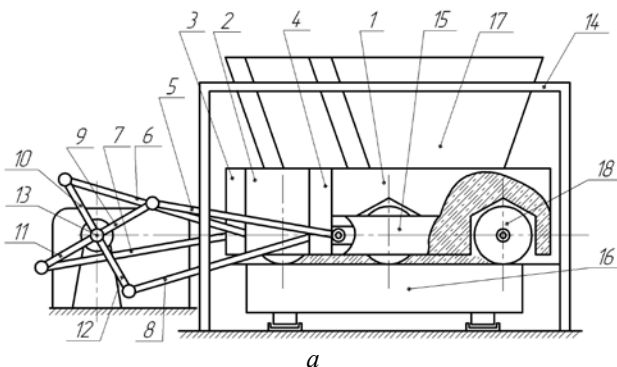


Рис. 1. Роликова формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

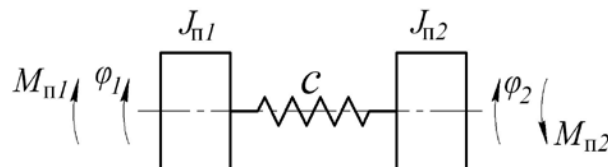


Рис. 2. Динамічна модель роликової формувальної установки.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначимо з другої частини механізму (рис. 3), яка включає в себе кривошипно-шатунні механізми з формувальними візками. Причому масу шатунів першого, другого, третього та четвертого візків $m_{ш}$ порівну розділимо в точках A_1 і B_1 , A_2 і B_2 , A_3 і B_3 та A_4 і B_4 . Тоді момент інерції кривошипів буде визначатися залежністю:

$$J_k = 4 \cdot J'_k + 4 \cdot \frac{m_{ш}}{2} \cdot r^2 = 4 \cdot J'_k + 2 \cdot m_{ш} \cdot r^2, \quad (2)$$

а маси візків будуть мати вигляд:

$$m_{B_1} = m'_{B_1} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_2} = m'_{B_2} + \frac{m_{ш}}{2};$$

$$m_{B_3} = m'_{B_3} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_4} = m'_{B_4} + \frac{m_{ш}}{2}. \quad (3)$$

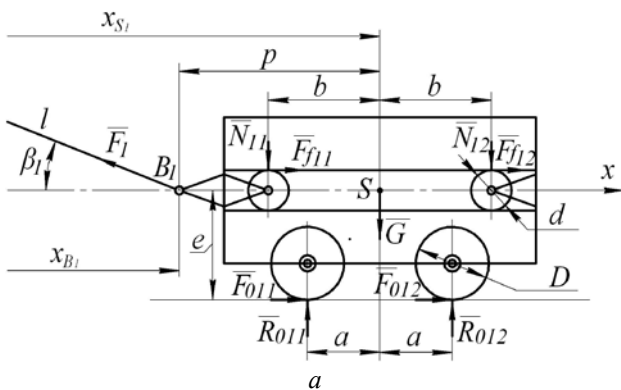
Тут $m_{ш}$ – маса кожного із шатунів; m'_{B_1} , m'_{B_2} , m'_{B_3} , m'_{B_4} – маса першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно; J'_k – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипів; J_k – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B_1} , m_{B_2} , m_{B_3} , m_{B_4} – маса першого, другого, третього та четвертого візків відповідно з половиною маси шатуна.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначимо з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунних механізмів з візками T_p (рис. 3) та другого диска динамічної моделі (рис. 2) T_m , тобто $T_p = T_m$.

Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_3} \cdot \dot{x}_{S_3}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_4} \cdot \dot{x}_{S_4}^2, \quad (4)$$



де: $\dot{x}_{S_1}$, $\dot{x}_{S_2}$, $\dot{x}_{S_3}$, $\dot{x}_{S_4}$ – швидкості центрів мас першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно.

Оскільки всі чотири візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$, $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$, $\dot{x}_{S_3} = \dot{x}_{B_3}$ та $\dot{x}_{S_4} = \dot{x}_{B_4}$. Виразимо швидкості точок B_1 , B_2 , B_3 та B_4 через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями:

$$\dot{x}_{B_1} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_2} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2};$$

$$\dot{x}_{B_3} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_4} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2}. \quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \right.$$

$$\left. + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7)$$

Прирівнюючи залежності (6) та (7), будемо мати: Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2 +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot m_{B_3} \cdot \dot{x}_{S_3}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_4} \cdot \dot{x}_{S_4}^2, \quad (4)$$

де: $\dot{x}_{S_1}$, $\dot{x}_{S_2}$, $\dot{x}_{S_3}$, $\dot{x}_{S_4}$ – швидкості центрів мас першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно.

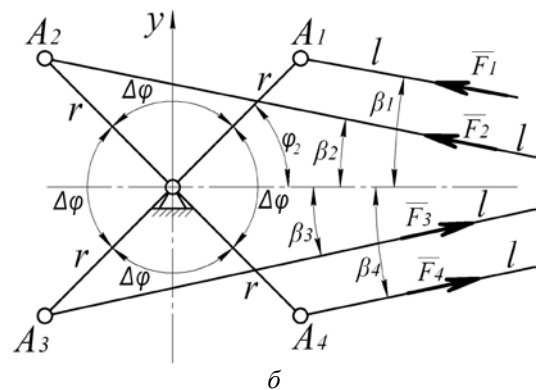


Рис. 3. Розрахункова схема навантажень на формувальний візок (а) та на приводний механізм (б) установки з рівноваженим приводом.

Оскільки всі чотири візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$, $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$, $\dot{x}_{S_3} = \dot{x}_{B_3}$ та $\dot{x}_{S_4} = \dot{x}_{B_4}$. Виразимо швидкості точок B_1 , B_2 , B_3 та B_4 через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями:

$$\begin{aligned}\dot{x}_{B_1} &= \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; & \dot{x}_{B_2} &= \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}; \\ \dot{x}_{B_3} &= \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}; & \dot{x}_{B_4} &= \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2}.\end{aligned}\quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot J_{n2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7)$$

Прирівнюючи залежності (6) та (7), будемо мати:

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_{B_1} \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{n2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (8)$$

З рівняння (8) отримуємо:

$$\begin{aligned}J_{n2} &= J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \\ &+ m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \\ &+ m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2.\end{aligned}\quad (9)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору M_{n2} скористаємось рис. 3, на якому прийняті такі позначення: F_1 , F_2 , F_3 та F_4 – зусилля в шатунах, необхідне для подолання сил опору, що діють на візки; β_1 , β_2 , β_3 та β_4 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого, третього та четвертого візків відносно горизонталі; для першого формувального візка F_{011} , F_{012} – горизонтальні сили взаємодії уковувальних роликів з бетонною сумішшю; R_{011} , R_{012} – вертикальні сили взаємодії уковувальних роликів з бетонною сумішшю; N_{11} , N_{12} – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; f_{np} – зведений коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; G – сила тяжіння формувального візка; a , b , p , e – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр уковувального ролика; d – діаметр напрямного ролика; l – довжина шатуна. Для другого, третього та четвертого формувальних візків силові параметри F_{021} , F_{022} , F_{031} , F_{032} , F_{041} , F_{042} , R_{021} , R_{022} , R_{031} , R_{032} , R_{041} , R_{042} , N_{21} , N_{22} , N_{31} , N_{32} , N_{41} , N_{42} , F_{f21} , F_{f22} , F_{f31} , F_{f32} , F_{f41} , F_{f42} , f_{np} , G та геометричні характеристики a , b , p , e , D , d , l будуть ідентичні.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} , N_{32} , N_{41} та N_{42} , а також зусиль в шатунах F_1 , F_2 , F_3 та F_4 розглянемо статичну рівновагу першого, другого, третього та четвертого формувальних візків. Спроекуємо всі сили, що діють на кожний з візків на координатні осі x і y та складемо суму моментів цих сил відносно точок B_1 , B_2 , B_3 та B_4 (рис. 3) в результаті чого отримаємо:

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + N_{11} \cdot f_{np} + N_{12} \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{11} - N_{12} - G + R_{011} + R_{012} = 0; \\ \sum M_{B_1} = -N_{11} \cdot (p-b) - N_{12} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{11} + N_{12}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + (F_{011} + F_{012}) \cdot e + R_{011} \cdot (p-a) + R_{012} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (10)$$

– для другого формувального візка:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum X &= -F_2 \cdot \cos \beta_2 + N_{21} \cdot f_{np} + N_{22} \cdot f_{np} + \\ &+ F_{021} + F_{022} = 0; \\ \sum Y &= F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{21} - N_{22} - G + R_{021} + \\ &+ R_{022} = 0; \\ \sum M_{B_2} &= -N_{21} \cdot (p-b) - N_{22} \cdot (p+b) - G \cdot p - \\ &- (N_{21} + N_{22}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ &+ (F_{021} + F_{022}) \cdot e + R_{021} \cdot (p-a) + \\ &+ R_{022} \cdot (p+a) = 0; \end{aligned} \right. \quad (11)$$

– для третього формувального візка:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum X &= -F_3 \cdot \cos \beta_3 + N_{31} \cdot f_{np} + N_{32} \cdot f_{np} + \\ &+ F_{031} + F_{032} = 0; \\ \sum Y &= F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{31} - N_{32} - G + R_{031} + \\ &+ R_{032} = 0; \\ \sum M_{B_3} &= -N_{31} \cdot (p-b) - N_{32} \cdot (p+b) - \\ &- G \cdot p - (N_{31} + N_{32}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ &+ (F_{031} + F_{032}) \cdot e + R_{031} \cdot (p-a) + \\ &+ R_{032} \cdot (p+a) = 0; \end{aligned} \right. \quad (12)$$

– для четвертого формувального візка:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum X &= -F_4 \cdot \cos \beta_4 + N_{41} \cdot f_{np} + N_{42} \cdot f_{np} + \\ &+ F_{041} + F_{042} = 0; \\ \sum Y &= F_4 \cdot \sin \beta_4 - N_{41} - N_{42} - G + R_{041} + \\ &+ R_{042} = 0; \\ \sum M_{B_4} &= -N_{41} \cdot (p-b) - N_{42} \cdot (p+b) - \\ &- G \cdot p - (N_{41} + N_{42}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ &+ (F_{041} + F_{042}) \cdot e + R_{041} \cdot (p-a) + \\ &+ R_{042} \cdot (p+a) = 0. \end{aligned} \right. \quad (13)$$

Розв'язавши системи рівнянь (10)-(13), знаходимо:

$$F_1 = \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{011} + R_{012} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{np} + \right. \left. + F_{011} + F_{012} \right]; \quad (14)$$

$$F_2 = \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{021} + R_{022} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{np} + \right. \left. + F_{021} + F_{022} \right]; \quad (15)$$

$$F_3 = \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{031} + R_{032} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{np} + \right. \left. + F_{031} + F_{032} \right]; \quad (16)$$

$$F_4 = \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{np} \cdot \sin \beta_4} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{041} + R_{042} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{np} + \right. \left. + F_{041} + F_{042} \right]; \quad (17)$$

$$N_{12} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{aligned} &R_{011} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ R_{012} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ &- G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ F_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{aligned} \right]; \quad (18)$$

$$N_{22} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{aligned} &R_{021} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ R_{022} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ &- G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ F_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{aligned} \right]; \quad (19)$$

$$N_{32} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{aligned} &R_{031} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ R_{032} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ &- G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ F_3 \cdot \sin \beta_3 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{aligned} \right]; \quad (20)$$

$$N_{42} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{aligned} &R_{041} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ R_{042} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ &- G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ F_4 \cdot \sin \beta_4 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{aligned} \right]; \quad (21)$$

$$N_{11} = R_{011} + R_{012} + F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{12} - G; \quad (22)$$

$$N_{21} = R_{021} + R_{022} + F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{22} - G; \quad (23)$$

$$N_{31} = R_{031} + R_{032} + F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{32} - G; \quad (24)$$

$$N_{41} = R_{041} + R_{042} + F_4 \cdot \sin \beta_4 - N_{42} - G. \quad (25)$$

На основі залежностей (14)-(17) знайдемо моменти сил опору M_{o1} , M_{o2} , M_{o3} і M_{o4} від кожного з

формувань візків та сумарний момент сил опору $M_{п2}$, зведений до осі повороту кривошипів:

$$M_{01} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta_1\right) = ; \quad (26)$$

$$= F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1)$$

$$M_{02} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + \Delta\varphi) - \beta_2\right) = ; \quad (27)$$

$$= F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2)$$

$$M_{03} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 2\Delta\varphi) - \beta_3\right) = ; \quad (28)$$

$$= F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3)$$

$$M_{04} = F_4 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 3\Delta\varphi) - \beta_4\right) = ; \quad (29)$$

$$= F_4 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4)$$

$$M_{п2} = M_{01} + M_{02} + M_{03} + M_{04} =$$

$$= F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) +$$

$$F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) +$$

$$+ F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3) +$$

$$+ F_4 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4). \quad (30)$$

Величина кутів β_1 , β_2 , β_3 та β_4 може бути визначена зі співвідношень:

$$r \cdot \sin \varphi_2 = l \cdot \sin \beta_1;$$

$$r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2;$$

$$r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_3;$$

$$r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_4. \quad (31)$$

Звідки:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2\right);$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right);$$

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi)\right);$$

$$\beta_4 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi)\right). \quad (32)$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду складемо диференціальні рівняння руху роликової формульної установки з зрівноваженим приводом, представленій двомасовою динамічною моделлю:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = Q_{\varphi_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2}, \quad (33)$$

де: t – час; T – кінетична енергія системи; Q_{φ_1} , Q_{φ_2} – узагальнені сили, що відповідають координатам φ_1 та φ_2 відповідно; Π – потенціальна енергія системи, яка має вигляд:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)^2. \quad (34)$$

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2} J_{п1} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (35)$$

Узагальнені сили мають вигляд:

$$Q_{\varphi_1} = M_{п1}; \quad Q_{\varphi_2} = M_{п2}, \quad (36)$$

де: $M_{п1}$ – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_{п1} = \frac{2 \cdot M_{\kappa} \cdot u \cdot \eta_{\pi}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{\kappa}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}}. \quad (37)$$

Тут M_{κ} – критичний (максимальний) момент на валу приводного електродвигуна; u – передаточне число приводного механізму; η_{π} – коефіцієнт корисної дії приводного механізму; ω_0 – синхронна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна; s_{κ} – критичне ковзання електродвигуна, яке визначається залежністю:

$$s_{\kappa} = s_{\text{н}} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}),$$

де: λ – кратність максимального моменту електродвигуна (перевантажувальна здатність двигуна); $s_{\text{н}}$ – номінальне ковзання електродвигуна, що визначається наступним виразом:

$$s_{\text{н}} = 1 - \frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_0}.$$

Тут $\omega_{\text{н}}$ – номінальна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна.

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи (35), отримаємо:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + \right. \\
&\quad \left. + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right]; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1; \\
\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; \\
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \\
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\
&\quad + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right].
\end{aligned} \tag{18}$$

Після підстановки виразів (34), (36), (37), (14)-(17) та (30) в систему рівнянь (33) отримаємо:

$$\begin{aligned}
J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot u \cdot \eta_{\text{п}}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{\text{кр}}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\
\left\{ \begin{aligned} &\left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ &+ \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{011} + F_{012}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{021} + F_{022}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta \varphi + \beta_2) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_3} \cdot [(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{031} + F_{032}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta \varphi + \beta_3) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_4} \cdot [(R_{041} + R_{042} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{041} + F_{042}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta \varphi + \beta_4). \end{aligned} \right. =
\end{aligned} \tag{39}$$

Для роlikової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; горизонтальні сили взаємодії уковувальних роликів з бетонною сумішшю

$$F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = F_{031} = F_{032} = F_{041} = F_{042} = 7962 \text{ Н}$$

при здійсненні процесу ущільнення формувальними візками з двома уковувальними роликами радіусом $R = 0,11 \text{ м}$ будівельної суміші з наступними харак-

теристиками: 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 $p = 625 \text{ кПа}$;

$$R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = \\ = R_{041} = R_{042} = 9740 \text{ Н}$$

$$m_{\text{ш}} = 64 \text{ кг}; \quad m'_{B_1} = m'_{B_2} = m'_{B_3} = m'_{B_4} = 1000 \text{ кг};$$

$$f_{\text{пр}} = 0,008; \quad D = 0,22 \text{ м}; \quad d = 0,046 \text{ м};$$

$$a = 0,27 \text{ м}; \quad b = 0,37 \text{ м}; \quad p = 0,52 \text{ м};$$

$$e = 0,21 \text{ м}; \text{ маса візка з половиною маси шатуна}$$

$$m_{B_1} = m_{B_2} = m_{B_3} = m_{B_4} = 1032 \text{ кг};$$

$G = 10124,9 \text{ Н}$ за виразами (14)-(30) визначено функції та побудовано графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} , N_{32} , N_{41} і N_{42} (рис. 4), зусилля в шатунах F_1 , F_2 , F_3 і F_4 (рис. 5) та моментів сил опору M_{o1} , M_{o2} , M_{o3} , M_{o4} і $M_{п2}$ (рис. 6) в залежності від кута повороту кривошипів.



Рис. 4. Графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11} (1), N_{12} (2), N_{21} (3), N_{22} (4), N_{31} (5), N_{32} (6), N_{41} (7) та N_{42} (8) в залежності від кута повороту кривошипів.

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [22-24]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А200М6У3 [25] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 92,73 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_{п} = 280,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 215,475 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,4$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_n = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{кр} = 0,1145$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну

муфту МУВП [26] з номінальним моментом, що передається, $M_{\text{ном}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції

$J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції

$$J_{\text{ред}} = 0,046 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

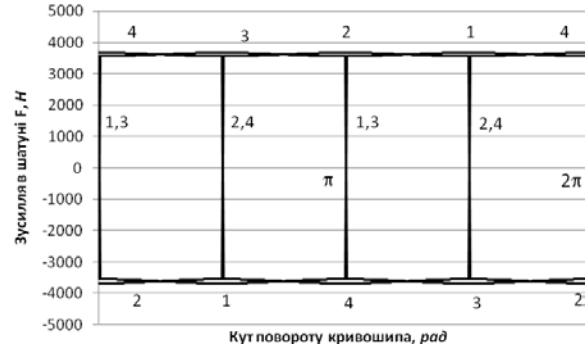


Рис. 5. Графіки зміни зусилля в шатунах F_1 (1), F_2 (2), F_3 (3) та F_4 (4) в залежності від кута повороту кривошипів.

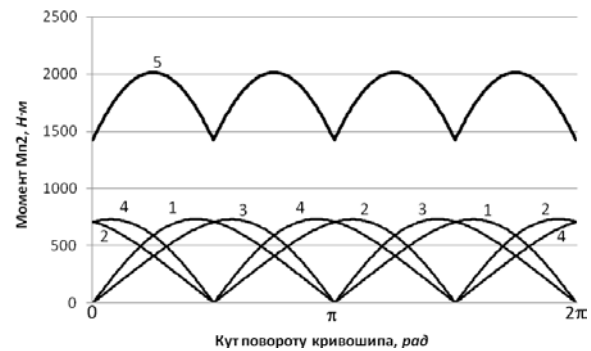


Рис. 6. Графіки зміни моментів сил опору M_{o1} (1), M_{o2} (2), M_{o3} (3), M_{o4} (4) та $M_{п2}$ (5) в залежності від кута повороту кривошипів.

Значення першої та другої передаточних функцій візків визначаються з виразів функцій зміни координат першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно (рис. 1, б) [5, 15, 22-24]:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \cos \beta_1; \quad (40)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2; \quad (41)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_3; \quad (42)$$

$$x_{B_4} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_4. \quad (43)$$

З рівностей (31) можна отримати:

$$\sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \rightarrow \cos \beta_1 = \\ = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (44)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_2 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} ; \quad (45)$$

$$\sin \beta_3 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_3 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} ; \quad (46)$$

$$\sin \beta_4 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_4 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} . \quad (47)$$

Вирази $\cos \beta_1$, $\cos \beta_2$, $\cos \beta_3$ та $\cos \beta_4$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^4 - \dots ; \quad (48)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^4 - \dots ; \quad (49)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^4 - \dots ; \quad (50)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^4 - \dots . \quad (51)$$

Відношення $\frac{r}{l}$ для роликових формувальних ус-

тановок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $\frac{1}{3}$ і ряди (48)-(51) досить швидко сходяться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени рядів (48)-(51). Тоді залежності (40)-(43) будуть мати вигляд:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right] ; \quad (52)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right] ; \quad (53)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right] ; \quad (54)$$

$$x_{B_4} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right] . \quad (55)$$

Значення першої та другої передаточних функцій всіх чотирьох формувальних візків матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right) ;$$

$$\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right] ;$$

$$\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right] ;$$

$$\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right] ; \quad (56)$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right) ;$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right] ;$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right] ;$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right] . \quad (57)$$

В результаті числового експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, установки з зрівноваженим приводом із наведеними вище параметрами становить $c = 200000 \frac{H}{м}$.

Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [27, 28]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках.

Для дослідження динаміки руху роликової формувальної установки з урахуванням дисипації при пускогальмівних режимах руху формувальних візків систему рівнянь (39) було доповнено величиною дисипації приводу k :

$$\begin{aligned} J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = & \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_{п}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{кр}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - \\ & - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ \left[J_{к} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \right. \\ & \left. + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ & + \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + \right. \\ & \left. + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + \right. \\ & \left. + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ = & c(\varphi_1 - \varphi_2) + k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{п} \cdot \sin \beta_1} \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{п} + \right. \\ & \left. + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{п} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{021} + R_{022} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{п} + \right. \\ & \left. + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta \varphi + \beta_2) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{п} \cdot \sin \beta_3} \cdot \left[(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{п} + \right. \\ & \left. + F_{031} + F_{032} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta \varphi + \beta_3) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{п} \cdot \sin \beta_4} \cdot \left[(R_{041} + R_{042} - G) \cdot f_{п} + \right. \\ & \left. + F_{041} + F_{042} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta \varphi + \beta_4). \end{aligned} \quad (58)$$

Розв'язавши систему рівнянь (58) із урахуванням виразів (2), (32), (56) та (57), визначено та побудовано графічну залежність зміни максимального $M_{муф \max}$

(рис. 7) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{муф}$ (рис. 8) моментів у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації. Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 100 \frac{H \cdot c}{м}$ до

$k = 15000 \frac{H \cdot c}{м}$ відбувається зменшення

максимального та середньоквадратичного моментів,

однак в межах від $k = 100 \frac{H \cdot c}{м}$ до $k = 8000 \frac{H \cdot c}{м}$

відбувається різка зміна, а потім – їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки.

Виходячи із системи рівнянь (58) розраховано та побудовано графіки зміни моменту у муфті $M_{муф}$

(рис. 9) на ділянці усталеного руху в залежності від часу за значень коефіцієнта дисипації

$k = 2000 \frac{H \cdot c}{м}$ (сірий колір) та $k = 10000 \frac{H \cdot c}{м}$

(чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу

$k = 2000 \frac{H \cdot c}{м}$ момент у муфті на усталеному ре-

жимі руху змінюється в межах від $M_{муф \min} = -165 \frac{H \cdot c}{м}$ до $M_{муф \max} = 163 \frac{H \cdot c}{м}$.

При значенні коефіцієнта дисипації приводу

$k = 10000 \frac{H \cdot c}{м}$ момент у муфті на усталеному ре-

жимі руху змінюється в межах від $M_{муф \min} = -65 \frac{H \cdot c}{м}$ до $M_{муф \max} = 65 \frac{H \cdot c}{м}$.

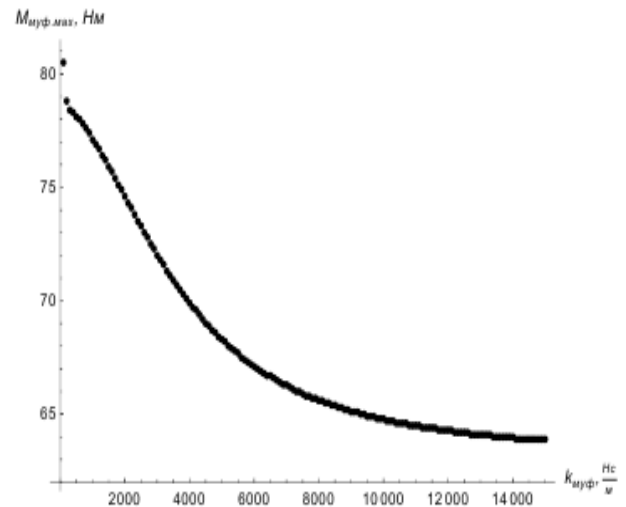


Рис. 7. Графік зміни максимального моменту $M_{муф \max}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації.

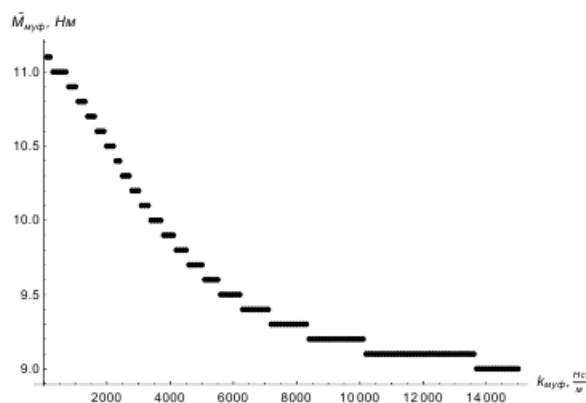


Рис. 8. Графік зміни середньоквадратичного моменту $\tilde{M}_{\text{мф}}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації.

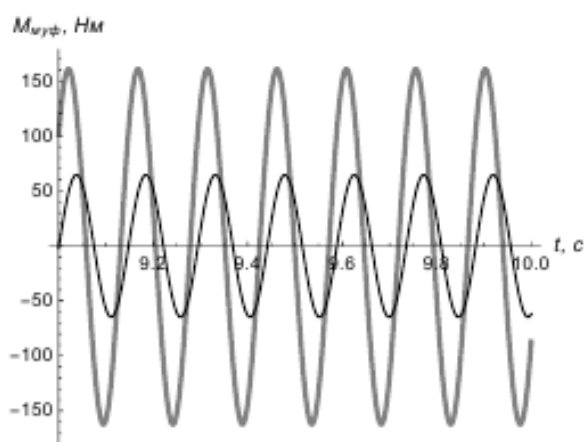


Рис. 9. Графік зміни моменту у муфті $M_{\text{мф}}$ в залежності від часу.

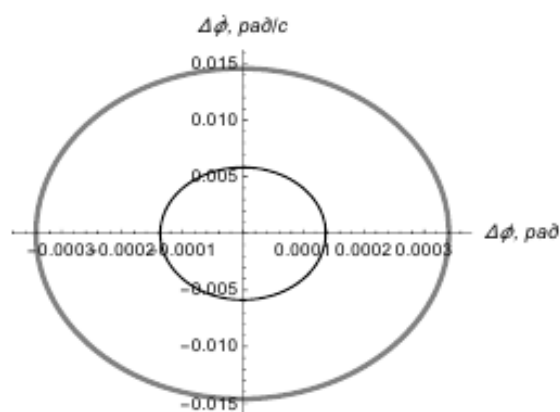


Рис. 10. Графічна залежність $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$.

На рис. 10 – рис. 12 наведено графічні залежності $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$, $((\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2), (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2))$ та $((\phi_1 - \phi_2), (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (сірий колір) та $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни,

однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ їх амплітуда по осі абсцис та по осі ординат має більше значення, ніж при $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$.

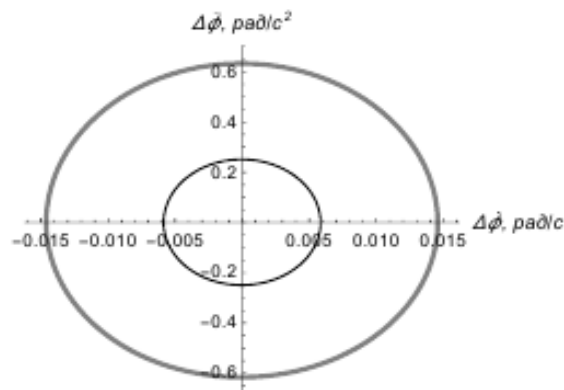


Рис. 11. Графічна залежність $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$.

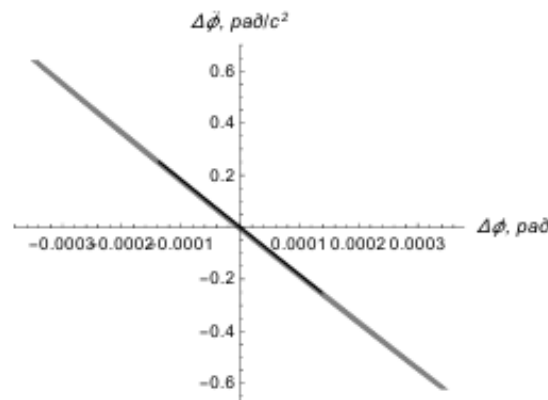


Рис. 12. Графічна залежність $((\phi_1 - \phi_2), (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2))$.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з врівноваженим приводом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипів для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із урахуванням жорсткості та дисипації привідного механізму.

2. Для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму.

3. Проаналізовано залежність крутного моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації.

4. Для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта

дисипації має значення в межах від $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$ до $k = 10000 \frac{H \cdot c}{M}$. Збільшення значення коефіцієнта

дисипації не значно впливатиме на динаміку установок, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму.

5. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликів формувальних як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. К.: Будівельник, 1991. 144 с.
2. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Човнюк Ю. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. К.: Інтерсервіс, 2015. 238 с.
3. Кузин В. Н. Технология роликів формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук. Моск. инж.-строит. ин-т. М., 1981.
4. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликів формования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук. Киев. инж.-строит. ин-т. Киев, 1986.
5. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з рекуперативним приводом. *Динаміка, міцність і надійність с.-г машин*: Пр. І міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I). (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.
6. Ловейкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом. *Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка*. 2007. Т 1. № 59. С. 465–474.
7. Назаренко І. І., Смірнов В. М., Пелевін Л. С., Фомін А. В., Свідерський А. Т., Костенюк О. О., Ручинський М. М., Дедов О. П., Гаркавенко О. М., Мартинюк І. Ю. Основи теорії руху землерийних і ущільнювальних машин будіндустрії з керованими у часі оптимальними параметрами. К.: МП Леся, 2013. 188 с.
8. Zaichenko S., Shalenko V., Shevchuk N., Vapnichna V. Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. *Eastern-European J. Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 3/9 (87). P. 19–25. DOI: 10.1551/1729-4061.2017.102067.
9. Гарнець В. М., Човнюк Ю. В., Зайченко С. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА). *Гірни., буд., дор. та меліор. машини*. 2014. Вип. 83. С. 49–54.
10. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Приходько Я. С., Шаленко В. О. Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформуючих агрегатів (БФА). *Гірни., буд., дор. та меліор. машини*. 2012. Вип. 79. С. 46–52.
11. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Енергетичний аналіз процесу роликів ущільнення. *Енергетика: Економіка, технологія, екологія*. 2012. № 1 (30). С. 77–83.
12. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Тривимірне моделювання процесу роликів ущільнення стовбурного кріплення. *Гірни., буд., дор. та меліор. машини*. 2012. Вип. 79. С. 40–45.
13. Приходько Я. С., Гарнець В. М. Взаємоузгодженість роботи механізмів при роликів-екструзійному формуванні багатопустотних виробів. *Галузеве машинобуд., буд-во*. 2012. № 1 (31). С. 305–310.
14. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликів формувальної установки з рекуперативним приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка». 2007. № 41. С. 127–134.
15. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликів формувальних установок. *Зб. наук. пр. Укр. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2008. Вип. 88. С. 15–20.
16. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликів формувальної установки. *Теорія і практика буд-ва*. 2007. № 3. С. 19–23.
17. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликів формувальних установок. *Vznik moderni vedecke – 2012. Materialy VIII mezinarodni vedecko-prakticka conference – Dil*. 18. *Technicke vedy. Moderni informacni technologie*: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o. – P. 20–25.
18. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73–79.
19. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз динамічного урівноваження приводів машин роликів формувальних. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow. 2016. Vol. 18. No 3. P. 41–52.
20. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І. Патент України на корисну модель № 32838. Установка для формування виробів з бетонних сумішей – № у 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.
21. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І., Бичевський В. М. Патент України на корисну модель № 7884. Установка для формування виробів з бетонних сумішей – № у 20041209993 заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.
22. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз руху роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Вісник Харківського нац. автомобільно-дорожнього ун-ту*, 2004. № 27. С. 95–101.
23. Ловейкін В. С., Почка К. І. Силовий аналіз роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Науковий вісник Національного аграрного університету*, 2005. Вип. 80. С. 346–356.
24. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установ-

ки с уравновешенным приводом. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow. 2015. Vol. 17, No 3. P. 17–27.

25. *Электротехнический справочник*. В 3 т. Т. 2. Электротехнические изделия и устройства (гл. ред. И. Н. Орлов). 7-е изд., испр. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1986. 712 с.

26. *Шейнблит А. Е.* Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособ. для техникумов. М.: Высш. шк., 1991. 432 с.

27. *Дегтярев Ю. И.* Методы оптимизации. М.: Сов. радио, 1980. 272 с.

28. *Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К.* Оптимизация в технике. В 2-х кн. Кн. 1. Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 352 с.

References

1. *Garnec, V. M.* (1991). Progressive concrete the forming units and complexes. Kyiv: Budivelnik.

2. *Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Chovnjuk, Ju. V., Shalenko, V. O. & Prihodko Ja. S.* (2015). Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis. Kyiv: Interservis.

3. *Kuzin, V. N.* (1981). Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete. (Extended abstract of candidate thesis). Moscow construction institute, Moscow, USSR.

4. *Rjushin, V. T.* (1986). Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes. (Unpublished candidate thesis). Kyiv construction institute, Kyiv, USSR.

5. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2004). The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I), 507–514. Ternopil.

6. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Results of pilot studies of the modes of the movement of roller forming installation with the rekuperativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Vasilenko, vol. 1, No. 59, 465–474.

7. *Nazarenko, I. I., Smirnov, V. M., Pelevin, L. C., Fomin, A. V., Sviders'kij, A. T., Kostenjuk, O. O., Ruchins'kij, M. M., Djedov, O. P., Garkavenko, O. M. & Martinjuk, I. Ju.* (2013). Bases of the theory of the movement of the digging and condensing cars of the construction industry with the optimum parameters operated in time. Kyiv: MP Lesja.

8. *Zaichenko, S., Shalenko, V., Shevchuk, N. & Vapnichna, V.* (2017). Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 3/9 (87), 19–25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.

9. *Garnec, V. M., Chovnjuk, Ju. V., Zajchenko, S. V., Shalenko, V. O. & Prihodko, Ja. S.* (2014). Theory and practice of creation of units of formation of concrete. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 83, 49–54.

10. *Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Prihodko, Ja. S. & Shalenko, V. O.* (2012). Development of scientific and practical recommendations about creation of units of formation of concrete. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 46–52.

11. *Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec, V. M.* (2012). Power analysis of process of roller consolidation. Power: Economy, technology, ecology, No. 1 (30), 77–83.

12. *Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec, V. M.* (2012). Three-dimensional modeling of process of roller consolidation of column fastening. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 40–45.

13. *Prihodko, Ja., S. & Garnec, V. M.* (2012). Inter-consistency of operation of mechanisms at roller and extrusive formation of multihollow products. Branch mechanical engineering, construction, No. 1 (31), 305–310.

14. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Determination of optimum value of a corner of shift of cranks of roller forming installation with the recuperative drive. Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Polytechnique", No. 41, 127–134.

15. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2008). Definition of loadings in elements of roller forming installations. Collection of scientific works of Ukrainian state academy of railway transport, No 88, 15–20.

16. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Definition of loadings in elements of roller forming installation. Theory and practice of construction, No. 3, 19–23.

17. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2012). Research of dynamic loadings in elements of roller forming installations. Formation of Modern Science – 2012: Materials VIII of the intern. sci. and pract. conf. Section 18. Technical science. Formation of information technologies, Praha, 20–25.

18. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2015). Research of loadings in elements of roller forming installation with the balanced drive. Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Polytechnique", No 49, 73–79.

19. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2016). Analysis of dynamic equilibration of drives of cars of roller formation. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin-Rzeszow, vol. 18, No 3, 41–52.

20. Pat. 32838 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, *Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I.*, Publ. 10.06.2008.

21. Pat. 7884 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products concrete mixes, *Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Bychevs'kij, V. M.* Publ. 15.07.2005.

22. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2004). Analysis of the movement of roller forming installation with the balanced drive. Bulletin of the Kharkiv national automobile and road university, No. 27, 95–101.

23. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2005). Power analysis of roller forming installation with the balanced drive. Scientific bulletin of National agricultural university, No. 80. 346–356.

24. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2015). Analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with the balanced drive. MOTROL. Commission of

Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin-Rzeszow, vol. 17, No 3. 17-27.

25. Orlov I. N. (1986). Electrotechnical reference book. Vol. 2. Electrotechnical products and devices. Moscow: Jenergoatomizdat, 712.

26. Shejnblit A. E. (1991). Course design of details of cars: Manual for technical schools. Moscow: Vysshaja shkola, 432.

27. Degtyarev Yu. I. (1980). Optimization methods. Moscow: Sovetskoe radio, 272.

28. Rekleytis G., Reyvindran A. & Regsdel K. (1986). Optimization in the equipment. In 2 books. Book 1. Translation from English. M.: Mir, 352.

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ УРАВНОВЕШЕННОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА

В. С. Ловеikin, К. И. Почка, Ю. А. Ромасевич,
Ю. В. Ловеikin

Аннотация. С целью повышения надёжности и долговечности роликовой формовочной установки с уравновешенным приводным механизмом рассчитаны нагрузки в элементах её конструкции и привода, получены зависимости для определения усилий в шатунах, необходимых для приведения в возвратно-поступательное движение формовочных тележек, и нормальных реакций направляющих движения формовочных тележек на направляющие ролики в зависимости от угла поворота кривошипов. Для исследования нагрузок использована двухмассовая динамическая модель роликовой формовочной установки, в которой учтены силовые и энергетические характеристики приводного двигателя и каждой из формовочных тележек, жёсткость приводного механизма и его диссипация. Определена функция изменения необходимого крутящего момента для обеспечения процесса уплотнения изделий из строительных смесей с учётом диссипации приводного механизма. По среднему значению момента сил сопротивления за цикл поворота кривошипов определена номинальная расчетная мощность, по которой выбран электродвигатель, подобраны соединительные муфты и редуктор. Используя уравнение Лагранжа второго рода, для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом, представленной двухмассовой динамической моделью, составлены дифференциальные уравнения движения. В результате числового эксперимента для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводным механизмом определено значение жёсткости приводного механизма, приведенной к оси вращения кривошипов, при которой наблюдаются минимальные нагрузки в муфтах приводного механизма. Установлена зависимость момента в муфте привода от величины коэффициента диссипации. Определена рекомендованная величина коэффициента диссипации для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводным механизмом.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, усилие, момент, жёсткость, диссипация.

DYNAMIC ANALYSIS OF ROLLER MOLDING INSTALLATION TAKING INTO ACCOUNT DISSIPATIVE PROPERTIES BALANCED DRIVE MECHANISM

Lovejkin V. S., Pochka K. I., Romasevich Yu. O.,
Loveikin J. V.

Abstract. For the purpose of increase in reliability and durability of roller forming installation with the balanced driving mechanism loadings in elements of her design and the drive are calculated, dependences for definition of efforts in the connecting rods necessary for reduction in back and forth motion of forming carts, and normal reactions of guides of the movement of forming carts to the directing rollers depending on an angle of rotation of cranks are received. For a research of loadings the two-mass dynamic model of roller forming installation in which power and power characteristics of the driving engine and each of forming carts, rigidity of the driving mechanism and its dissipation are considered is used. Function of change of necessary torque for ensuring process of consolidation of products of construction mixes taking into account dissipation of the driving mechanism is defined. Rated settlement power on which the electric motor is chosen is determined by average value of the moment of forces of resistance for a cycle of turn of cranks, connecting couplings and a reducer are picked up. Using Lagrange's equation of the second sort, for the roller forming installation with the balanced drive presented by two-mass dynamic model the differential equations of the movement are worked out. As a result of a numerical experiment for roller forming installation with the balanced driving mechanism the value of the rigidity of the driving mechanism given to an axis of rotation of cranks at which the minimum loadings in couplings of the driving mechanism are observed is defined. The dependence of the moment is installed in the drive coupling from dissipation coefficient size. The recommended dissipation coefficient size for roller forming installation with the balanced driving mechanism is determined.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, effort, moment, rigidity, dissipation.