

сельскохозяйственная машина, обеспечение качества, урожай.

This paper is devoted to issue of increasing biological and "record" yield of winter wheat by providing optimal conditions for growth and development of plants.

Winter wheat, test, claims plant, agricultural machinery, assurance quality, yield.

УДК 621.86.063.2

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ЩЕЛЕП ГІДРОЗАХВАТА ЗА ДИНАМІЧНИМ КРИТЕРІЄМ

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

У статті представлена методика оптимізації режиму руху щелеп грейферного гідрозахвата. Критерієм оцінювання обрана енергія прискорень системи. Отриманий оптимальний динамічний режим руху щелеп, який забезпечує мінімум динамічних навантажень на механізм 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.

© В.С. Ловейкін, П.В. Лимар, 2014

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні аспекти грейферів, які повинні бути розглянуті в процесі проектування – це сили, які діють на захват, структурні властивості, параметри і кінематика руху [2]. З 1950 року кілька методів були застосовані для аналізу і розрахунку сили опору захоплення або сили захвату колод грейфером. Розробка концепції визначення сили та опору захоплення грейферів для деревини вперше була введена і описана Таубером [3]. Опір захоплення також розраховується на основі сили тертя між колодами. Цей підхід розглядається тільки для руху колод незалежно від конструкції грейфера. При цьому напрямок і дія сил опору захвату не можуть бути визначені таким підходом. Моделі руху колод також значно різняться в залежності від умов роботи грейферних навантажувачів.

Мета досліджень. Розробити методіку оптимізації руху грейферного гідрозахвата, яка забезпечує мінімум динамічних навантажень на механізм.

Результати досліджень. Сила захоплення – це сила, що діє на щелепи грейфера і забезпечує їхнє закриття. Силою опору є реакція сили захоплення. Для того, щоб змодельовати силу захоплення, в першу чергу повинен бути визначений опір захоплення. Використовуються такі припущення при визначенні сил опору захвату, що діють на щелепи грейфера під час захоплення:

1) грейфер утримує загальну вагу захоплених колод, коли щелепи закриті;

2) під час захоплення колод діє сила тертя між колодами із зовнішньої сторони щелеп;

3) під час захоплення колод сила опору, що діє на щелепи, приймається з фіксованою схемою розподілу. Залежність для моделювання сили захоплення колод із штабелю має вигляд $p(x) = kx^2$, де $p(x)$ – картина розподілу сили опору захоплення щелеп; u – вертикальна відстань від вершини до кінцівки щелепи; k – коефіцієнт, пов'язаний із структурою і вагою грейфера.

Коли грейфер починає захоплювати колоди, кінці щелеп спочатку занурюються в щілину між колодами, після чого щелепи поступово закриваються. Оскільки захват симетричної структури, то сили що діють на захват грейфера, можуть бути описані як показано на рис. 1,а. Опір розподілений на зовнішній стороні щелепи приймається дискретним і, як правило, не відповідає моделі та варіюється залежно від способу захоплення. Таким чином, результуюча сила використовується для представлення опору в цій моделі. Якщо припустити, що R результуюча сила суми усіх сил $\sum R$, то момент усіх сил відносно точки O для грейфера на її рівноважний стан може бути виражена як:

$$M_o(\varphi) = Pa(\varphi) = Rfd(\varphi) + mgl_1(\varphi), \quad (1)$$

де P – сила захоплення (H);

R – складова сили опору захоплення;

a, d, l – позиції сил, пов'язані зі структурою грейфера;

f – коефіцієнт тертя між колодами і щелепами грейфера ($f=0,4$);

m – маса колод;

g – прискорення вільного падіння;

φ – кутова координата повороту щелепи.

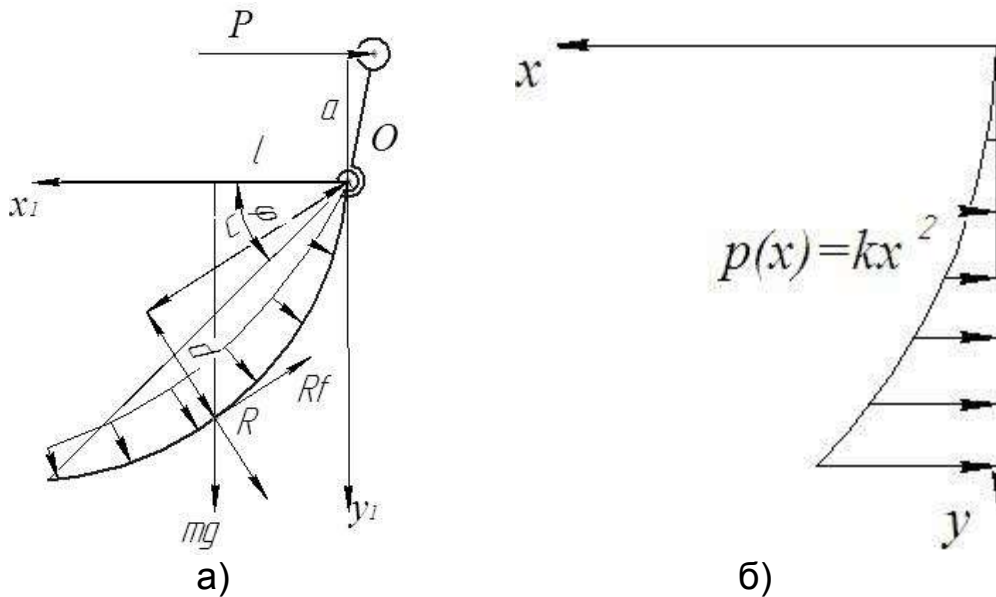


Рис. 1. Схема сил що діють на щелепи грейфера.

Таким чином сила захвату P , що діє на щелепи, виражається наступною залежністю:

$$P = \frac{1}{a(\varphi)} \sum Rfd(\varphi) - mgl(\varphi) \quad (2)$$

На рис. 2, відображені системи координат: $x_1o_1y_1$ – нерухома і $хоу$ – рухома системи координат, що визначають положення щелеп. Точку дії результуючої сили R на щелепу можна визначити на основі розподілу сил опору захоплення. Фіксована форма розподілу була використана для моделювання опору захоплення із штабелю колод (рис. 1,б), для $p(x) = kx^2$.

Для визначення рівняння кривої, що описує кривину щелепи розв'яжемо диференціальне рівняння третього порядку $\ddot{y}(h) = 0$ з наступними крайовими умовами:

$$y(0) = 0; \quad y\left(\frac{4}{7}h\right) = 0,14; \quad y(h) = 0, \quad (3)$$

і отримаємо:

$$y = f(x) = 0,82x - 1,17x^2, \quad (4)$$

де $h=0,7\text{м}$ – відстань від точки кріплення до кінця щелепи.

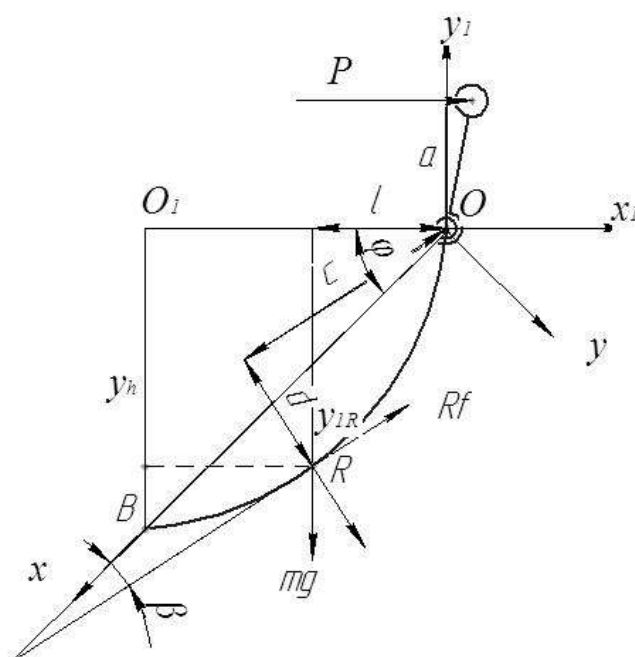


Рис. 2. Схема дії сил опору захоплення.

Щоб визначити кут повороту щелепи, використаємо нерухому систему координат $x_1O_1y_1$, скориставшись формулами для перетворення координат, коли початок координат не змінився, а осі рухомої системи координат повернуто на кут φ відносно нерухомої системи координат [4]:

$$x_1 = x \cdot \cos(\pi - \varphi) + y \cdot \sin(\pi - \varphi); \quad (5)$$

$$y_1 = -x \cdot \sin(\pi - \varphi) + y \cdot \cos(\pi - \varphi). \quad (6)$$

Припустимо, що y_{1R} – вертикальна відстань від точки дії результуючої сили R до рами гідрозахвата і y_{1h} – вертикальна відстань між кінцем щелепи і рамою (рис 2), тоді можемо знайти y_{1R} (для $p(x) = kx^2$, захват штабелю колод):

$$y_{1R} = \frac{\int_0^{y_h} x k x^2 dx}{k x^2 dx} = -\frac{3}{4} y_{1h} = -\frac{3h}{4} \sin(\varphi), \quad (7)$$

графік якої наведений на рис. 3.

Знайдемо x_R у рухомій системі координат. Для цього розв'яжемо рівняння (5) відносно x_1 підставивши $y=ax+bx^2$.

$$[b \cos(\pi - \varphi)] x_R^2 + [a \cos(\pi - \varphi) - \sin(\pi - \varphi)] x_R - y_{1R} = 0. \quad (8)$$

Зробимо деякі заміни для спрощення розрахунків:

$$A = b \cos(\pi - \varphi); \quad B = a \cos(\pi - \varphi) - \sin(\pi - \varphi); \quad C = y_{1R},$$

і отримаємо $Ax_R^2 + Bx_R - C = 0$. Звідки знайдемо два розв'язки рівняння і побудуємо їх графіки:

$$x_{R1} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad x_{R2} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}.$$

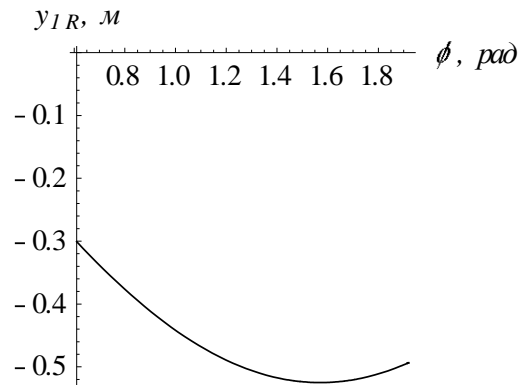


Рис. 3. Графік залежності відстані y_{1R} від кута ϕ повороту щелепи.

З отриманих графіків (рис. 4) видно, що одним можливим розв'язком є:

$$x_{R2} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (9)$$

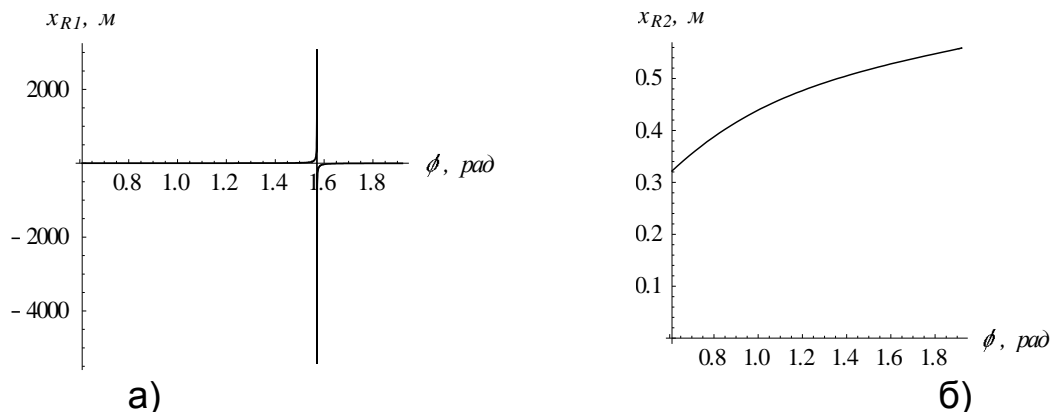


Рис. 4. Графіки залежності положення точки прикладання рівнодійної сили R по вісі x від кута ϕ .

Щоб знайти довжину плеча l відкладену по вісі x_1 , підставимо в рівняння (5) x_{R2} замість x . На основі виконаних розрахунків побудуємо графік залежності довжини плеча прикладеної сили mg в точці R від кута повороту щелепи (рис. 5).

Кут β (рис. 2) показує кут між віссю x і дотичною лінією діючої точки прикладання рівнодійної сили R . Оскільки функція $y=f(x)$ відома, то залежність β можна отримати наступним чином (рис. 6):

$$\beta = \arctg(-f'(x)). \quad (10)$$

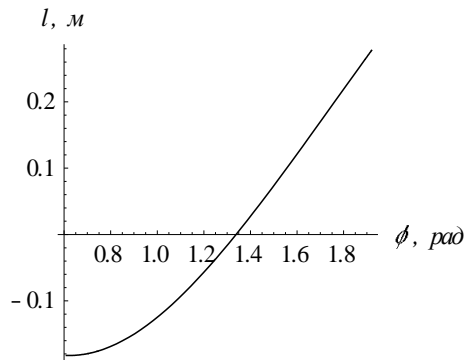


Рис. 5. Графік залежності довжини плеча l від кута повороту щелепи ϕ .

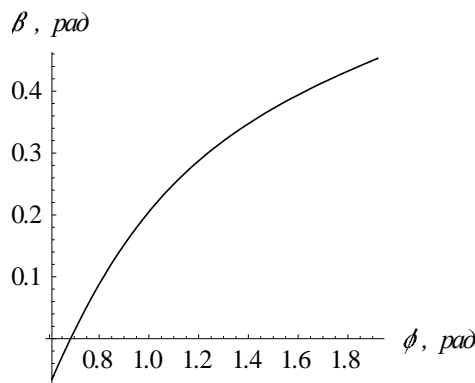


Рис. 6. Залежність куткової координати β від ϕ .

Виконавши деякі розрахунки, можна вирахувати довжину плеч прикладання сил в точці дії рівнодійної сили опору R : c – плече сили R і d – плече прикладання сили тертя на зовнішній стороні щелепи Rf :

$$c = l \cos(\beta - \phi) - \sin(\beta - \phi) y_{IR}, \quad (11)$$

$$d = l \sin(\beta - \phi) - \cos(\beta - \phi) \sin \phi y_{IR}. \quad (12)$$

Силу опору захоплення R можна вирахувати наступним чином:

$$R = \frac{mg \cos(\phi - \beta)}{2} \quad (13)$$

Для параметрів захвата $m=270$ кг, $g=9,8$ м/с побудовано графік зміни сили R від кута повороту щелепи (рис. 7).

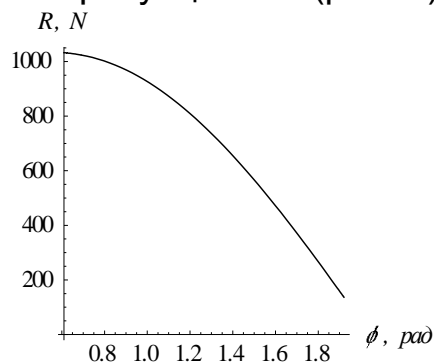


Рис. 7. Графік залежності сили R від кута повороту щелепи.

Підставивши значення R , l і d в рівняння (2) визначимо момент сил, що виникає навколо точки O :

$$M_o(\varphi) = \frac{mg \cos(\varphi - \beta)}{2} \cdot l \sin(\beta - \varphi) - \cos(\beta - \varphi) \sin \varphi_{1R} f + \frac{mgl}{2}. \quad (14)$$

Отриманий вираз є нелінійним відносно φ , тому для проведення подальших розрахунків виконаємо заміну цього виразу на інший, тобто проведемо апроксимацію. Для проведення апроксимації будемо вимагати, щоб апроксимаційний поліном задовольняв п'ятьом умовам:

$$\begin{cases} M_{анп}(0) = 0; \\ M_{анп}(0.71) = -298,2; \\ \dot{M}_{анп}(0.71) = 0; \\ M_{анп}(1.92) = 349.5 \\ M_{анп}(1.45) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Ці умови забезпечують рівність апроксимаційної функції та функції (14) у чотирьох точках: початковій, кінцевій, мінімальному значенні та нульовому значенні моменту. В результаті чого отримуємо апроксимаційний поліном:

$$M_{анп} = \varphi(-778.749 + \varphi(378.895 + (245.406 - 94.8538 \varphi) \varphi)) \quad (16)$$

і побудуємо графіки за залежностями (14) і (16) (рис. 8), з яких видно що отримані залежності є рівнозначними.

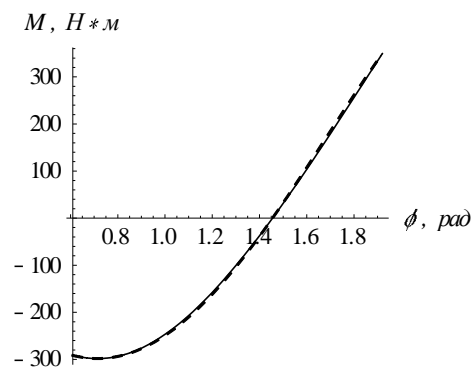


Рис. 8. Графік залежності моменту сили відносно точки O : —, графік апроксимованого значення моменту: - - - - .

Оптимальний динамічний режим руху щелеп грейферного захвата може бути отриманий в результаті мінімізації інтегрального функціонала

$$I_V = \int_0^{t_1} V dt \rightarrow \min, \quad (17)$$

де в якості підінтегральної функції використана енергія прискорень [5]:

$$V = \frac{1}{2} J_0 \left(\ddot{\varphi} - \frac{M}{J_0} \right)^2, \quad (18)$$

в якій $J_0=8\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції щелепи відносно осі обертання; $\ddot{\varphi}$ – кутове прискорення щелепи.

Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (17) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{\varphi}} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{\partial V}{\partial \varphi} = 0, \quad (19)$$

яке для розглянутого механізму має вигляд:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{J_0} (834251.4\varphi^4 - 34965\varphi^5 - 162943.7\varphi^6 + 35989\varphi^7 + (606450.7 - 1472.4\dot{\varphi}^2 - J_0 1515.6\ddot{\varphi}) + \\ & + \varphi^2 (-885191.8 + J_0 1138.2\dot{\varphi}^2 - J_0 1472.4\ddot{\varphi}) + \\ & + \varphi^3 (-477316 + J_0 758.8\dot{\varphi}) + J_0 (-757.8\dot{\varphi}^2 + 1557.5\ddot{\varphi} + J_0 \varphi^4) = 0. \end{aligned} \quad (20)$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням другого порядку. Розв'язання рівняння (20) є досить складною задачею. Тому використаємо прямий варіаційний метод. Надалі задамо диференціальне рівняння:

$$\varphi^{VII} = 0, \quad (21)$$

яке необхідно розв'язати при вказаних крайових умовах:

$$\varphi(0) = \varphi_0; \quad \dot{\varphi}(0) = 0; \quad \ddot{\varphi}(0) = 0; \quad \varphi\left(\frac{T}{2}\right) = q; \quad \varphi(T) = \varphi_T; \quad \dot{\varphi}(T) = 0; \quad \ddot{\varphi}(T) = 0. \quad (22)$$

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

$$\varphi = \frac{-64qt^3(t-T)^3 - (2t-T)((t-T)^3(16t^2 + 5tT + T^2)\varphi_0 + t^3(16t^2 - 37tT + 22T^2)\varphi(T))}{T^6}. \quad (23)$$

Підставимо отриманий закон руху щелепи у підінтегральний вираз (18) функціоналу (17) та знайдемо інтеграл. Обсяг виразу, який описує інтеграл є досить значним і тому ми його тут не приводимо. Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно чисельно розв'язати рівняння при таких параметрах ($\varphi_0 = 0,61$; $\varphi_T = 1,92$; $T = 6\text{с}$), для цього використаємо умову

$$\frac{\partial I}{\partial q} = 0. \quad (24)$$

Розв'язавши це рівняння, отримаємо наближений розв'язок варіаційної задачі. Представимо графіки знайдених кінематичних функцій щелепи (рис. 8).

З даних графіків видно, що оптимальний динамічний режим руху щелепи забезпечує її плавний рух на всьому проміжку часу. Це свідчить про те, що в механізмі не виникатиме значних динамічних навантажень.

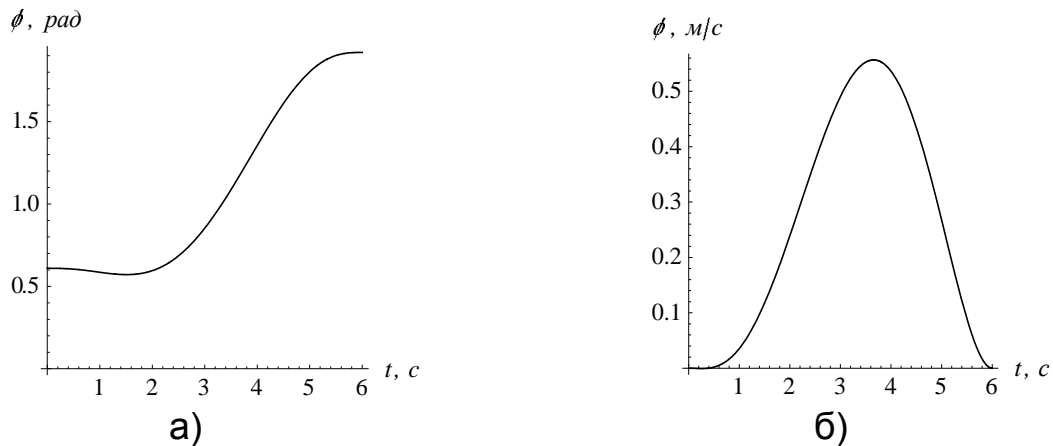


Рис. 8. Графіки функції зміни кута повороту щелепи (а), та її швидкості (б).

Висновок. Синтезовано наближений до оптимального динамічного режиму руху щелепи грейферного механізму, який доставляє мінімум обраному критерію. Закон руху (24) представляє собою оптимальний динамічний режим руху, що забезпечує мінімум динамічних навантажень і дає можливість підвищити довговічність приводу та грейферного механізму в цілому.

Список літератури

1. *Thompson J. D.* 2001. Calculating utilization rates for rubber-tired grapple skidders in the Southern United States. Proceedings of the 24th Annual COFE Meeting. Snowshoe, West Virginia. July 18-19, 2001: pp. 29-31.
2. *Wang J.* 1990. Study on the theories of log grapples. Ph.D. Dissertation. Northeast Forestry University, Harbin, China. 311 pp.
3. *Таубер Б.А.* Кинематика механизма захвата / Б.А. Таубер // Московский лесотехнический институт. – 1957. – № 7. – С. 121.
4. *Бронштейн И.* Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов / И. Бронштейн, К. Семендяев. – М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 720 с.
5. *Ловейкин В.С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

В статье представлена методика оптимизации режима движения челюстей грейферного гидрозахвата. Критерием оценивания выбрана энергия ускорений системы. Получен оптимальный динамический режим движения челюстей, который обеспечивает минимум динамических нагрузок.

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

The paper presents methodology for optimizing the driving mode jaws grab hydraulic grips. Criteria for assessing the selected acceleration

energy system. An optimal dynamic mode the motion of jaws, which provides a minimum of dynamic loads.

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

УДК 630.56.7

ВДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ РОЗРОБКИ КОМПЛЕКСНО-ЛЕГОВАНИХ СТАЛЕЙ ІЗ ЗАДАНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

О.Є. Семеновський, кандидат технічних наук

Викладені основні принципи розробки хімічних складів сталей з заданими властивостями.

Модель, властивість, сталь, легування.

Постановка проблеми. До цього часу не розроблена єдина теорія, яка б математично узагальнила всю різноманітність процесів, що відбуваються в сплаві при введенні легуючих добавок. Експерименти в металургії пов'язані зі значними енергетичними та матеріальними витратами, тому роботи вітчизняних та зарубіжних вчених в галузі комплексного легування розвивались в напрямку створення надійних розрахункових систем визначення хімічного складу сталей в залежності від умов технологій виготовлення, зміцнення та експлуатації деталей. При цьому, проміжною ланкою між концентрацією легуючих елементів та властивостями сплаву є структура.

Аналіз останніх досліджень. Проведені в останні роки дослідження дозволили встановити природу впливу композицій легуючих елементів на внутрішню будову і, як наслідок, на весь комплекс властивостей сталей для шестерень. Встановлено, що одночасне досягнення високих властивостей міцності та пластичності можливе за рахунок комплексного легування сталі. Комплексне легування більш доцільне також з економічної точки зору, оскільки раціональне введення декількох легуючих елементів призводить до підсилення їх взаємного впливу на структуру та властивості сплаву [1], а це дозволяє значно зменшити витрати легуючих елементів.

© О.Є. Семеновський, 2014