

*Установлены функциональные зависимости себестоимости выращивания семян масличных культур от их урожайности*

***Масличные культуры, озимый рапс, соя, подсолнечник, биодизель, биотопливо, себестоимость, урожайность***

*Design procedure for determining cost cultivation oil seed plants for production biofuels. Set functional suspension cost cultivation oil seed plants its productivity.*

***Oil seed, winter rape, soybean, sunflower, biodiesel engine, biofuel, cost, yield.***

УДК 631.361.022

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА**

***В.С. Ловеїкін, доктор технічних наук***

***А.П. Сачик, аспірант\****

*Представлені дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна. Дослідження проводилися для двох випадків зміни приводного моменту: постійний момент приводного механізму; параболічна зміна моменту. Встановлено залежність амплітуди коливань швидкості молотильного барабана від жорсткості приводу.*

***Молотильний барабан, привод, жорсткість, швидкість, динаміка.***

**Постановка проблеми.** Привод молотильного барабана зернозбирального комбайна є складною системою. Комбайнер під час комбайнування обирає оптимальну швидкість обмолоту залежно від виду культури, вологості зерна, рельєфу поля, біологічних особливостей культури. Під час пуску, а також при переході на іншу швидкість обмолоту виникають значні вібрації молотильного барабана та його приводу. Ці вібрації також передаються на підшипники та всю конструкцію молотильно-сепаруючого пристрою, сам комбайн і комбайнера. Все це є небажаним, оскільки приводить до зниження надійності роботи молотильного барабана, а також збільшенню енергетичних витрат.

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

© В.С. Ловеїкін, А.П. Сачик, 2014

Тому в даній роботі в основу теоретичних досліджень покладено вирішення задач пов'язаних з дослідженням впливу коливань на роботу молотильного барабана.

**Аналіз останніх досліджень.** У роботі [1] В.В. Радін, С.В. Куручук та М.С. Гнутов отримали рівняння неголономного зв'язку другого порядку, яке проявляє свої властивості при вмиканні ленточної передачі в приводі молотарки зернозбирального комбайна. Авторами було виділено три фази роботи ленточної передачі при вмиканні, і для кожної фази отримані рівняння зв'язку. Загальне рівняння зв'язків об'єднує всі ці фази. У даній роботі автори вивели рівняння, проте не дослідили вплив параметрів привода на динаміку руху молотильного барабана.

У роботі [2] дослідили випадки розгону, вибігу, забивання і нормальної роботи молотильного барабана та рівняння руху молотильного барабана. Тут наведені графіки, з яких можна визначити оптимальний момент інерції молотильного барабана, задаючи при цьому середню частоту максимального зовнішнього навантаження і допустиму з технологічних вимог величину падіння кутової швидкості.

В роботі [3] розглянуті методи динамічного розрахунку машин. Основна увага приділена дослідженню математичних моделей динамічних систем. Приведені методи спрощення динамічних моделей і прості лінійні і нелінійні модулі, які дають змогу скласти математичну модель машини по структурній схемі.

Проте динаміка руху молотильного барабана не досліджена.

**Метою досліджень** є дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна.

**Результати досліджень.** Для дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна розроблена динамічна модель (рис. 1), яка представляє собою двомасову динамічну модель. В цій моделі за узагальнені координати прийняті кутові координати першої і другої мас.

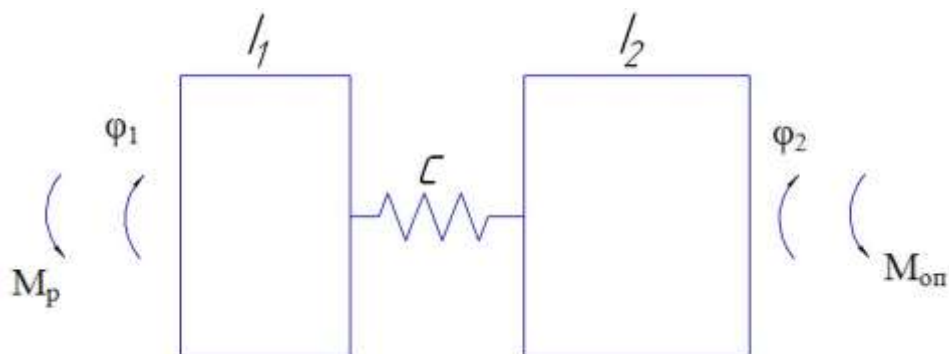


Рис. 1. Динамічна модель приводного механізму молотильного барабана.

В даній моделі  $\varphi_1$  – кутова координата двигуна, зведена до вісі повороту барабана;  $\varphi_2$  – кутова координата молотильного барабана;  $J_1$  і  $J_2$  – моменти інерції, відповідно двигуна і барабана, зведені до вісі повороту барабана;  $c$  – жорсткість приводного механізму, зведена до вісі повороту барабана;  $M_p$  – рушійний момент, зведений до вісі повороту барабана;  $M_{оп}$  – момент опору на барабані.

На основі цієї динамічної моделі складені рівняння руху, які представлені нижче:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_p - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_{оп}. \end{cases} \quad (1)$$

Для розв'язання рівнянь руху (1) розглянемо два випадки зміни приводного моменту:

1. Постійний момент приводного механізму.  $M_p = const$ .

2. Параболічна зміна моменту приводного механізму  $M_p = A_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + A_2 \cdot \dot{\varphi}_1 + A_3$ , де  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  – постійні коефіцієнти, які визначаються з крайових значень рушійного моменту механічної характеристики приводного механізму та кутової швидкості.

Для цих двох випадків розв'яжемо попередньо систему рівнянь та побудуємо графіки кутових швидкостей молотильного.

Розв'язок математичної моделі та побудова графіків для постійного моменту приводного механізму.

В першому випадку, в процесі пуску рушійний момент  $M_p$  більший за момент опору  $M_{оп}$ , а після часу  $t_p$  (час розгону) рушійний момент стає рівним моменту опору (це демонструє графік зміни моментів (рис.2)).

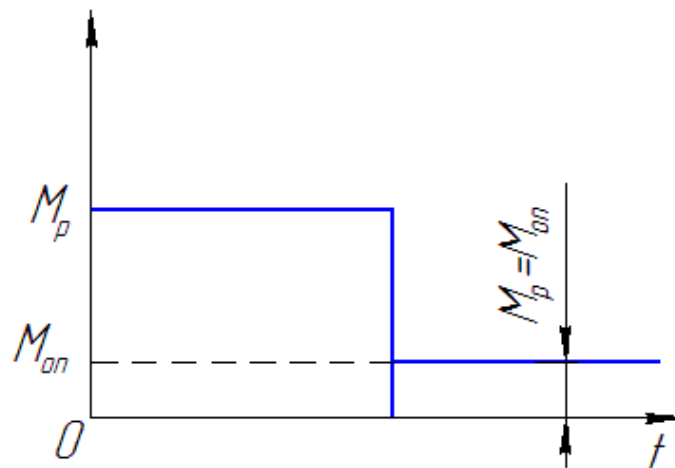


Рис. 2. Графік зміни моменту опору і рушійного моменту від часу.

В даному випадку процес руху молотильного барабана здійснюється в два етапи. На першому етапі руху рушійний момент

перевищує момент опору. Після періоду часу  $t_p$ , коли рушійний момент стає рівний моменту опору, настає другий етап, на якому рушійний момент дорівнює моменту опору.

Розв'яжемо рівняння руху (1) для першого і другого етапів.

*Перший етап.* На цьому етапі загальні розв'язки кутової координати двигуна та її похідні мають вигляд:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \frac{a_2}{2} \cdot t^2 + \left( \frac{J_2}{c} \cdot a_2 - a_1 + \frac{M_{on}}{c} \right) + a_1 \cdot \cos kt \cdot \left[ 1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right]; \\ \dot{\varphi}_1 &= a_2 \cdot t - a_1 \cdot k \cdot \sin kt \cdot \left[ 1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right]; \\ \ddot{\varphi}_1 &= a_2 - a_1 \cdot k^2 \cdot \cos kt \cdot \left[ 1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right].\end{aligned}\quad (2)$$

Координата молотильного барабана та її похідні:

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= a_1 \cdot (\cos kt - 1) + \frac{a_2}{2} \cdot t^2; \\ \dot{\varphi}_2 &= -a_1 \cdot k \cdot \sin kt + a_2 \cdot t; \\ \ddot{\varphi}_2 &= -a_1 \cdot k^2 \cdot \cos kt + a_2; \\ \ddot{\ddot{\varphi}}_2 &= a_1 \cdot k^3 \cdot \sin kt.\end{aligned}\quad (3)$$

Під час розв'язку рівнянь руху було проведені такі заміни:

$$\begin{aligned}k &= \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}}; \\ a_1 &= \frac{M_{on}}{J_2 \cdot k^2} + \frac{a_2}{k^2}; \\ a_2 &= \frac{M_p - M_{on}}{k^2 J_1 \cdot J_2} \cdot c.\end{aligned}$$

Коли молотильний барабан набере потрібної швидкості, рівняння його руху зміняться. Після часу  $t_p$  (часу розгону) рушійний момент буде дорівнювати моменту опору (рис. 2).

Кінематичні характеристики руху молотильного барабана матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= a_3 \cdot (\cos kt - 1); \quad \dot{\varphi}_2 = -a_3 \cdot k \cdot \sin kt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= -a_3 \cdot k^2 \cdot \cos kt; \quad \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = a_3 \cdot k^2 \cdot \sin kt,\end{aligned}\quad (4)$$

а залежності характеристик руху двигуна після часу  $t_p$ :

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= a_3 \cdot \cos kt \cdot \left( 1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right) + \frac{M_{on}}{c} - a_3; \\ \dot{\varphi}_1 &= -a_3 \cdot k \cdot \sin kt \cdot \left( 1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right); \\ \ddot{\varphi}_1 &= -a_3 \cdot k^2 \cdot \cos kt \cdot \left( 1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right).\end{aligned}\quad (5)$$

Для знаходження цих залежностей була проведена заміна:

$$a_3 = \frac{M_{оп}}{J_2 \cdot k^2}.$$

Рівняння (2)-(5) можна вирішити за допомогою пакету Mathematica. Для комбайна з параметрами:  $J_1=31,5 \text{ км}^2$ ;  $J_2=5,22 \text{ км}^2$ ;  $M_p=550 \text{ Нм}$ ;  $M_{оп}=350 \text{ Нм}$ . Для першого випадку були побудовані графіки залежності швидкостей молотильного барабана від часу (рис. 3). Залежно від зміни жорсткості приводного механізму, амплітуда коливання швидкості молотильного барабана змінюватиметься не значно (рис. 3).

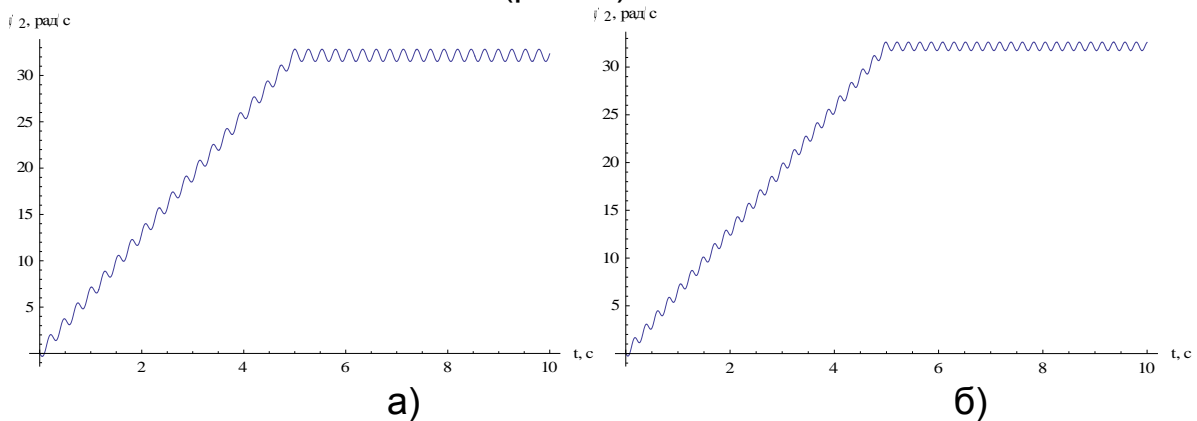


Рис. 3. Графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу для постійного моменту приводного механізму в залежності від жорсткості для колової швидкості поверхні бил 30 м/с (а – жорсткість 2500 Нм/рад, б – 3700 Нм/рад).

*Розв'язок математичної моделі для параболічної зміни приводного моменту механізму.* В даному випадку приводний момент змінюється за параболічною залежністю (рис. 4):

$$M_p = A_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + A_2 \cdot \dot{\varphi}_1 + A_3. \quad (6)$$

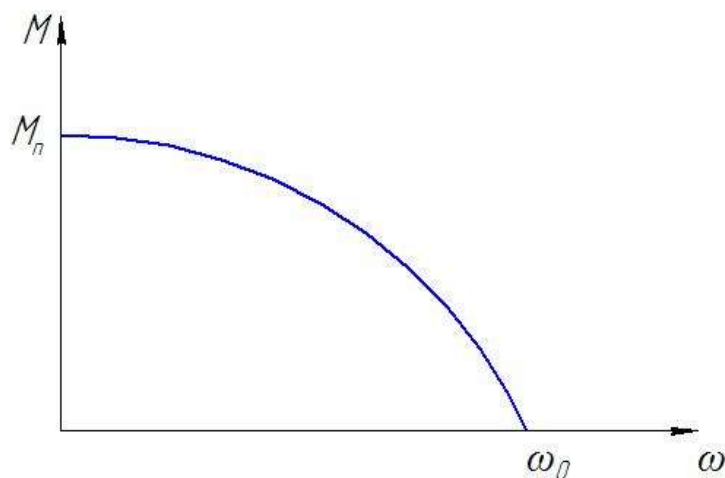


Рис. 4. Параболічна зміна приводного моменту механізму.

Виходячи з крайових умов: при  $t=0$ ,  $M=M_p$ ,  $\omega=0$ ; при  $t=t_p$ ,  $\omega=\omega_0$  матимемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} A_3 = M_p; \\ A_1\omega_0^2 + A_2\omega_0 + A_3 = 0; \\ 2A_1\omega_0 + A_2 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Розв'язавши дану систему, отримуємо:

$$A_1 = \frac{M_p}{\omega_0^2}; \quad A_2 = -\frac{2M_p}{\omega_0}; \quad A_3 = M_p. \quad (8)$$

Розв'язуємо рівняння (1) з урахуванням залежностей (6) і (8) за допомогою пакету Mathematica і будемо графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу для швидкості обмолоту 30 м/с (рис. 5).

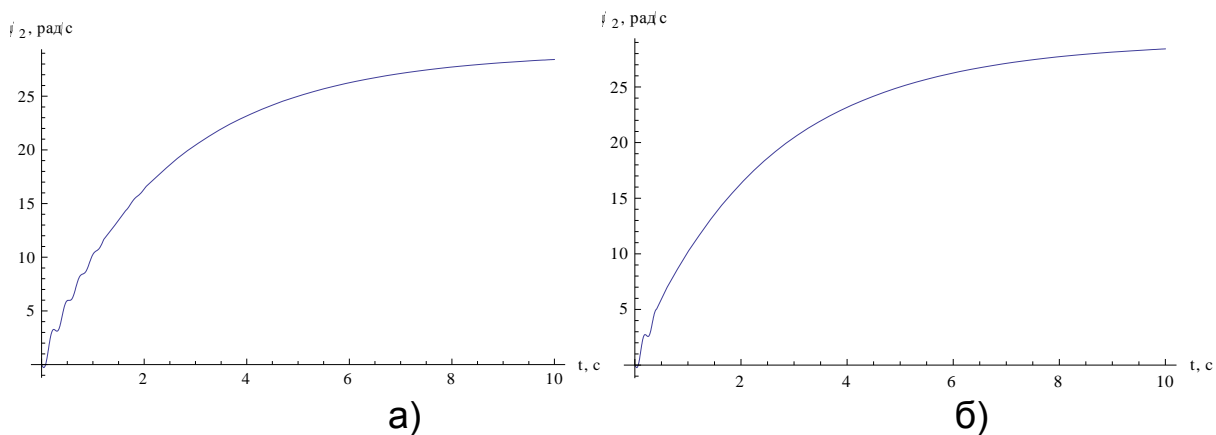


Рис. 5. Графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу для параболічної зміни приводного моменту механізму в залежності від жорсткості для коллової швидкості поверхні бил 30 м/с (а – жорсткість 2500 Нм/рад, б – 3700 Нм/рад).

**Висновок.** Проаналізувавши ці графіки можна помітити, що мають місце коливання кутової швидкості молотильного барабана. Всі ці коливання є небажаними, адже вони призводять до виникнення вібрацій молотильного барабана, що передаються на привод, всю конструкцію молотильного пристрою, підшипники і самого комбайнера. Встановлено, що зміна жорсткості приводного механізму не має суттєвого впливу на коливання кутової швидкості молотильного барабана. Також встановлено, що рух молотильного барабана буде стійкішими при параболічній зміні приводного моменту механізму.

### Список літератури

1. Радин В.В. К вопросу о неголономной святи в приводе молотильного барабана зерноуборочного комбайна в режиме разгона / В.В. Радин, С.В. Курчук, М.С. Гнутов // Вестник ДГТУ. – 2008. – Т. 8. – С. 317.

2. Алферев С.А. Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна / С.А. Алферев // Земледельческая механика. – М., 1966. – Т. IX. – С.4.
3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
4. Збігнев К. Визначення масового моменту барабана зернозбирального комбайна / К. Збігнев, З. Томаш // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 114. – С. 208–215.
5. Бойко А.І. Динаміка зміни рівня надійності підсистем зернозбиральних комбайнів в нестабільних умовах експлуатації і обслуговування / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2010. – Вип. 109. – С. 128–136.

*Представлены исследования динамики движения молотильного барабана зерноуборочного комбайна. Исследования проводились для двух случаев изменения приводного момента: постоянный момент приводного механизма; параболического изменение момента. Установлена зависимость амплитуды колебаний скорости молотильного барабана и двигателя от жесткости привода.*

**Молотильный барабан, привод, жесткость, скорость, динамика.**

*The research of dynamic motion in threshing drum of combine harvester is conducted. The research was conducted for two cases of change drive point: constant moment of drive mechanism; parabolic changing moment. The dependence of vibration amplitude of speed in threshing drum and engine from drive stiffness is established.*

**Threshing drum, drive, stiffness, speed, dynamic.**

УДК 536:620.178.16

## **ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ**

***М.І. Денисенко, кандидат технічних наук***

*При терті утворюються нові упорядковані структури з регулюючим рівнем ентропії. Цей ефект може бути використаний для регулювання триботехнічних характеристик контакту. Використовуючи принципи термодинаміки незрівноважених процесів у відкритих системах доказано, що пара тертя відповідає принципам самоорганізації.*

© М.І. Денисенко, 2014