

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВИКОРЧОВУВАННЯ ПРИ РОБОТІ ЗА ОПТИМАЛЬНИМ РИВКОВИМ РЕЖИМОМ

Дмитро Паламарчук¹, Микола Голотюк²

¹ Київський національний університет будівництва і архітектури
03680, Повітрофлотський пр-т, 31, Київ, Україна, e-mail: palamarchuk-dima@ukr.net

² Національний університет водного господарства та природокористування
33028, вул. Соборна, 11, Рівне, Україна, e-mail: golotuk@ukr.net

STUDY OF UPROOTING PROCESS AT WORK FOR OPTIMAL JERK MODE

Dmitro Palamarchuk¹, Mykola Holotiuk²

¹ Kyiv National University of Construction and Architecture
03680, Povitroflotsky avenue 31, Kyiv, Ukraine

² National University of Water Management and Nature Resources Use
33028, Soborna street 11, Rivne, Ukraine

АНОТАЦІЯ. Більшість сучасних машин для підготовчих робіт мають гідравлічний привід робочого обладнання. Незважаючи на переваги, суттєвим недоліком гідравлічних систем приводу є значна інерційність. При зміні подачі гідрорідини до гідроциліндрів виникають коливання обладнання, особливо це помітно при вмиканні і вимиканні подачі гідрорідини до циліндра. Такі коливання негативно впливають на довговічність шарнірів кінематичних пар, ланки та механізми. Наступною проблемою гідравлічних систем є виникнення ударів при досягненні крайніх точок руху ланок. Удари виникають як між ланками механізму, так і в самій гідросистемі. Тому завданням роботи є знаходження такого режиму руху штоків гідроциліндрів викорчовувача, який забезпечуватиме максимальне зусилля на робочому органі.

Ключові слова: викорчовувач, гідроциліндр, шток, швидкість, прискорення, сила.

АННОТАЦИЯ. Большинство современных машин для подготовительных работ имеют гидравлический привод рабочего оборудования. Несмотря на преимущества, существенным недостатком гидравлических систем привода является значительная инерционность. При изменении подачи гидрожидкости к гидроцилиндрам возникают колебания оборудования, особенно это заметно при включении и выключении подачи гидрожидкости к цилиндру. Такие колебания отрицательно влияют на долговечность шарниров кинематических пар, звенья и механизмы. Следующей проблемой гидравлических систем является возникновение ударов при достижении крайних точек при движении звеньев. Удары возникают, как между звеньями механизма, так и в самой гидросистеме. Поэтому задачей работы является нахождение такого режима движения штоков гидроцилиндров корчевателя, чтобы обеспечить максимальное усилие на рабочем органе.

Ключевые слова: корчеватель, гидроцилиндр, шток, скорость, ускорение, усилие.

ABSTRACT. Purpose. Finding such a regime movement rod hydraulic cylinders of rooter to provide maximum efforts at uprooting some teeth stumps. **Methodology/approach.** Since the laws of motion of all the links are known, using the principle of virtual displacements, the equation works found all the external forces acting on the gibbet system. **Findings.** An analytical study of the process of uprooting stumps using hydraulic rooter. **Research limitations/implications.** Analyzing the graph shows that maximum force on the rod cylinder develops only half of the total time of movement. This is due to the fact that the first half of the time and accelerates system inertia working equipment creates extra resistance on rod. However, after the dissolution of the system is hindered by the force of inertia and gravity do useful work. **Originality/value.** Implementation of optimal management of working hydraulic cylinders is carried out by hydro systems or automatic control.

Key words: rooter, hydraulic cylinder, rod, speed, acceleration, force.

ВСТУП

Розробка нових конструкцій машин для підготовчих робіт та підвищення надійності існуючих конструкцій є важливим напрямком роботи з удосконалення старих та проектування широкої гами нових машин для підготовчих робіт. Важливими напрямками

цієї роботи є зниження металомісткості, покращення експлуатаційних показників, розширення функціональних можливостей, збільшення напрузованості до відмови [1–3].

Суттєвим недоліком вітчизняного машинобудування є майже повна відсутність багатofункціональних машин, які можливо було б використовувати для виконання кількох видів робіт.

Тому запропоновано здійснити вдосконалення бульдозерного робочого обладнання шляхом суміщення відвалу бульдозера з робочою балкою викорчувувача-збирача (рис. 1). За аналог бульдозера запропоновано взяти робочий орган машини БЕЛАРУС 1502-01, а за аналог викорчувувача – робочий орган викорчувувача-збирача МП-18.

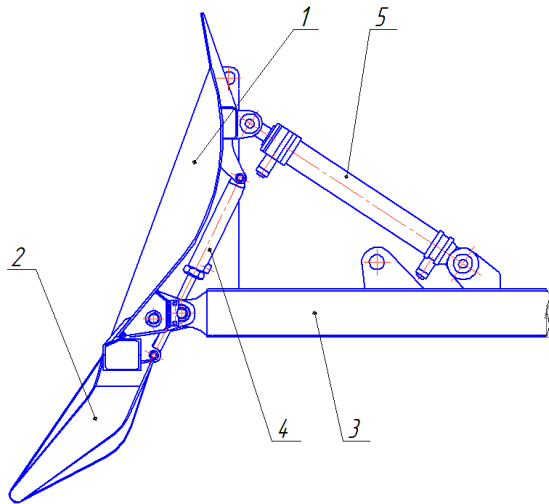


Рис. 1. Схема робочого обладнання бульдозер-викорчувувач: 1 – відвал; 2 – зуби викорчувувача; 3 – штовхаючий брус; 4 – гідроциліндр піднімання робочої балки викорчувувача; 5 – гідроциліндр керування викорчувувачем

Fig. 1. Scheme working equipment of bulldozer and rooter: 1 – blade; 2 – teeth of rooter; 3 - pushing the timber; 4 – cylinderr lifting the rooter beams; 5 - cylinder control the rooter

Така конструкція універсального робочого обладнання дозволяє в одній машині поєднати функції бульдозера та викорчувувача. Тому можливо більш широко використовувати трактор з цим робочим обладнанням. Крім того, універсальна конструкція забезпечує переведення машини з бульдозерного режиму в викорчувувальний за мінімальні витрати часу та навпаки, що дозволяє підвищити продуктивність та надійність машини.

Запропонована конструкція робочого обладнання призначена для переміщення ґрунту, виконання планувальних операцій в умовах дорожнього та загального будівництва, а також при виконанні аварійно-рятувальних робіт. Як викорчувувач машина може бути застосована для згрібання, зрі-

зання і суцільного корчування рідколісся та чагарників діаметром до 120 мм, прибирання каміння масою до 3 т та поштучного корчування пнів діаметром до 450 мм. Глибина заглиблення зубів становить 490 мм.

МЕТА РОБОТИ

Метою роботи є визначення законів керування робочим обладнанням викорчувувача, які дозволяють підвищити продуктивність та зменшити енергоємність процесу викорчування.

Цього можна досягти шляхом забезпечення максимального зусилля та максимальної механічної роботи повороту зубів при викорчуванні окремих пнів.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Динаміка руху механізмів під час перехідних процесів залежить від зусилля та швидкості на штоці гідроциліндрів, а також інерційних характеристик всього механізму. Отже, у динамічній моделі повинні бути враховані основний рух механізму, рушійне зусилля штоку, геометричні розміри ланок обладнання і їх розташування, а також їхні маси і моменти інерції.

В зв'язку із цим робоче обладнання бульдозер-викорчувувач представлено як голономну механічну систему з ідеальними утримуючими зв'язками. Також прийняті деякі припущення:

- робоче обладнання розглядаємо як механічну систему, яка складається з абсолютно твердих тіл;
- маси ланок знаходяться в центрах тяжіння;
- всі механізми рухаються тільки у вертикальній площині та відсутній будь-який перекоп та зміщення в роботі пар гідроциліндрів;
- люфти в кінематичних парах відсутні;
- дисипативні сили відсутні.

Ці припущення загальноприйняті й підтверджуються практичними результатами дослідження гідравлічних систем приводу та керування робочим обладнанням.

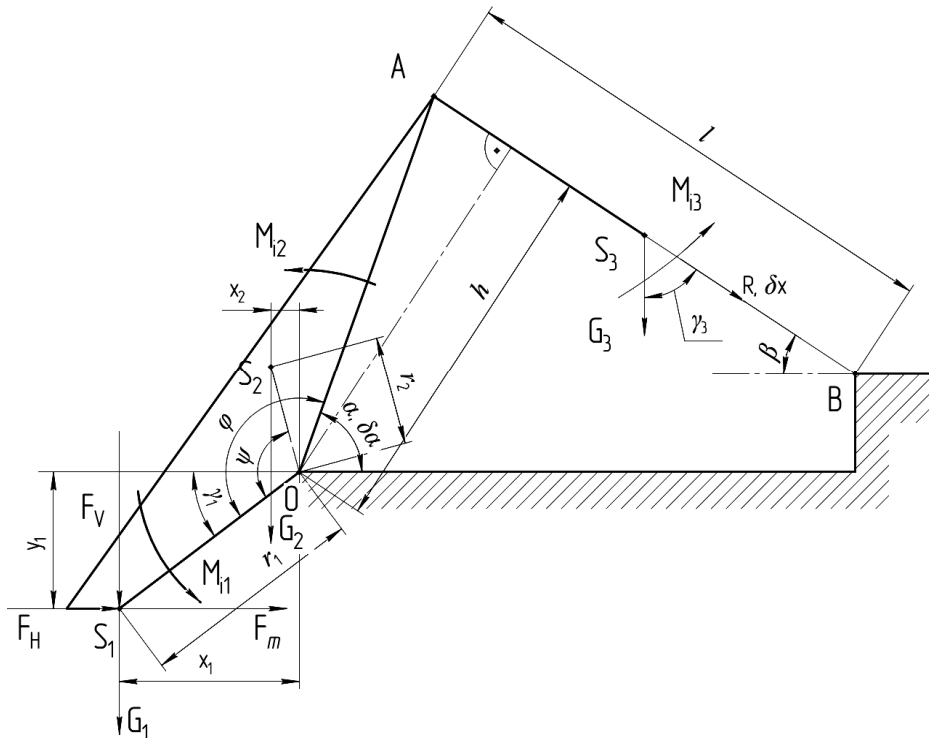


Рис. 2. Динамічна модель механізму викорчовування

Fig. 2. Dynamic model of the clearing mechanism

На основі викладених вимог та припущень побудовано динамічну модель механізму викорчовування (рис. 2).

Особливістю розробленої динамічної моделі є те, що розглядається окремо дві маси – маса відвалу та маса робочої балки, хоча в конструкції машини вони сполучені жорстким зв'язком і при роботі викорчовувача рухаються спільно [4, 5]. Крім того, вертикальна F_V і горизонтальна F_H сили опору ґрунту та сила в'язкого тертя зубів викорчовувача об ґрунт F_m [6, 7] зведені до центра мас балки викорчовувача. За узагальнену координату прийнято лінійну координату штоку гідроциліндра x [4, 5].

Тут прийнято такі позначення: $OB=1,05$ м – лінійна координата точки встановлення гідроциліндра; $OA=0,751$ м – відстань від точки обертання до точки навіски штоку гідроциліндра на відвал; $r_1=0,504$ м – відстань від центра мас балки до точки обертання; $r_2=0,328$ м – відстань від центра мас відвалу до точки обертання; β, α – кутові координати штоку гідроциліндра та відвалу в зборі з балкою відпо-

відно; $\varphi=2,801$ рад – кут розхилу $S_1 O A$; $\psi=2,478$ рад – кут розхилу $S_1 O S_2$; x_1, y_1 – горизонтальна та вертикальна координати центра мас балки відповідно; x_2 – горизонтальна координата центра мас відвалу; h – плече дії зусилля на штоці; G_1, G_2, G_3 – сили тяжіння робочої балки, відвалу та штоку гідроциліндра відповідно; M_{i1}, M_{i2}, M_{i3} – моменти сил інерції балки, відвалу та штоку гідроциліндра, відповідно; R – зусилля на штоці гідроциліндра.

Рівняння руху робочого органа викорчовувача:

$$2R - \frac{M_{i1}}{h} - M_{i2} - G_1 \frac{x_1}{h} - G_2 \frac{x_2}{h} + \\ + 2G_3 \cos \gamma_3 - F_V \frac{x_1}{h} - F_H \frac{y_1}{h} - \\ - F_m \frac{y_1}{h} - 2F_{i3} = 0. \quad (1)$$

В роботі [4] вказано, що для випадків, коли потрібно забезпечити деяку механічну роботу, доцільно застосувати оптимізацію руху за безрозмірною питомою дією за Ко-

ріолісом-Понселе. Тоді критеріальна дія представляється у вигляді функціонала

$$I = \int_0^{t_1} F(t, x, \dot{x}, \ddot{x}) dt, \quad (2)$$

де t_1 – час руху системи.

Підінтегральним функціоналом є вираз, що забезпечує мінімально можливі витрати енергії ривків при розгоні [4].

Продиференціювавши складові виразу (2), отримаємо диференціальне рівняння шостого порядку

$$x^{VI} = 0. \quad (3)$$

Проінтегрувавши рівняння (3) за часом, отримаємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{aligned} x &= C_1; \quad \dot{x} = C_1 t + C_2; \quad \ddot{x} = \frac{1}{2} C_1 t^2 + C_2 t + C_3; \\ \ddot{x} &= \frac{1}{6} C_1 t^3 + \frac{1}{2} C_2 t^2 + C_3 t + C_4; \\ \dot{x} &= \frac{1}{24} C_1 t^4 + \frac{1}{6} C_2 t^3 + \frac{1}{2} C_3 t^2 + C_4 t + C_5; \\ x &= \frac{1}{120} C_1 t^5 + \frac{1}{24} C_2 t^4 + \frac{1}{6} C_3 t^3 + \\ &+ \frac{1}{2} C_4 t^2 + C_5 t + C_6, \end{aligned} \quad (4)$$

де $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$ – постійні інтегрування, які визначаються із крайових умов руху.

Для забезпечення мінімальної енергоспоживності процесу викорчовування доцільно використати роботу сили тяжіння, що діє на відвал та робочу балку [5]. Тоді крайові умови будуть мати наступний вигляд:

$$\begin{aligned} t = 0, \quad x &= x_0, \quad \dot{x} = 0, \quad \ddot{x} = 0; \\ t = t_1, \quad \dot{x} &= 0, \quad \ddot{x} = a, \quad \ddot{\ddot{x}} = 0. \end{aligned}$$

Тут $a = 0,42$ – прискорення штоку гідроциліндра наприкінці руху; t_1 – час руху системи; x_0 – узагальнена координата в мить зупинки.

За таких крайових умов постійні інтегрування набувають вигляду

$$\begin{aligned} C_1 &= -48 \frac{a}{t_1^3}; \quad C_2 = 30 \frac{a}{t_1^2}; \\ C_3 &= -6 \frac{a}{t_1}; \quad C_4 = 0; \quad C_5 = 0; \quad C_6 = x_0. \end{aligned} \quad (5)$$

Після підстановки цих постійних інтегрування в залежності (4) знайдемо такий режим руху робочого органа викорчовувача, при якому забезпечуються мінімальні витрати енергії ривків:

$$\begin{aligned} x &= \frac{1}{120} t^5 \left(\frac{-48a}{t_1^3} \right) + \frac{1}{24} t^4 \left(\frac{30a}{t_1^2} \right) + \\ &+ \frac{1}{6} t^3 \left(\frac{-6a}{t_1} \right) + x_0; \\ \dot{x} &= \frac{1}{24} t^4 \left(\frac{-48a}{t_1^3} \right) + \frac{1}{6} t^3 \left(\frac{30a}{t_1^2} \right) + \\ &+ \frac{1}{2} t^2 \left(\frac{-6a}{t_1} \right); \\ 1 \ddot{\ddot{x}} &= \frac{1}{6} t^3 \left(\frac{-48a}{t_1^3} \right) + \frac{1}{2} t^2 \left(\frac{30a}{t_1^2} \right) + t \left(\frac{-6a}{t_1} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

На основі системи рівнянь (6) побудовано графіки зміни лінійної координати штоку гідроциліндра, яка є узагальненою координатою (рис. 3), його швидкості (рис. 4) та прискорення (рис. 5).

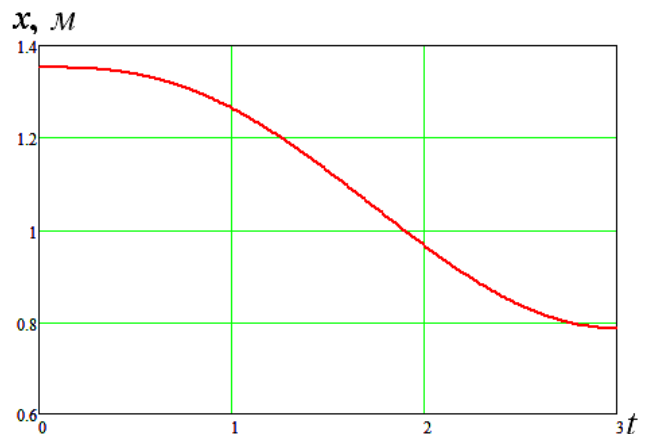


Рис. 3. Графік зміни лінійної координати штоку гідроциліндра

Fig. 3. Graph of changes linear coordinates of cylinder rod

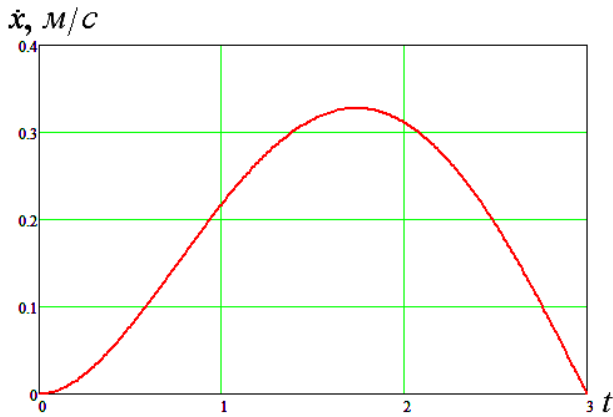


Рис. 4. Графік зміни лінійної швидкості штоку гідроциліндра

Fig. 4. Graph of changes in line speed of cylinder rod

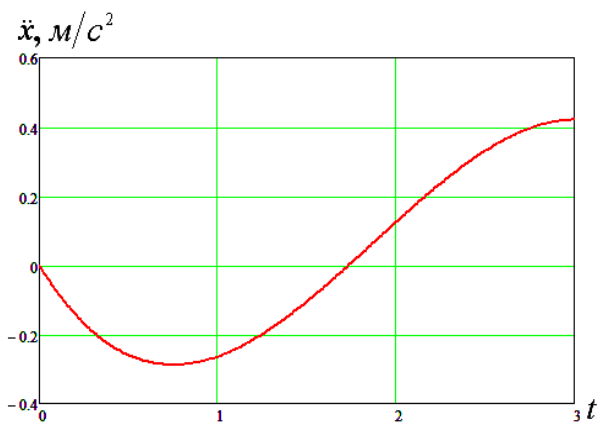


Рис. 5. Графік зміни прискорення штоку гідроциліндра

Fig. 5. Graph of changes acceleration of cylinder rod

Для визначення зміни кутової координати робочого органа α використовується вираз

$$\alpha = \arccos \frac{OA^2 + OB^2 - x^2}{2OA \cdot OB}, \quad (7)$$

де x – узагальнена координата, визначена за першим рівнянням системи (6).

За залежністю (7) побудовано графік зміни кутової координати робочого органа викорчовувача (рис. 6).

Продиференціювавши вираз (7) за часом, отримаємо залежність для знаходження кутової швидкості повороту робочого обладнання:

$$\dot{\alpha} = \frac{x \cdot \dot{x}}{OA \cdot OB \sqrt{1 - \frac{(OA^2 + OB^2 - x^2)^2}{4OA^2 OB^2}}}. \quad (8)$$

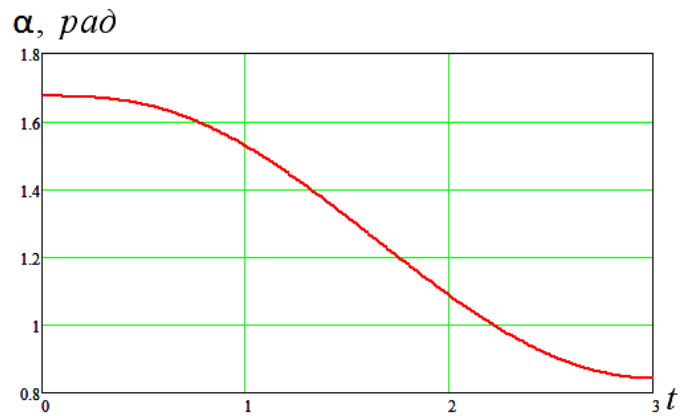


Рис. 6. Графік зміни кутової координати робочого обладнання

Fig. 6. Graph of changes angular coordinate of working equipment

На основі залежності (8) побудовано графік зміни кутової швидкості робочого обладнання (рис. 7).

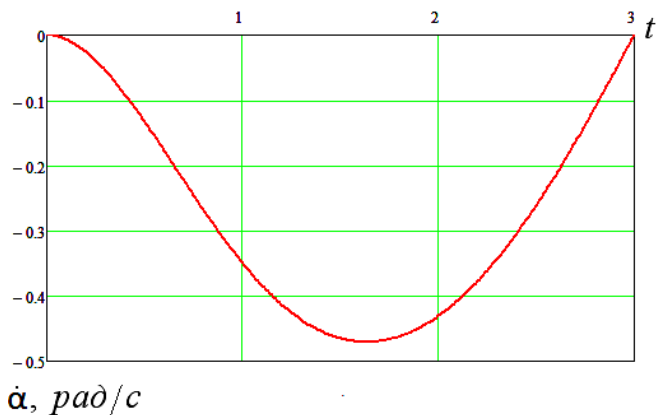


Рис. 7. Графік зміни кутової швидкості робочого обладнання

Fig. 7. Graph of changes angular speed of working equipment

За рівнянням руху (1) вираз для визначення зусилля в штоці гідроциліндра має вигляд

$$R = \left(\frac{M_{i1}}{h} + M_{i2} + G_1 \frac{x_1}{h} + G_2 \frac{x_2}{h} - 2G_3 \cos \gamma_3 + F_V \frac{x_1}{h} + F_H \frac{y_1}{h} + F_m \frac{y_1}{h} + 2F_{i3} \right) 0,5. \quad (9)$$

За залежністю (9) побудовано графік зміни зусилля на штоці гідроциліндра в процесі викорчовування (рис. 8).

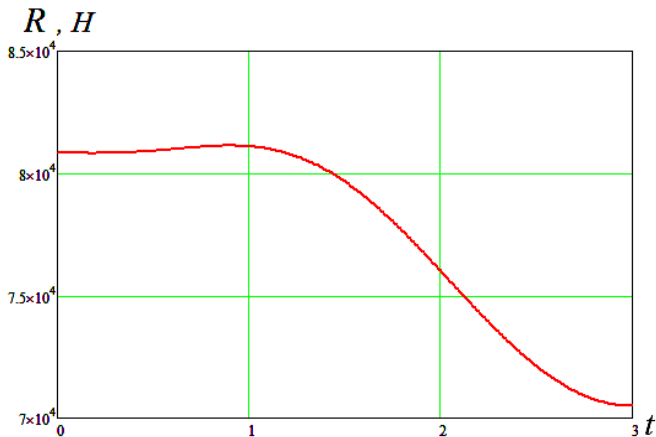


Рис. 8. Графік зміни зусилля на штоці гідроциліндра

Fig. 8. Graph of change efforts on the cylinder rod

ВИСНОВКИ

Аналіз залежності зусилля на штоці гідроциліндра показує, що максимальне зусилля на штоці розвивається лише половину всього часу руху. Це пов'язано з тим, що в цей час система розганяється і сила інерції робочого обладнання створює додатковий опір на штоці. Після розгону система пригальмовується, і сила інерції та сила тяжіння виконують корисну роботу. Це дозволяє зменшити зусилля на штоці гідроциліндра з 81,13 кН на початку до 70,48 кН в кінці руху. Реалізацію оптимального керування гідроциліндрами робочих органів можливо здійснити за допомогою систем гідромеханічного або ж автоматичного керування [8...10].

ЛІТЕРАТУРА

1. Волков Д.П. Строительные машины и средства малой механизации: Учебник для сред. проф. образования / Д.П. Волков, В.Я. Крикун. – М. : Мастерство, 2002. – 480с.
2. Домбровский Н.Г. Строительные машины. Учебник для студентов вузов: в 2 ч. [Ч. II] / Н.Г. Домбровский, М.И. Гальперин. – М. : Высш. шк., 1985. – 224с.
3. Добронравов С.С. Строительные машины и основы автоматизации: [учебник для строит. вузов] / С.С. Добронравов, В.Г. Дронов. – М.: Высш. шк., 2001. – 575 с.
4. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин : [учеб. пособие] / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
5. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. В 2 ч. Ч. 2. Динамика : [учеб. пособие] / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – М.: Высшая школа, 1977. – 430 с.
6. Булатов Г.Я. Теория и технология гидромелиоративного строительства : [учебник для строит. вузов] / Г.Я.Булатов. – Санкт-Петербург : Издательство СПбГПУ, 2004. – 46с.
7. Система машин в лесном хозяйстве: Учебник для вузов / В.Н. Винокуров, Н.В. Еремин; Под ред. В.Н. Винокурова. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 320 с.
8. Пелевин Л.С. Гідро- та пневмоприводи будівельних машин : [підручник] / Л.С. Пелевін, В.М.Смірнов, О.М. Гаркавенко, А.В. Фомін. – К. : КНУБА, 2002. – 280 с.
9. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. – К.: Вища школа, 1986. – 208 с.
10. Міщук Д.О. Оптимізація зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Машины для земляних, дорожніх та лісотехнічних робіт» / Д.О. Міщук. – Київ, 2013. – 23 с.
11. Ловейкін В.С. Визначення оптимальних режимів руху маніпулятора за процес пуску (гальмування) під час роботи за однією з узагальнених координат / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – №73, 2009. – С. 35-42.
12. Міщук Д.О. Дослідження динамічної моделі гідравлічного циліндра об'ємного гідроприводу / Д.О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – №87, 2016. – С. 74-81.

13. *Паламарчук Д.* Універсальна машина для підготовчих робіт та її кінематичний аналіз / *Д. Паламарчук, В. Соловка, М. Чорній* // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – №86, 2015. – с. 76-83.

REFERENCES

1. *Volkov D.P., Krikun V.Ya., 2002.* Stroitel'nye mashiny i sredstva maloj mehanizacii. [Construction machinery and small tools]. Moscow. Skill. – 480.
2. *Dombrovsky N.G., Galperin M.I., 1985.* Stroitel'nye mashiny. [Construction machinery]. Moscow. High school. – 224.
3. *Dobronravov S.S., Dronov V.G., 2001.* Stroitel'nye mashiny i osnovy avtomatizacii. [Construction machinery and basics of automation]. Moscow. High school. – 575.
4. *Loveykin V.S., 1990.* Raschety optimal'nyh rezhimov dvizheniya mehanizmov stroitel'nyh mashin. [Calculations of optimum modes of motion mechanisms of construction machinery]. Kyiv. UMK VO. – 168.
5. *Yablonsky A.A., Nikiforova V.M., 1977.* Kurs teoreticheskoy mehaniki. [The course of theoretical mechanics]. Moscow, Graduate School. 2. – 430.
6. *Bulatov G.Ya., 2004.* Teoriya i tehnologiya gidromeliorativnogo stroitel'stva. [The theory and technology of building hydromeliorative]. St. Petersburg. Publishing SPbSPU. – 46.
7. *Vinokurov V.N., Eremin N.V., 2004.* Sistema mashin v lesnom hozjajstve. [The system of machines in forestry]. Moscow. The publishing center "Academy". – 320.
8. *Pelevin L.Ye., Smirnov V.M., Garkavenko O.M., Fomin A.V., 2002.* Gidro- ta pnevmoprivodi budivel'nyh mashin. [Hydro and pneumatic drives for construction machinery]. Kyiv KNUCA. – 280.
9. *Vakina V.V., Denisenko I.D., Stolyarov A.L., 1986.* Mashinostroitel'naja gidravlika. Primery raschetov. [Machinery hydraulics. Examples of calculations]. Kyiv. High school. – 208.
10. *Mishchuk D.O., 2013.* Optimizacija zmini vil'otu manipulyatora z gidroprivodom na transportnomu zasobi. [Changes optimization departure with hydraulic manipulator on a vehicle]. Thesis Ph.D. – 23.
11. *Loveykin V.S., Mishchuk D.O., 2009.* Viznachennja optimalnih rezhimiv ruhu manipulyatora za proces pysku (galmuvannja) pid chas roboti za odnoi z uzagalnenih koordinat [Determining the optimal modes of motion of the manipulator for process start (inhibition) while working for one of the generalized coordinates]. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and reclamation machines], No. 73, 35-42. – (in Ukrainian).
12. *Mishchuk D.O., 2016.* Doslidzheniya dinamichnoi modeli gidravlichnogo cilindra obemnogo gidroprivoda [Hydraulic cylinder of the volumetric hydraulic drive research of the dynamic model]. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and reclamation machines], No. 87, 74-81. – (in Ukrainian).
13. *Palamarchuk D., Solovka V., Chorniy M., 2015.* Universalna mashina dliya pidgotovchih robit ta ii kinematichny analiz [Universal preparations machine and its kinematic analysis]. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and reclamation machines], No. 86, 76-83. – (in Ukrainian).