

3. Жалнин Э.В. Развитие учения В.П. Горячкина в области зерноуборочной техники / Э.В. Жалнин // Техника в сельском хозяйстве. – 2004. – №6. – С. 23–30.
4. Жалнин Э.В. О переводе физических зерноуборочных комбайнов в эталонные / Жалнин Э.В., Жикимбаев М.Ш., Пьянов В.С. // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №6. – С. 37–40.
5. Липкович Э.И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов : пособие для конструкторов зерноуборочных машин) / Э.И. Липкович. – зерноград: Наука, 1973. – С. 34.
6. Босой Е.С. Теория конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Е.С. Босой. – М.: Машиностроение, 1978. – С. 332–334.
7. Демко С.А. Визначення впливу терміну використання зернозбиральних комбайнів на їх техніко-експлуатаційні характеристики : Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – К., 2007 / С.А. Демко. – 20 с.

*Предложеный метод определения пропускной способности МСУ ЗК с учетом изменений технико-эксплуатационных характеристик с учетом увеличения сроков эксплуатации.*

***Зерноуборочные комбайны, пропускная способность, технико-эксплуатационные характеристики, аналитический метод.***

*The offers method determinations to reception capacity MSU ZK with provision for change technician-field-performance dates with provision for increase the periods to usages.*

***Grainharvesting combines, carrying capacity, techniko-operational characteristics, analytical method.***

УДК 631.303.7

## **АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕРНООЧИСНИХ МАШИН**

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук  
В.П. Кулик, здобувач\****

*Проведено аналіз нерівномірності руху приводного механізму робочих органів зерноочисних машин.*

***Зерноочисна машина, приводний механізм, робочий орган.***

\*Науковий керівник – доктор технічних наук В.С. Ловейкін

© В.С. Ловейкін, В.П. Кулик, 2012

**Постановка проблеми.** Решітні механізми очистки зерноочисних машин мають в основному однакову технологічну схему з одним або двома решітними станами, ексцентриковим приводом та механізмом очистки решіт [1]. Ці механізми очистки прості за конструкцією, універсальні при очищенні різних зернових культур та надійні в експлуатації. Для таких очисток характерні значні динамічні навантаження на елементи приводного механізму при пуско-гальмівних режимах руху решітних станів [2]. Тому в роботі [3] розроблено конструктивні рішення, які дозволяють зменшити енергетичні витрати під час пуско-гальмівних режимів руху решітних станів (рис. 1). Разом з тим, розглянута схема потребує уточнення кута зміщення кривошипа  $OC$  відносно кривошипа  $OA$ . Тому виникає задача дослідити вплив величини кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$ , на нерівномірність руху приводного механізму решітних зерноочисних машин.

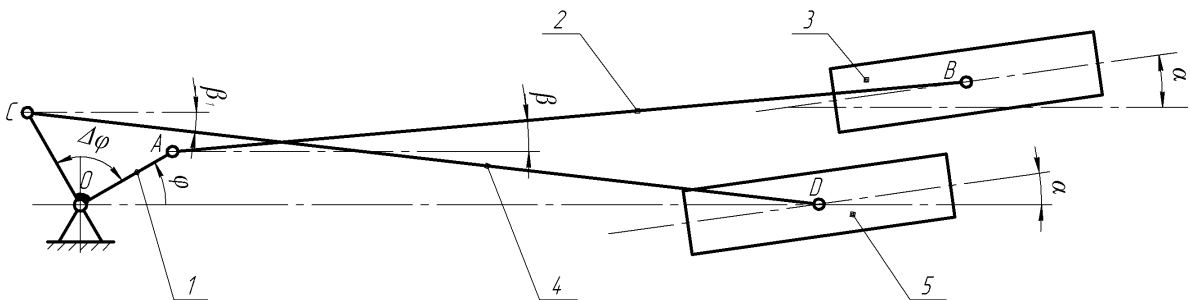


Рис. 1. Кінематична схема привода решітних станів зерноочисних машин: 1 – кривошип; 2, 4 – шатуни; 3, 5 – решітні стани.

**Аналіз останніх досліджень.** Вперше кінематичний аналіз і оцінка параметрів руху спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії зворотно-поступального руху робочих органів, проведені в роботах [2,4]. Автори [5] здійснили аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом, яка застосовується для поверхневого ущільнення бетонних сумішей.

Авторами [6] 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.

В існуючих конструкціях зерноочисних машин решітні стани приводяться в дію ексцентриками, які жорстко закріплені на приводному валу, через шатуни. Ексцентрики закріплені на приводному валу і зміщені один відносно одного на кут  $\Delta\varphi$ , що становить  $180^\circ(\pi)$ . На лівому кінці вала жорстко закріплений шків,

який приводиться в рух клинопасовою передачею. При обертанні вала решітні стани рухаються в протилежні напрямки, тобто елементи механізму решітної очистки здійснюють безперервні зворотно-поступальні рухи [3], при цьому прискорення решітних станів, а також і зусилля в приводі досягають максимуму одночасно в обох решітних станах. Відповідно і мінімум навантажень також досягається на обидва решітні стани одночасно [6]. У даному випадку енергоємність привода є значною, а роботоздатність низька, бо працює він у режимі, що має вдвічі більше навантаження, ніж для зерноочисної машини з одним решітним станом [7].

**Мета досліджень.** Дослідити вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху приводного механізму робочих органів зерноочисних машин.

**Результати досліджень.** При безперервному зворотно-поступальному русі елементів механізму очистки у зерноочисних машинах необхідно витратити енергію на їх розгін та гальмування. З відомих режимів руху найменші енергетичні витрати має режим з постійною швидкістю руху. Проте їх можна значно зменшити за рахунок накопичення (передачі) енергії при гальмуванні з подальшою її віддачею (передачею) при розгоні. Такими накопичувачами енергії можуть служити пружні елементи (пружини) [8]. Але пристрої приводів зворотно-поступального руху рухомого елемента з пружними накопичувачами енергії мають багато недоліків. Серед них слід зазначити великі втрати енергії в пружних елементах (іноді ці втрати складають до 50% загальної енергії, що передається), швидке втомне зношування пружних елементів і вихід їх з ладу, значний шум через внутрішнє тертя в пружних елементах тощо.

Найпрогресивнішими слід визнати пристрої, в яких при зворотно-поступальному русі кінетична енергія рухомого елемента перетворюється на кінетичну енергію іншого рухомого елемента. Ці пристрої усувають перераховані недоліки накопичувачів енергії з пружними елементами [8]. Автори роботи [3] використали дану схему для зерноочисної машини (рис. 1), для якої склали рівняння руху приводного механізму та робочих органів яке має такий вигляд:

$$J_{i\delta}(\varphi)\omega\frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{1}{2}\frac{dJ_{i\delta}(\varphi)}{d\varphi}\cdot\omega^2 = M_{\dot{a}\dot{a}}\cdot^3 - \left( m_s \frac{\partial y_s}{\partial \varphi} + m_B \frac{\partial y_B}{\partial \varphi} + m_{s1} \frac{\partial y_{s1}}{\partial \varphi} + m_{B1} \frac{\partial y_{B1}}{\partial \varphi} \right) g, \quad (1)$$

де  $J_{i\delta}(\varphi)$  – приведений до осі повороту кривошипа момент інерції всієї системи зерноочисної машини,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $\omega$  – кутова швидкість приводного валу зерноочисної машини,  $\text{рад}/\text{с}$ ;  $M_{\dot{a}\dot{a}}$  – рушійний момент на валу електродвигуна,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $^3$  – передаточне відношення приводного механізму;  $m_s, m_{s1}$  – маси шатунів,  $\text{кг}$ ;  $m_B, m_{B1}$  – маси

решітних станів,  $\kappa_2$ ;  $y_S, y_{S1}$  – ординати центрів мас шатунів,  $m$ ;  $y_B, y_{B1}$  – ординати центрів мас решітних станів,  $m$ ;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

Приведений до осі повороту кривошипа момент інерції всієї системи зерноочисної машини та рушійний момент на валу електродвигуна визначаються залежностями [3]:

$$J_{i\delta} = J_{\delta} i^2 + J_K + m_S \left[ \left( \frac{\partial x_S}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial y_S}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + m_B \left[ \left( \frac{\partial x_B}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial y_B}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + m_{S1} \left[ \left( \frac{\partial x_{S1}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial y_{S1}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + m_{B1} \left[ \left( \frac{\partial x_{B1}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial y_{B1}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_S \left( \frac{\partial \beta}{\partial \varphi} \right)^2 + J_{S1} \left( \frac{\partial \beta_1}{\partial \varphi} \right)^2; \quad (2)$$

$$M_{\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{2M_{\dot{\varepsilon}\dot{\delta}}}{\frac{s}{s_{\dot{\varepsilon}}} + \frac{s_{\dot{\varepsilon}}}{s}}, \quad (3)$$

де  $J_P, J_K$  – моменти інерції відповідно ротора електродвигуна і кривошипного вала відносно власних осей обертання,  $\kappa_2 \cdot \text{м}^2$ ;  $J_S, J_{S1}$  – моменти інерції шатунів відносно центрів мас,  $\kappa_2 \cdot \text{м}^2$ ;  $x_S, x_{S1}$  – абсциси центрів мас шатунів,  $m$ ;  $x_B, x_{B1}$  – абсциси центрів мас решітних станів,  $m$ ;  $M_{\dot{\varepsilon}\dot{\delta}}$  – критичний момент на валу електродвигуна,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;  $s = 1 - \frac{\omega_i}{\omega_n}$  – ковзання,  $s_{\dot{\varepsilon}} = 1 - \frac{\omega_{\dot{\varepsilon}}}{\omega_i}$  – критичне

ковзання,  $\omega_n$  – номінальна кутова швидкість обертання ротора електродвигуна,  $\text{рад/с}$ ;  $\omega_o$  – синхронна кутова швидкість обертання ротора електродвигуна,  $\text{рад/с}$ ;  $\omega_k$  – критична кутова швидкість обертання ротора електродвигуна,  $\text{рад/с}$ .

Використовуючи чисельні методи, зокрема програму Wolfram Mathematica 7.0, з рівняння (1), що являє собою нелінійне диференціальне рівняння, визначаємо кутову швидкість обертання приводного вала зерноочисної машини  $\omega$ , як функцію від кута його повороту  $\varphi$  та кутове прискорення  $\varepsilon$ . По отриманих залежностях будуємо графіки зміни кутової швидкості (рис. 2) та кутового прискорення (рис. 3) для різних кутів зміщення кривошипів:

Проаналізувавши графіки на рис. 2 можна побачити, що кутова швидкість змінюється в певних межах. Так, наприклад, при куті зміщення кривошипів  $\Delta\varphi = \pi$  максимальне значення кутової швидкості становить  $\omega_{\max} = 53,088 \text{ рад/с}$ , а мінімальне  $\omega_{\min} = 43,72 \text{ рад/с}$ . При цьому її середнє значення дорівнює  $\omega_{\text{сеп}} = 48,4036 \text{ рад/с}$ , а коефіцієнт нерівномірності руху визначається

залежністю [9,10]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{53,088 - 43,72}{48,4036} = 0,19354. \quad (4)$$

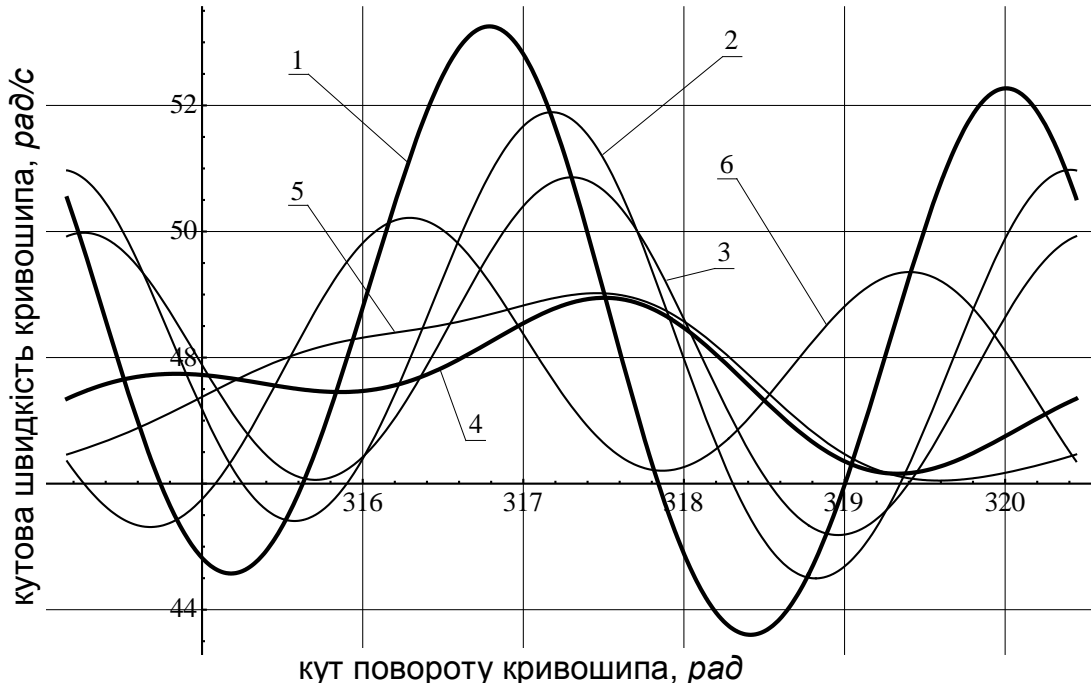


Рис. 2. Графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту при куті зміщення: 1 – 180°; 2 – 135°; 3 – 120°; 4 – 90°; 5 – 85°; 6 – 60°.

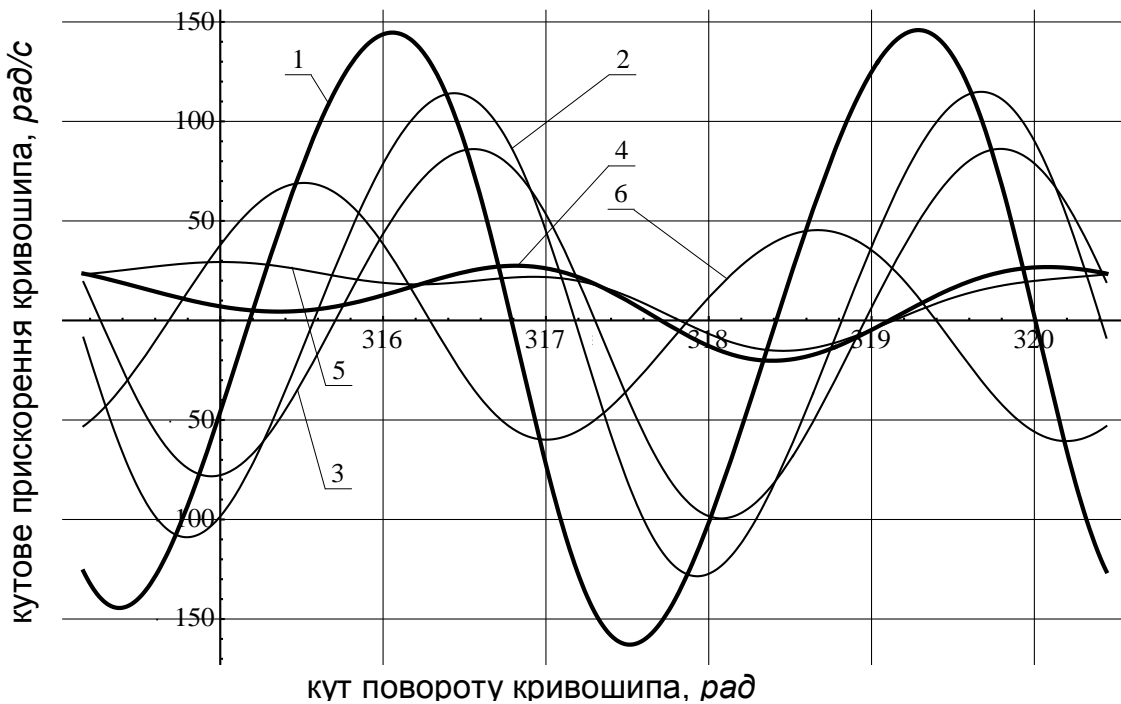


Рис. 3. Графік зміни кутового прискорення кривошипа від кута його повороту при куті зміщення: 1 – 180°; 2 – 135°; 3 – 120°; 4 – 90°; 5 – 85°; 6 – 60°.

Аналогічно, з рис. 3 видно, що кутове прискорення кривошипа змінюється в межах від  $\varepsilon_{\min} = -162,12 \text{ рад}/\text{с}^2$  до  $\varepsilon_{\max} = 144,53 \text{ рад}/\text{с}^2$ . При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [9,10]

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{cep}}^2} = \frac{162,12}{48,4036^2} = 0,06919. \quad (5)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей приводного механізму решітних станів зерноочисної машини використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [4]

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{н\ddot{a}\ddot{o}}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{н\ddot{a}\ddot{o}}}^2} = \frac{(53,088 - 43,72)^2}{48,4036^2} + \frac{162,12}{48,4036^2} = 0,10665. \quad (6)$$

### 1. Результати розрахунку режимів руху.

$\Delta\varphi$	$\omega_{\max}$	$\omega_{\min}$	$\omega_{\text{cep}}$	$\varepsilon_{\max}$	$\varepsilon_{\min}$	$\delta$	$H$	$k_p$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	52,9197	43,8891	48,4044	145,753	-154,126	0,18657	0,06578	0,10059
10	52,7636	43,9651	48,36435	142,789	-148,372	0,18192	0,06343	0,09653
20	52,4293	44,1569	48,2931	135,494	-137,867	0,17130	0,05911	0,08846
30	51,9444	44,4597	48,20205	124,082	-123,057	0,15528	0,05340	0,07752
40	51,432	44,7656	48,0988	108,878	-104,535	0,13860	0,04706	0,06627
50	50,8605	45,0645	47,9625	90,325	-83,607	0,12084	0,03926	0,05387
60	50,238	45,346	47,792	68,9493	-60,0972	0,10236	0,03019	0,04066
1	2	3	4	5	6	7	8	9
70	49,726	45,6917	47,70885	45,371	-35,11	0,08456	0,01993	0,02708
80	49,1887	45,9804	47,58455	33,024	-19,5048	0,06742	0,01458	0,01913
85	49,009	46,1078	47,5584	29,1258	-15,4159	0,06100	0,01288	0,01660
90	48,9311	46,1792	47,55515	27,5364	-20,1931	0,05787	0,01218	0,01552
100	49,425	46,147	47,786	42,3679	-43,3982	0,06860	0,01901	0,02371
110	50,1685	45,7823	47,9754	65,2858	-77,5414	0,09143	0,03369	0,04205
120	50,8866	45,2142	48,0504	86,9405	-99,9184	0,11805	0,04328	0,05721
130	51,5542	44,7218	48,138	105,886	-119,839	0,14193	0,05172	0,07186
135	51,8575	44,497	48,17725	114,197	-128,664	0,15278	0,05543	0,07878
140	52,1419	44,316	48,22895	121,638	-136,629	0,16227	0,05874	0,08507
150	52,6171	44,0063	48,3117	133,688	-149,68	0,17823	0,06413	0,09590
160	52,9483	43,8005	48,3744	141,666	-158,491	0,18910	0,06773	0,10349
170	53,1097	43,704	48,40685	145,318	-162,699	0,19431	0,06943	0,10719
180	53,1875	43,6917	48,4396	144,533	-162,115	0,19603	0,06909	0,10752

Для порівняння коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху для приводного механізму решітних станів зерноочисної машини при різних кутах зміщення кривошипів ці показники зведені в табл. 1, на основі якої побудовані графіки зміни цих коефіцієнтів (рис. 4).

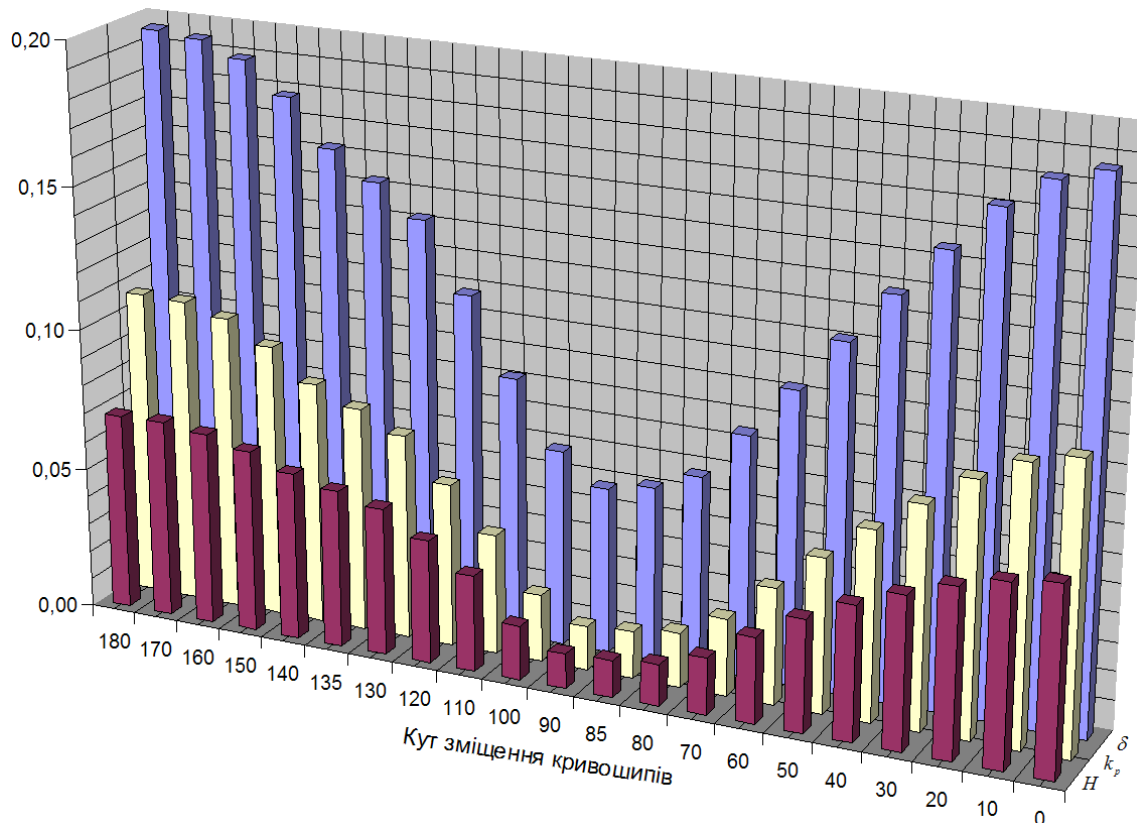


Рис. 4. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху  $\delta$ , коефіцієнта динамічності руху  $H$  та узагальненого коефіцієнта оцінки руху  $k_p$  в залежності від кута зміщення кривошипів.

**Висновок.** Аналізуючи графіки на рис. 4, можна зробити висновки: коефіцієнт нерівномірності руху приводного механізму решітних станів зерноочисної машини при куті зміщення кривошипів на кут  $\Delta\varphi = \pi/2$  в порівнянні з кутом зміщення  $\Delta\varphi = \pi$  зменшується в 3,34 рази, коефіцієнт динамічності – в 5,55 рази, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху – в 6,74 рази.

### Список літератури

1. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины. Конструкция, расчет и проектирование / И.Е. Кожуховский ; изд. 2-е перераб. – М.: Машиностроение, 1974. – 248 с.
2. Ловейкин В.С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин / В.С. Ловейкин // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника, 1987. – Вып. 18. – С. 31–35.

3. *Ловейкін В.С.* Динамічний аналіз робочих органів зерноочисних машин з рекупераційним приводом / *В.С. Ловейкін, В.П. Кулик* // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: 2009, Вип. 77. – С. 316–323.
4. *Ловейкин В.С.* Оценка движения механизмов и машин / *В.С. Ловейкин* // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техніка, 1989. – Вип. 21. – С. 16–18.
5. *Ловейкін В.С.* Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з рекупераційним приводом / *В.С. Ловейкін, К.І. Почка* // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 19–33.
6. *Ловейкін В.С.* Кінематичний аналіз та оптимізація спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії зворотно-поступального руху робочих органів / *Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Кулик В.П.* // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: 2009, Вип. 75. – С. 127–134.
7. *Зуев Ф.Г.* Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий / *Зуев Ф.Г., Лотков Н.А., Полухин А.И.* – М.: Колос, – 1978. – 115 с.
8. *Ловейкин В.С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / *В.С. Ловейкин.* – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
9. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин / *И.И. Артоболевский.* – М.: Наука, 1975. – 640 с.
10. *Артоболевский И.И.* Динамические критерии режима движения машин / *И.И. Артоболевский* // Теоретична и приложена механіка / Болгарія /. – 1971. – №1. – С. 11–24.

*Проведен аналіз нерівномірності руху приводного механізму робочих органів зерноочисних машин.*

***Зерноочистительная машина, приводной механизм, рабочий орган.***

*The analyses of uneven movement drive mechanism of working organs of grain cleaning machines.*

***Grain cleaning machines, drive mechanism, workers organ.***

УДК 631.171:6

## **РОБОТОТЕХНІЧНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ КУЛЬТИВАЦІЇ ТРОЯНД**

***О.О. Опришко, кандидат технічних наук  
Н.А. Пасічник, кандидат сільськогосподарських наук  
О.І. Бандурка, студент***

*Розглянуто підхід щодо використання пристроїв технічного зору для рухомих агрегатів з метою розпізнання образу грибкового захворювання троянд – борошнистої роси. Компенсацію зміни освітлення запропоновано здійснювати на базі мета-даних.*

***Робот, троянда, розпізнання образу.***

© О.О. Опришко, Н.А. Пасічник, О.І. Бандурка, 2012