

Техніка Будівництва



21, 2008

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
21 '2008

Видається з 1997р. двічі на рік

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

Засновники: Академія будівництва України,
Київський національний університет будівництва і архітектури

Редакційна колегія:

Назаренко І.І., д-р техн. наук (Головний редактор)
Адріанов В.П.; Антонюк А.Є.; канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;
Барашиков А.Я., д-р техн. наук; Войтенко С.П., д-р техн. наук;
Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук; Злобін Г.К., Клименко М.О. (відповідальний секретар);
Кривенко П.В., д-р техн. наук; Лівінський О.М., д-р техн. наук;
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
Рунова Р.Ф., д-р техн. наук; Сівко В.Й., д-р техн. наук;
Смірнов В.М., канд. техн. наук (затупник головного редактора);
Сукач М.К., д-р техн. наук; Хмара Л.А., д-р техн. наук; Черненко В.К., д-р техн. наук;

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 29 від 23.11.2007 р.

Редактор Баранов Ю.О.
Технічний редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Басараб В.А.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2008

ЗМІСТ

Техніка для земляних та дорожніх робіт

Горбатюк Є.В., Шевченко Т.В. Аналіз тенденцій розвитку розпушуючих агрегатів.....	5
Пелевін Л.Є., Пристайло М.О. Динаміка ножа (деформатора) з лідируючою ріжучою кромкою при статичному різанні.....	11
Шевченко Я.В. Аналіз роботи модернізованої системи масштабування двигуна внутрішнього згорання.....	15

Підйомно-транспортні машини

Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення.....	22
Заліско І.І. Дослідження напружено-деформованого стану кілець опорно-поворотного круга автомобільного крану.....	28
Коваленко С.А. Дослідження напружено-деформованого стану поперечного перерізу телескопічної стріли автокрану.....	35
Ловейкін В.С., Шевчук О.Г. Оптимізація режиму вильоту вантажу баштового крана з шарнірно - зчленованою стріловою системою.....	41
Саділо О.В. Оцінка стану металу несучих металоконструкцій вантажопідйомних машин.....	45
Рустамов Закир. Исследование и выбор конструктивных параметров манипулятора.....	48

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Назаренко І.І., Свідерський А.Т., Дєдов О.П. Системний аналіз різних конструктивних схем віброударних машин для ущільнення.....	52
Балера Н.Д., Саєнко Л.В. Динамический расчет стержневого растирателя смесителя.....	64
Немчин Д.А. Интенсификация технологического процесса получения неавтоклавного пенобетона.....	68
Пиляев Р.С. Оцінка та аналіз змішувачів для приготування водно-цементної суспензії.....	73
Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Басараб В.А. Дослідження процесу ущільнення суміші в умовах ударно-вібраційного навантаження за допомогою методу динамічної петлі гістерезису.....	77
Нестеренко М.П. Розроблення віброзбуджувачів з рідинним змащенням підшипників.....	82

Технологія і організація виробництва

Кубайчук О.О., Теренчук С.А., Єременко Б.М. Оптимізація управління методом виділення сильно зв'язних компонентів на графах.....	87
Лисицын А.Б. Структурно-продуктовое планирование девелоперских проектов.....	92
Лагутін Г.В. Організаційно-технологічна модель моніторингу динаміки ліквідності активів будівельного проекту в процесі підготовки та спорудження об'єктів.....	99
Тугай О.А. Багатостадійна інжинірингова модель організації взаємодії провідного виконавця із замовником.....	105
Друкований М.Ф., Друкований О.М. Вплив карбонатної добавки на фізико-механічні властивості бетону.....	114
Лівінський О.М., Стоян О.В. Сануючі штукатурки в реставрації пам'яток архітектури.....	119

Підйомно-транспортні машини

УДК 693.546

В.С. Ловейкін, д-р техн. наук, професор КНУБА

К.І. Почка, канд. техн. наук, КНУБА

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ПЕРЕДАВАЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ, ЩО МАЄ ЗМІННЕ ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ

В роликівих формувальних установках з кривошипно-повзунним приводом (рис. 1) спостерігається значна нерівномірність руху формувального візка під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші [1, 2], що приводить до зниження якості виробу та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки [3].

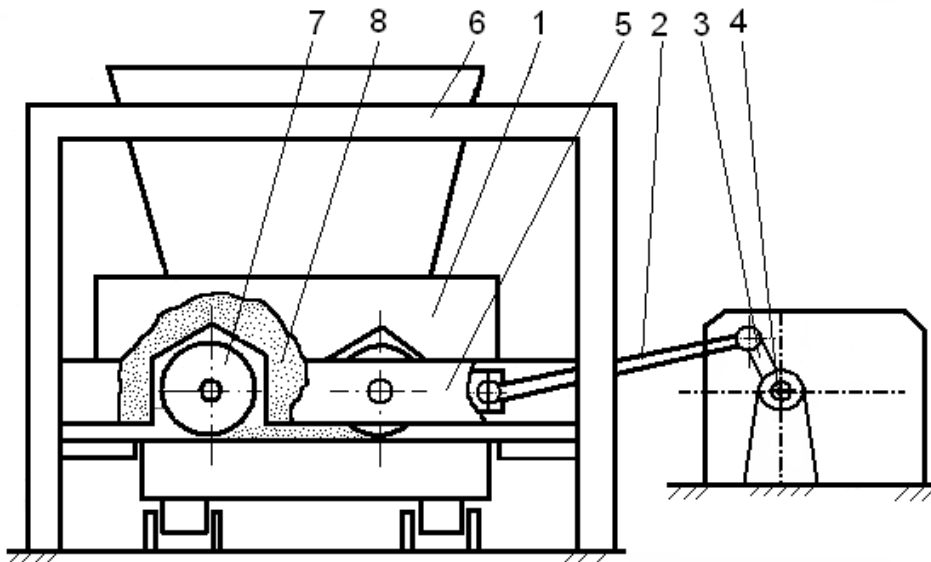


Рис. 1. Роликова формувальна установка з кривошипно-шатунним приводом

Нерівномірність руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок в першому наближенні може бути визначена представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипу.

Для такої моделі записано диференційне рівняння руху [1]

$$I_{\varphi a}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{\varphi a}(\varphi)}{d\varphi} = M_{\delta}(\omega) - \dot{I}_i(\varphi), \quad (1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; $I_{\varphi a}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент всіх діючих зовнішніх сил, включаючи силу опору переміщенню формувального візка та силу тяжіння шатуна.



Рівняння (1) являє собою нелінійне диференціальне рівняння першого порядку. Тому для його розв'язку використано чисельний метод, запропонований професором Г.Г. Барановим [4]. Згідно з цим методом рівняння (1) представлено у вигляді

$$2 \cdot I_{\zeta\hat{a}}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{\zeta\hat{a}}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_{\delta}(\omega) - \dot{I}_{\hat{i}}(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (2)$$

Виходячи з умови відсутності сингулярності особливих точок та розривів, замінивши в рівнянні (2): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dI_{\zeta\hat{a}} \approx I_{\zeta\hat{a}^{(2+1)}} - I_{\zeta\hat{a}^{(2)}}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$; $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримано

$$2 \cdot I_{\zeta\hat{a}^{(2)}} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (I_{\zeta\hat{a}^{(3+1)}} - I_{\zeta\hat{a}^{(2)}}) = 2 \cdot \frac{\dot{I}_{\delta}(\omega_i) - \dot{I}_{\hat{i}}(\varphi_i)}{\omega_i}, \quad (3)$$

де φ_i , ω_i , $I_{\zeta\hat{a}^{(2)}}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – відповідно кутова координата кривошипа, кутова швидкість кривошипа, момент інерції, рушійний момент та момент сил опору зведені до осі обертання кривошипа в положенні i ($i = 0, 1, 2, \dots, n$); n – кількість точок розрахунку; φ_{i+1} , ω_{i+1} , $I_{\zeta\hat{a}^{(3+1)}}$ – відповідно кутова координата, швидкість та зведений момент інерції механізму до осі повороту кривошипу в положенні $i+1$.

Розв'язавши рівняння (3) відносно ω_{i+1} , отримано функцію зміни кутової швидкості в кожний наступний момент часу

$$\omega_{i+1} = \frac{[\dot{I}_{\delta}(\omega_i) - \dot{I}_{\hat{i}}(\varphi_i)]}{I_{\zeta\hat{a}^{(2)}} \cdot \omega_i} \cdot \Delta\varphi + \frac{(3 \cdot I_{\zeta\hat{a}^{(3)}} - I_{\zeta\hat{a}^{(3+1)}})}{2 \cdot I_{\zeta\hat{a}^{(2)}}} \cdot \omega_i. \quad (4)$$

Для розв'язку рівняння (4) визначено всі його складові та всі необхідні характеристики установки [1]. За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна, за якою і було підібрано електродвигун приводу. Для вибраного електродвигуна побудована механічна характеристика, за якою було визначено рушійний момент на валу кривошипа [1].

Підставивши всі необхідні залежності в рівняння (4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 2).

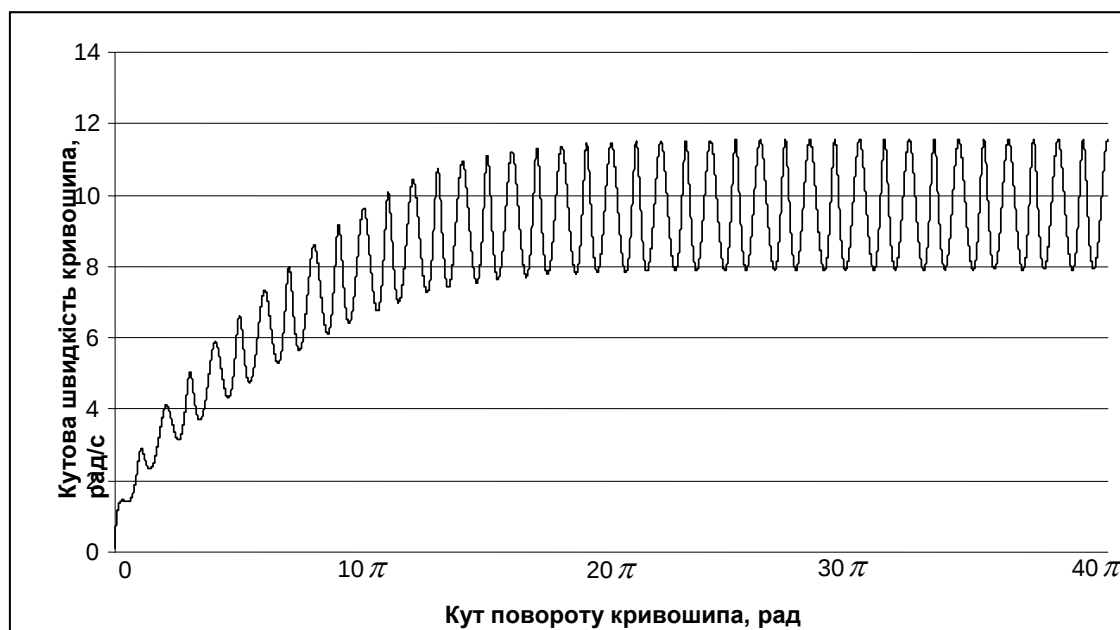


Рис. 2. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

Час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} може бути визначений залежністю

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta \varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (5)$$

за допомогою якої отримано функцію зміни кутового прискорення кривошипу

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (6)$$

де t_i , t_{i+1} – відповідно значення часу руху в положеннях кривошипу i та $i+1$.

За допомогою залежності (6) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипу (рис. 3).

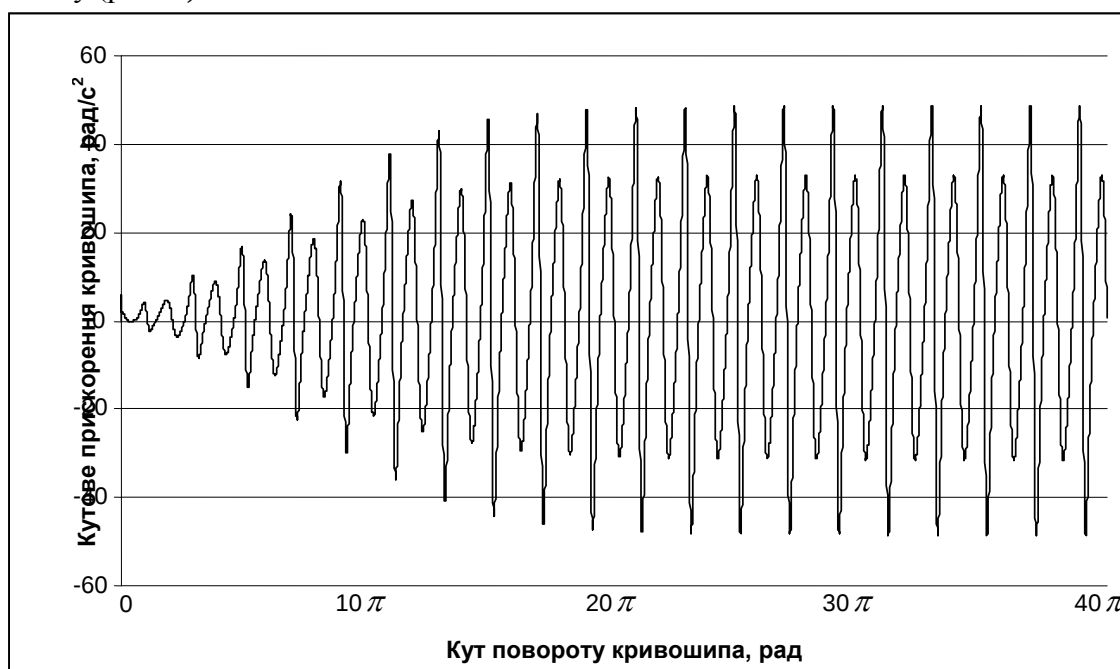


Рис. 3. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 2 та 3, можна побачити, що протягом 10 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 10 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 7,898 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,5612 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 9,7296 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [4]

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,5612 - 7,898}{9,7296} = 0,3765. \quad (7)$$

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -48,67 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 48,67 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [4]

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,51412. \quad (8)$$



Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [5]

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{cep}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{cep}^2} = \frac{(11,5612 - 7,898)^2}{9,7296^2} + \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,656. \quad (2.96)$$

Для зменшення нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом у її конструкції можна застосувати передавальний механізм від двигуна до приводного вала із змінним передаточним відношенням.

На рис. 4. зображено роликову формувальну установку з використанням еліптичної зубчастої передачі між вихідним валом редуктора та приводним валом кривошипа [6].

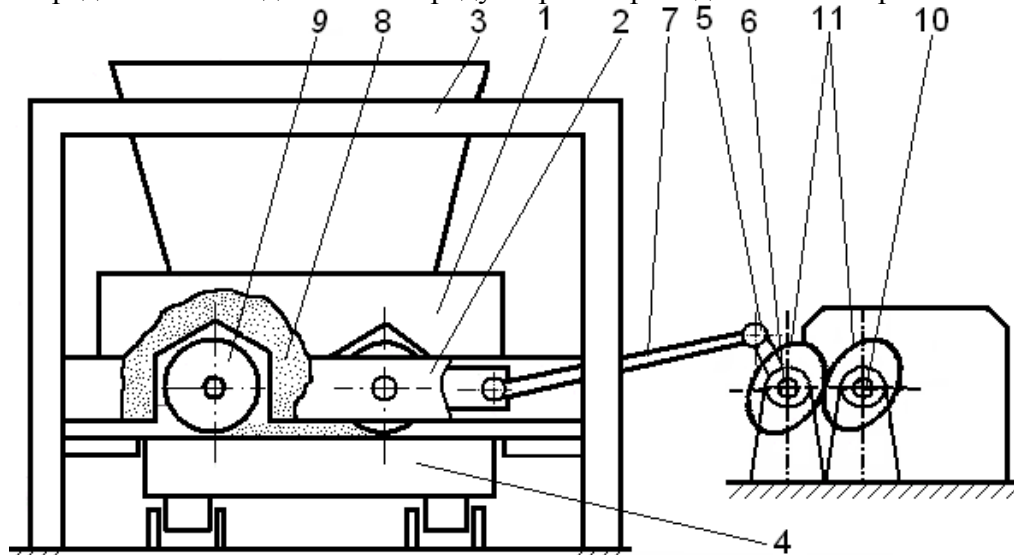


Рис. 4. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням передавального механізму, що має змінне передаточне відношення.

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2 на нерухомому порталі 3 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу, та форми 4, яка в свою чергу рухається в напрямку, що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка. Кривошипно-шатунний привод вміщує в собі кривошип 5, який жорстко закріплений на приводному валу 6, та шатун 7, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Між вихідним валом редуктора 10 та приводним валом кривошипа 6 встановлено еліптичну зубчасту передачу 11. Причому цю передачу встановлено таким чином, щоб передаточне відношення від вихідного валу редуктора до приводного валу кривошипа приймало своє мінімальне значення при досягненні формувальним візком крайніх положень.

Для такої установки визначено функцію зміни передаточного відношення еліптичної передачі передавального механізму на протязі циклу (рис. 5), яке змінюється в межах від $i_{\min} = 0,85$ до $i_{\max} = 1,15$.

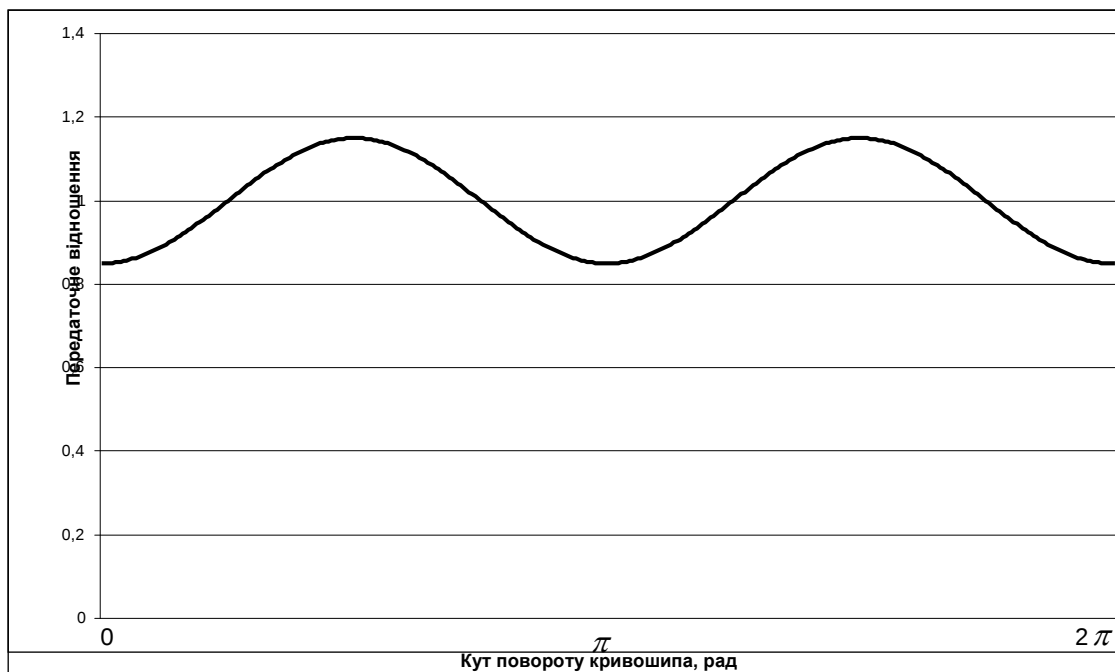


Рис. 5. Графік зміни передаточного відношення передавального механізму

Наклавши функцію зміни передаточного відношення передавального механізму на функцію зміни кутової швидкості та кутового прискорення приводного вала установки (рис. 2 та 3), отримано функції зміни цих параметрів з використанням вказаного передавального механізму, графіки яких зображено на рис. 6 та 7.

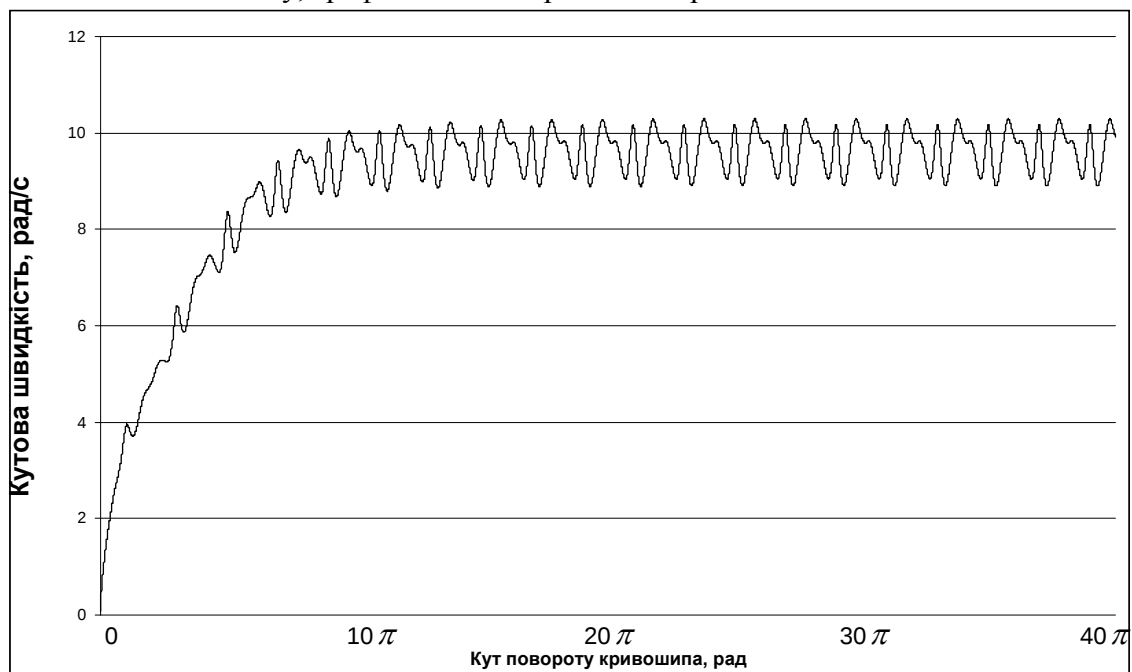


Рис. 6. Графік зміни кутової швидкості приводного вала установки

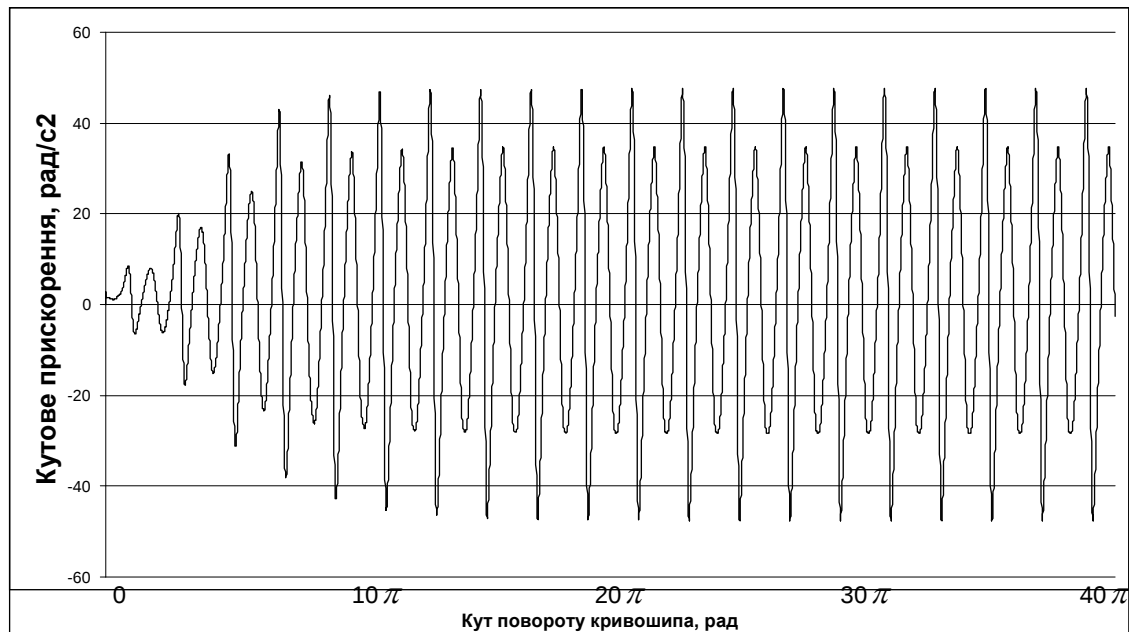


Рис. 7. Графік зміни кутового прискорення приводного вала установки

При застосуванні такого передавального механізму кутова швидкість приводного вала на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\omega_{\min} = 8,91 \delta \ddot{a} / \tilde{n}$ до $\omega_{\max} = 10,29 \delta \ddot{a} / \tilde{n}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 9,6 \delta \ddot{a} / \tilde{n}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,144$, що у 2,62 рази менше в порівнянні з установкою без використання такого передавального механізму.

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -44,54 \delta \ddot{a} / \tilde{n}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 44,54 \delta \ddot{a} / \tilde{n}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності становить $H = 0,423$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху – $k_p = 0,443$, що, відповідно, у 1,22 та 1,47 разів менше в порівнянні з установкою без використання такого передавального механізму.

Таким чином, в результаті проведених досліджень встановлено, що при застосуванні в роликівих формувальних установках з кривошипно-повзунним приводом еліптичної зубчастої передачі зі змінним передаточним відношенням між вихідним валом редуктора та приводним валом кривошипа зменшується нерівномірність руху формувального візка, що приводить до зменшення динамічних навантажень у вузлах установки та підвищення якості ущільнення залізобетонних виробів.

Література

1. Ловейкін В.С., Почка К.І., Паламарчук Д.А. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом / Сб. науч. тр.: Строительство. Материаловедение. Машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА, 2005. – № 33. – С. 157–169.
2. Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 19–33.
3. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I). – Тернопіль, 2004. – С. 507–514.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин / Подъемно-транспортное оборудование. – 1989. – № 21. – С. 16–18.
6. Пат. 26999 У Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формирования виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № у 200706711 заявл. 15.06.07; опубл. 10.10.07, Бюл. № 16.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 21

Підписано до друку
Умовн. друк. арк. 12.04
різогр.

Формат 60×84 1/8

Папір офсетний. Друк

Обл.-вид. арк. 12.5

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214