

АНАЛІЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ ГІДРОЗАХВАТА ДЛЯ КОЛОД

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
П.В. Лимар, інженер***

У роботі проведений аналіз отриманих оптимального динамічного та оптимального енергетичного режимів руху гідроциліндра, що керує щелепами захвата.

Гідрозахват, оптимізація, динамічні навантаження, сила захоплення, щелепи.

Постановка проблеми. Грейфер для колод – це механізм для обробки деревини, який може бути прикріплений до кранової системи, маніпуляторного навантажувача, трелювальних тракторів, форвардерів та інших машин для навантаження, розвантаження, сортування, операцій укладки на лісних складах або на лісосіках. Грейфери трелювальних тракторів широко використовуються в лісовій промисловості протягом багатьох років. Статистика показує що валочно-пакувальні роботи мають коефіцієнт використання до 75 відсотків [1]. Однак, лише кілька посилань можна знайти про конструкцію або механіку захоплення грейфером деревини. Оскільки сила захоплення є ключовим фактором, який використовується для визначення структури та параметрів грейфера в процесі проектування, необхідно розробити більш досконалі моделі, щоб зрозуміти як діють сили захоплення.

Аналіз останніх досліджень. Застосування гідравлічних приводів захвату є найбільш розповсюдженими. Вони розрізняються за положеннями гідроциліндра: з похилим, вертикальним і горизонтальним циліндрами [1]. Теоретичні аспекти, які розглядаються в процесі проектування грейферів, це структурні властивості, параметри і кінематика руху грейферного механізму [2]. Розробка концепції захоплення грейферами деревини вперше була описана Таубером [3], а визначення геометричних параметрів грейферних механізмів висвітлюються у роботах О.П. Асяткіна [4], С.І. Грицюка [5] та інших авторів. Дослідженню оптимізації режимів руху різних механічних систем присвячено роботи [6, 7, 8], в яких розглядається оптимальне керування рухом вантажопідійомних, будівельних та підійомно-транспортних машин. Проте дослідження оптимізації режимів руху грейферних механізмів практично не проводились.

© В.С. Ловейкін, П.В. Лимар, 2014

Мета досліджень. Проаналізувати та порівняти отримані закони руху щелеп грейферного гідрозахвата за енергетичним та динамічним критеріями.

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

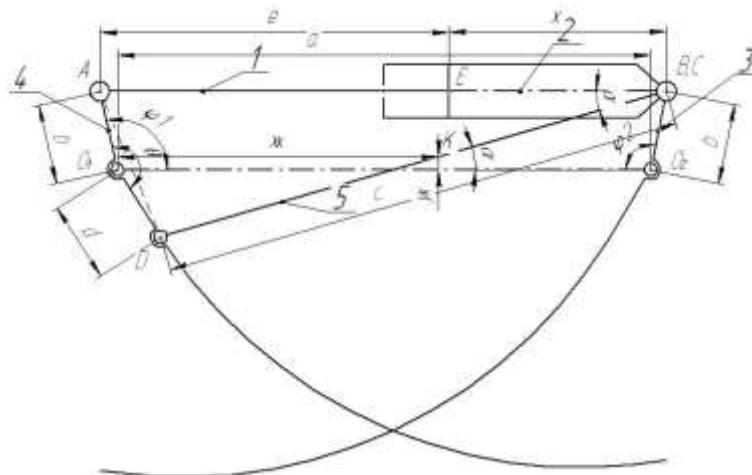


Рис. 1. Схема грейферного захвату.

Вихідними даними що визначають геометричні параметри грейфера є: $b=d=0,12\text{м}$, $e=0,6\text{м}$, $c=0,79\text{м}$, $\theta=160^\circ$, $a=0,8\text{м}$.

Переміщення штока гідроциліндра характеризується координатою x , а переміщення щелеп визначаються координатами φ_1 і φ_2 , які визначаються залежностями:

$$\varphi_1 = \arccos\left(-B + \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}}\right) \quad (1)$$

$$\varphi_2 = \arccos\left\{\frac{1}{b}\left[a - d\cos(\theta - \varphi_1) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd\cos\theta}{2(e+x)}\right]\right\}, \quad (2)$$

в яких для спрощення виразу використаємо наступні рівняння:

$$A = b^2 - 2bd\cos\theta + d^2;$$

$$B = \frac{1}{2}(b - d\cos\theta)\left(e - x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd\cos\theta}{e + x}\right);$$

$$C = \frac{1}{4}\left(e + x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd\cos\theta}{e + x}\right)^2 - d^2\sin^2\theta,$$

де a – відстань між осями повороту грейфера; b , d – відстані від осей повороту щелеп до осей їх з'єднання з іншими ланками грейфера; c – довжина важеля 5; e – довжина штоку гідроциліндра; θ – кут розвороту лівої щелепи між кінематичними парами A і D .

Кут α , що показує нахил важеля 5 до горизонту, визначається за таким виразом:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{(e+x)^2+c^2-b^2-d^2+2bd\cos\theta}{2c(e+x)}\right) \quad (3)$$

Важіль 5 здійснює плоско-паралельний рух – поступальне переміщення центра мас (точка K) і поворот навколо цього центра з кутовою координатою α . Координати точки K визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_K = d\cos(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2}c\cos\alpha; \\ y_K = -d\sin(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2}c\sin\alpha. \end{cases} \quad (4)$$

Знайдемо також узагальнені швидкості точки K :

$$\begin{cases} \dot{x}_K = \dot{\varphi}_1 d\sin(\theta - \varphi_1) - \frac{\dot{\alpha}}{2}c\sin\alpha; \\ \dot{y}_K = \dot{\varphi}_1 d\cos(\theta - \varphi_1) + \frac{\dot{\alpha}}{2}c\cos\alpha. \end{cases} \quad (5)$$

Щелепи 4 і 3 здійснюють обертальний рух відносно точок O_1 і O_2 і характеризуються кутовими координатами φ_1 і φ_2 . Шток 1 гідроциліндра здійснює поступальний рух і його координати центра мас визначаються координатою точки A .

Гільза 2 гідроциліндра здійснює поступальний рух і її координати центра мас визначаються координатою точки B . Нехтуємо можливим поворотом штока та гільзи гідроциліндра, оскільки вони практично відсутні.

Знайдемо оптимальний енергетичний режим руху грейферного захвата. Для цього використаємо інтегральний критерій, який представляє собою середнє за час руху значення кінетичної енергії

$$I_T = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} T dt, \quad (6)$$

де t – час; $t_1=5c$ – тривалість руху штока гідроциліндра з одного крайнього положення в інше; T – кінетична енергія грейфера.

Визначимо кінетичну енергію грейфера

$$T = \frac{1}{2} m_1 V_A^2 + \frac{1}{2} m_2 V_B^2 + \frac{1}{2} J_{O_2} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_{O_1} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{x}_K^2 + \dot{y}_K^2) + \frac{1}{2} J_K \dot{\alpha}^2, \quad (7)$$

де $m_1=15\text{кг}$, $m_2=20\text{кг}$, $m_5=10\text{кг}$ – відповідно маси штока, гільзи гідроциліндра та важеля; $J_{O_1}=J_{O_2}=6,54\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – моменти інерції щелеп відносно осей обертання; $J_K=0,52\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції важеля відносно центра мас; V_A , V_B лінійні швидкості точок A і B щелеп грейфера (рис. 1); \dot{x}_K , \dot{y}_K – горизонтальна та вертикальна складові швидкості центра мас важеля; $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\alpha}$ – кутові швидкості відповідно лівої, правої щелеп та важеля. Швидкості точок A і B щелеп грейфера визначаються залежностями:

$$\begin{cases} V_A = \dot{\varphi}_1 b \\ V_B = \dot{\varphi}_2 b' \end{cases} \quad (8)$$

де b – довжина плеча прикладання зусиль гідроциліндра.

Після підстановки залежностей (5) і (8) у вираз (7), отримаємо

$$T = \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1})\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O2})\dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}(m_5 c^2 / 4 + J_K)\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_5 c d \dot{\varphi}_1 \dot{\alpha} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \quad (9)$$

Якщо прийняти:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \\ \dot{\varphi}_2 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \\ \dot{\alpha} = \dot{x} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \end{cases}, \quad (10)$$

то кінетична енергія має такий вигляд:

$$T = \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1})\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O2})\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}(m_5 c^2 / 4 + J_K)\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}m_5 c d \dot{x}^2 \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \quad (11)$$

Для знаходження оптимального енергетичного режиму руху рейферного механізму застосуємо класичне варіаційне числення. Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (6) – рівняння Ейлера-Пуассона [7], з урахуванням виразу (11). Умовою мінімуму критерію I_T є рівняння:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = 0. \quad (12)$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням другого порядку. Розв'язання вказаного рівняння є досить складною задачею, яка не може бути розв'язана в аналітичному вигляді. Тому використаємо прямий варіаційний метод, який запропоновано в роботі [10]. Задамо необхідні крайові умови:

$$\begin{cases} x(0) = x_0; \dot{x}(0) = 0; \ddot{x}(0) = 0; \\ x(t_1/2) = q_1; \\ x(t_1) = x_0 + s; \dot{x}(t_1) = 0; \ddot{x}(t_1) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Згідно методу, знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком крайової задачі:

$$x(t) = \frac{1}{T_1^6} (t^3 (-64q_3(t - T_1)^3 + s(2t - T_1)(16t^2 - 37tT_1 + 22T_1^2)) + (64t^6 - 192t^5T_1 + 192t^4T_1^2 - 64t^3T_1^3 + T_1^6)x_0), \quad (14)$$

де q_1 – положення штока гідроциліндра; $s=0,25\text{м}$ – хід штока гідроциліндра; $x_0=0,05\text{м}$ – початкове положення гідроциліндра.

Підставимо закон руху у підінтегральний вираз функціоналу (6) та знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється у складну функцію параметра q_1 . Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно розв'язати рівняння:

$$\frac{\partial I}{\partial q_1} = 0 \quad (15)$$

На основі проведених розрахунків отримали найменше значення критерію $q_1=0.1725$. Для цього значення наведено кінематичні функції руху щелеп (рис. 2 – рис. 5).

Для оптимізації динамічного режиму руху грейферного захвата використаємо інтегральний критерій, який представляє собою середнє за час руху значення динамічної складової потужності приводного механізму.

$$I_V = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} V dt, \quad (16)$$

Визначимо енергію прискорень механічної системи грейфера

$$V = \frac{1}{2} m_1 W_A^2 + \frac{1}{2} m_2 W_B^2 + \frac{1}{2} J_{O2} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_{O1} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_5 (\ddot{x}_K^2 + \ddot{y}_K^2) + \frac{1}{2} J_K \ddot{\alpha}^2, \quad (17)$$

Знайдемо необхідну умову мінімуму критерію (17) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial V}{\partial x} = 0. \quad (18)$$

Задамо необхідні крайові умови:

$$\begin{cases} x(0) = x_0; \dot{x}(0) = 0; \ddot{x}(0) = 0; \\ x(t_1/3) = q_2; \\ x(2t_1/3) = q_3 \\ x(t_1) = x_0 + s; \dot{x}(t_1) = 0; \ddot{x}(t_1) = 0. \end{cases} \quad (19)$$

Знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком крайової задачі:

$$\begin{aligned} x(t) = \frac{1}{8t_1^7} & \left(729q_2t^3(3t - 2t_1)(t - t_1)^3(3t - t_1)(-729q_3t^3(t - t_1)^3 \right. \\ & + (3t - 2t_1)(st^3(141t^2 - 312tt_1 + 175t_1^2) \\ & \left. + t_1(81t^4 - 162t^3t_1 + 63t^2t_1^2 + 18tt_1^3 + 4t_1^4)x_0) \right) \end{aligned} \quad (20)$$

де q_2, q_3 – положення штока гідроциліндра

Розв'яжемо систему рівнянь, щоб мінімізувати значення інтегралу:

$$\begin{cases} \frac{\partial I}{\partial q_2} = 0; \\ \frac{\partial I}{\partial q_3} = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Розв'язавши систему отримаємо $q_1=0,1075$ і $q_2=0,2375$. Для цих значень критерію також побудуємо графіки функцій (рис. 2 – рис. 5).

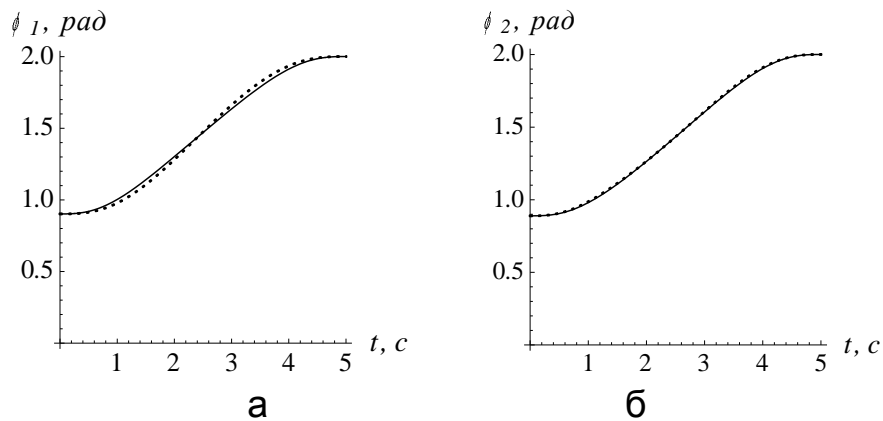


Рис. 2. Графіки зміни кутових координат кутів а – $\varphi_1(t)$; б – $\varphi_2(t)$.

— оптимальний динамічний режим оптимальний енергетичний режим

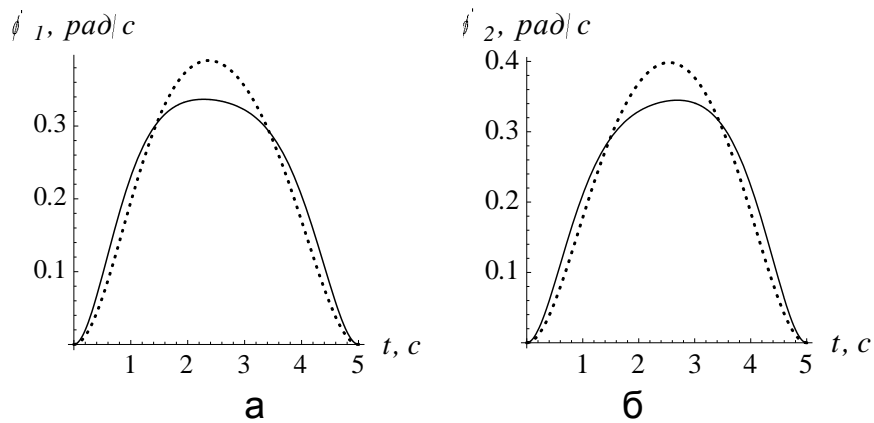


Рис. 3. Графіки кутових швидкостей: а – $\dot{\varphi}_1(t)$; б – $\dot{\varphi}_2(t)$.

— оптимальний динамічний режим оптимальний енергетичний режим

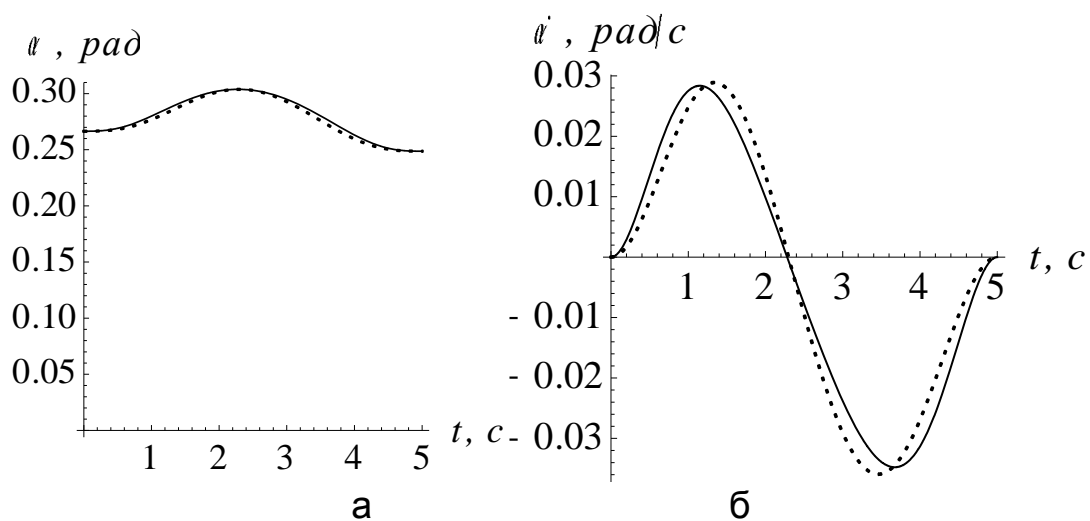


Рис. 4. Графіки зміни кутової координати (а) і швидкості (б) важеля.

— оптимальний динамічний режим оптимальний енергетичний режим

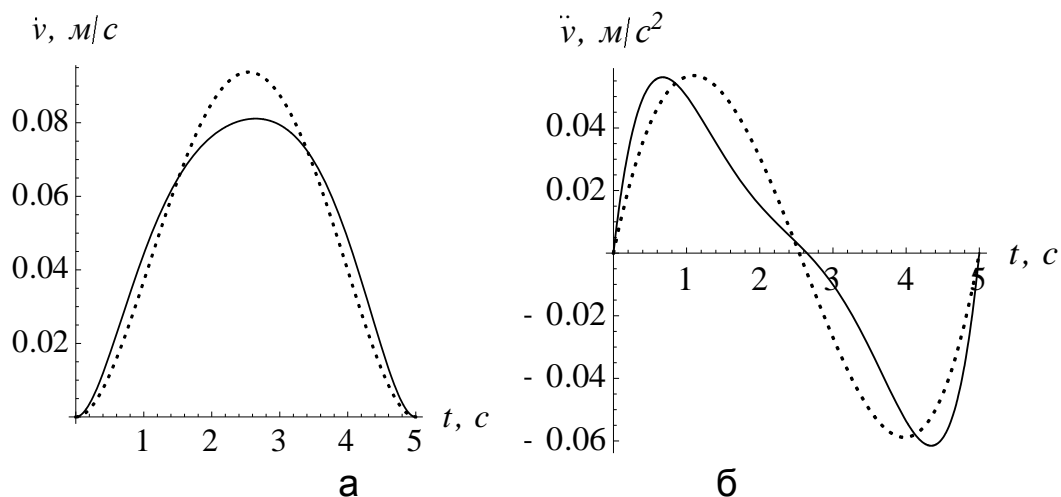


Рис. 5. Графіки швидкості (а) та прискорення (б) штоку гідроциліндра.

— оптимальний динамічний режим ····· оптимальний енергетичний режим

З даних графіків видно, що отримані оптимальні режими руху гідроциліндра забезпечують плавну зміну кутових швидкостей щелеп, що забезпечують мінімум обраному критерію середнього значення динамічної складової потужності приводного механізму та середнього значення кінетичної енергії за час руху.

Висновок. Проаналізувавши графіки функцій руху щелеп і гідроциліндра гідрозахвата при різних режимах руху видно, що зміна кутових координат практично ідентична, але при оптимальному динамічному режимі руху пікові швидкості мають менше значення ніж при оптимальному енергетичному. Отже можна зробити висновок, що оптимальний динамічний режим руху більш підходить для даного механізму, так як під час руху за даним законом, зменшуються динамічні навантаження, що позитивно впливає на зносостійкість деталей і ресурс роботи механізму.

Список літератури

1. Wang, J. and G. Li. 1993. A review of log grapple used in China. J. of Forest Engineering. 4(2): 33–36.
2. Wang, J. 1990. Study on the theories of log grapples. Ph.D. Dissertation. Northeast Forestry University, Harbin, China. 311 p.
3. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Теория, расчет и конструкции / Б.А. Таубер. – М.: Машиностроение, 1967. – 424 с.
4. Асяткин О.П. Исследование основных конструктивных и эксплуатационных параметров напорных грейферов для погрузки силоса на животноводческих фермах. Автореф. дис. канд. техн. наук / О.П. Асяткин. – Краснодар, 1966. – 25 с.
5. Грицюк С.И. Методика проектировочного расчета гидравлического грейфера для стеблевых грузов / С.И. Грицюк // Тракторы и с.х. машины. – 1975. – № 12. – С. 22–24.

6. Григоров О.В. Оптимальное керування рухом механізмів вантажопідійомних машин [Текст] / О.В. Григоров, В.С. Ловейкін. – К.: УМК ВО, 1997. – 262 с.
7. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
8. Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин [Текст] / [В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, С.І. Пастушенко]. – К.: Наука, 2004. – 285 с.
9. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом [Текст] / В.С. Ловейкін, А.В. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник ТДТУ. – 2010. – Т. 15. – №1. – С. 201–206.
10. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – Ніжин: Видавець ПП «Лисенко М.М.», 2010. – 184 с.

В работе проведён анализ полученных оптимального динамического и оптимального энергетического режимов движения гидроцилиндра, который управляет челюстями захвата.

Гидрозахват, оптимизация, динамические нагрузки, сила захвата, челюсти.

In paper the analysis of optimal dynamic and optimal energy modes of motion of hydraulic cylinder that controls the jaws of capture.

Hydraulic grips, optimization, dynamic forces, gripping force, jaw.

УДК 632.937:631.3

PERSPECTIVES OF NONPILOT FLYING DEVICES IN ORGANICAL FARMING USAGE

V.O. Dubrovyn, V.G. Myronenko

In paper indicated the perspective tendency of technical production practice development of ecological and clean plant products in the system of organic farming. As well as determinate scientific and organizational measures of effective usage unmanned flying devices in biological plant protection technologies.

Ecologically clean products, organic farming, unmanned flying devices, effectiveness.

Problem. Solving the problem of quality food human guarantee in a condition deterioration of the ecological state of the environment

© V.O. Dubrovyn, V.G. Myronenko, 2014