



УДК 621.752 (031)

## ДОСЛІДЖЕННЯ ІНЕРЦІЙНОЇ НЕВРІВНОВАЖЕНОСТІ ПРИВODНОГО МЕХАНІЗМУ РЕШІТНИХ СТАНІВ ЗЕРНООЧИСНИХ МАШИН

*Кулик О.А., викладач відділення з підготовки молодших спеціалістів  
ВП НУБіП України “Ніжинський агротехнічний інститут”*

*Наведено дослідження динамічної неврівноваженості приводних механізмів решітних станів зерноочисних машин від дії інерційних сил в залежності від кута зміщення ексцентриків приводного механізму решітних станів.*

*Приводний механізм, приводний вал, сила інерції, решітні стани, динамічна неврівноваженість, ексцентрик.*

**Постановка проблеми.** Зерноочисні машини з решітними станами працюють в інтенсивному динамічному режимі. Це пов'язано з тим, що решітні стани здійснюють коливальні зворотно-поступальні рухи із значною частотою (до 500 об/хв) [1, 2]. При такому режимі роботи решітних станів має місце значна нерівномірність руху ланок приводного механізму і, як наслідок, виникнення значних динамічних навантажень в окремих ланках та рамній конструкції всієї машини [3]. В існуючих конструкціях зерноочисних машин решітні стани приводяться в рух від єдиного приводного ексцентрикового механізму, ексцентрики яких зміщені один відносно одного на кут  $\pi$  [4].

**Аналіз результатів останніх досліджень.** Попередніми дослідженнями в машинах подібного типу встановлено, що величина кута зміщення ексцентриків має значний вплив на нерівномірність руху приводного механізму та динаміку всієї машини [5]. В роботі [6] розроблено математичну модель динаміки руху решітної зерноочисної машини з рекуперативним приводом. Вплив кута зміщення ексцентриків на нерівномірність руху, силові та енергетичні характеристики приводного механізму решітних станів зерноочисної машини з рекуперативним приводом встановлено в роботі [7]. Також були оптимізовані конструктивні параметри приводного механізму решітних станів зерноочисних машин з рекуперативним приводом [8-10] та обґрунтовані конструктивно-технологічні параметри сепаруючих поверхонь [11].

**Метою роботи** є визначення впливу зміни кута зміщення ексцентриків приводних механізмів решітних станів зерноочисних машин на їх динамічну врівноваженість від дії сил інерції.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** На рис. 1 представлено кінематичну схему приводного механізму решітних станів зерноочисної машини зі зміщеними ексцентриками один відносно одного на кут  $\Delta\varphi$  і силами, що діють на ланки механізму. На цій схемі прийняті наступні позначення:  $G_1, G_2$  – відповідно вага решітних станів 1, 2;  $F_{O1}, F_{O2}$  – сили, що чинять опір переміщенню відповідно решітних станів 1 і 2;  $M_p$  – рушійний момент, діючий на приводному валу  $O$ ;  $S_1, S_2$  – переміщення відповідно решітних станів 1 і 2;  $\alpha$  – кут нахилу до горизонту направляючих переміщення решітних станів.

Для дослідження динаміки руху приводного механізму решітних станів, останній представимо як голономну механічну систему, що складається з абсолютно твердих ланок. При цьому знехтуємо масами шатунів  $AB$  і  $CD$  оскільки вони значно менше маси решітних станів  $m_1$  і  $m_2$ .

У такій моделі за узагальнену координату приймемо кутову координату  $\varphi$  повороту

## СЕКЦІЯ 1

«Інформаційно-технологічне суспільство в змісті сучасної освіти»  
«Моделі розвитку технічних інновацій в змісті сучасної освіти»»



ексцентрика  $OA$ . Координати руху всіх інших ланок виражаються через координату  $\varphi$ .

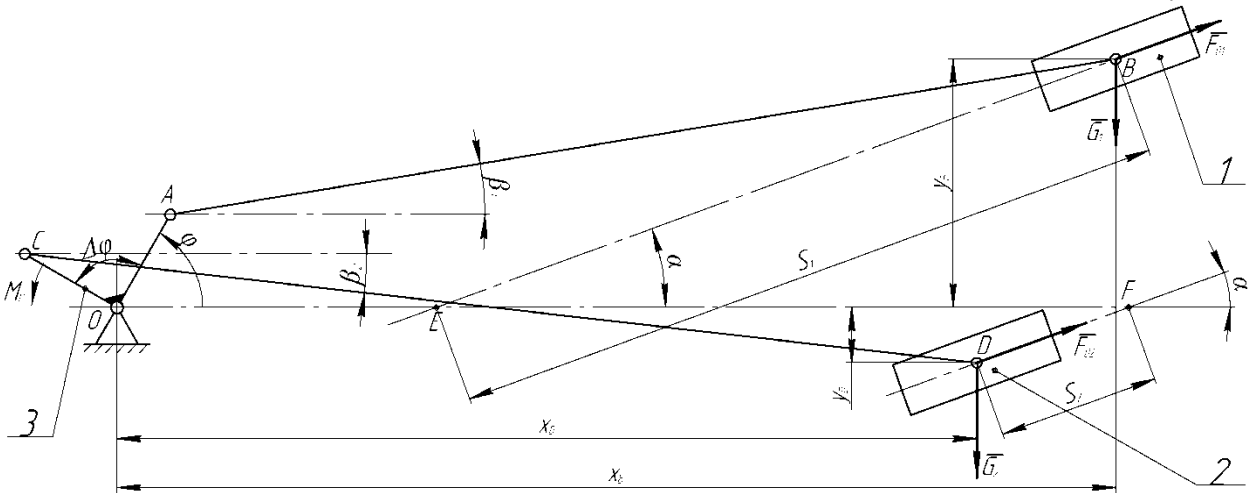


Рис. 1. Кінематична схема приводного механізму решітних станів зерноочисних машин: 1 – верхній решітний стан; 2 – нижній решітний стан; 3 – ексцентрик

Виразимо лінійні координати  $S_1$  і  $S_2$  переміщення центрів мас решітних станів 1 і 2 через узагальнену координату  $\varphi$ . Для цього спроектуємо на координатні осі  $x$  і  $y$  сторони чотирикутників  $OABE$  і  $OCDF$ , які представимо у вигляді векторів. В результаті отримаємо систему з чотирьох рівнянь:

$$\begin{cases} l_{OA} \cdot \sin \varphi + l_{AB} \cdot \sin \beta_1 - S_1 \cdot \sin \alpha = 0; \\ l_{OA} \cdot \cos \varphi + l_{AB} \cdot \cos \beta_1 - S_1 \cdot \cos \alpha - l_{EO} = 0; \\ l_{OC} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) - l_{CD} \cdot \sin \beta_2 + S_2 \cdot \sin \alpha = 0; \\ -l_{OC} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l_{CD} \cdot \cos \beta_2 + S_2 \cdot \cos \alpha - l_{FO} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

де  $l_{OA}, l_{AB}, l_{OC}, l_{CD}, l_{EO}, l_{FO}$  – довжина відповідно ланок  $OA, AB, OC, CD, EO$  и  $FO$ ;  $\beta_1$  і  $\beta_2$  – відповідно кути нахилу до горизонту шатунів  $AB$  і  $CD$ .

В системі з чотирьох рівнянь (1) чотири невідомих:  $S_1, S_2$  – переміщення центрів мас решітних станів 1 та 2 і  $\beta_1, \beta_2$  – кути нахилу до горизонту шатунів  $AB$  і  $CD$ . Виразимо ці невідомі. Для цього з першого рівняння системи (1) виразимо переміщення центра мас першого решітного стану, тобто

$$S_1 = \frac{1}{\sin \alpha} (l_{OA} \cdot \sin \varphi + l_{AB} \cdot \sin \beta_1). \quad (2)$$

Підставимо вираз (2) в друге рівняння системи (1) і визначимо кутову координату  $\beta_1$ :

$$\beta_1 = \arcsin \frac{1}{l_{AB} (1 + \cot^2 \alpha)} \left\{ \frac{-\cot \alpha [l_{EO} + l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)] \pm \sqrt{l_{AB}^2 (1 + \cot^2 \alpha) - [l_{EO} + l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)]^2}}{1} \right\}. \quad (3)$$

Аналогічно переміщенню  $S_1$  і кутовій координаті  $\beta_1$  визначимо із системи (1) переміщення  $S_2$  та кутову координату  $\beta_2$ . З третього рівняння системи (1) визначимо переміщення центра мас другого решітного стану:

$$S_2 = \frac{1}{\sin \alpha} [-l_{OC} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) + l_{CD} \cdot \sin \beta_2]. \quad (4)$$



Підставимо вираз (6) у четверте рівняння (1) і виразимо з нього кутову координату  $\beta_2$ :

$$\beta_2 = \arcsin \frac{1}{l_{CD}(1 + ctg^2 \alpha)} \left\{ \cot \alpha \left[ l_{OC} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{FO} \right] \pm \sqrt{l_{CD}^2 (1 + ctg^2 \alpha) - \left\{ l_{OC} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{FO} \right\}^2} \right\} \quad (5)$$

При динамічному аналізі швидкохідних механізмів, до яких відноситься приводний механізм решітних станів, одним із завдань динамічного зрівноважування є задача урівноваження сили інерції, яка прикладена в центрі мас рухомих ланок приводного механізму решітних станів.

Для вирішення цього завдання необхідно, щоб центр мас приводного механізму разом з решітними станами при їх русі не переміщувався, тобто для очисного механізму, який розглядається як плоский механізм, повинна виконуватися умова:

$$x_C = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = const; \quad y_C = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = const, \quad (6)$$

де  $m_i$  – маса  $i$ -ї ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) ланки механізму;  $x_i, y_i$  – координати центра мас  $i$ -ї ланки механізму.

У розглядуваному механізмі зерноочисної машини (рис. 1), де маси шатунів значно менше маси решітних станів, а координати приводного валу збігаються з напрямком координат залежності (6) набувають вигляду:

$$x_C = \frac{m_1 x_B + m_2 x_D}{m_1 + m_2} = const; \quad y_C = \frac{m_1 y_B + m_2 y_D}{m_1 + m_2} = const. \quad (7)$$

Якщо двічі диференціювати за часом залежності (9), то отримаємо:

$$\ddot{x}_C = \frac{m_1 \ddot{x}_B + m_2 \ddot{x}_D}{m_1 + m_2} = 0, \quad \ddot{y}_C = \frac{m_1 \ddot{y}_B + m_2 \ddot{y}_D}{m_1 + m_2} = 0, \quad (8)$$

де  $\ddot{x}_B, \ddot{y}_B, \ddot{x}_D, \ddot{y}_D$  – горизонтальна і вертикальна складові прискорень відповідно точок  $B$  і  $D$ .

Залежність (10) можна переписати в такому вигляді:

$$\begin{aligned} F_{iCx} &= (m_1 + m_2) \ddot{x}_C = m_1 \ddot{x}_B + m_2 \ddot{x}_D = 0; \\ F_{iCy} &= (m_1 + m_2) \ddot{y}_C = m_1 \ddot{y}_B + m_2 \ddot{y}_D = 0, \end{aligned} \quad (9)$$

де  $F_{iCx}, F_{iCy}$  – горизонтальна і вертикальна складові зведеної до центра мас механізму сили інерції від дії сил інерції окремих ланок.

Якщо умова (8) не виконується, то має місце невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції, зведених до центра мас приводного механізму і виражається залежністю:

$$F_{iC} = \sqrt{F_{iCx}^2 + F_{iCy}^2} = \sqrt{(m_1 \ddot{x}_B + m_2 \ddot{x}_D)^2 + (m_1 \ddot{y}_B + m_2 \ddot{y}_D)^2}. \quad (10)$$

За один цикл руху приводного механізму решітних станів очисної машини (один оборот ексцентрика) невірноваженість сил інерції може бути оцінена максимальним значенням зведеної до центру мас приводного механізму (6) сумарної сили інерції  $F_{iC_{max}}$  або її середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:



$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} [(m_1 \ddot{x}_B + m_1 \ddot{x}_D)^2 + (m_1 \ddot{y}_B + m_1 \ddot{y}_D)^2] dt}, \quad (11)$$

де  $t_1 = 2\pi / \omega$  – тривалість циклу руху приводного механізму;  $\omega$  – номінальне значення кутової швидкості приводного валу очисної машини.

У деяких випадках доцільно оцінювати неврівноваженість сил інерції, що діють на ланки механізму, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центрів мас приводних механізмів сил інерції зерноочисної машини з двома і одним решітними станами, який має вигляд:

$$K_{Fi} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \frac{(m_1 \ddot{x}_B + m_1 \ddot{x}_D)^2 + (m_1 \ddot{y}_B + m_1 \ddot{y}_D)^2}{m_1^2 (\ddot{x}_B^2 + \ddot{y}_B^2)} dt}. \quad (12)$$

Враховуючи, що при постійній кутовій швидкості приводного валу ( $\omega = const$ ) складові прискорень точок  $B$  і  $D$  визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_B &= \omega^2 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} \cos \alpha; \quad \ddot{y}_B = \omega^2 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} \sin \alpha; \\ \ddot{x}_D &= \omega^2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \cos \alpha; \quad \ddot{y}_D = \omega^2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \sin \alpha, \end{aligned} \quad (13)$$

то вирази критеріїв (12), ... , (14) набувають такого вигляду:

$$F_{ic} = \omega^2 \left( m_1 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right); \quad (14)$$

$$\bar{F}_{ic} = \omega^2 \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left( m_1 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}; \quad (15)$$

$$K_{Fi} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \frac{\left( m_1 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right)^2}{m_1^2 \left( \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} \right)^2} dt} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \cdot \frac{\frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2}}{\frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2}} \right)^2 dt}. \quad (16)$$

Часткові похідні  $\frac{\partial S_1}{\partial \varphi}$ ,  $\frac{\partial S_2}{\partial \varphi}$ ,  $\frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2}$  і  $\frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2}$  визначаються шляхом однократного або двократного диференціювання функцій переміщення центрів мас решітних станів, які визначаються залежностями (2) і (4) з урахуванням виразів (3) і (5) по узагальненій координаті  $\varphi$ .

Для решітної зерноочисної машини з параметрами:  $l_{OA} = l_{OC} = 0,0075 \text{ м}$ ;  $l_{AB} = l_{CD} = 0,456 \text{ м}$ ;  $l_{OE} = -0,47 \text{ м}$ ;  $l_{OF} = 0,26 \text{ м}$ ;  $\alpha = 0,14 \text{ рад}$ ;  $m_1 = m_2 = 110 \text{ кг}$ ;  $\omega = 51 \text{ рад/с}$ , визначено сумарне значення сили інерції  $F_{ic}$ , яка зведена до центра мас приводного валу решітних станів протягом усього циклу руху ( $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ ) при різних значеннях кута зміщення ексцентриків  $\Delta\varphi$  (рис. 2). Знайдено також максимальне значення  $F_{ic \max}$  для різних значень  $\Delta\varphi$  (табл. 1), графік зміни яких представлений на рис. 3. Визначено також середньоквадратичне значення сили інерції  $\bar{F}_{ic}$  в залежності від значення



кута  $\Delta\varphi$  (табл. 1). У таблиці 1 також наведені значення безрозмірного коефіцієнта  $K_{Fi}$ , графік зміни якого представлений на рис. 4.

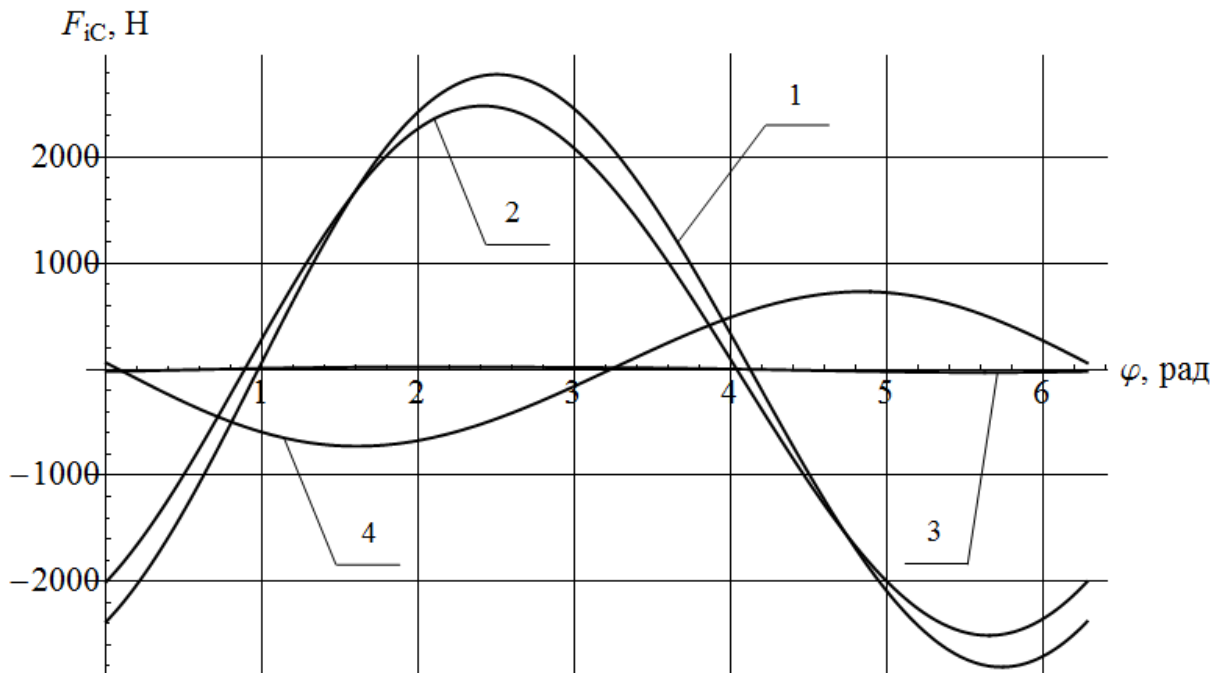


Рис. 2. Графіки зміни сумарних значень сил інерції при зміщенні ексцентриків на кут  $80^\circ - 1$ ,  $90^\circ - 2$ ,  $160^\circ - 3$  и  $180^\circ - 4$

Таблиця 1

Значення критеріїв динамічного врівноваження решітної очистки зерноочисної машини в залежності від кута зміщення ексцентриків

параметр $\Delta\varphi, \text{град}$	$F_{iC \max}, \text{H}$	$\bar{F}_{iC}, \text{H}$	$K_{Fi}$	параметр $\Delta\varphi, \text{град}$	$F_{iC \max}, \text{H}$	$\bar{F}_{iC}, \text{H}$	$K_{Fi}$
0	4250,09	4254,24	16,3475	100	2167,81	2177,76	38,8431
10	4168,55	4174,67	23,1458	110	1835,79	1844,63	34,5409
20	4055,52	4063,35	29,3168	120	1489,93	1497,45	29,168
30	3911,87	3921,13	34,6136	130	1132,82	1138,84	22,8898
40	3738,72	3749,08	38,8879	140	767,158	771,57	15,8779
50	3537,37	3548,5	42,0247	150	395,716	398,48	8,33125
60	3309,36	3320,91	43,9407	160	21,9425	25,8687	0,470883
70	3056,41	3068,03	44,5842	170	356,383	354,674	7,46434
80	2780,42	2791,79	43,9355	180	732,528	728,255	15,2272
90	2483,48	2494,28	42,0068				

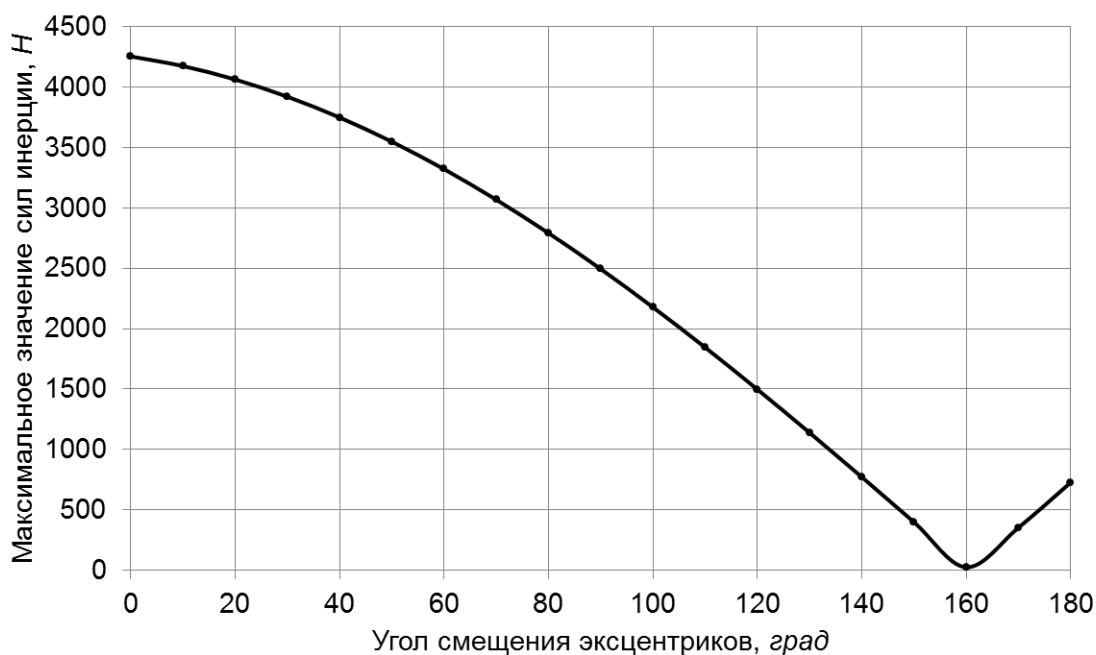


Рис. 3. Графік зміни максимальних значень зведеної до центра мас приводного вала решітних станів сили інерції в залежності від кута зміщення эксцентриків

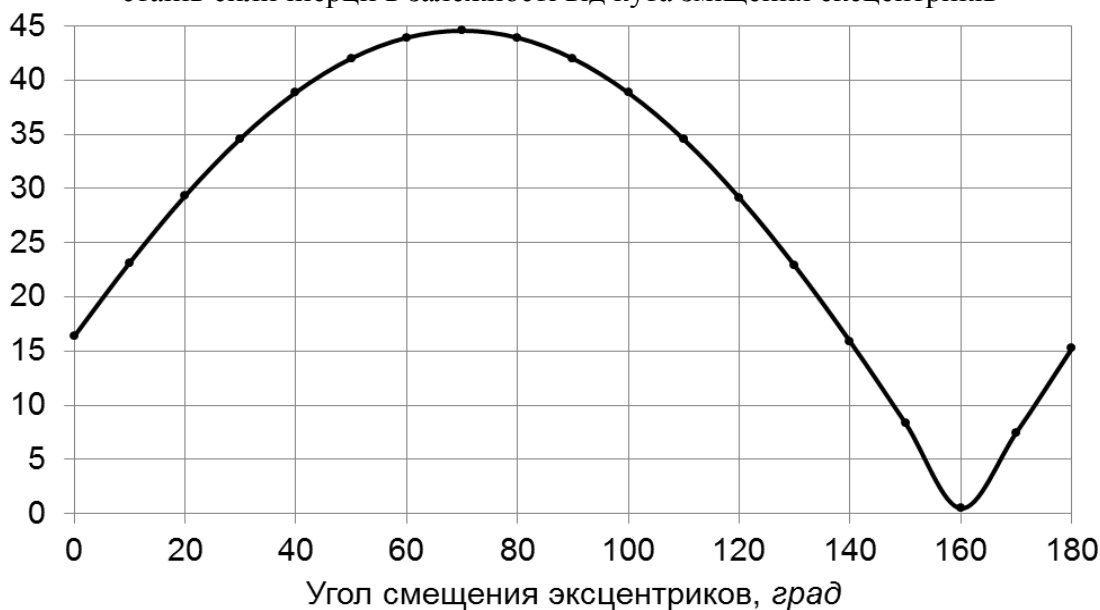


Рис. 4. Графік зміни безрозмірного коефіцієнта  $K_{Fi}$  в залежності від кута зміщення эксцентриків

Висновки: Аналіз отриманих результатів показує, що величина кута зміщення эксцентриків  $\Delta\varphi$  істотно впливає на динамічну неврівноваженість приводного механізму решітних станів зерноочисної машини від дії сил інерції. Так, наприклад найменші середньоквадратичні значення сил інерції  $\overline{F_{ic}}$ , які зведені до центра мас приводного вала решітних станів, і передаються на його підшипникові опори, мають місце при зміщенні эксцентриків на кут  $\Delta\varphi = 160^\circ$ , а найбільші – при  $\Delta\varphi = 0^\circ$ . Крім того, в приводних механізмах решітних станів існуючих зерноочисних машин кут зміщення эксцентриків становить  $\Delta\varphi = 180^\circ$ . Для цього кута зміщення коефіцієнт  $K_{Fi}$  становить 15,2272.



### Список літератури

1. Гладков Н. Г. Зерноочистительные машины. М.: 1961. – 348 с.
2. Кожуховский И. Е. Зерноочистительные машины. Конструкция, расчет и проектирование. М.: Машиностроение, 1974. – 248 с.
3. Ловейкин В. С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин // Подъемно-транспортное оборудование. – Киев: Техника, 1987. – Вып. 18. – С. 31–35.
4. Соколов А. Я., Машины для очистки и транспорта зерна. – М., 1957. – 376 с.
5. Ловейкин В. С. Кінематичний аналіз та оптимізація спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії зворотно-поступального руху робочих органів / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, В. П. Кулик // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка “Механізація с. г. виробництва”. – 2008. – Вип. 75. – Т. 1. – С. 127–134.
6. Ловейкин В. С. Моделювання динаміки руху робочих органів зерноочисних машин з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, В. П. Кулик // Науковий вісник НУБіП України. Серія “Техніка і енергетика в АПК”. – 2010. – Вип. 144, Ч. 3. – С. 62–71.
7. Ловейкин В. С. Динамічний аналіз робочих органів зерноочисних машин з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, В. П. Кулик // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2009. – Вип. 76. – С. 316–323.
8. Ловейкин В. С. Вплив радіуса кривошипів на енергетичні показники роботи зерноочисної машини / В. С. Ловейкін, В. П. Кулик // Міжвузівський збірник “Наукові нотатки”: – 2009. – Вип. 26. – С. 172–176.
9. Ловейкин В. С. Вплив довжини шатуна на енергетичні показники роботи зерноочисної машини / В. С. Ловейкін, В. П. Кулик // Науковий вісник НУБіП України. Серія “Техніка і енергетика в АПК”. – К., 2010. – Вип. 144, Ч. 2. – С. 33–39.
10. Ловейкин В. С. Визначення оптимальних значень кутів зміщення кривошипів приводного механізму та нахилу решітних станів / В. С. Ловейкін, В. П. Кулик // Науковий вісник НУБіП України. Серія “Техніка і енергетика в АПК”. – 2010. – Вип. 144, Ч. 1. – С. 179–188.
11. Болтянська Н. І. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів сепаруючих поверхонь жалюзійних решіт зернозбиральних комбайнів // Motrol. – Том 13В, Lublin, 2011. – Р. 11–116.

*Приведены исследования динамической неуравновешенности приводных механизмов решетных станов зерноочистительных машин от действия инерционных сил в зависимости от угла смещения эксцентриков приводного механизма решетных станов.*

***Приводной механизм, приводной вал, сила инерции, решетные станы, динамическая неуравновешенность, эксцентрик.***

*Research shows the dynamic imbalance drivers sieve grain cleaners from the inertial forces depending on the angle of offset eccentric drive mechanism sieve.*

***The drive mechanism, the drive shaft, the force of inertia, the sieve, the dynamic imbalance, the eccentric.***

### **RESEARCH OF INERTIAL IMBALANCE DRIVE MECHANISM SIEVE GRAIN CLEANERS AND SEPARATORS**

***O. Kulyk***