

УДК 693.546

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З КРИВОШИПНО-ШАТУННИМ ПРИВІДНИМ МЕХАНІЗМОМ

В.С. Ловейкін¹,
д-р техн. наук, професор

К.І. Почка²,
канд. техн. наук, доцент

Ю.О. Ромасевич¹,
д-р техн. наук, доцент

О.Б. Почка²

¹*Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, Україна, 03041*

²*Київський національний університет будівництва і архітектури
Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, Україна, 03037*

DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108

Для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із врахуванням дисипації привідного механізму. Встановлено залежність моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації, розраховано функції зміни кінематичних характеристик установки при різних значеннях коефіцієнта дисипації, визначено рекомендовані величини жорсткості та коефіцієнта дисипації.

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

Постановка задачі. 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.

Огляд 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, 9-11]. Тому

актуальною є задача дослідження динамічних навантажень в елементах установки. В роботах [12, 14] визначались навантаження в елементах роликів формувальних установок, однак при цьому не було враховано жорсткість та коефіцієнт дисипації приводного механізму.

Мета роботи. Метою даної роботи є визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом із урахуванням жорсткості та коефіцієнта дисипації передавального механізму.

Виклад основного матеріалу дослідження. Роликова формувальна установка (рис. 1) складається з формувального візка 1, що через шарнірно

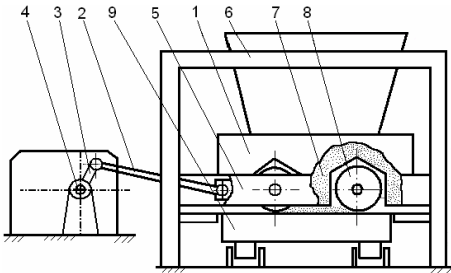


Рис. 1. Роликова формувальна установка з кривошипно-шатунним приводом

з'єднаний з ним шатун 2 приводиться до зворотно-поступального руху від кривошипа 3, який закріплений на приводному валу 4. Формувальний візок змонтований в напрямних руху 5 на порталі 6. При зворотно-поступальному русі формувального візка 1 бетонна суміш, що поступає з секції подавального

бункера 7, попадає під укочувальні ролики 8. Форма 9 при цьому рухається перпендикулярно руху формувального візка 1 і знаходиться під ущільнюючими роликами.

Пристрій встановлюється таким чином, що під порожниною форми знаходиться лише частина робочого органа. Суміш при цьому заповнює порожнину форми. Коли рівень суміші досягає рівня ролика, який здійснює зворотно-поступальний рух, починається його взаємодія з сумішшю, тобто процес ущільнення. По мірі руху форми суміш стає все більш щільною і потребує меншого об'єму під поверхнею робочого органа. Процес ущільнення продовжується до тих пір, поки кожна поверхня виробу не пройде повний цикл ущільнення.

Під час роботи роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипа виникають значні динамічні навантаження, які призводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу.

Для дослідження цих навантажень використовуємо двомасову динамічну модель роликової формувальної установки (рис. 2). В цій моделі прийняті такі позначення: M_{n1} – рушійний момент на валу приводного

електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа;

M_{n2} – момент від сил опору переміщення формувального візка з укочувальними роликами, зведений до осі повороту кривошипа; J_{n1} – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції ротора електродвигуна та

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot \dot{x}_S^2, \quad (4)$$

де \dot{x}_S – швидкість центра мас формувального візка.

Оскільки візок рухається поступально, то усі його точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_S = \dot{x}_B$. Виразимо швидкість точки B через координату кривошипа та її похідну за часом. Для цього скористаємось залежністю:

$$\dot{x}_B = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2}. \quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія другого диска (див. 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:

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (8)$$

З рівняння (8) отримуємо:

$$J_{п2} = J_k + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2. \quad (9)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору $M_{п2}$ скористаємось схемою (див. рис. 3), на якій прийняті такі позначення: F – зусилля в шатуні, яке необхідне для подолання сил опору, що діють на візок; β – кутова координата, яка визначає положення шатуна відносно горизонталі; F_{01} , F_{02} – горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю; R_{01} , R_{02} – вертикальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю; N_1 , N_2 – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f1} = N_1 \cdot f_{np}$, $F_{f2} = N_2 \cdot f_{np}$ – 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 укочувального ролика; d – діаметр напрямного ролика; l – довжина шатуна.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_1 та N_2 і зусилля в шатуні F розглянемо статичну рівновагу формувального візка. Спроекуємо всі сили, що діють на візок, на координатні осі x і y та

складемо суму моментів цих сил відносно точки B (див. рис. 3), в результаті чого отримуємо:

$$\begin{cases} \sum X = -F \cdot \cos \beta + N_1 \cdot f_{\text{np}} + N_2 \cdot f_{\text{np}} + F_{01} + F_{02} = 0; \\ \sum Y = F \cdot \sin \beta - N_1 - N_2 - G + R_{01} + R_{02} = 0; \\ \sum M_B = -N_1(p-b) - N_2(p+b) - Gp - (N_1 + N_2) f_{\text{np}} \frac{d}{2} + \\ \quad + (F_{01} + F_{02}) \cdot e + R_{01}(p-a) + R_{02}(p+a) = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Розв'язавши систему рівнянь (10), знаходимо:

$$F = \frac{1}{\cos \beta - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta} \cdot [(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{01} + F_{02}]. \quad (11)$$

$$N_2 = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot [R_{01} \cdot (b - a - f_{\text{np}} \cdot d/2) + R_{02} \cdot (b + a - f_{\text{np}} \cdot d/2) - G \cdot (b - f_{\text{np}} \cdot d/2) + F \cdot \sin \beta \cdot (b - p - f_{\text{np}} \cdot d/2)], \quad (12)$$

$$N_1 = R_{01} + R_{02} + F \cdot \sin \beta - N_2 - G. \quad (13)$$

На основі залежності (11) знайдемо момент сил опору, зведений до осі повороту кривошипа:

$$M_{\text{п2}} = F \cdot r \cdot \cos(\pi/2 - \varphi_2 - \beta) = F \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta). \quad (14)$$

Величина кута β може бути визначена зі співвідношення:

$$r \cdot \sin \varphi_2 = l \cdot \sin \beta. \quad (15)$$

Звідки:

$$\beta = \arcsin(r/l \cdot \sin \varphi_2). \quad (16)$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду, складемо диференціальні рівняння руху роликової формувальної установки, представлені двомасовою динамічною моделлю:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= Q_{\varphi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1}, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= Q_{\varphi_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2}, \end{aligned} \quad (17)$$

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:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)^2. \quad (18)$$

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{п1}} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (19)$$

Узагальнені сили мають вигляд:

$$Q_{\varphi_1} = M_{\text{п1}}; \quad Q_{\varphi_2} = M_{\text{п2}}, \quad (20)$$

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

$$M_{п1} = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_{п}}{\frac{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}}. \quad (21)$$

Тут $M_{кр}$ – критичний (максимальний) момент на валу привідного електродвигуна; u – передаточне число привідного механізму; $\eta_{п}$ – коефіцієнт корисної дії привідного механізму; ω_0 – синхронна кутова швидкість ротора привідного електродвигуна; $s_{кр}$ – критичне ковзання електродвигуна, яке визначається залежністю:

$$s_{кр} = s_{н} \cdot \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right),$$

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

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

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

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи, отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = m_B \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2}; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_{п1} \cdot \dot{\varphi}_1, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_{к} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{к} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + 2 \cdot m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \end{aligned} \quad (22)$$

Після підстановки виразів (18), (20), (21), (22), (11) та (14) в систему рівнянь (17) отримаємо:

$$\begin{cases} J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_{п}}{\frac{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \\ \left[J_{к} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta - f_{пр} \cdot \sin \beta} \cdot \left[(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{пр} + F_{01} + F_{02} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta). \end{cases} \quad (23)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2\text{ м}$; $l = 0,8\text{ м}$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю $F_{01} = F_{02} = 7962\text{ Н}$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11\text{ м}$ будівельної суміші з наступними характеристиками: 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 $p = 625\text{ кПа}$; $R_{01} = R_{02} = 9740\text{ Н}$; $m_{\text{ш}} = 64\text{ кг}$; $m'_B = 1000\text{ кг}$; $f_{\text{пр}} = 0,008$; $D = 0,22\text{ м}$; $d = 0,046\text{ м}$; $a = 0,27\text{ м}$; $b = 0,37\text{ м}$; $p = 0,52\text{ м}$; $e = 0,21\text{ м}$; маса візка з половиною маси шатуна $m_B = 1032\text{ кг}$; $G = 10124,9\text{ Н}$ за виразами (11)-(14) розраховано та побудовано графіки зміни реакцій напрямних роликів N_1 та N_2 (рис. 4), зусилля в шатуні F (рис. 5) та моменту сил опору $M_{\text{п2}}$ (рис. 6) в залежності від кута повороту кривошипа.

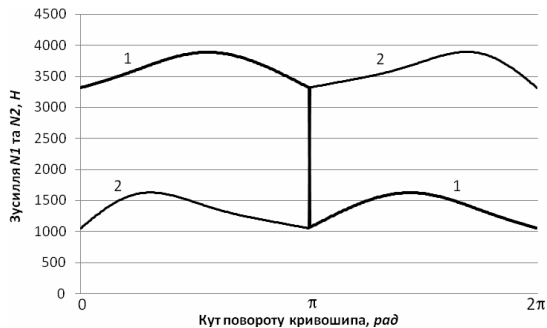


Рис. 4. Графіки зміни реакцій напрямних роликів N_1 (1) та N_2 (2) в залежності від кута повороту кривошипа

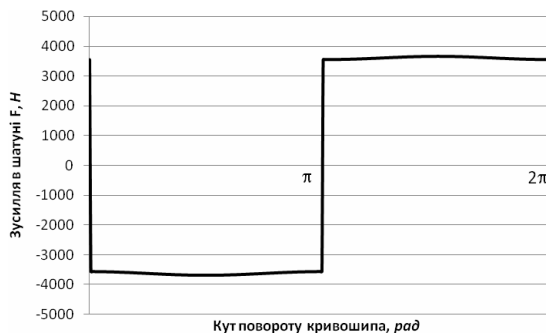


Рис. 5. Графік зміни зусилля в шатуні F в залежності від кута повороту кривошипа

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [15]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А132S6У3 [16] з наступними параметрами: $\omega_0 = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 101,05 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 87,16 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 97,97 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_H = 54,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 136,075 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = M_{кр} / M_H = 2,5$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_n = 0,035$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{кр} = 0,1677$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [17] з номінальним моментом, що передається $M_{ном} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ 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 $J_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.



Рис. 6. Графік зміни моменту сил опору $M_{п2}$ в залежності від кута повороту кривошипа

Значення першої та другої передаточних функцій формувального візка визначаються з виразу функції зміни координати візка (див. рис. 3) [12, 15]:

$$x_B = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \cos \beta. \quad (24)$$

З рівності (15) можна отримати:

$$\sin \beta = (r/l) \cdot \sin \varphi_2 \rightarrow \cos \beta = \left[1 - ((r/l) \cdot \sin \varphi_2)^2 \right]^{1/2}. \quad (25)$$

Вираз $\cos \beta$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - ((r/l) \cdot \sin \varphi_2)^2 \right]^{1/2} = 1 - \frac{1}{2} ((r/l) \cdot \sin \varphi_2)^2 - \frac{1}{8} ((r/l) \cdot \sin \varphi_2)^4 - \dots \quad (26)$$

Відношення r/l для роликів формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $1/3$ і ряд (26) досить швидко сходиться. Тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени ряду (26). Тоді залежність (24) буде мати вигляд:

$$x_B = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]. \quad (27)$$

Значення першої та другої передаточних функцій формувального візка матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right), \quad (28)$$

$$\frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right). \quad (29)$$

В результаті числового експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипа, установки з кривошипно-шатунним приводом із наведеними вище параметрами становить $c = 70000 \text{ Н/м}$. Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [18, 19]. 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 пуско-гальмівних режимах руху формувальних візків систему рівнянь (23) було доповнено величиною дисипації приводу k :

$$\begin{cases} J_{\text{п1}} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot u \cdot \eta_{\text{п}}}{\frac{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}{s_{\text{кр}}} + \frac{s_{\text{кр}}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c(\varphi_1 - \varphi_2) - k(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), \\ \left[J_{\text{к}} + m_B \left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + m_B \frac{\partial x_B}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \varphi_2^2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 = c(\varphi_1 - \varphi_2) + k(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta - f_{\text{пр}} \cdot \sin \beta} \cdot \left[(R_{01} + R_{02} - G) f_{\text{пр}} + F_{01} + F_{02} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta). \end{cases} \quad (30)$$

Із системи рівнянь (30) визначено та побудовано графічну залежність зміни максимального $M_{\text{муф}} \text{ max}$ (рис. 7) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{муф}}$ (рис. 8) моментів у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації. Аналіз графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації близько до $k = 1170 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ відбувається розрив плавної кривої на обох графіках.

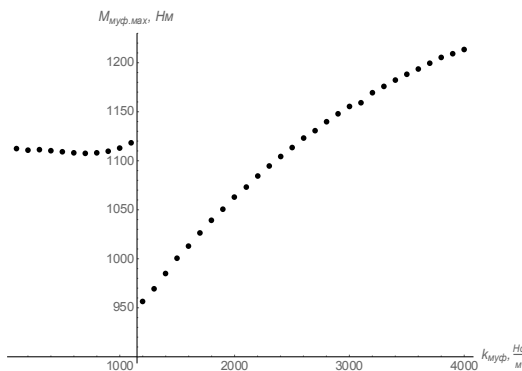


Рис. 7. Графік зміни максимального моменту $M_{\text{муф}} \text{ max}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

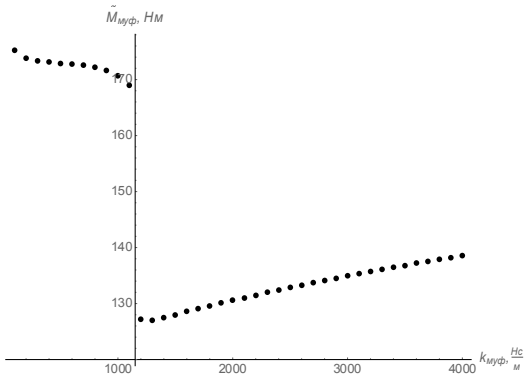


Рис. 8. Графік зміни середньоквадратичного моменту $\tilde{M}_{\text{муфт}}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

Для більш точного дослідження розраховано та побудовано графіки зміни максимального $M_{\text{муфт max}}$ (рис. 9) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{муфт}}$ (рис. 10) моментів у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації в приводі в межах від $k = 1150 \text{ H} \cdot \text{с}/\text{м}$ до $k = 1200 \text{ H} \cdot \text{с}/\text{м}$.

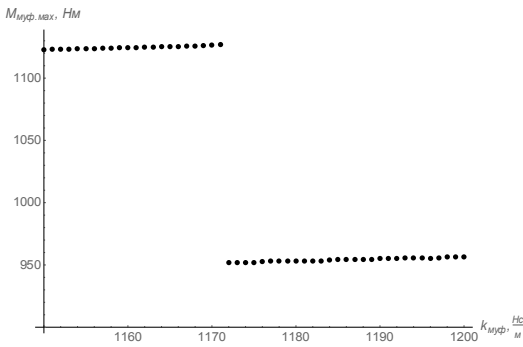


Рис. 9. Графік зміни максимального моменту $M_{\text{муфт max}}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

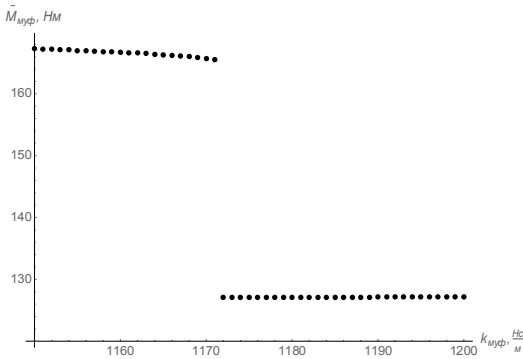


Рис. 10. Графік зміни середньоквадратичного моменту $\tilde{M}_{\text{муфт}}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

Аналіз цих графіків показує, що розрив функції відбувається при значенні коефіцієнта дисипації $k = 1171 \text{ H} \cdot \text{с}/\text{м}$.

Виходячи із системи рівнянь (30), побудовано графіки зміни кутової швидкості обертання вала двигуна $\dot{\phi}_1$, зведеної до осі обертання кривошипа, (рис. 11) та кутової швидкості привідного вала кривошипа $\dot{\phi}_2$ (рис. 12) в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1170 \text{ H} \cdot \text{с}/\text{м}$ (сірий колір) та $k = 1200 \text{ H} \cdot \text{с}/\text{м}$ (чорний колір).

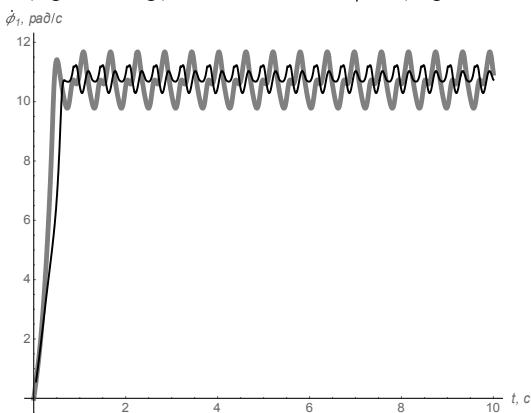


Рис. 11. Графік зміни кутової швидкості обертання вала двигуна $\dot{\phi}_1$ в залежності від часу

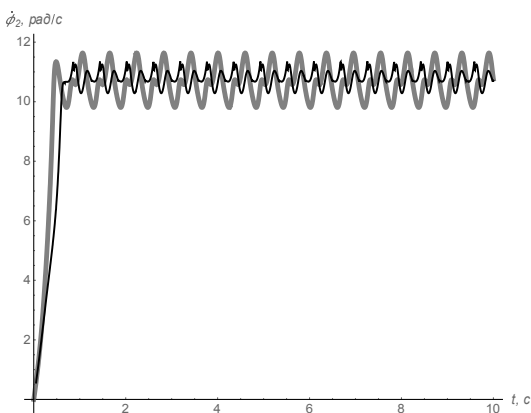


Рис. 12. Графік зміни кутової швидкості обертання кривошипа $\dot{\phi}_2$ в залежності від часу

Аналіз графіків на рис. 11 показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1170 \text{ H} \cdot \text{с}/\text{м}$ кутова швидкість обертання вала двигуна $\dot{\phi}_1$, зведена до осі обертання кривошипа, на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\dot{\phi}_{1\text{min}} = 9,7803 \text{ рад}/\text{с}$ до $\dot{\phi}_{1\text{max}} = 11,677 \text{ рад}/\text{с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\dot{\phi}_{1\text{сеп}} = 10,676 \text{ рад}/\text{с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [20]:

$$\delta = \frac{\dot{\varphi}_{1\max} - \dot{\varphi}_{1\min}}{\dot{\varphi}_{1\text{сеп}}} = \frac{11,6772 - 9,78027}{10,6758} = 0,177683. \quad (31)$$

При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1200 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ кутова швидкість обертання вала двигуна $\dot{\varphi}_1$, зведена до осі обертання кривошипа, на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\dot{\varphi}_{1\min} = 10,289 \text{ рад}/\text{с}$ до $\dot{\varphi}_{1\max} = 11,229 \text{ рад}/\text{с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\dot{\varphi}_{1\text{сеп}} = 10,8014 \text{ рад}/\text{с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,0870176$.

Аналіз графіків на рис. 12 показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1170 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ кутова швидкість кривошипа на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\dot{\varphi}_{2\min} = 9,80743 \text{ рад}/\text{с}$ до $\dot{\varphi}_{2\max} = 11,6358 \text{ рад}/\text{с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\dot{\varphi}_{2\text{сеп}} = 10,676 \text{ рад}/\text{с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,171253$.

При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1200 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ кутова швидкість кривошипа на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\dot{\varphi}_{2\min} = 10,285 \text{ рад}/\text{с}$ до $\dot{\varphi}_{2\max} = 11,362 \text{ рад}/\text{с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\dot{\varphi}_{2\text{сеп}} = 10,8008 \text{ рад}/\text{с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,0996688$.

Виходячи із системи рівнянь (30), побудовано графіки зміни моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ (рис. 13) в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1170 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ (сірий колір) та $k = 1200 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1170 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}\min} = -1240 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муф}\max} = 1100 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1200 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}\min} = -850 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муф}\max} = 610 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

На рис. 14 наведено графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ установки при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1170 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ (сірий колір) та $k = 1200 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ (чорний колір).

Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1170 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ амплітуда по осі абсцис має більше значення ніж при $k = 1200 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$, хоча характер зміни більш плавний.

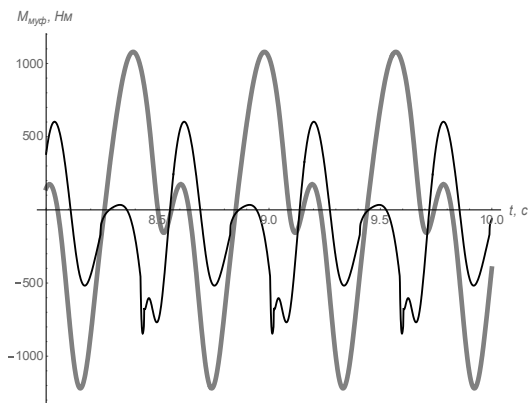


Рис. 13. Графік зміни моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ в залежності від часу

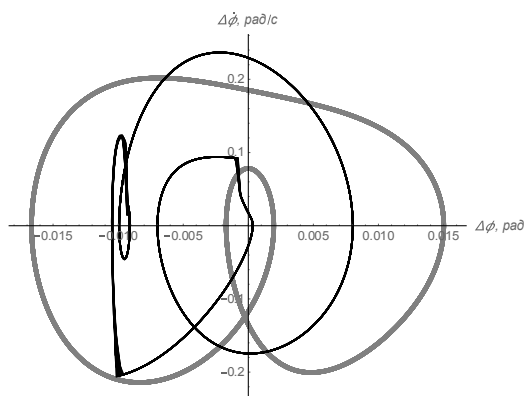


Рис. 14. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$

Висновки. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипа для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із врахуванням дисипації привідного механізму. Для вказаної установки визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Проаналізовано залежність крутного моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації, розраховано функції зміни кінематичних характеристик установки при різних значеннях коефіцієнта дисипації. Для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта дисипації має значення в межах від $k = 1170 \text{ H} \cdot \text{с}/\text{м}$ до $k = 1200 \text{ H} \cdot \text{с}/\text{м}$. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними

для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликowego формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Гарнець В.М.* Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В.М. Гарнець – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. *Гарнець В.М.* Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принципи дії, основи теорії : Монографія / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Ю.В. Човнюк, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько – К.: Інтерсервіс, 2015. – 238 с.
3. *Кузин В.Н.* Технология роликowego формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. канд. техн. наук / В.Н. Кузин – М.: Моск. инж.-строит. ин-т. – 1981. – 20 с.
4. *Рюшин В.Т.* Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликowego формования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук / В.Т. Рюшин – К.: Киев. инж.-строит. ин-т. – 1986.
5. *Назаренко І.І.* Основи теорії руху землерийних і ущільнювальних машин будіндустрії з керованими у часі оптимальними параметрами : Монографія / І.І. Назаренко, В.М. Смірнов, Л.Є. Пелевін, А.В. Фомін, А.Т. Свідерський, О.О. Костенюк, М.М. Ручинський, О.П. Дедов, О.М. Гаркавенко, І.Ю. Мартинок – К.: МП Леся, 2013. – 188 с.
6. *Zaichenko S.* Development of a geomechanical complex for geotechnical monitoring contour mine groove / S. Zaichenko, V. Shalenko, N. Shevchuk, V. Vapnichna // Eastern-European J. Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 3/9 (87). – P. 19-25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.
7. *Гарнець В.М.* Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА) / В.М. Гарнець, Ю.В. Човнюк, С.В. Зайченко, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2014. – Вип. 83. – С. 49-54.
8. *Гарнець В.М.* Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформуючих агрегатів (БФА) / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Я.С. Приходько, В.О. Шаленко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2012. – Вип. 79. – С. 46-52.
9. *Зайченко С.В.* Енергетичний аналіз процесу роликowego ущільнення / С.В. Зайченко, С.П. Шевчук, В.М. Гарнець // Енергетика: Економіка, технологія, екологія. – 2012. – № 1 (30). – С. 77-83.
10. *Зайченко С.В.* Тривимірне моделювання процесу роликowego ущільнення стовбурного кріплення / С.В. Зайченко, С.П. Шевчук, В.М. Гарнець // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2012. – Вип. 79. – С. 40-45.
11. *Приходько Я.С.* Взаємоузгодженість роботи механізмів при ролик-екструзійному формуванні багатопустотних виробів / Я.С. Приходько, В.М. Гарнець // Галузеве машинобудування, будівництво. – 2012. – № 1 (31). – С. 305-310.
12. *Ловейкін В.С.* Динамічний аналіз роликовой формовочної установки з рекуперативним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
13. *Ловейкін В.С.* Синтез кулачкового приводного механізму роликовой формовочної установки з комбінованим режимом движенья по ускоренню третього порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Международный научно-технический журнал «Наука и техника». – Минск: БНТУ, 2017. – Т. 16, № 3. – С. 206–214. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.
14. *Ловейкін В.С.* Визначення навантажень в елементах роликowych формувальних установок / В.С. Ловейкін, К.І. Почка. // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 88. – С. 15-20.
15. *Ловейкін В.С.* Аналіз нерівномірності руху роликовой формовочної установки з кривошипно-шатуновим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Д.А. Паламарчук // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: Сборник научных трудов «Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование». – Днепропетровск: ПГСА, 2005. – № 33. – С. 157-169.
16. *Орлов И.Н.* Электротехнический справочник Т. 2. Электротехнические изделия и устройства / Под ред. профессоров МЭИ. – 7-е изд., испр. и доп. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.
17. *Шейнблит А.Е.* Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов / А.Е. Шейнблит – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
18. *Дегтярев Ю.И.* Методы оптимизации / Ю.И. Дегтярев – М.: Советское радио, 1980. – 272 с.

19. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Кн. 1. Пер. с англ. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел – М.: Мир, 1986. – 352 с.
20. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Наука. – 1975. – 640 с.

REFERENCES

1. *Garnc V.M.* Progresivni betonoformujuchi agregati i kompleksi (Progressive concrete the forming units and complexes) / V.M. Garnc – K.: Budivelnik, 1991. – 144 s.
2. *Garnc V.M.* Betonoformoval'ni agregati. Konstruktivno-funkci-onal'ni shemi, princip diyi, osnovi teorii: Monohrafiia (Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis: Monograph) / V.M. Garnc, S.V. Zajchenko, Ju.V. Chovnjuk, V.O. Shalenko, Ja.S. Prihodko – K.: Interservis, 2015. – 238 s.
3. *Kuzin V.N.* Tehnologija rolikovogo formovanija ploskih izdelij iz melkozernistyh betonov (Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete). Avtoref. dis... kand. nauk (Abstract of the thesis of the candidate of science) / V.N. Kuzin – M.: Moscow construction institute. – 1981. – 20 s.
4. *Rjushin V.T.* Issledovanie raboche-go processa i razrabotka metodiki rascheta mashin rolikovogo formovanija betonnyh smesej (Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes). Dis... kandidata tehn. nauk. (Thesis of Candidate of Technical Sciences) / V.T. Rjushin – K.: Kyiv construction institute. – 1986.
5. *Nazarenko I.I.* Osnovi teorii ruhu zemlerijnih i ushhil'njuval'nih mashin budindustrii z kerovanimi u chasi optimal'nimi parametrami: Monohrafiia (Bases of the theory of the movement of the digging and condensing cars of the construction industry with the optimum parameters operated in time: Monograph) / I.I. Nazarenko, V.M. Smirnov, L.Je. Pelevin, A.V. Fomin, A.T. Sviders'kij, O.O. Kostenjuk, M.M. Ruchins'kij, O.P. Djedov, O.M. Garkavenko, I.Ju. Martinjuk – Kyiv: MP Lesja, 213. – 188 s.
6. *Zaichenko S.* Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove / S. Zaichenko, V. Shalenko, N. Shevchuk, V. Vapnichna // Eastern-European J. Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 3/9 (87). – P. 19-25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.
7. *Garnc V.M.* Teorija i praktika stvorennya betonoformoval'nih agregativ (BFA) (Theory and practice of creation of units of formation of concrete) / V.M. Garnc, Ju.V. Chovnjuk, S.V. Zajchenko, V.O. Shalenko, Ja.S. Prihod'ko // Girmichi, budivel'ni, dorozhni ta meliorativni mashini. – K.: KNUBA, 2014. – Vyp. 83. – S. 49-54.
8. *Garnc V.M.* Rozrobka naukovo-praktichnih rekomendacij po stvorennyu betonoformujuchih agregativ (BFA) (Development of scientific and practical recommendations about creation of units of formation of concrete) / V.M. Garnc, S.V. Zajchenko, Ja.S. Prihod'ko, V.O. Shalenko // Girmichi, budivel'ni, dorozhni ta meliorativni mashini. – K.: KNUBA, 2012. – Vyp. 79. – S. 46-52.
9. *Zajchenko S.V.* Energetichnij analiz procesu rolikovogo ushhil'nenja (Power analysis of process of roller consolidation) / S.V. Zajchenko, S.P. Shevchuk, V.M. Garnc // Energetika: Ekonomika, tehnologija, ekologija. – 2012. – No. 1 (30). – S. 77-83.
10. *Zajchenko S.V.* Trivimirne modeljuvannja procesu rolikovogo ushhil'nenja stovburnogo kriplennja (Three-dimensional modeling of process of roller consolidation of column fastening) / S.V. Zajchenko, S.P. Shevchuk, V.M. Garnc // Girmichi, budivel'ni, dorozhni ta meliorativni mashini. – K.: KNUBA, 2012. – Vyp. 79. – S. 40-45.
11. *Prihod'ko Ja.S.* Vzajemuzgodzhenist' roboti mehanizmiv pri roliko-ekstruzijnomu formuvanni bagatopustotnih virobiv (Interconsistency of operation of mechanisms at roller and extrusive formation of multihollow products) / Ja.S. Prihod'ko, V.M. Garnc // Galuzeve mashinobuduvannja, budivnictvo. – 2012. – № 1 (31). – S. 305-310.
12. *Loveikin V.S.* Dinamichnij analiz rolikovoï formovochnoi ustanovki z rekuperacijnim privodom (The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka // Dinamika, micnist' i nadijnist' sil'skogospodars'kih mashin: Pr. I-i Mizhnarodnoi naukovo-tehnicnoi konferencii (DSR AM-I) (Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I)). – Ternopil', 2004. – S. 507-514.
13. *Loveikin V.S.* Sintez kulachkovogo privodnogo mehanizma rolikovoï formovochnoi ustanovki s kombinirovannym rezhimom dvizhenija po uskoreniju tret'ego porjadka (Synthesis of camshaft driving mechanism in roller molding installation with combined motion mode according to acceleration of third order) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka // Mezhdunarodnyj nauchno-tehniceskij zhurnal «Nauka i tehnika» (International scientific and technical magazine «Science

- & Technique»). – Minsk: Belarusian National Technical University. – Т. 16, No 3. – S. 206-214. DOI:10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.
14. *Loveikin V.S. Vznachennja navantazhen' v elementah rolikovih formoval'nih ustanovok (Definition of loadings in elements of roller forming installations) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka // Zbirnik naukovih prac' Ukraïns'koi derzhavnoi akademii zalizničnogo transportu (Collection of scientific works of Ukrainian state academy of railway transport). – Harkiv: UkrDAZT, 2008. – Vyp. 88. – S. 15-20.*
 15. *Loveikin V.S. Analiz nerivnomirnosti ruhu rolikovoï formovočnoï ustanovki z krivoshipno-shatunnim privodom (The analysis of unevenness of the movement of roller forming installation about a crank connecting rod the drive) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka, D.A. Palamarchuk // Stroitel'stvo. Materialovedenie. Mashinostroenie (Construction. Materials science. Mechanical engineering). Sbornik nauchnyh trudov «Intensifikacija rabochih processov stroitel'nyh i dorozhnyh mashin. Serija: Podyomno-transportnye, stroitel'nye i dorozhnye mashiny i oborudovanie» (Collection of scientific works "Intensification of working processes of construction and road cars. Series: Hoisting-and-transport, construction and road machines and equipment"). – Dnipropetrovsk: Dnieper state construction academy, 2005. – No 33. – S.157-169.*
 16. *Orlov I.N. Jelektrotehnicheskij spravocnik T. 2. Jelektrotehnicheskie izdelija i ustrojstva (Electrotechnical reference book of T. 2. Electrotechnical products and devices). – M.: Jenergoatomizdat, 1986. – 712 s.*
 17. *Shejnblit A.E. Kursovoe proektirovanie detalej mashin: Uchebnoe posobie dlja tehnikumov (Course design of details of cars: Manual for technical schools) / A.E. Shejnblit – Moscow, Vysshaja shkola, 1991. – 432 s.*
 18. *Degtyarev Yu.I. Metody optimizacii (Optimization methods) / Yu.I. Degtyarev – M.: Sovetskoe radio, 1980. – 272 s.*
 19. *Rekleytis G. Optimizacija v tehnikе. V 2-h knigah. Kniga 1. (Optimization in the equipment. In 2 books. Book 1). Translation from English / G. Rekleytis, A. Reyvindran, K. Regsdel – M.: Mir, 1986. – 352 s.*
 20. *Artobolevskij I.I. Teorija mehanizmov i mashin (Theory of mechanisms and cars) / I.I. Artobolevskij – M.: Nauka, 1975. – 640 s.*

Стаття надійшла до редакції 1.11.2018 р.

Loveikin V.S., Pochka K.I., Romasevich Yu.O., Pochka O.B.

DYNAMIC ANALYSIS OF A ROLLER MOLDING UNIT WITH A CRANKSHAFT ACTUATOR

For the purpose of increase in reliability and durability of roller molding unit with the driving mechanism with a crank and the connecting rod loadings in elements of her design and the drive are calculated, dependences for definition of effort in the connecting rod, necessary for reduction in back and forth motion of the forming cart, and normal reactions of guides of the movement of the forming cart to the directing rollers depending on a crank angle of rotation 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 forming cart, 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 a crank, connecting couplings and a reducer are picked up. Using Lagrange's equation of the second sort, for the roller forming installation with the driving mechanism with a crank and the connecting rod 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 driving mechanism with a crank and the connecting rod the value of the rigidity of the driving mechanism given to an axis of rotation of a crank 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, functions of change of kinematic characteristics of installation at different values of coefficient of dissipation are calculated. The recommended dissipation coefficient size for roller forming installation with the driving mechanism with a crank and the connecting rod is determined.

Keywords: roller molding unit, driving mechanism, effort, moment, rigidity of the drive, dissipation.

Ловейкин В.С., Почка К.И., Ромасевич Ю.А., Почка О.Б.

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С КРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ ПРИВОДНЫМ МЕХАНИЗМОМ

Для роликовой формовочной установки с возвратно-поступательным приводным механизмом рассчитаны нагрузки в элементах ее конструкции и привода, определены функции изменения необходимого крутящего момента для обеспечения процесса уплотнения изделий из строительных смесей с учетом диссипации приводного механизма. Установлена зависимость момента в муфте привода от величины коэффициента диссипации, рассчитаны функции изменения кинематических характеристик установки при различных значениях коэффициента диссипации, определены рекомендованные величины жесткости и коэффициента диссипации.

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

УДК 693.546

Ловейкін В.С., Почка К.І., Ромасевич Ю.О., Почка О.Б. **Динамічний аналіз роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом** // Опір матеріалів і теорія споруд: наук.-техн. збірн. – К.: КНУБА, 2019. – Вип. 102. – С. 91-108.

Для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із врахуванням дисипації приводного механізму. Встановлено залежність моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації, розраховано функції зміни кінематичних характеристик установки при різних значеннях коефіцієнта дисипації, визначено рекомендовані величини жорсткості та коефіцієнта дисипації.

Лл. 14. Бібліогр. 20 назв.

UDC 693.546

Loveikin V.S., Pochka K.I., Romasevich Yu.O., Pochka O.B. **Dynamic analysis of a roller molding unit with a crankshaft actuator** // Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific and technical collected articles. - Kyiv: KNUBA, 2019. – Issue 102. – P. 91-108.

For roller forming installation with the driving mechanism with a crank and the connecting rod loadings in elements of its design and the drive are calculated, 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. The dependence of the moment is installed in the drive coupling from dissipation coefficient size, functions of change of kinematic characteristics of installation at different values of coefficient of dissipation are calculated, the recommended sizes of rigidity and coefficient of dissipation are determined.

Fig. 14. Ref. 20.

УДК 693.546

Ловейкин В.С., Почка К.И., Ромасевич Ю.А., Почка О.Б.

Динамический анализ роликовой формовочной установки с кривошипно-шатунным приводным механизмом // Сопrotивление материалов и теория сооружений: науч.-техн. сборн. - К.: КНУСА, 2019. - Вип. 102. - С. 91-108.

Для роликовой формовочной установки с кривошипно-шатунным приводным механизмом рассчитаны нагрузки в элементах её конструкции и привода, определена функция изменения необходимого крутящего момента для обеспечения процесса уплотнения изделий из строительных смесей с учётом диссипации приводного механизма. Установлена зависимость момента в муфте привода от величины коэффициента диссипации, рассчитаны функции изменения кинематических характеристик установки при разных значениях коэффициента диссипации, определены рекомендованные величины жесткости и коэффициента диссипации.

Лл. 14. Библиогр. 20 назв.

Автор (вчена ступень, вчене звання, посада): доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природокористування України ЛОВЕЙКІН Вячеслав Сергійович

Адреса робоча: 03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12, навчальний корпус № 11, Національний університет біоресурсів і природокористування України, кафедра конструювання машин і обладнання, ЛОВЕЇКІНУ Вячеславу Сергійовичу

Робочий тел.: +38(044) 527-87-34;

Мобільний тел.: +38(097) 349-14-53;

E-mail: lovvs@ukr.net

ORCID ID: <http://orcid.org/0000-0003-4259-3900>

Автор (вчена ступень, вчене звання, посада): кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри основ професійного навчання КНУБА ПОЧКА Костянтин Іванович

Адреса робоча: 03037, Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра основ професійного навчання, ПОЧЦІ Костянтину Івановичу

Робочий тел.: +38(044) 248-69-25;

Мобільний тел.: +38(097) 212-86-29;

E-mail: shanovniv@ukr.net

ORCID ID: <http://orcid.org/0000-0002-0355-002X>

Автор (вчена ступень, вчене звання, посада): доктор технічних наук, доцент, професор кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природокористування України РОМАСЕВИЧ Юрій Олександрович

Адреса робоча: 03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12, навчальний корпус № 11, Національний університет біоресурсів і природокористування України, кафедра конструювання машин і обладнання, РОМАСЕВИЧУ Юрію Олександровичу

Робочий тел.: +38(044) 527-87-34;

Мобільний тел.: +38(068) 102-31-64;

E-mail: romasevichyuriv@ukr.net

ORCID ID: <http://orcid.org/0000-0001-5069-5929>

Автор (вчена ступень, вчене звання, посада): асистент кафедри теплогазопостачання і вентиляції КНУБА ПОЧКА Ольга Богданівна

Адреса робоча: 03037, Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції, ПОЧЦІ Ользі Богданівні

Мобільний тел.: +38(097) 196-92-04;

E-mail: zasedkoolga@ukr.net

ORCID ID: <http://orcid.org/0000-0001-5701-978X>