

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ГРЕЙФЕРА ДЛЯ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук

П.В. Лимар, аспірант*

У роботі виконано кінематичний аналіз гідравлічного грейфера для деревини з горизонтальним розташуванням гідроциліндра при різних режимах руху привода. Встановлено залежність положення щелеп грейфера від зміни вильоту штока гідроциліндра.

Ключові слова: грейферний механізм, щелети, лісоматеріали, режим руху.

Однією з найбільш трудомістких операцій під час лісозаготівлі є завантаження-розвантаження деревини та складання лісоматеріалів. Під час завантаження деревини в грейферних робочих органах виникають значні зусилля в гідросистемі і в механізмі в цілому, тому важливо зменшити навантаження та енергетичні витрати на виконання вказаних операцій шляхом розробки нових та оптимізації існуючих конструкцій напірних грейферних навантажувачів. Оскільки процес захоплення тісно пов'язаний з конструктивними параметрами грейфера і режимами його роботи, тому необхідно виконати кінематичний аналіз руху елементів конструкції. Це дасть можливість задовольнити найкращим чином високі вимоги продуктивності, надійності, точності та економічності.

Гідравлічні приводи захвату є найбільш розповсюдженими та розрізняються за положеннями гідроциліндра: з похилим, вертикальним і горизонтальним циліндрами [5]. Теоретичні аспекти, які розглядаються в процесі проектування це структурні властивості, параметри і кінематика руху грейферного механізму [6]. Розробка концепції захоплення грейферами деревини вперше була описана Таубером [4]. Також питання визначення геометричних параметрів грейферних механізмів висвітлюються у роботах О.П.

Асяткіна [1], С.І. Грицюка [2] та інших авторів. У загальному випадку параметри грейферного механізму визначаються виходячи з номінальної вантажопідйомності та фізико-механічних властивостей матеріалів, які захоплюються грейфером. Основними геометричними параметрами грейфера є ширина щелепи, величина розкриття щелеп, форма щелепи, відстань від шарніра кріплення щелепи до точки прикладання закриваючого зусилля, відстань між шарнірами кріплення щелеп [4]. Не менш важливим при проектуванні грейферних механізмів є дослідження і визначення оптимальних режимів руху, яким значну увагу приділено в роботі [3].

Мета досліджень. Побудувати математичну модель руху щелеп грейфера. Проаналізувати кінематичні характеристики грейферного механізму при різних режимах руху приводу щелеп.

Матеріал і методика досліджень. Для визначення кінематичних характеристик грейферного механізму використано побудовану математичну модель руху щелеп. Аналіз руху щелеп проводився для оптимального енергетичного, оптимального динамічного та оптимального ривкового режиму руху приводу щелеп. Графіки кутових координат будувалися за допомогою програмного продукту Mathematica.

Результати досліджень. Грейферний пристрій представляємо у вигляді плоского механізму (рис.1). Він складається з п'яти рухомих ланок: 1 – штока гідроциліндра; 2 – циліндра; 3 – правої щелепи; 4 – лівої щелепи; 5 – важеля який забезпечує симетричний рух щелеп 3 і 4, та нерухомої ланки рамної конструкції грейфера (рис.1).

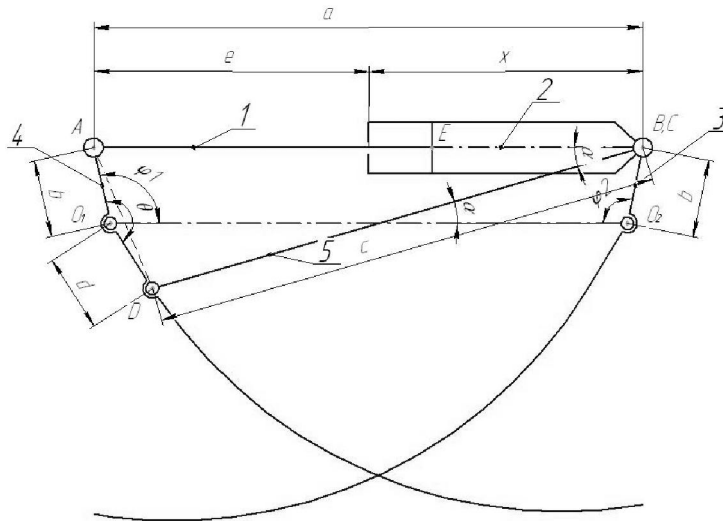


Рис.1 Схема грейферного механізму

Даний механізм має 7 кінематичних пар п'ятого класу (O_1, O_2, A, B, C, D, E). Визначимо за допомогою формули П.Л. Чебишева ступінь рухомості даного механізму:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4, \quad (1)$$

де $n=5$ – кількість рухомих ланок механізму, $P_5=7$ – кількість кінематичних пар п'ятого класу; $P_4=0$ – кількість кінематичних пар четвертого класу. Підставляємо числові значення в формулу (1), отримаємо:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Цей механізм має одну ступінь рухомості, тобто одну ведучу ланку. Такою ланкою є шток гідроциліндра.

Встановимо залежність кутових переміщень, швидкостей та прискорень щелеп грейфера в залежності від переміщення штока гідроциліндра, які характеризується координатою x , а переміщення щелеп визначаються координатами φ_1 і φ_2 .

Вихідними даними що визначають геометричні параметри грейфера є: $b=d=0.12\text{м}$, $e=0.6\text{м}$, $c=0.79\text{м}$, $\theta=160^\circ$, $a=0.8\text{м}$.

Спроекуємо довжини ланок грейфера на координату x , в результаті чого отримаємо два рівняння:

$$b \cos \varphi_2 + b \cos \varphi_2 + e + x = a;$$

$$b \cos \varphi_2 + d \cos(\theta - \varphi_1) + c \cos \alpha, \quad (2)$$

де a – відстань між осями повороту щелеп грейфера; b і d – відстані від осей повороту щелеп до осей їх з'єднання з іншими ланками грейфера; c – довжина важеля 5; e – довжина штока гідроциліндра; θ – кут розвороту лівої щелепи між кінематичними парами А і D; α – кут нахилу важеля 5 до горизонту (вісі x).

Знайдемо відстань між кінематичними парами А і D за теоремою косинусів:

$$AD = K = \sqrt{b^2 + d^2 - 2bd \cos \theta}, \quad (3)$$

Використаємо для ΔABD теорему косинусів:

$$k^2 = c^2 + (e + x)^2 - 2c(e + x) \cos \alpha \quad (4)$$

і знайдемо з отриманого рівняння кут нахилу важеля до горизонту

$$\cos \alpha = \frac{(e + x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2c(e + x)} \quad (5)$$

Підставимо отриманий вираз в друге рівняння системи (2), в результаті чого будемо мати:

$$b \cos \varphi_2 + d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{(e + x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e + x)} = a.$$

З отриманого рівняння знайдемо вираз $b \cos \varphi_2$

$$b \cos \varphi_2 = a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{(e + x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e + x)}$$

і підставимо його в перше рівняння системи (2), після чого будемо мати

$$b \cos \varphi_1 + a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{(e + x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e + x)} + e + x = a.$$

Зробимо деякі перетворення останнього рівняння і запишемо

$$b \cos \varphi_1 - d \cos \theta \cos \varphi_1 - d \sin \theta \sin \varphi_1 + e + x - \frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = 0. \quad (6)$$

Розв'яжемо рівняння (6) і знайдемо $\cos \varphi_1$. Для цього виразимо $\sin \varphi_1$ через $\cos \varphi_1$.

$$(b - d \cos \theta) \cos \varphi_1 + e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = d \sin \theta \sin \varphi_1; \quad (7)$$

$$\sin \varphi_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_1}; \quad (8)$$

$$(b - d \cos \theta) \cos \varphi_1 + e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = d \sin \theta \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_1}; \quad (9)$$

$$(b - d \cos \theta)^2 \cos^2 \varphi_1 + 2(b - d \cos \theta) \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \cos \varphi_1 + \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = d^2 \sin^2 \theta (1 - \cos^2 \varphi_1); \quad (10)$$

$$\left[(b - d \cos \theta)^2 + d^2 \sin^2 \theta \right] \cos^2 \varphi_1 + 2(b - d \cos \theta) \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \times \times \cos \varphi_1 - d^2 \sin^2 \theta + \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = 0; \quad (11)$$

$$\left[b^2 - 2bd \cos \theta + d^2 (\cos^2 \theta + \sin^2 \theta) \right] \cos^2 \varphi_1 + 2(b - d \cos \theta) \times \times \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \cos \varphi_1 - d^2 \sin^2 \theta + \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = 0; \quad (12)$$

Прирівняємо відповідні вирази та знайдемо кути φ_1 і φ_2 :

$$\begin{cases} A = b^2 - 2bd \cos \theta + d^2; \\ B = \frac{1}{2}(b - d \cos \theta) \left[(e + x) - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e + x} \right]; \\ C = \frac{1}{4} \left[(e + x) - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e + x} \right] - d^2 \sin^2 \theta. \end{cases} \quad (13)$$

$$A \cos \varphi_1^2 + 2B \cos \varphi_1 + C = 0; \quad (14)$$

$$(\cos \varphi_1)_{1,2} = -B \pm \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}}; \quad (15)$$

$$\varphi_{1,1} = \arccos \left(-B + \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right); \quad (16)$$

$$\varphi_{1,2} = \arccos \left(-B - \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right); \quad (17)$$

$$(\cos \varphi_2)_1 = \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,1}) - \frac{e + x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e + x)} \right] \quad (18)$$

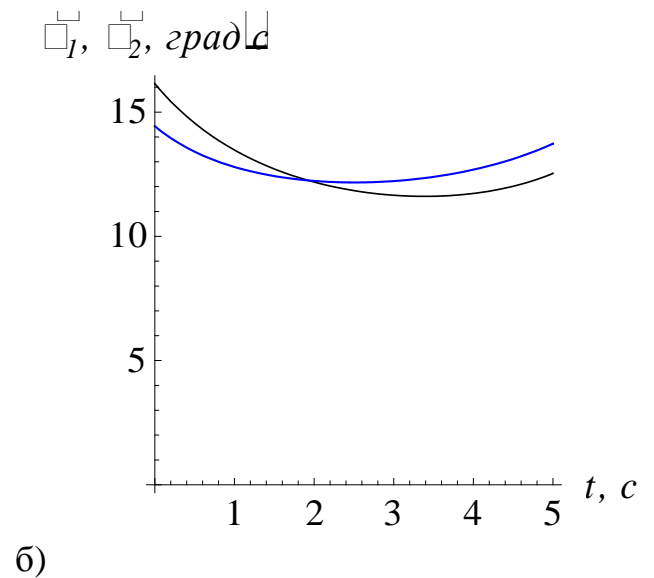
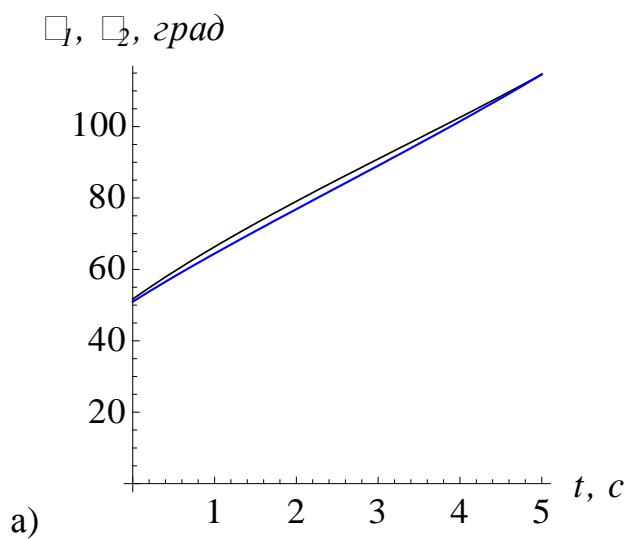
$$(\cos \varphi_2)_2 = \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,2}) - \frac{e + x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e + x)} \right] \quad (19)$$

$$\varphi_{2,1} = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,1}) - \frac{e + x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e + x)} \right] \right\} \quad (20)$$

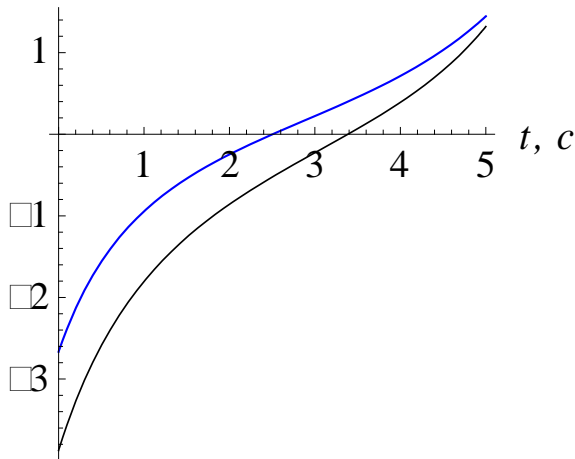
$$\varphi_{2,2} = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,2}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\} \quad (21)$$

Оскільки рівняння мають по два розв'язки, то вибираємо з них ті, які відповідають умовам зазначеної конструкції грейфера, тобто (16) і (20). Проаналізуємо зміну кутових координат φ_1 і φ_2 та їх похідних за часом при різних режимах руху за заданий час t_1 переміщення гідроциліндра з початкового положення x_0 в положення x_1 .

Розглянемо оптимальний енергетичний режим руху [6] - це рух з постійною швидкістю штока гідроциліндра на всьому проміжку (рис.2): $x(t) = x_0 + vt$; $\dot{x}(t) = v = const$, де t - час; v - усталена швидкість штока гідроциліндра. Для такого режиму руху визначені кутові координати, швидкості та прискорення щелеп (рис.2)



$\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \text{град} \cdot \text{с}^{-2}$



кут φ_1 —

кут φ_2 —

Рис. 2 Графіки зміни кутових координат (а), швидкості (б) і прискорення (в) при оптимальному енергетичному режимі руху штока гідроциліндра.

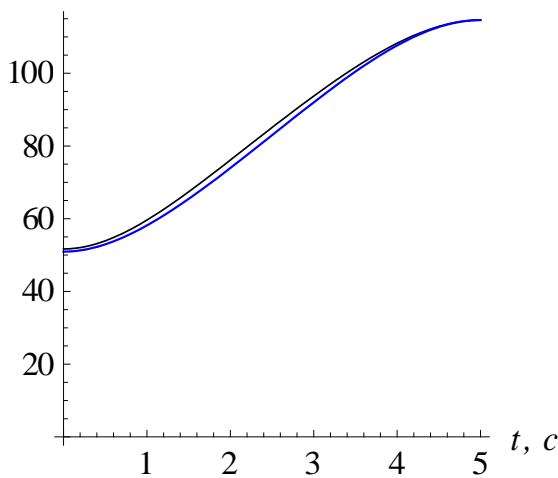
в)

Оптимальний динамічний режим [6] – це зміна положення штоку гідроциліндра зі швидкістю, що змінюється за параболічним законом:

$$\begin{cases} x(t) = x_0 + (x_1 - x_0) \left(3 - 2 \frac{t}{t_1} \right) \frac{t^2}{t_1^2}; \\ \dot{x}(t) = 6(x_1 - x_0) \left(1 - \frac{t}{t_1} \right) \frac{t}{t_1^2}; \\ \ddot{x}(t) = 6(x_1 - x_0) \left(1 - \frac{2t}{t_1} \right) / t_1^2. \end{cases} \quad (22)$$

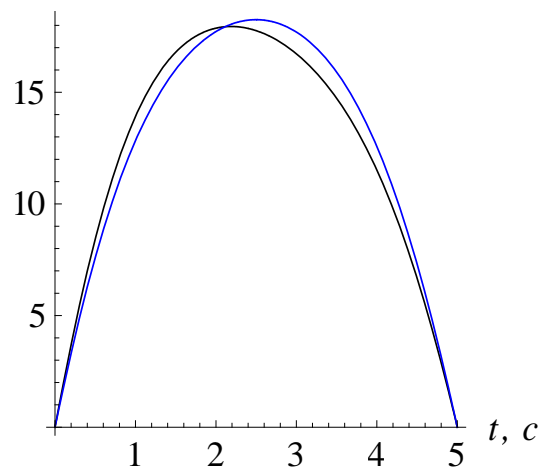
При оптимальному динамічному режимі руху штока гідроциліндра кутові координати, швидкість та прискорення мають вигляд (рис.3).

$\varphi_1, \varphi_2, \text{град}$

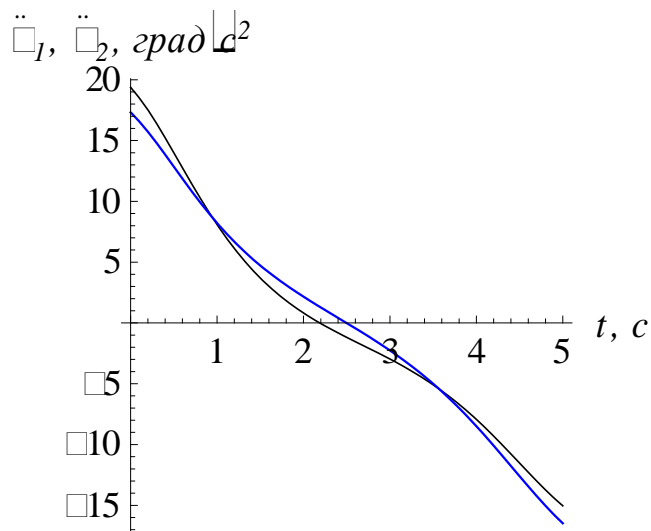


а)

$\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \text{град} \cdot \text{с}^{-1}$



б)



кут φ_1 —

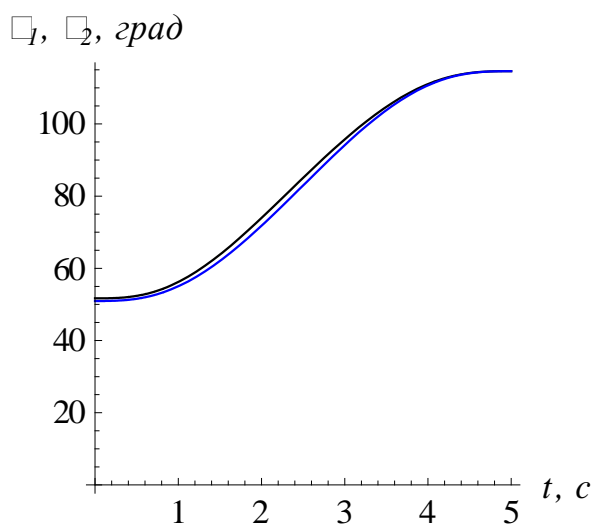
кут φ_2 —

Рис. 3 Графіки зміни кутових координат (а), швидкості (б) і прискорення (в) при оптимальному динамічному режимі руху штока гідроциліндра.

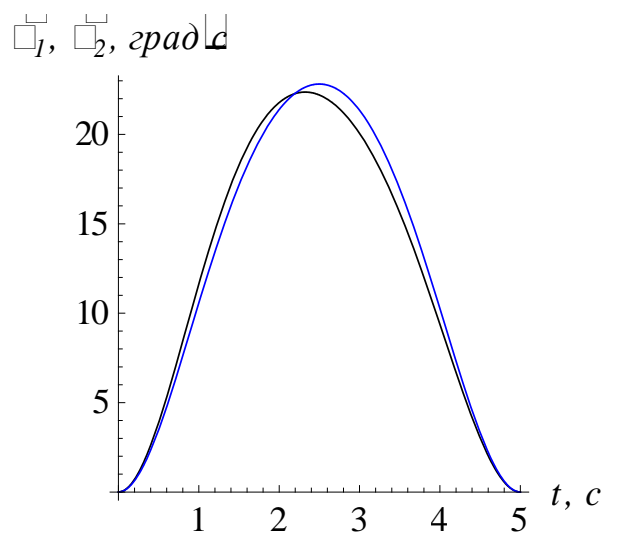
в)

Кінематичні характеристики щелеп грейфера при оптимальному ривковому режимі руху [6] штока гідроциліндра наведені на рис. 4.

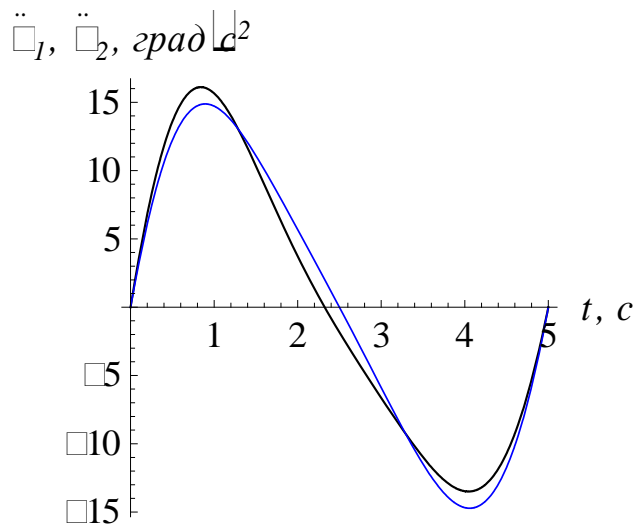
$$\begin{cases} x(t) = x_0 + (x_1 - x_0) \left(\frac{6t^2}{t_1^2} - \frac{15t}{t_1} + 10 \right) \frac{t^3}{t_1^3}; \\ \dot{x}(t) = 30(x_1 - x_0) \left(\frac{t^2}{t_1^2} - \frac{2t}{t_1} + 1 \right) \frac{t^2}{t_1^3}; \\ \ddot{x}(t) = 60(x_1 - x_0) \left(\frac{2t^2}{t_1^2} - \frac{3t}{t_1} + 1 \right) \frac{t}{t_1^3}; \end{cases} \quad (23)$$



а)



б)



кут φ_1 —

кут φ_2 —

Рис. 4 Графіки зміни кутових координат (а), швидкості (б) і прискорення (в) при оптимальному ривковому режимі руху штока гідроциліндра.

в)

Висновки.

1. Оптимальний енергетичний режим приводу щелеп руху неможливо здійснити на практиці, оскільки в ньому немає ділянок розбігу і вибігу, без яких не може бути циклічного руху.
2. Оптимальний динамічний режим можна здійснити на практиці, але при такому режимі спостерігаються достатньо великі значення прискорень у початковому і кінцевому моментах руху, що негативно впливатиме на дерев'яні колоди при захопленні, пошкоджуючи їх і на грейферний механізм в цілому.
3. Графіки оптимального ривкового режиму руху показують, що цей режим руху більш точно підходить для грейферного механізму, тому що забезпечує планову зміну прискорень в процесі руху. При цьому в крайніх точках прискорення дорівнює нулю, що забезпечує плавне рушання з місця і точну зупинку в кінці руху.

Список літератури

1. Асяткин О.П. Исследование основных конструктивных и эксплуатационных параметров напорных грейферов для погрузки силоса на животноводческих фермах: автореф. дис. на соискание учёной степени канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машины і засоби механізації»

- сілськогосподарського виробництва» / О.П. Асяткин. – Краснодар, 1966. –25 с.
2. Грицюк С.И. Методика проектировочного расчета гидравлического грейфера для стеблевых грузов / С.И. Грицюк // Тракторы и с.х. машины. – 1975. – №12. – С. 22-24.
 3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В.С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
 4. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Теория, расчет и конструкции / Таубер Б.А.– М.: Машиностроение, 1967. – 424 с.
 5. Wang, J. and G. Li. 1993. A review of log grapple used in China. J. of Forest Engineering. 4(2): 33-36.
 6. Wang, J. 1990. Study on the theories of log grapples. Ph.D. Dissertation. Northeast Forestry University, Harbin, China. 311 – pp.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГРЕЙФЕРА ДЛЯ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ

В.С. Ловейкин, П.В. Лымарь

В работе выполнен кинематический анализ гидравлического грейфера для древесины с горизонтальным расположением гидроцилиндра при различных режимах движения привода.

Ключевые слова: грейферный механизм, челюсти, лесоматериалы, режим движения.

KINEMATIC ANALYSIS GRABS FOR TIMBER

V. Loveykin, P. Lyumar

In paper described the kinematic analysis of hydraulic grapple with a horizontal cylinder arrangement and different modes of motion of the drive.

Keywords: claw mechanisms, jaw, timber, mode of movement.