

УДК 631.303.7

В.С.Ловейкін, В.П.Кулик

Національний університет біоресурсів і природокористування України

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ОЧИСНОЇ МАШИНИ РЕШІТНОГО ТИПУ*Досліджено вплив кута зміщення кривошипів приводного механізму на її силові показники.**Ключові слова: очистка, решітний стан, кривошипно-повзунний механізм, рекупераційний привод, кут зміщення.*

Постановка наукової проблеми. Очисні машини зернового вороху решітного типу отримали значне поширення в сільськогосподарському виробництві завдяки достатній якості очистки зерна при високій продуктивності [1,2]. Серед цих машин достатньо розповсюдженими є дворешітні очисні машини (рис. 1). В цих машинах обидва решета приводяться в рух від єдиного приводу, що складається з електродвигуна, передавального механізму і двох кривошипно-повзунних механізмів, в яких роль повзунів виконують решета [3]. Причому, кривошипи цих механізмів жорстко закріплені на приводному валу і зміщені між собою на кут π . В таких приводних механізмах мають місце значні енергетичні витрати і висока нерівномірність руху приводного валу [4]. Для усунення цих недоліків в роботі очисних машин решітного типу пропонується зміщувати кривошипи на кут $\pi/2$ або на деякий інший кут $\Delta\varphi$ [5]. При зміщенні кривошипів на довільний кут $\Delta\varphi$ певним чином змінюються навантаження в кінематичних парах кривошипно-повзунних механізмів, які мають значний вплив на характеристики міцності та зносостійкості кінематичних пар і в кінцевому випадку на надійність роботи всієї машини.

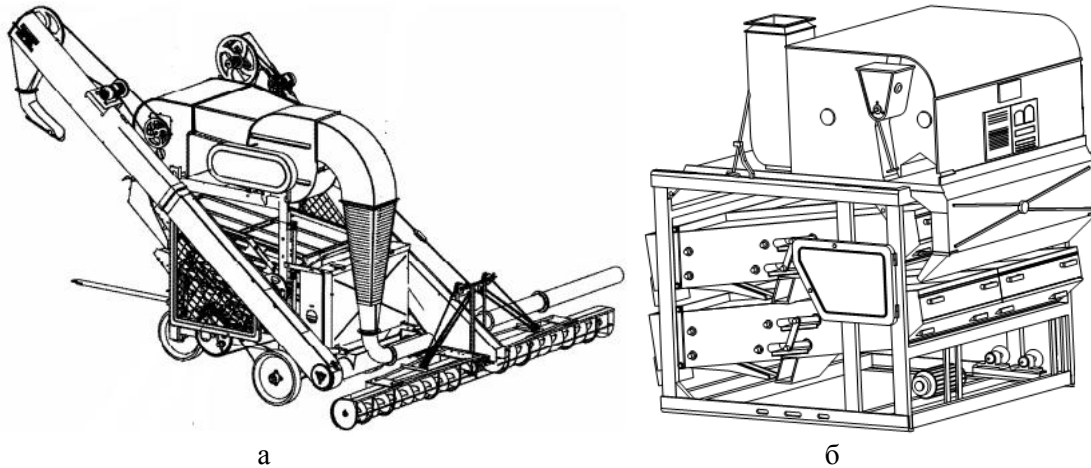


Рис. 1. Дворешітні зерноочисні машини: а) ОВС – 25; б) ЗВС – 20А

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вперше динамічний аналіз і оцінка параметрів руху спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії зворотно-поступального руху робочих органів, проведені в роботах [4,6]. Автори [7] здійснили аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом, яка застосовується для поверхневого ущільнення бетонних сумішей.

Авторами [8] встановлено, що при зміщенні кривошипів один відносно іншого на кут $\Delta\varphi \in (87,148^\circ; 90^\circ]$ передається кінетична енергія від одного решітного стану до іншого при неперервних пуско-гальмівних режимах їх руху практично без втрат.

Мета досліджень. Визначення та аналіз навантажень в кінематичних парах кривошипно-повзунних механізмів приводу очисних решіт при різних кутах зміщення кривошипів.

Основний зміст статті. Розглянемо кінематичну схему приводного механізму очисних решіт з двома кривошипно-повзунними механізмами, у яких кривошипи OA і OC ланки 1 зміщені між собою на кут $\Delta\varphi$ (рис. 2).

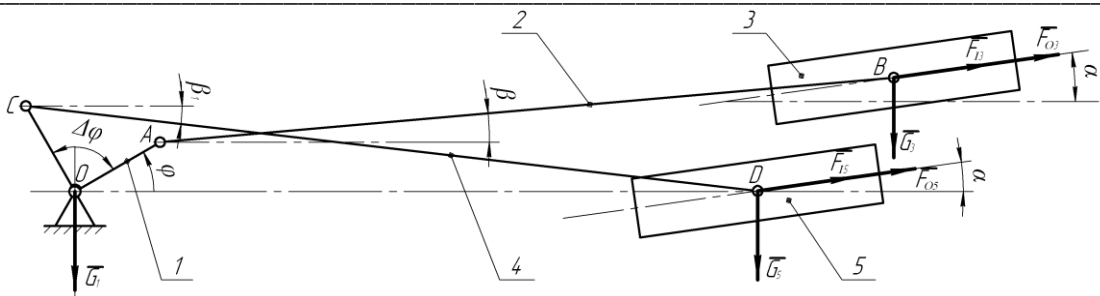


Рис. 2. Кінематична схема привода решітних станів зерноочисних машин:
1 – кривошипний вал; 2, 4 – шатуни; 3, 5 – решітні стани

На цій схемі прийняті такі позначення: G_1, G_3, G_5 – вага відповідно приводного кривошипного валу та решітних станів 3 і 5; F_{i3}, F_{i5} – сили інерції решітних станів 3 та 5; F_{O3}, F_{O5} – сили опору руху решітних станів 3 і 5. Решітні стани 3 і 5 є повзунами в цих кривошипно-повзунних механізмах.

Розглянемо рівновагу першої структурної групи, що складається з ланок 2 і 3 (рис. 3).

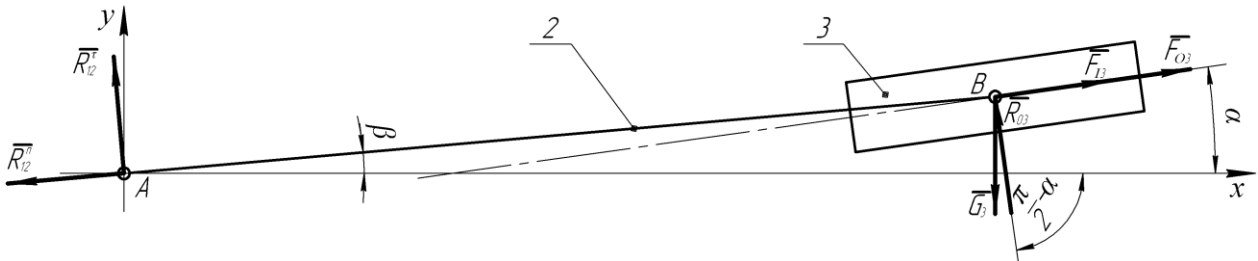


Рис. 3. Структурна група 2–3

Тут прийняті такі позначення: R_{12}^n – нормальна складова реакції першої ланки (кривошип) на другу (шатун); R_{12}^t – тангенціальна складова реакції першої ланки на другу; R_{03} – реакція нульової ланки (напрямна) на третю (решітний стан).

Оскільки маси шатунів 2 і 4 значно менші за маси решітних станів 3 і 5 [4], то першими масами можна знехтувати і тоді можна вважати, що сили тяжіння та сили інерції цих мас дорівнюють нулю.

Умовою рівноваги першої структурної групи є:

$$\begin{cases} \Sigma M_B(F_i) = -R_{12}^t \cdot l_{AB} = 0; \\ \Sigma X = -R_{12}^n \cdot \cos \beta - F_{O3} \frac{V_B}{|V_B|} \cos \alpha + F_{i3} \cdot \cos \alpha - R_{03} \cdot \sin \alpha = 0; \\ \Sigma Y = -R_{12}^n \cdot \sin \beta - F_{O3} \frac{V_B}{|V_B|} \sin \alpha + F_{i3} \cdot \sin \alpha + R_{03} \cdot \cos \alpha - G_3 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

З першого рівняння системи (1) видно, що $R_{12}^t = 0$, тоді з другого рівняння цієї системи знайдемо

$$R_{03} = \frac{1}{\sin \alpha} \left(\left(F_{i3} - F_{O3} \frac{V_B}{|V_B|} \right) \cos \alpha - R_{12}^n \cdot \cos \beta \right). \quad (2)$$

Підставимо вираз (2) в третє рівняння системи (1), в результаті чого отримаємо:

$$R_{12}^n = \frac{F_{i3} - F_{O3} \frac{V_B}{|V_B|} - G_3 \cdot \sin \alpha}{\cos(\alpha - \beta)}. \quad (3)$$

Підставивши вираз (3) в третє рівняння системи (1), отримаємо

$$R_{03} = \left(F_{i3} - F_o \frac{V_B}{|V_B|} \right) \left(\operatorname{ctg} \alpha - \frac{\cos \beta}{\cos(\alpha - \beta)} \right) + G_3 \frac{\sin \alpha \cdot \cos \beta}{\cos(\alpha - \beta)}. \quad (4)$$

Для визначення реакцій в кінематичній парі B розглянемо рівновагу ланки 2, з якої випливає, що $\overline{R}_{32}^n = -\overline{R}_{12}^n$, а $\overline{R}_{32}^r = 0$. Реакція \overline{R}_{32}^n направлена вздовж стержня AB протилежно реакції \overline{R}_{12}^n .

Аналогічно визначаються реакції в кінематичних парах структурної групи, що складається з ланок 4 і 5 (рис. 4).

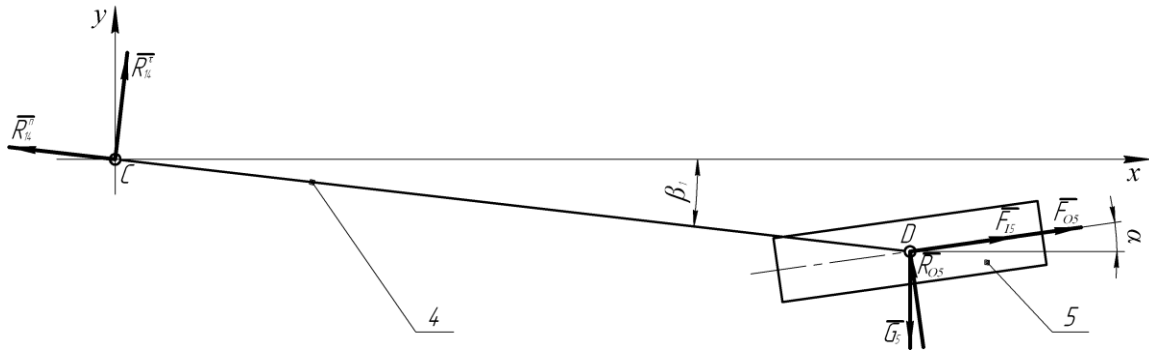


Рис. 4. Структурна група 4-5

На цій схемі прийняті такі позначення: R_{14}^n – нормальна складова реакції першої ланки (кривошип) на четверту (шатун); R_{14}^r – тангенціальна складова реакції першої ланки на четверту; R_{05} – реакція нульової ланки (напрямна) на п'яту (решітний стан).

Умовою рівноваги другої структурної групи є:

$$\begin{cases} \Sigma M_D (F_i) = -R_{14}^r \cdot l_{CD} = 0; \\ \Sigma X = -R_{14}^n \cdot \cos \beta_1 - F_o \frac{V_B}{|V_B|} \cos \alpha + F_{i5} \cdot \cos \alpha - R_{05} \cdot \sin \alpha = 0; \\ \Sigma Y = -R_{14}^n \cdot \sin \beta_1 - F_o \frac{V_B}{|V_B|} \sin \alpha + F_{i5} \cdot \sin \alpha + R_{05} \cdot \cos \alpha - G_5 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Оскільки з першого рівняння системи (5) слідує, що $R_{14}^r = 0$, тоді з другого рівняння системи знайдемо

$$R_{05} = \frac{1}{\sin \alpha} \left(\left(F_{i5} - F_o \frac{V_B}{|V_B|} \right) \cos \alpha - R_{14}^n \cdot \cos \beta_1 \right). \quad (6)$$

Підставимо вираз (6) в третє рівняння системи (5), в результаті чого отримаємо:

$$R_{14}^n = \frac{F_{i5} - F_o \frac{V_B}{|V_B|} - G_5 \cdot \sin \alpha}{\cos(\alpha - \beta_1)}. \quad (7)$$

Підставивши вираз (7) в третє рівняння системи (5), отримаємо

$$R_{05} = \left(F_{i5} - F_o \frac{V_B}{|V_B|} \right) \left(\operatorname{ctg} \alpha - \frac{\cos \beta_1}{\cos(\alpha - \beta_1)} \right) + G_5 \frac{\sin \alpha \cdot \cos \beta_1}{\cos(\alpha - \beta_1)}. \quad (8)$$

Для визначення реакцій в кінематичній парі D розглянемо рівновагу ланки 4, з якої випливає, що $\overline{R}_{54}^n = -\overline{R}_{14}^n$, а $\overline{R}_{54}^r = 0$. Реакція \overline{R}_{54}^n направлена вздовж стержня CD протилежно реакції \overline{R}_{14}^n .

Для визначення реакцій в кінематичній парі O розглянемо рівновагу ведучої ланки 1 (рис 5).

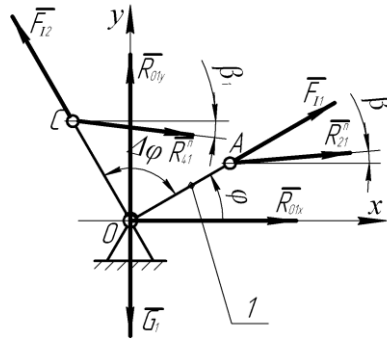


Рис. 5. Ведуча ланка

Тут прийняті такі позначення: R_{01x} , R_{01y} – відповідно горизонтальна та вертикальна реакції в опорі приводного вала; R_{21}^n – нормальна складова реакції другої ланки (шатун) на першу (кривошип); R_{41}^n – нормальна складова реакції четвертої ланки (шатун) на першу; F_{i1} , F_{i2} – сили інерції кривошипів.

Умовою рівноваги ланки 1 є система рівнянь:

$$\begin{cases} \Sigma M_O(F_i) = R_{21} \cdot r \cdot \sin \beta \cdot \cos \varphi - R_{21} \cdot r \cdot \cos \beta \cdot \sin \varphi + \\ + R_{41} \cdot r \cdot \sin \beta_1 \cdot \cos(\varphi + \Delta \varphi) - R_{41} \cdot r \cdot \cos \beta_1 \cdot \sin(\varphi + \Delta \varphi) = 0; \\ \Sigma X = R_{01x} + R_{21} \cdot \cos \beta + R_{41} \cdot \cos \beta_1 + F_{i1} \cdot \cos \varphi + F_{i2} \cdot \cos(\varphi + \Delta \varphi) = 0; \\ \Sigma Y = R_{01y} + R_{21} \cdot \sin \beta + R_{41} \cdot \sin \beta_1 + F_{i1} \cdot \sin \varphi + F_{i2} \cdot \sin(\varphi + \Delta \varphi) - G_1 = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Тут $\overline{R_{21}} = -\overline{R_{12}^n}$, $\overline{R_{41}} = -\overline{R_{14}^n}$.

З першого рівняння системи (9) знайдемо необхідний рушійний момент для приведення в рух решітних станів

$$M_P = (R_{21} \cdot \sin(\varphi - \beta) + R_{41} \cdot \sin(\varphi + \Delta \varphi - \beta_1)) r. \quad (10)$$

З другого та третього рівнянь системи (9) відповідно знайдемо складові реакцій в кінематичній парі O – R_{01x} і R_{01y} :

$$R_{01x} = -R_{21} \cdot \cos \beta - R_{41} \cdot \cos \beta_1 - F_{i1} \cdot \cos \varphi - F_{i2} \cdot \cos(\varphi + \Delta \varphi). \quad (11)$$

$$R_{01y} = -R_{21} \cdot \sin \beta - R_{41} \cdot \sin \beta_1 - F_{i1} \cdot \sin \varphi - F_{i2} \cdot \sin(\varphi + \Delta \varphi) - G_1. \quad (12)$$

Сили інерції, що діють на рухомі ланки решітного стану визначаються за такими залежностями:

$$\overline{F_{i3}} = -m_3 \cdot \overline{W_B}; \overline{F_{i5}} = -m_5 \cdot \overline{W_D}; \overline{F_{i1}} = -m \cdot \omega^2 \cdot r; \overline{F_{i2}} = -m \cdot \omega^2 \cdot r. \quad (13)$$

Тут m – нерівноважена маса на приводному валу; m_3 , m_5 – відповідно маси першого і другого решітних станів з зерновим матеріалом; W_B , W_D – прискорення центрів мас відповідно першого і другого решітних станів; ω – кутова швидкість приводного вала, яка є функцією від кута його повороту φ , що визначена в [4].

Прискорення центрів мас решітних станів визначаються залежностями:

$$W_B = \omega^2 \frac{\partial^2 S_B}{\partial \varphi^2}; W_D = \omega^2 \frac{\partial^2 S_D}{\partial \varphi^2}. \quad (14)$$

Вирази переміщень S_B , S_D , а також кутових координат β і β_1 визначені в [4].

Сумарне значення реакцій в кінематичній парі O визначається як геометрична сума складових R_{01x} і R_{01y}

$$R_{O1} = \sqrt{R_{O1x}^2 + R_{O1y}^2}. \quad (15)$$

Напрямок дії реакції R_{O1} можна визначити кутом її нахилу до осі x

$$\psi = \arcsin \frac{R_{O1y}}{R_{O1}}. \quad (16)$$

Використовуючи чисельні методи, зокрема програму Wolfram Mathematica 6.0, за рівняннями (10), (15), (4), (8), (3) та (7) побудовано графіки зміни відповідно рушійного моменту M_p , реакції в опорах приводного вала R_{O1} , реакцій напрямних на решітні стани R_{O3} і R_{O5} та нормальних складових реакцій кривошипів на шатуни R_{12}^n та R_{14}^n за один оберт кривошипа (рис. 6). Вихідними даними для побудови вищеперерахованих графіків були такі параметри зерноочисної машини: момент інерції ротора електродвигуна $J_p = 0,0006 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; момент інерції на кривошипному валу $J_k = 0,0257 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; передаточне відношення приводного механізму $i = 2,4$; маси шатунів $m_s = m_{s1} = 0,02 \text{ кг}$; маси решітних станів $m_B = m_{B1} = 110 \text{ кг}$; моменти інерції шатунів відносно осі обертання $J_s = J_{s1} = 0,000066 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; радіус кривошипа $r = 0,18 \text{ м}$; критичний момент на валу електродвигуна $M_{кр} = 29,49 \text{ Н}\cdot\text{м}$; довжина шатуну $l = 0,2 \text{ м}$; центр мас шатунів $l_s = 0,5 \cdot l \text{ м}$; кут нахилу решітних станів до горизонту $\alpha = 0,14 \text{ рад}$; параметр $a = 0,1 \text{ м}$; синхронна кутова швидкість обертання ротора електродвигуна $\omega_o = 314 \text{ рад/с}$; номінальна кутова швидкість обертання ротора електродвигуна $\omega_n = 298,5 \text{ рад/с}$; критична кутова швидкість обертання ротора електродвигуна $\omega_k = 209 \text{ рад/с}$; маса ексцентрика $m = 0,5 \text{ кг}$; маса приводного вала $m_1 = 20 \text{ кг}$; сила опору руху решітних станів $F_o = 500 \text{ Н}$.

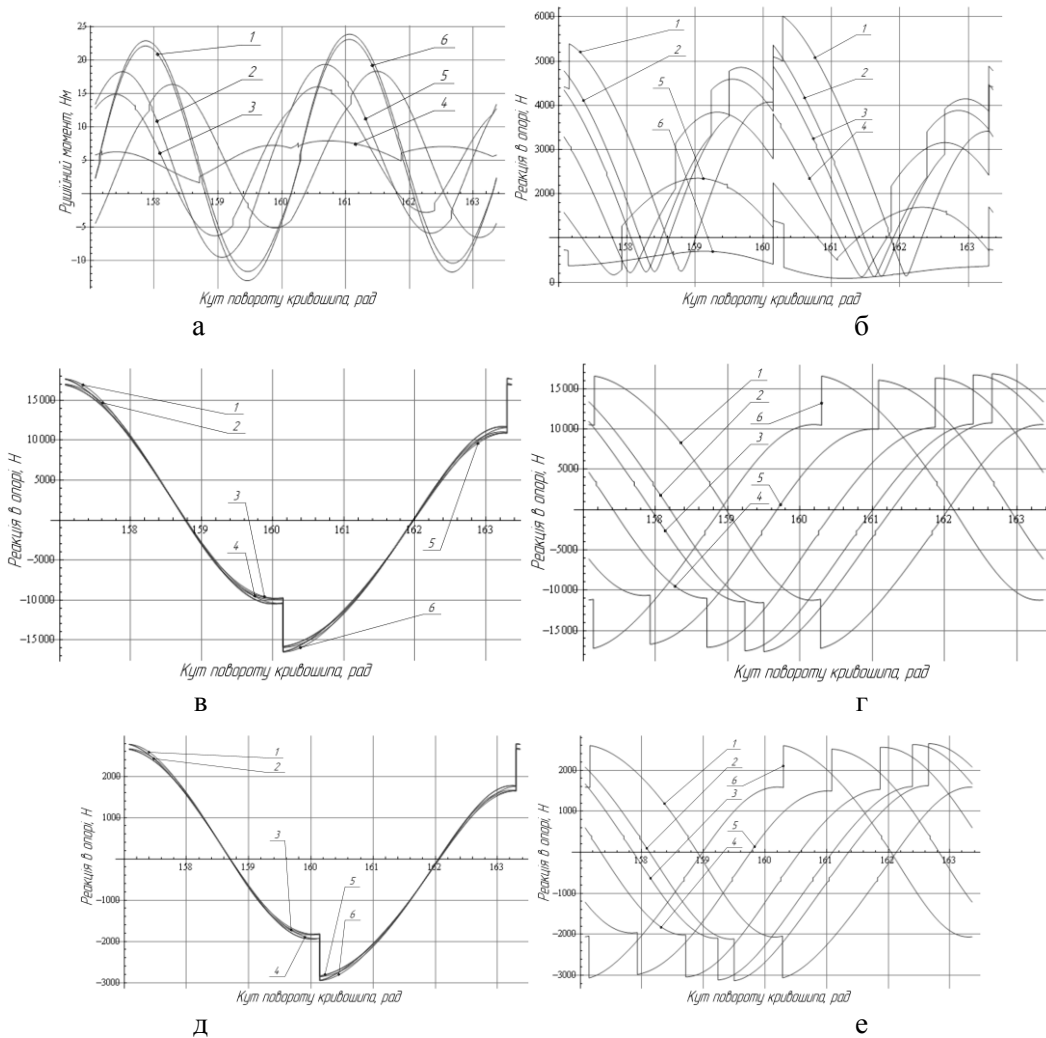


Рис. 6. Графіки зміни крутного моменту а, реакції в опорах приводного вала б, реакцій напрямних на решітні стани в і г та нормальних складових реакцій кривошипів на шатуни д та е за один оберт кривошипа при куті зміщення кривошипів $0^\circ - 1, 45^\circ - 2, 60^\circ - 3, 90^\circ - 4, 135^\circ - 5$ та $180^\circ - 6$

Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального та мінімального значень рушійного моменту від його середнього значення спостерігається при куті зміщення кривошипів на 90° а найбільше — при 0 і 180° . Реакція в підшипнику приводного вала найменше відхилення приймає при куті 180° а найбільше — при 0° . Реакції напрямних на решітні стани та нормальні складові реакцій кривошипів на шатуни подібні одна одній та мають однакові екстремуми.

Висновки.

1. В результаті досліджень встановлено, що при куті зміщення кривошипів на 90° має місце найменше відхилення максимального та мінімального значень рушійного моменту від його середнього значення.

2. При зміщенні кривошипів на кут 180° реакція в підшипнику приводного вала приймає найменше відхилення максимального та мінімального значень від їхніх середніх значень.

3. Реакції напрямних на решітні стани та нормальні складові реакцій кривошипів на шатуни не залежать від кута зміщення кривошипів.

4. Середні значення наведених показників найбільш сприятливі при куті зміщення кривошипів 90° .

1. Гладков Н.Г. Зерноочистительные машины. М.:1961. – 348 с.
2. Соколов А.Я., Машины для очистки и транспорта зерна // М.:, 1957. – 376 с.
3. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины. Конструкция, расчет и проектирование. Изд. 2-е перераб. М.: Машиностроение, 1974. – 248 с.
4. Ловейкин В.С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин // Подъемно-транспортное оборудование. – Киев: Техника, 1987. – Вып. 18. – С. 31 – 35.
5. Ловейкин В.С., Кулик В.П. Динамичний аналіз робочих органів зерноочисних машин з рекуперативним приводом // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: 2009, Вип. 77. – С. 316 – 323.
6. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техніка, 1989. – Вып. 21. – С. 16-18.
7. Ловейкин В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4.— с.19-33.
8. Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Кулик В.П. Кінематичний аналіз та оптимізація спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперативну енергію зворотно-поступального руху робочих органів // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: 2009, Вип. 75. – С. 127 – 134.