

Ловейкін В. Вплив невірноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання / В. Ловейкін, Ю. Човнюк, Анастасія Петрівна Ляшко // Вісник ТНТУ, — Т. : ТНТУ, 2015. — Том 79. — № 3. — С. 123-130. — (Машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 631.361.022

**В. Ловейкін, докт. техн. наук; Ю. Човнюк, канд. техн. наук;  
А. Ляшко**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## **ВПЛИВ НЕВРІВНОВАЖЕНОСТІ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА НА ЙОГО КОЛИВАННЯ**

*Резюме.* Приведено дослідження невірноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна. Виведено рівняння зміни коливань вертикального переміщення центру мас барабана та кута повороту барабана навколо центру мас, а також побудовано графіки цих коливань. Досліджено вплив зміни невірноваженої маси, жорсткості опор та відстані між площиною невірноваженої маси і площиною центру мас на амплітуду коливань вертикального переміщення центру мас та кута повороту.

*Ключові слова:* молотильний барабан, вертикальне переміщення, кут повороту, амплітуда.

**V. Lovejkin, Y. Chovnjuk, A. Lyashko**

## **INFLUENCE OF THRESHING DRUM'S DISBALANCE IN COMBINE HARVESTER ON ITS VIBRATION**

*Summary.* In this paper research of threshing drum's disbalance in combine harvester is presented. Modern threshing drum of tangential type in combine harvester are made open. Central and extreme disks are mounted on the cylinder shaft. Bars or rasp bars are mounted on disks. This construction of threshing drum makes possible falling of grain, plant residues, powder and soil into the threshing drum. All this results in the imbalance of threshing drum and the emergence of oscillation. The oscillation is transmitted to the bearings and hull of combine harvester. These oscillations lead to reduced reliability rate of combine harvester, and also to reduce threshing quality of grain crops.

*In this paper oscillation equation of threshing drum system is solved. The free oscillation equations of threshing drum are shown. Equations of oscillation' change vertical centroidal displacement and shaft rotation angle of threshing drum are derived. The oscillation' graph of change vertical centroidal displacement and shaft rotation angle of threshing drum for different unbalanced mass, different stiffness of left and right carriage and for different placement unbalanced mass. It was considered that unbalanced mass can be placed on the left, center and right beater in bars of threshing drum. In this article we reviewed at an example, where an unbalanced mass on a single stick of bars in threshing drum of combine harvester. All of graphs are plotted for combine harvester KZS-9-1 «Slavutych» with characteristic  $I=13,64 \text{ kg}\cdot\text{m}^3$ ,  $m=200 \text{ kg}$ ,  $\rho_1=0,3 \text{ m}$ ;  $\omega=85,7 \text{ rad/s}$ . The unbalance mass is changed from 100 g to 500 g. The stiffness of left and right carriage is changed from 100000 Nm to 145000 Nm.*

*The impact of change of input parameters for oscillatory amplitude is researched. It was found that the stiffness of left and right carriage reduce oscillations of vertical centroidal displacement and shaft rotation angle of threshing drum in combine harvester. Increase of an unbalanced mass or characteristic  $a_1$  increases the forced oscillations of vertical centroidal displacement and shaft rotation angle of threshing drum in combine harvester.*

*Key words:* threshing drum, vertical displacement, angle, oscillatory amplitude.

**Постановка проблеми.** На сьогодні для збирання зернових культур найчастіше використовують зернозбиральні комбайни з молотарками класичного типу (в світі до 80%, в США понад 50%). Одним з недоліків даної конструкції є те, що молотильний барабан – відкритого типу, а це призводить до попадання всередину його зерна та інших рослинних решток. Нерівномірне налипання на бичах або підбичниках

землі з рослинними частками призводить до порушення збалансованості барабана і, як наслідок, до неприпустимої вібрації його, яка передається на підшипники та корпус комбайна. Дані вібрації призводять до зниження надійності зернозбирального комбайна, а також якості обмолоту зернових культур.

**Аналіз публікацій за темою дослідження.** Аналітичні дослідження, що наведені у працях Ліпковича Е.І. [1, 3], Алфьорова С.А. [2], Грека О.І. [4], Dainius Steponavičius [5], Богуса Ш.Н. [6] та інших [6-8] в основному стосуються теоретичних основ процесу обмолоту. Наприклад, у роботі [3] подано виведення рівняння процесу обмолоту і сепарації зерна в молотильному пристрої. В [5] наведено вплив моменту інерції молотильного барабана на затрати потужності. У [7] L. Spokas та інші досліджували вплив технологічних параметрів молотильного апарата на пошкодження зерна. Гробов В.А. у [8] досліджував коливання механічних систем.

Проте необхідність виявлення впливу незрівноваженої маси, що утворюється в процесі обмолоту на коливання молотильного барабана, зумовило проведення даних досліджень.

**Мета роботи.** Провести дослідження впливу незрівноваженої маси на коливання молотильного барабана зернозбирального комбайна.

**Виклад основного змісту дослідження.** Загальна схема молотильного барабана наведена на рис. 1. Під час роботи на бичі налипає маса, яка призводить до незбалансованості молотильного барабана. В даній роботі розглянуто випадок, коли незбалансована маса розміщена лише на одному бичі. У якості узагальнених координат, які визначають положення молотильного барабана при коливаннях, приймаємо вертикальне переміщення  $x$  центру мас молотильного барабана й кут  $\varphi$  повороту ротора навколо центру мас.

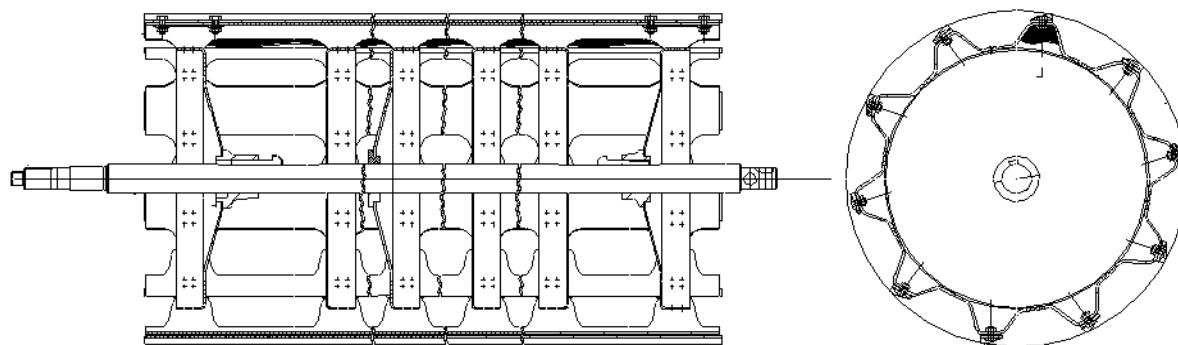


Рисунок 1. Схема молотильного барабана

Figure 1. Threshing drum diagram

Рівняння коливань системи запишемо у вигляді

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} + (C_1 + C_2) \cdot x + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot \varphi = 0; \\ I \cdot \ddot{\varphi} + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot x + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) \cdot \varphi + \beta \cdot \dot{\varphi} = m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot \dot{a} \cdot \cos(\omega \cdot t), \end{cases} \quad (1)$$

де  $m$  – маса барабана;  $x$  – вертикальне переміщення центру мас барабана;  $\varphi$  – кут відхилення осі барабана від горизонталі;  $C_1, C_2$  – жорсткості лівої та правої пружних опор барабану;  $l_{1,2}$  – відстань точки центру мас барабана від лівої і правої опор відповідно;  $\beta$  – наведений коефіцієнт затухання коливань кута  $\varphi$ ;  $I$  – момент інерції барабана відносно осі, яка проходить через його центр маси;  $\omega$  – кутова швидкість обертання барабана;  $m_1 \cdot \rho_1$  – статичний момент приведеної маси відносно осі обертання барабана;  $\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}$  – кутова швидкість відхилення осі барабана від горизонталі;  $\ddot{\varphi} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$  – відповідно прискорення;  $a$  – відстань між площиною неврівноваженої маси і площиною центру мас.;  $t$  – час.

Власні частоти коливань системи мають вигляд:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{I}{2} \cdot \left[ \left( \frac{C_1 + C_2}{m} + \frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2}{I} \right) \pm \sqrt{\left( \frac{C_1 + C_2}{m} + \frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2}{I} \right)^2 - 4 \cdot \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot (l_1 + l_2)^2}{I \cdot m}} \right] \quad (2)$$

Власні коливання барабана описують вирази

$$x_1(t) = (A_1 + A_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_1 t) + (B_1 + B_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_1 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_1;$$

$$x_2(t) = (D_1 + D_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 t) + (E_1 + E_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_2;$$

$$\varphi_1(t) = (\tilde{A}_1 + \tilde{A}_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_1 t) + (\tilde{B}_1 + \tilde{B}_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_1 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_1;$$

$$\varphi_2(t) = (\tilde{D}_1 + \tilde{D}_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 t) + (\tilde{E}_1 + \tilde{E}_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_2.$$

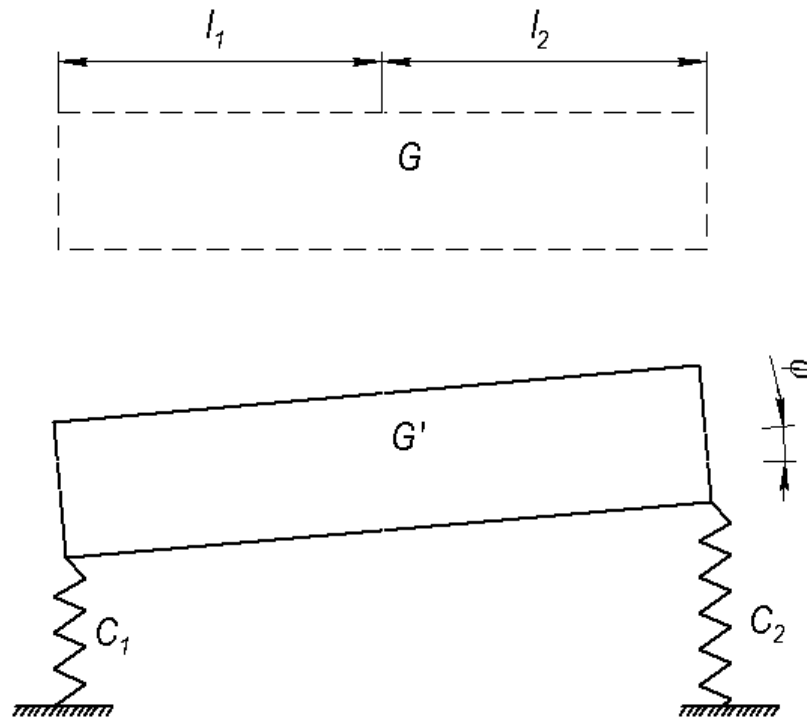


Рисунок 2. Розрахункова схема задачі

Figure 2. The calculation diagram of task

Власні частоти коливань системи мають вигляд

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{I}{2} \cdot \left[ \left( \frac{C_1 + C_2}{m} + \frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2}{I} \right) \pm \sqrt{\left( \frac{C_1 + C_2}{m} + \frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2}{I} \right)^2 - 4 \cdot \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot (l_1 + l_2)^2}{I \cdot m}} \right] \quad (2)$$

Власні коливання барабана описують вирази

$$x_1(t) = (A_1 + A_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_1 t) + (B_1 + B_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_1 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_1;$$

$$x_2(t) = (D_1 + D_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 t) + (E_1 + E_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_2;$$

$$\varphi_1(t) = (\tilde{A}_1 + \tilde{A}_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_1 t) + (\tilde{B}_1 + \tilde{B}_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_1 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_1;$$

$$\varphi_2(t) = (\tilde{D}_1 + \tilde{D}_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 t) + (\tilde{E}_1 + \tilde{E}_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_2;$$

При цьому  $\beta \rightarrow 0$  (нехтуємо затуханнями коливань по куту  $\varphi$  з полином часу).

Константи знаходимо з початкових умов задачі.

$$\varphi(0) = 0; \dot{\varphi}(0) = 0; x(0) = 0; \dot{x}(0) = 0.$$

Знайдемо вимушені коливання системи (1).

Нехай

$$\begin{cases} \varphi = \varphi_0 \cdot \cos(\omega t); \\ x = x_0 \cdot \cos(\omega t). \end{cases} \quad (3)$$

Тоді з першого рівняння системи (1) маємо

$$m \cdot (-\omega^2) \cdot x_0 + (C_1 + C_2) \cdot x_0 + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot \varphi_0 = 0. \quad (4)$$

Звідси:

$$x_0 = \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot \varphi_0}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)}. \quad (5)$$

З другого рівняння системи (1) маємо ( $\beta \rightarrow 0$ ):

$$I \cdot (-\omega^2) \cdot \varphi_0 + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot x_0 + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) \cdot \varphi_0 = m_1 \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot a. \quad (6)$$

Підставляючи (5) у (6) маємо

$$I \cdot (-\omega^2) \cdot \varphi_0 + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) \cdot \varphi_0 + \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2)^2 \cdot \varphi_0}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)} = m_1 \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot a. \quad (7)$$

Тоді маємо:

$$\varphi_0 = \frac{m_1 \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot a}{\left[ I \cdot (-\omega^2) + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) + \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2)^2}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)} \right]}. \quad (8)$$

$$x_0 = \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot m_1 \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot a}{(m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)) \cdot \left[ I \cdot (-\omega^2) + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) + \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2)^2}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)} \right]}. \quad (9)$$

Загальний розв'язок задачі

$$\begin{cases} x(t) = (A_1 + A_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega t) + (B_1 + B_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega t) + x_0 \cdot \cos(\omega t); \\ \varphi(t) = (\tilde{A}_1 + \tilde{A}_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega t) + (\tilde{B}_1 + \tilde{B}_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega t) + \varphi_0 \cdot \cos(\omega t). \end{cases} \quad (10)$$

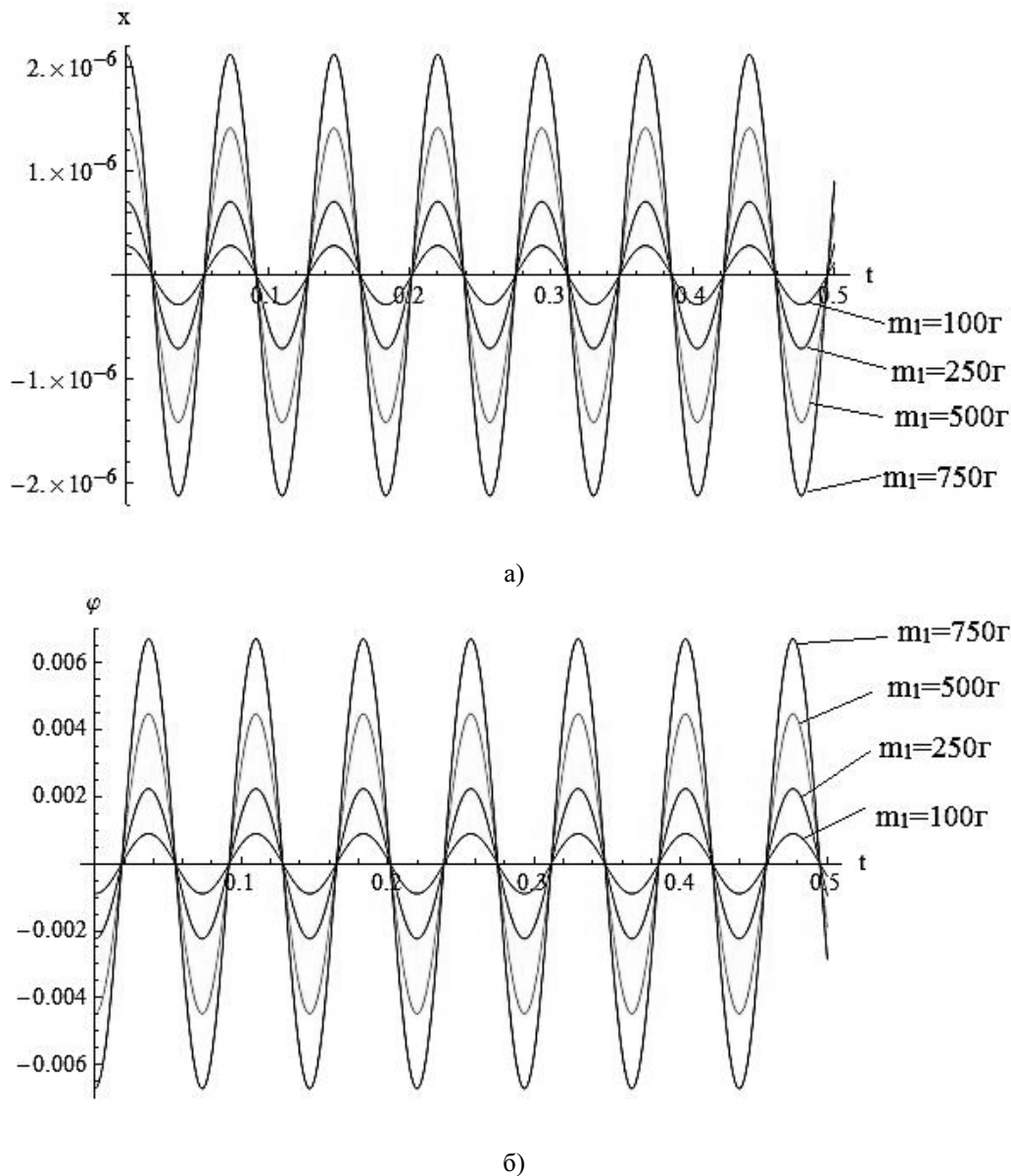
З полином часу  $t$ , внаслідок  $\beta \neq 0 \rightarrow$  коливання власні у системі затухають і залишаються лише вимушені доданки, тобто

$$t \rightarrow \infty : \begin{cases} x = x_0 \cdot \cos(\omega t); \\ \varphi = \varphi_0 \cdot \cos(\omega t). \end{cases} \quad (11)$$

де  $x_0$ ,  $\varphi_0$  визначаються з (8) та (9).

На основі наведених формул (8, 9, 11) були побудовані графіки зміни коливань вертикального переміщення центру мас барабана та кута повороту барабана навколо центру мас для зернозбирального комбайна КЗС-9.1 «Славутич» з параметрами:  $I=13,64 \text{ кг}\cdot\text{м}^3$ ,  $m=200\text{кг}$ ,  $\rho_1=0,3 \text{ м}$ ;  $\omega=85,7 \text{ рад/с}$ .

Спочатку розглянемо випадок, коли неврівноважена маса знаходиться на відстані  $a_1=0,05 \text{ м}$ , жорсткість залишається незмінною ( $C_1=C_2=100000 \text{ Нм}$ ). Змінюється лише маса неврівноваженої маси.

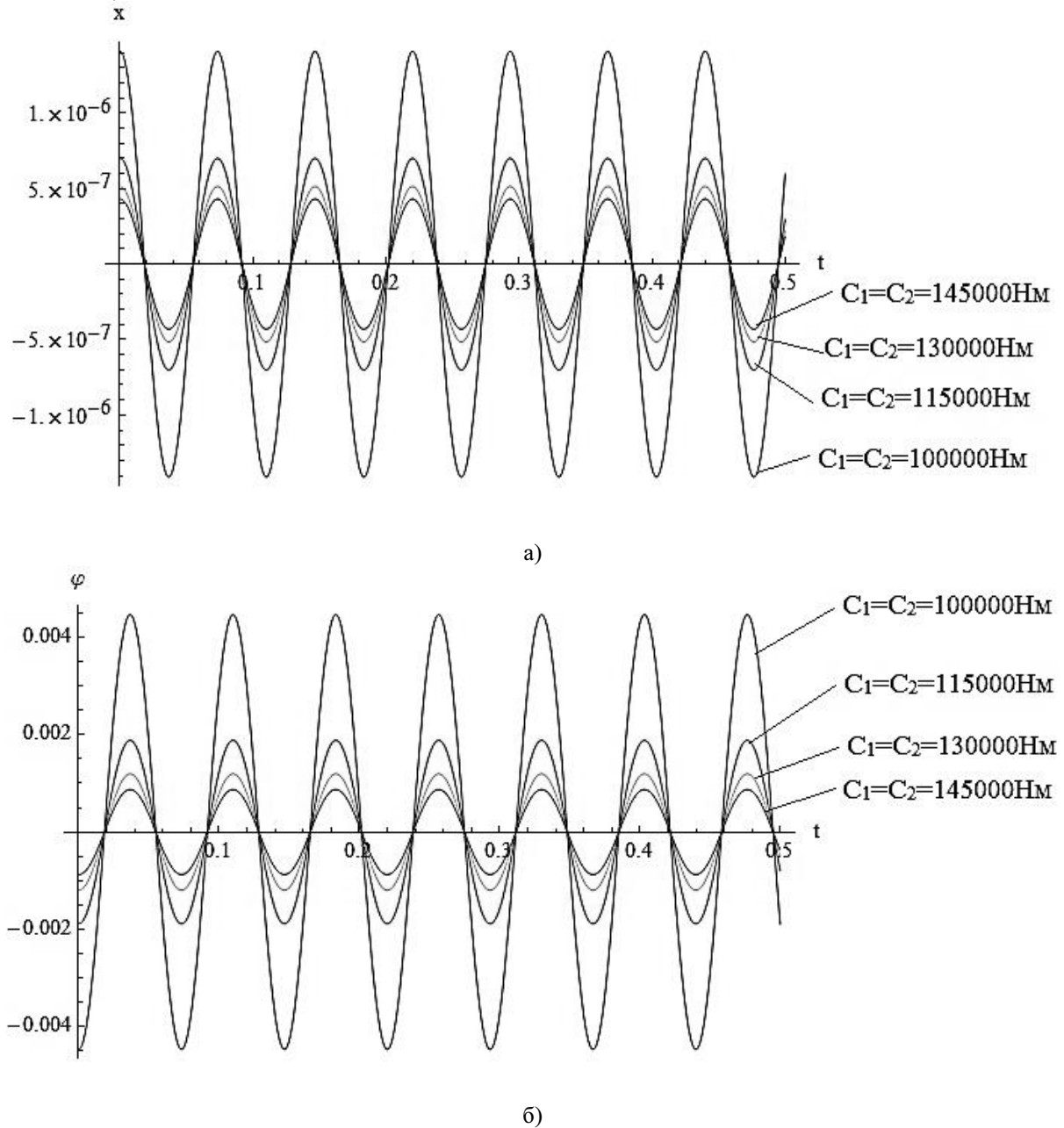


**Рисунок 3.** Графіки зміни коливань вертикального переміщення центру мас барабана (а) та кута відхилення осі барабана від горизонталі (б) при зміні маси неврівноваженої маси

**Figure 3.** The oscillation' graph of change vertical centroidal displacement (a) and shaft rotation angle of threshing drum (b) for different unbalanced mass

Як бачимо з графіків, зі збільшенням неврівноваженої маси амплітуди коливань вертикального переміщення центру мас барабана та кута відхилення вісі барабана від горизонталі збільшується.

Тепер розглянемо випадок, коли змінюється жорсткість лівої та правої пружних опор барабана, а маса неврівноваженої маси лишається незмінною ( $m_1=0,5$  кг;  $a_1=0,05$  м).

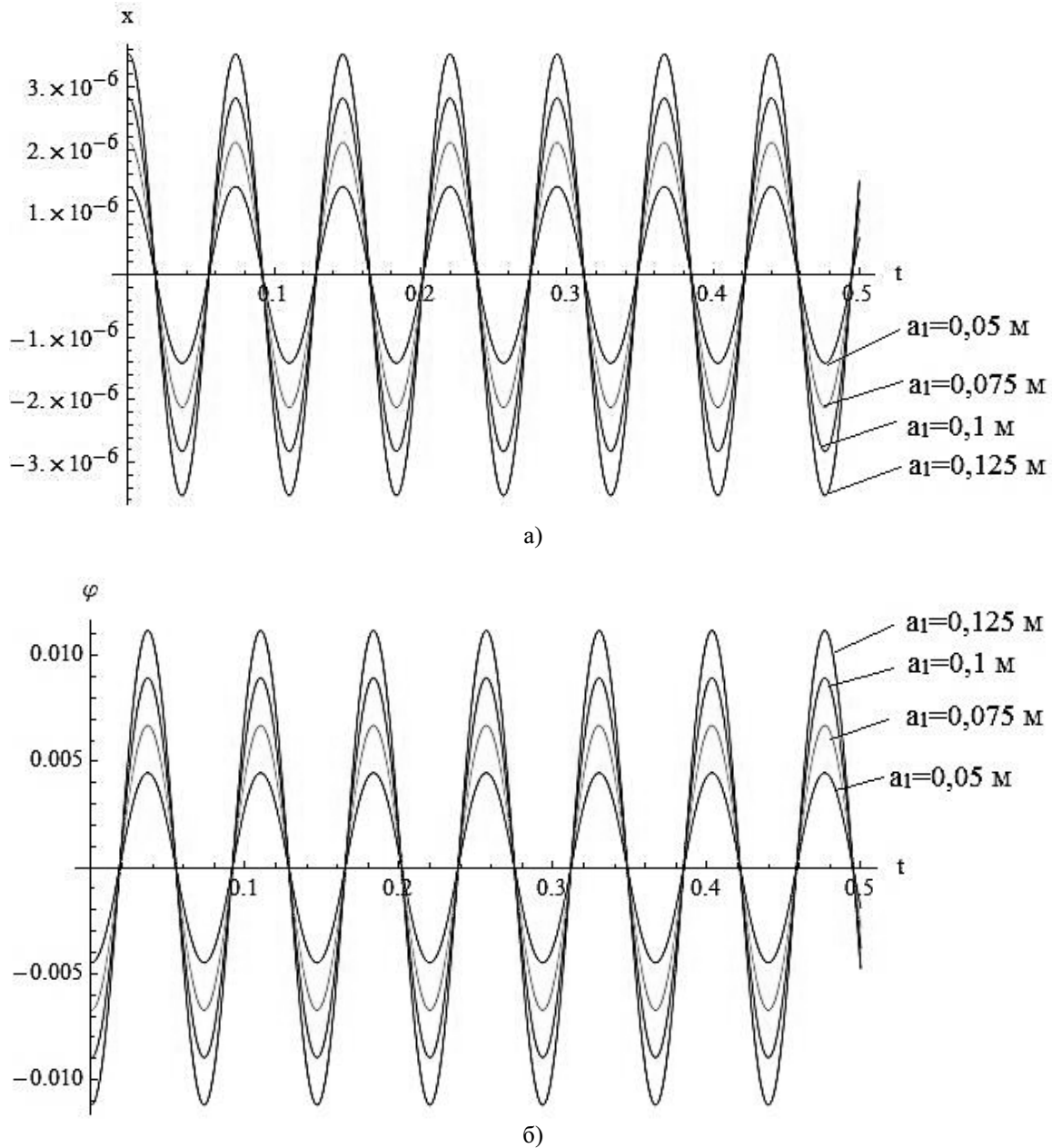


**Рисунок 4.** Графіки зміни коливань вертикального переміщення центру мас барабана (а) та кута повороту барабана навколо центру мас (б) при змінній жорсткості лівої та правої пружних опор барабана

**Figure 4.** The oscillation' graph of change vertical centroidal displacement (a) and shaft rotation angle of threshing drum (b) for different stiffness of left and right carriage

Аналізуючи дані графіки, можна помітити, що зі збільшенням жорсткості лівої та правої пружних опор амплітуда коливань вертикального переміщення центру мас барабана та кута відхилення осі барабана від горизонталі зменшується.

Тепер розглянемо випадок, коли жорсткість опор і неврівноважена маса є незмінними, змінюється лише розміщення неврівноваженої маси.



**Рисунок 5.** Графіки зміни коливаний вертикального переміщення центру мас барабана (а) та кута повороту барабана навколо центру мас (б) при зміні розміщення неврівноваженої маси

**Figure 5.** The oscillation' graph of change vertical centroidal displacement (a) and shaft rotation angle of threshing drum (b) for different placement unbalanced mass

Як бачимо з графіків, зі збільшенням параметра  $a_1$  амплітуда коливаний вертикального переміщення центру мас барабана та кута відхилення осі барабана від горизонталі збільшується.

**Висновки.** Із отриманих графіків бачимо, що зі збільшенням параметра  $m_1$ , або параметра  $a_1$  амплітуда коливаний вертикального переміщення центру мас барабана та

кута повороту барабана навколо центру мас збільшується. Проте при збільшенні жорсткості лівої та правої пружних опор барабана амплітуди коливань зменшуються.

**Conclusion.** Increase of an unbalanced mass or characteristic  $a_1$  results in the forced oscillations of vertical centroidal displacement and shaft rotation angle of threshing drum in combine harvester. Greater stiffness of left and right carriage reduces oscillations of vertical centroidal displacement and shaft rotation angle of threshing drum in combine harvester.

#### Список використаної літератури

1. Липкович, Э.И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов [Текст] / Э.И. Липкович. – зерноград: 1973. – 166 с.
2. Алферов, С.А Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна [Текст] / С.А. Алферов // Сб. трудов по земледельческой механике – М.: Сельхозгиз, 1966. – Т. IX. – С. 4 – 21.
3. Липкович, Э.И. Аналитические основы исследования процесса обмолота и сепарации зерна молотильным аппаратом зерноуборочного комбайна [Текст] / Э.И. Липкович // Сб. трудов по земледельческой механике. – М.: Сельхозгиз, 1971. – Т. XII. – С.225 – 236.
4. Грек, А.И. Вопросы Обмолота [Текст] / А.И. Грек. – Владивосток: Дальневосточное книжное издательство, 1970. – 204 с.
5. Influence of inertia momentum of cylinder on power consumption during corn ear threshing / Dainius Steponavicius, Vidmantas Butkus, Valdas Kiniulis, Tautvydas Karitonas, Laimis Bausa, Edvinas Puzauskas // 12th International Scientific Conference engineering for rural development Proceedings, Volume 12 May 23-24, 2013 – pp. 66 – 72.
6. Богус, Ш.Н. Анализ и синтез молотильно-сепарирующих устройств рисоуборочных комбайнов [Текст]; дис. докт.техн.наук – Краснодар, 2005.
7. Impact of technological parameters of threshing apparatus on grain damage / L. Špokas, D. Steponavičius, S. Petkevičius // Agronomy Research 6 (Special issue), 2008 – pp. 367 – 376.
8. Гробов, В.А. Теория колебаний механических систем [Текст] / В.А. Гробов. – К.: Вища школа, 1982. – 183 с.

Отримано 22.05.2015