

weediness, lodging and humidity. The results of researches are presented as graphs and can be used for prediction of grain losses by harvesting and the retrieval route for grain losses decrease.

Key words: combine harvester, header, grain losses, grain-crops characteristics

УДК 621.867.3

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОГО ЗУСИЛЛЯ В ТЯГОВОМУ ОРГАНІ ПРИ НАБІГАННІ НА ПРИВІДНИЙ БАРАБАН

***В. С. Ловейкін, Є. Г. Афтанділяни, доктори технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***Ю. В. Ловейкін, кандидат фізико-математичних наук
Київський національний університет імені Тараса Шевченка***

***Л. Б. Ткачук, аспірант*
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net***

Анотація. *Мінімізовано коливання елементів конструкції, приводного механізму та тягового органу за рахунок оптимізації режимів руху зернового елеватора на ділянках перехідних процесів, що дозволило підвищити його ефективність. На основі вибраної динамічної моделі створено математичну модель з використанням принципу д'Аламбера. Розглянуто процес оптимізації режиму пуску ківшового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан. Знайдено закони руху натяжного барабана, робочої гілки та приводного барабана, які відповідають оптимальному режиму руху ківшового елеватора. На основі знайдених законів руху побудовано кінематичні характеристики основних ланок елеватора, які представлені у вигляді графічних залежностей для оптимального режиму руху. Також отримано графічні залежності зміни зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан та збіганні з натяжного барабана. На основі отриманих графічних залежностей встановлено, що під час пуску*

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

© В. С. Ловейкін, Є. Г. Афтанділяни, Ю. В. Ловейкін, Л. Б. Ткачук, 2017

ківшового елеватора при оптимальному режимі руху мають місце незначні коливні процеси, які є найменшими саме при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан.

Ключові слова: *ківшовий елеватор, динамічна модель, математична модель, режим руху, динамічне навантаження, зусилля, коливання*

Постановка проблеми. Для покращення технологічного процесу обробки та транспортування зерна доцільно підвищити ефективність ківшових елеваторів. Під час роботи в елементах приводного механізму, тягового органу та несучих конструкцій виникають коливання, які призводять до підвищення в них динамічних навантажень [1]. Ці навантаження є найбільш суттєвими під час перехідних процесів (пуск, гальмування, стопоріння або перехід з однієї швидкості на іншу), що призводить до накопичення втомних напружень в конструкції елеватора. Це, в свою чергу, веде до передчасного його руйнування, а також ускладнює технологічний процес транспортування зернових матеріалів (осипання та пошкодження зерна), що негативно впливає на безпечну експлуатацію елеватора в цілому.

Мінімізувати коливання елементів конструкції, приводного механізму та тягового органу можна за рахунок оптимізації режимів руху зернового елеватора на ділянках перехідних процесів, що дозволить підвищити його ефективність.

Аналіз останніх досліджень. Питанням моделювання робочого процесу конвеєрів, як багатомасових систем із замкнутим контуром присвячено роботи Хорольського І. М., Кондрахіна В.П., Співаковського А. О. [2–4]. В роботі [4] задача оптимізації режиму пуску зводиться до знаходження мінімального часу пуску конвеєра при різних умовах (міцність стрічки, відсутність пробуксовки стрічки на барабані, максимальний момент електродвигуна). Проте при розрахунку використані статичні показники конвеєра, які не в повній мірі відображають динамічні процеси вертикальних стрічкових ковшових елеваторів.

В роботі [5] побудована математична модель динаміки руху ківшового елеватора, де прийнята статистична характеристика приводного двигуна, яка не в повній мірі відображає процес руху елеватора. Тому виникає потреба в використанні динамічної характеристики приводного двигуна, яка достатньо відображає динамічні процеси в момент пуску.

Для оптимізації режимів руху піднімально-транспортних і, зокрема, транспортуючих машин використовуються методи динамічного програмування [6], принципу максимуму [7] та варіаційного числення [8–10].

Найбільш доцільним методом для усунення коливань в елементах ківшового елеватора є варіаційне числення, оскільки при вирішенні задачі у кінцевому результаті отримуємо плавні функції зміни кінематичних характеристик. Для зернових елеваторів основним елементом є тяговий орган (стрічка), тому для оптимізації режимів їхнього руху доцільно використовувати критерії, які відображають навантаження, що виникають в тяговому органі.

Мета досліджень – підвищення ефективності роботи ківшового елеватора за рахунок оптимізації режиму руху приводного механізму.

Результати досліджень. Для проведення оптимізації режимів руху ківшового елеватора виберемо його динамічну модель. Будемо вважати, що всі елементи ківшового елеватора є абсолютно тверді тіла, окрім стрічки та приводного механізму. Усі інерційні маси приводу зведено до осі повороту приводного барабана. До цієї ж осі зведено жорсткість основних пружних елементів приводу. Вважаємо, що ковзання між стрічкою і приводним та натяжним барабанами відсутнє. Таке припущення забезпечується необхідним попереднім натягом стрічки та достатнім зчепленням приводного та натяжного барабанів зі стрічкою. Маси ковшів та ділянок стрічки між ковшами замінюємо однією масою, сконцентрованою в їхньому центрі мас як на робочій, так і неробочій гілках конвеєра. Жорсткості стрічки на робочій і неробочій гілках конвеєра вважаємо однаковими. Нехтуємо поперечними коливаннями ковшів та стрічки, оскільки вони є незначними в порівнянні з основним переміщенням і в більшій мірі залежать від конструктивних особливостей елеватора, а не від режиму руху.

В динамічній моделі ківшового елеватора (рис. 1) замкнений ланцюговий контур стрічки з ковшами та барабанами представлений у вигляді розімкненого ланцюгового контуру. Умовний розріз стрічки здійснено в точці набігання стрічки на натяжний барабан. При цьому прийнято, що натяг у цій точці стрічки дорівнює попередньому натягу стрічки натяжним пристроєм із зусиллям F_0 . Таке припущення є загальноприйнятим і використовується багатьма авторами при дослідженні стрічкових та ланцюгових конвеєрів [2].

В результаті прийнятих припущень ківшовий елеватор вважаємо голономною механічною системою з п'ятьма ступенями вільності, яка представлена у вигляді динамічної моделі, що показана на рис. 1. За узагальнені координати прийняті кутові координати ротора двигуна приводного механізму, зведеної до осі приводного барабана φ_0 , приводного φ_1 і натяжного φ_2 барабанів, а також лінійні повздовжні координати центрів мас робочої x_1 та неробочої x_2 гілок ківшового елеватора.

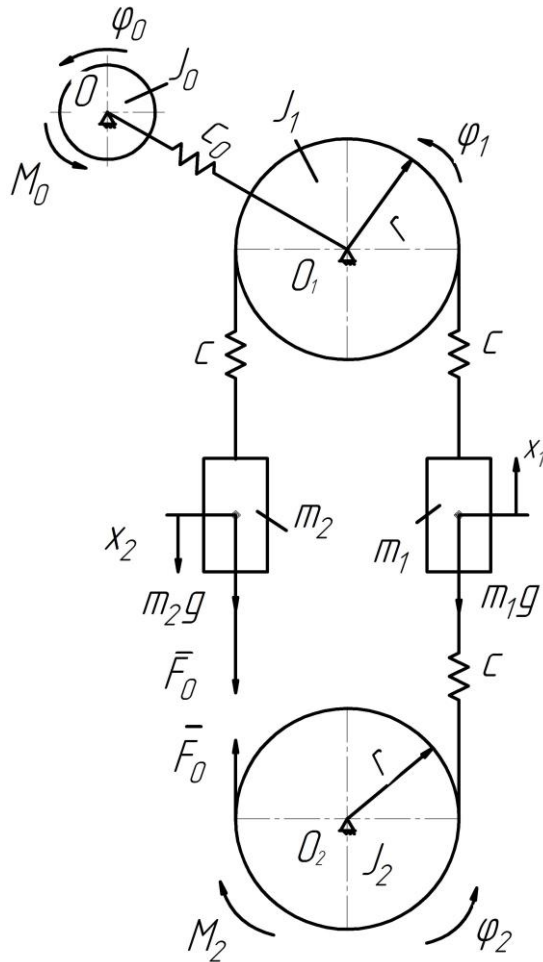


Рис. 1. Динамічна модель ківшового елеватора

Для складання диференціальних рівнянь руху ківшового елеватора, представленого динамічною моделлю на рис.1, використаємо принцип динамічної рівноваги д'Аламбера. Згідно з цим принципом рівняння руху мають вигляд:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - c_0(\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0(\varphi_0 - \varphi_1) - cr(\varphi_1 r - x_1) + cr(x_2 - \varphi_1 r); \\ m_1 \ddot{x}_1 = c(\varphi_1 r - x_1) - c(x_1 - \varphi_2 r) - m_1 g; \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_0 + m_2 g - c(x_2 - \varphi_1 r); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = cr(x_1 - \varphi_2 r) - M_2 - F_0 r, \end{cases} \quad (1)$$

де: J_0 , J_1 , J_2 – моменти інерції відносно власних осей обертання відповідно приводного механізму, зведеного до осі повороту приводного барабана, приводного та натяжного барабанів; m_1 , m_2 , – сумарні маси відповідно робочої та неробочої гілок елеватора; c_0 – коефіцієнт жорсткості пружних елементів приводного механізму, зведений до осі повороту приводного барабана; c – коефіцієнт жорсткості половини довжини стрічки на робочій (неробочій) гілці конвеєра, M_0 – рушійний момент на валу електродвигуна, зведений до осі повороту приводного барабана; M_2 – момент опору від

завантаження ковшів, зведений до осі повороту натяжного барабана; r – радіус приводного і натяжного барабанів, який приймається однаковим; g – прискорення вільного падіння.

Розглянемо процес оптимізації режиму пуску ківшового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан.

Для цього з третього рівняння системи (1) визначимо зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан:

$$R_{11} = c(\varphi_1 r - x_1) = m_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - \varphi_2 r) + m_1 g. \quad (2)$$

З останнього рівняння системи (1) виразимо координату x_1 через φ_2 та її другу похідну за часом:

$$x_1 = \varphi_2 r + \frac{J_2}{cr} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2/r + F_0}{c}. \quad (3)$$

Продиференціюємо за часом вираз (3), в результаті чого отримаємо:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{\varphi}_2 r + \frac{J_2}{cr} \ddot{\varphi}_2; \dot{x}_1 = \varphi_2 r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2; \\ \ddot{x}_1 &= \ddot{\varphi}_2 r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2; \dot{x}_1 = \varphi_2 r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2; \\ \ddot{x}_1 &= \ddot{\varphi}_2 r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2; \dot{x}_1 = \varphi_2 r + \frac{J_2}{cr} \varphi_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Підставимо вирази (3) і (4) в залежність (2), після чого будемо мати:

$$R_{11} = \frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2 + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2}{r} + F_0 + m_1 g. \quad (5)$$

Середньоквадратичне значення зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан визначається у вигляді інтегрального функціонала:

$$R_{1\text{ск}} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} R_{11}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (6)$$

де: t – час; t_1 – тривалість перехідного процесу (пуску, гальмування, зміни швидкості, реверсування).

Підінтегральний вираз функціонала (6) має вигляд:

$$f = R_{11}^2 = \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2 + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2}{r} + F_0 + m_1 g \right]^2. \quad (7)$$

Умовою мінімуму інтегрального функціонала (6) з урахуванням виразу (7) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f}{\partial \varphi_2} = 0. \quad (8)$$

Диференціюючи вираз (8) відповідно до складових рівняння (9), маємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial \varphi} &= \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} = \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} = 0; \\ \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} &= 2 \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{IV} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 + M_2 / r + F_0 + m_1 g \right]; \\ \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} &= 2 \frac{m_1 J_2}{cr} \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{IV} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 + M_2 / r + F_0 + m_1 g \right]; \quad (9) \\ \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} &= 2 \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{VI} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 \right]; \\ \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f}{\partial \varphi_2} &= 2 \frac{m_1 J_2}{cr} \left[\frac{m_1 J_2}{cr} \varphi_2^{VI} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) r \ddot{\varphi}_2 \right]. \end{aligned}$$

Після підстановки виразів (9) в рівняння (8) отримаємо диференціальне рівняння восьмого порядку:

$$\left(\frac{m_1 J_2}{cr} \right)^2 \varphi_2^{VIII} + 2 \frac{m_1 J_2}{cr} \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \varphi_2^{VI} + \left(m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right)^2 r^2 \varphi_2^{IV} = 0. \quad (10)$$

Розділимо всі члени рівняння (10) на коефіцієнт біля найстаршої похідної і зробивши заміну:

$$k = \sqrt{\frac{m_1 + J_2/r^2}{m_1 J_2}} cr^2 = \sqrt{\frac{m_1 r^2 + J_2}{m_1 J_2}} c, \quad (11)$$

отримаємо:

$$\varphi_2^{VIII} + 2k^2 \varphi_2^{VI} + k^4 \varphi_2^{IV} = 0. \quad (12)$$

Рівняння (13) являє собою однорідне диференціальне рівняння восьмого порядку з постійними коефіцієнтами. Для його розв'язку складемо характеристичне рівняння:

$$r^8 + 2k^2 r^6 + k^4 r^4 = 0,$$

яке запишемо у такому вигляді:

$$r^4 (r^4 + 2k^2 r^2 + k^4) = 0. \quad (13)$$

Розв'язок рівняння (13) дає:

$$r^4 = 0; \quad (14)$$

$$r^4 + 2k^2 r^2 + k^4 = 0. \quad (15)$$

З рівняння (14) отримуємо чотири корені:

$$r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = 0, \quad (16)$$

а рівняння (15) являє собою бікватратне рівняння, в якому після заміни $p = r^2$, маємо $p^2 + 2k^2 p + k^4 = 0$.

Розв'язок цього рівняння дає:

$$p_{1,2} = -k^2 \pm \sqrt{k^4 - k^4} = -k^2;$$

$$p_1 = p_2 = -k^2.$$

Тоді,

$$\begin{aligned} r_{5,6} &= \sqrt{p_1} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i; \\ r_{7,8} &= \sqrt{p_2} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i. \end{aligned} \quad (17)$$

Тоді загальний розв'язок рівняння (12), виходячи з коренів (16) і (17) характеристичного рівняння (13), має вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + C_4 t^3 + (C_5 + C_6 t) \sin kt + (C_7 + C_8 t) \cos kt; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_2 + 2C_3 t + 3C_4 t^2 + (C_6 - C_7 k - C_8 kt) \sin kt + (C_8 + C_5 k + C_6 kt) \cos kt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= 2C_3 + 6C_4 t - (2C_8 + C_5 k + C_6 kt) k \sin kt + (2C_6 - C_7 k - C_8 kt) k \cos kt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= 6C_4 - (3C_6 - C_7 k - C_8 kt) k^2 \sin kt - (3C_8 + C_5 k + C_6 kt) k^2 \cos kt; \\ \varphi_2^{IV} &= (4C_8 + C_5 k + C_6 kt) k^3 \sin kt - (4C_6 - C_7 k - C_8 kt) k^3 \cos kt, \end{aligned} \quad (18)$$

де: C_1, C_2, \dots, C_8 – постійні інтегрування, які знаходяться з крайових умов руху:

$$\begin{cases} t = 0 : \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0; \\ t = t_1 : \dot{\varphi}_2 = \omega_y, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \varphi_2^{IV} = 0. \end{cases} \quad (19)$$

де: ω_y – усталена кутова швидкість натяжного барабана; t_1 – тривалість перехідного процесу (пуску).

Підставивши крайові умови (19) у систему залежностей кінематичних характеристик натяжного барабана (18), отримаємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь для визначення постійних C_i ($i=1, 2, \dots, 8$):

$$\begin{cases} C_1 + C_7 = 0; \\ C_2 + C_8 + C_5 k = 0; \\ 2C_3 + 2C_6 k - C_7 k^2 = 0; \\ 6C_4 - 3C_8 k^2 - C_5 k^3 = 0; \\ C_2 + 2C_3 t_1 + 3C_4 t_1^2 + (C_6 - C_7 k - C_8 k t_1) \sin kt_1 + (C_8 + C_5 k + C_6 k t_1) \cos kt_1 = \omega_y; \\ 2C_3 + 6C_4 t_1 - (2C_8 + C_5 k + C_6 k t_1) k \sin kt_1 + (2C_6 - C_7 k - C_8 k t_1) k \cos kt_1 = 0; \\ 6C_4 - (3C_6 - C_7 k - C_8 k t_1) k^2 \sin kt_1 - (3C_8 + C_5 k + C_6 k t_1) k^2 \cos kt_1 = 0; \\ (4C_8 + C_5 k + C_6 k t_1) k^3 \sin kt_1 - (4C_6 - C_7 k - C_8 k t_1) k^3 \cos kt_1 = 0. \end{cases} \quad (20)$$

В результаті розв'язку системи рівнянь (20) знаходимо постійні інтегрування C_i ($i=1, 2, \dots, 8$) і підставляємо в залежності (18), які являють собою оптимальний за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан режим руху ківшового елеватора на ділянці пуску.

Для ківшового елеватора з параметрами: $J_0=65 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_1=78,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_2=78,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $\omega_y=5,7 \text{ рад/с}$, $R=0,315 \text{ м}$, $c_0=2000 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$, $c=330000 \text{ Н/м}$, $n_1=32$, $n_2=32$, $m_B=9 \text{ кг}$, $m_K=9 \text{ кг}$ в програмі Mathematica 9.0 [11] розраховані кінематичні характеристики для оптимального режиму руху (рис. 2).

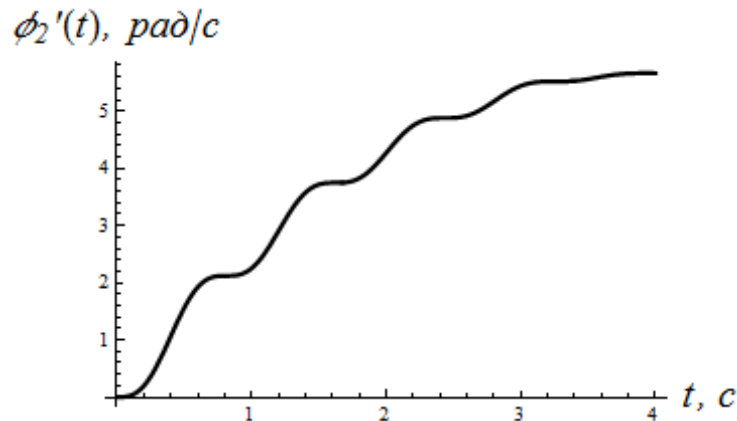


Рис. 2. Графік зміни кутової швидкості натяжного барабана.

Знаючи закон руху натяжного барабана, який відповідає оптимальному режиму руху ківшового елеватора за допомогою системи диференціальних рівнянь (1) знайдемо закони руху інших ланок. Закон руху робочої гілки елеватора визначається залежностями (3) і (4) та зображений у вигляді графіка (рис. 3):

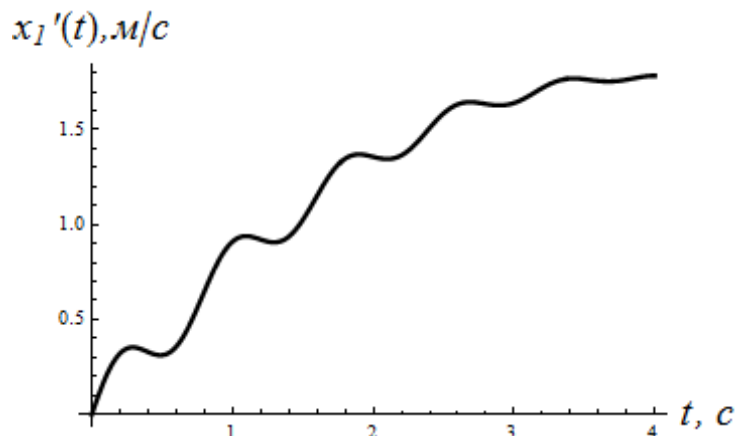


Рис. 3. Графік зміни лінійної швидкості зведеної маси, що знаходиться на середній частині робочої гілки.

Закон руху приводного барабана визначимо з третього рівняння системи (1) та зобразимо у вигляді графічної залежності (рис. 4):

$$\begin{aligned} \varphi_1 = -\varphi_2 + 2 \frac{x_1}{r} + \frac{m_1}{cr} (\ddot{x}_1 + g); \quad \dot{\varphi}_1 = -\dot{\varphi}_2 + 2 \frac{\dot{x}_1}{r} + \frac{m_1}{cr} \ddot{x}_1; \quad \ddot{\varphi}_1 = -\ddot{\varphi}_2 + 2 \frac{\ddot{x}_1}{r} + \frac{m_1}{cr} x_1; \\ \ddot{\varphi}_1 = -\ddot{\varphi}_2 + 2 \frac{\ddot{x}_1}{r} + \frac{m_1}{cr} x_1; \quad \varphi_1 = -\varphi_2 + 2 \frac{x_1}{r} + \frac{m_1}{cr} x_1. \end{aligned} \quad (21)$$

Також розраховані та побудовані для даного ківшового елеватора силові характеристики тягового органу (рис. 5).

Зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан визначається наступним виразом:

$$R_{11} = c(\varphi_1 r - x_1). \quad (22)$$

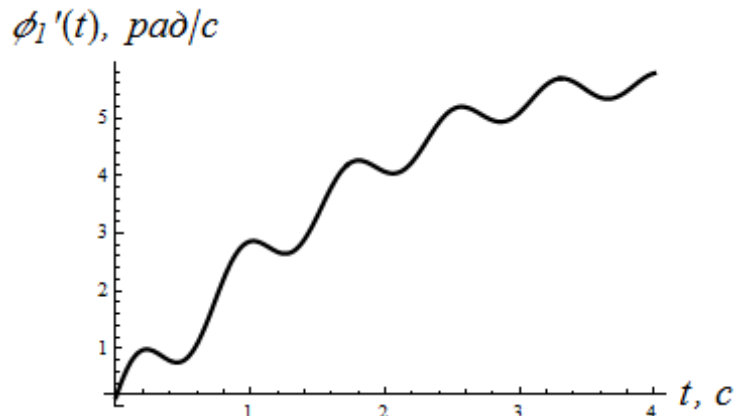


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості приводного барабана.

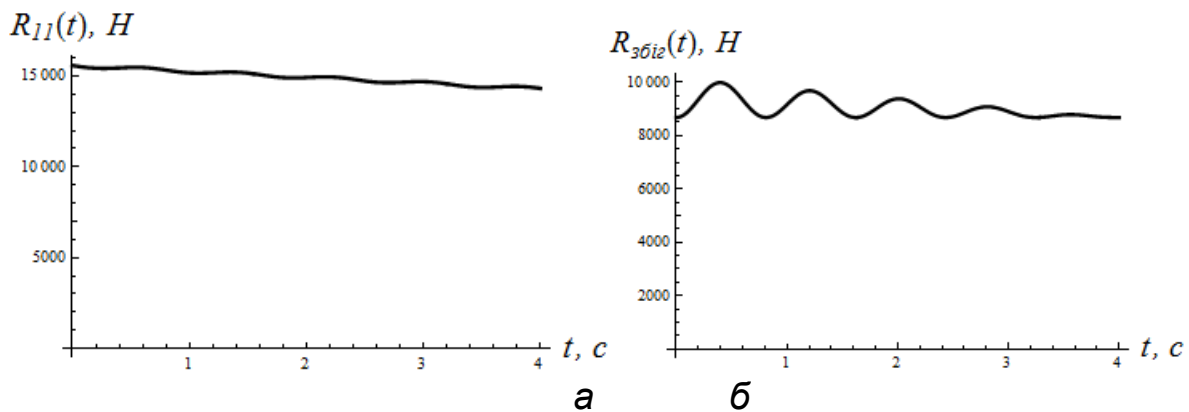


Рис. 5. Графічні залежності силових характеристик ківшового елеватора: а – зміна зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан; б – зміна зусилля в тяговому органі при збіганні з натяжного барабана.

Зусилля в тяговому органі при збіганні з натяжного барабана:

$$R_{збіг} = c(x_1 - \varphi_2 r). \quad (23)$$

В програмі Mathematica 9.0 розраховано для оптимального режиму руху середньоквадратичні та максимальні значення таких показників: кутова швидкість приводного $\dot{\varphi}_1$ барабана; кутова швидкість натяжного $\dot{\varphi}_2$ барабана; лінійна швидкість зведеної маси робочої гілки \dot{x}_1 ; зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан R_{11} ; зусилля в тяговому органі при збіганні з натяжного барабана $R_{збіг}$.

В результаті проведених розрахунків отримано дані, які наведені в табл. 1.

З отриманих графічних залежностей видно, що під час пуску реального елеватора, в його рухомих елементах виникають коливальні процеси. Величина цих коливань залежить від точності моделювання ланок конвеєра. Для спрощення оптимізації режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в

тяговому органі при набіганні на привідний барабан, використано динамічну модель з однією масою на робочій та холостій гілках відповідно.

1. Середньоквадратичні та максимальні значення.

Показники	Середньоквадратичне значення	Максимальне значення
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	1.311	1.784
$\dot{\varphi}_1, \text{ рад/с}$	4.113	5.788
$\dot{\varphi}_2, \text{ рад/с}$	4.184	5.664
$R_{11}, \text{ Н}$	14944	15586
$R_{3612}, \text{ Н}$	9042	9988

Необхідно відмітити, що зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан мають менші коливання, ніж при збіганні з натяжного барабана.

Висновок. Побудовано динамічну модель режиму руху ківшового елеватора у вигляді голономної механічної системи з п'ятьма ступенями вільності. На основі побудованої динамічної моделі створено математичну модель для оптимізації режиму руху зернового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан. За допомогою розробленої математичної моделі отримані залежності кінематичних характеристик ланок для оптимального режиму руху ківшового елеватора на природній динамічній характеристиці приводного електродвигуна. Проаналізувавши результати видно, що оптимізація за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан приводить до незначних коливань кінематичних характеристик та зусиль. Для зменшення цих коливань рекомендується здійснити оптимізацію режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан.

Список літератури

1. Ловеїкін В. С., Ткачук Л. Б. Аналіз руху ковшового елеватора з динамічною механічною характеристикою двигуна. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 397—407.
2. Кондрахин В. П., Борисенко В. Ф., Мельник А. А. Моделирование пусковых режимов скребкового конвейера типа КСД. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: гірничо-електромеханічна. Донецьк. 2008. Вип. 13. С. 132—140.
3. Хорольський І. М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту. Львів. 1999. 194 с.

4. *Спиваковский А. О., Дмитриев В. Г.* Теория ленточных конвейеров. Москва. 1982. 192 с.
5. *Ловейкин В. С., Бортун В. А.* Динаміка режиму руху вертикального ківшового елеватора із завантаженою гілкою. Підйомно-транспортна техніка. 2011. №1 (37). С. 67—78.
6. *Беллман Р.* Динамическое программирование. Москва. 1960. 400 с.
7. *Понтрягин Л. С., Болтнянский В. Г., Гамкрелидзе Р. В., Мищенко Е. Ф.* Математическая теория оптимальных процессов. Москва. 1961. 392 с.
8. *Петров Ю. П.* Вариационные методы теории оптимального управления. Ленинград. 1977. 280 с
9. *Ловейкин В. С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Київ. 1990. 168 с.
10. *Ловейкин В. С., Нестеров А. П.* Динамічна оптимізація підйомних машин. Харків. 2002. 291 с.
11. *Выговский Л.* Введение в Wolfram Mathematica. [Электронный ресурс]. Режим доступа: URL: <http://www.exponenta.ru/educat/vygovskiy/vygovskiy.asp>. Назва з екрана.

References

1. *Loveikin V. S., Tkachuk L. B.* (2016). Analiz ruhu kovshovoho elevatora z dynamichnoju mekhanichnoju kharakterystykoju dvyhuna [Analysis of the movement of the bucket elevator with the dynamic mechanical characteristic of the engine]. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriya: tekhnika ta enerhetyka APK. 254. 397-407.
2. *Kondrahin V. P., Borisenko V. F., Mel'nik A. A. i dr.* (2008). Modelirovanie puskovykh rezhimov skrebkovogo konvejera tipa KSD [Simulation starting modes scraper conveyor type KSD]. Naukovi praci Donec'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Serija: girnicho-elektromehanichna. 13. Doneck. DonNTU. 132-140.
3. *Khorol'skyij I. M.* (1999). Dynamika lantsiuhovykh system i zamknutykh konturiv mashyn neperervnoho transportu [Dynamics of chain systems and closed circuits continuous transport vehicles]. Lviv. Publisher State University "Lviv Polytechnic". 194.
4. *Spivakovskij A. O., Dmitriev V. G.* (1982). Teorija lentochnykh konvejerov [The theory of belt conveyors]. Moscow. 192.
5. *Loveikin V. S., Bortun V. A.* (2011). Dynamika rezhymu rukhu vertykal'noho kivshovoho elevatora iz zavantazhenoiu hilkoju [Dynamics motion mode vertical bucket elevator with a downloaded branch]. Handling Machinery. 1(37). 67-78.
6. *Bellman R.* (1960). Dinamicheskoe programmirovaniye [Dynamic programming]. Izdatelstvo inostrannoj literatury. 400.
7. *Pontrjagin L. S., Boltnjanskij V. G., Gamkrelidze R. V., Mishhenko E. F.* (1961). Matematicheskaja teorija optimal'nykh processov [The mathematical theory of optimal processes]. Moscow. Fizmatgiz. 392.
8. *Petrov Ju. P.* (1977). Variacionnye metody teorii optimal'nogo upravlenija [Variational methods of optimal control theory]. Jenergija. 280.
9. *Lovejkin V. S.* (1990). Raschety optimal'nykh rezhimov dvizhenija mehanizmov stroitel'nykh mashin [Calculating the optimum modes of movement of construction vehicles mechanisms]. UMK VO. 168.
10. *Loveikin V. S., Nesterov A. P.* (2002). Dynamichna optymizatsiia pidiomnykh mashyn [Dynamic optimization winders]. Kharkov. KhNADU. 291.
11. *Introduction to Wolfram Mathematica L. Vygovskij.* Available at: <http://www.exponenta.ru/educat/vygovskiy/vygovskiy.asp>.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПУСКА КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА ПО КРИТЕРИЮ СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКОГО ЗНАЧЕНИЯ УСИЛИЯ В ТЯГОВОМ ОРГАНЕ ПРИ НАБЕГАНИИ НА ПРИВОДНОЙ БАРАБАН
В. С. Ловейкин, Е. Г. Афтандиянц, Ю. В. Ловейкин, Л. Б. Ткачук

Аннотация. Минимизировано колебания элементов конструкции, приводного механизма и тягового органа за счет оптимизации режимов движения зернового элеватора на участках переходных процессов, что позволило повысить его эффективность. На основе выбранной динамической модели создана математическая модель с использованием принципа д'Аламбера. Рассмотрено процесс оптимизации режима пуска ковшового элеватора по критерию среднеквадратического значения усилия в тяговом органе при набегании на приводной барабан. Найдены законы движения натяжного барабана, рабочей ветви и приводного барабана, которые соответствуют оптимальному режиму движения ковшового элеватора. На основе найденных законов движения, построены кинематические характеристики основных звеньев элеватора, которые представлены в виде графических зависимостей для оптимального режима движения. Также получены графические зависимости изменения усилия в тяговом органе при набегании на приводной барабан и сбегании с натяжного барабана. На основе полученных графических зависимостей установлено, что при пуске ковшового элеватора при оптимальном режиме движения имеют место незначительные колеблющиеся процессы, которые являются наименьшими именно при оптимизации по критерию среднеквадратического значения усилия в тяговом органе при набегании на приводной барабан.

Ключевые слова: ковшовый элеватор, динамическая модель, математическая модель, режим движения, динамическая нагрузка, усилия, колебания

**OPTIMIZATION START-UP MODE OF
BUCKET ELEVATOR BY CRITERION OF MEAN EFFORTS
IN TRACTION BODY DURING CLASH ON DRIVE DRUM**

V. S. Loveykin, Ye. G. Aftandilyants, Yu. V. Loveykin, L. B. Tkachuk

Abstract. The oscillations of the structural elements, the drive mechanism and the traction body are minimized by optimizing the movement modes of the grain elevator in the sections of the transient processes, which made it possible to increase its efficiency. Based on the chosen dynamic model, a mathematical model was created using the d'Alamber's principle. The optimization process of the start-up mode of the bucket elevator was considered by the criterion of mean efforts in the traction body during clash on the drive drum. Found laws of motion for

tensioning drum working branches and drive drum which correspond to the optimal mode of movement of the bucket elevator. Based on the discovered laws of motion were built kinematical characteristics of the main parts of the elevator which are presented in the form of graphical dependencies for the optimal motion mode. The graphical dependencies of the effort changes in the traction body during clash on the drive drum and shrinkage from the tensioning drum also received. Based on the graphical dependencies established that during start-up bucket elevator at the optimal mode of motion there are small oscillating processes that are the smallest just in the optimization by the criterion of mean efforts in the traction body during clash on the drive drum.

Key words: *bucket elevator, dynamic model, mathematical model, motion mode, dynamic load, effort, oscillation*

УДК 631.171.634

ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ МАШИНИ ДЛЯ ВІДОКРЕМЛЕННЯ ВІДСАДКІВ

**С. Г. Фришев, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**І. В. Тимошок, кандидат технічних наук
Інститут садівництва НААН
e-mail: fryshev@ukr.net**

Анотація. Відсутність ефективної механізованої технології для відокремлення відсадків є однією з основних причин, що стримують широке використання клонових підщеп для вирощування посадкового матеріалу. Опублікованих досліджень по обґрунтуванню схем і раціональних параметрів машин з дводисковим робочим органом у доступній літературі нема. Стаття містить основи теоретичного аналізу процесу відокремлення відсадків в маточниках з використанням дводискового робочого органу, а також методику обґрунтування його раціональних робочих параметрів.

На підставі теоретичних досліджень роботи дводискового робочого органу знайдені його раціональні параметри, при яких забезпечується необхідна якість виконання технологічної операції.

© С. Г. Фришев, І. В. Тимошок, 2017