

Розділ 2

МАШИНИ ТА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 531.8

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ З ВНУТРІШНЬОЮ УРУХОМЛЮВАЛЬНОЮ ЛАНКОЮ

В'ячеслав Пасіка¹, д. т. н., Петро Коруняк², к. т. н.

¹НУ «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна,
e-mail: paswr@meta.ua

²Львівський національний аграрний університет,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,
Львівська обл., Україна,
e-mail: petrokoruniak@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2019.23.013>

Пасіка В., Коруняк П. Кінематичний аналіз важільного механізму з внутрішньою урухомлювальною ланкою

У роботі розглянуто механізм з внутрішньою урухомлювальною ланкою, який використовують у багатьох різноманітних машинах. Він є основним механізмом підймальних автомобільних кранів з гідравлічним урухомником стріли, утворює складну механічну систему урухомлення відвалів, ковшів та іншого навантажувального обладнання колісних та гусеничних тракторів.

У розглядуваному механізмі урухомлювальний шток може рухатися зворотно-поступально відносно гідроциліндра та шарнірно з'єднаний з коромислом. Своєю чергою, гідроциліндр і коромисло приєднані шарнірно до стояка. Під дією тиску рідини шток урухомлює коромисло, яке пов'язане з веденою ланкою.

За крайовими умовами синтезовано найпростіший закон руху штока відносно гідроциліндра (закон рівноспадного пришвидшення). Синтез проведено за умови, що відомі час і максимальне переміщення штока. Із суто геометричних міркувань отримано аналітичні залежності для кутових переміщень гідроциліндра і коромисла залежно від закону руху штока. Аналітичні залежності для кутових швидкостей і пришвидшень ланок визначено на основі теореми про додавання швидкостей і пришвидшень точки у її відносному русі.

Показано, що графіки кутових пришвидшень гідроциліндра й коромисла якісно подібні до графіків відносного пришвидшення штока. Вказано, що на початку і в кінці руху ланок механізму спостерігаються м'які удари, що є небажаним явищем і спричинює появу раптових інерційних навантажень. Висловлено гіпотезу, що подібність графіків можлива і для інших законів руху штока без м'яких ударів. Намічено програму подальших досліджень з метою усунення м'яких ударів у крайніх положеннях штока. Результати роботи можуть бути використані в дослідженнях руху ковшів екскаваторів, стріл автомобільних кранів з гідравлічним урухомником та в інших підймально-навантажувальних і будівельно-дорожніх машинах, а також у виконавчих механізмах промислових роботів. Вони є необхідними для проведення динамічних досліджень.

Ключові слова: неасурова структурна група, внутрішня урухомлювальна ланка, шток, коромисло, гідроциліндр, гідропривід, ківш, екскаватор, кран, кінематичні характеристики.

Pasika V., Koruniak P. Kinematic analysis of lever mechanisms with an internal moving link

The paper studies the mechanism with an internal moving link, which is used in many different machines. It is the main mechanism of cranes with hydraulic actuator of the boom, and it forms a complex mechanical system of steering of dumps, ladles and other loading equipment of wheeled and tracked tractors.

In the studied mechanism, the drive rod may move reciprocating with respect to the cylinder and pivotally coupled to the rocker arm. In its turn, the hydraulic cylinder and the rocker arm are pivotally connected to the riser. Under the action of fluid pressure, the stem drives the rocker arm, associated with the driven link.

Under the boundary conditions, the simplest law of motion of the rod relative to the hydraulic cylinder is synthesized (the law of equal-slow acceleration). The synthesis was performed under the set time and maximum movement of the rod. From the geometric position, the research supplies analytical dependences for angular displacements of the hydraulic cylinder and the rocker arm, depending on the law of motion of the rod. The analytical dependences for the angular velocities and accelerations of the links are determined on the basis of the theorem on the addition of the velocities and accelerations of a point in its relative motion.

It is shown that the diagrams of angular acceleration of the hydraulic cylinder and the rocker arm are qualitatively similar to the diagrams of the relative acceleration of the rod. It is stated that at the beginning and at the end of the movement of links of the mechanism there are mild shocks, which are considered as undesirable phenomena and cause sudden inertial loads. It is hypothesized that the similarity of diagrams is possible for other laws of rod movement without soft blows. A follow-up program is outlined to eliminate soft shocks in the extreme positions of the rod. The results of the work can be used in studies of the movement of buckets of excavators, boom cranes with hydraulic mover, as well as other lifting and loading and construction-road machines, and in the executive mechanisms of industrial robots. They are necessary for dynamic research.

Key words: Non-Assur structural group, internal moving link, rod, rocker arm, hydraulic cylinder, hydraulic actuator, bucket, excavator, crane, kinematic characteristics.

Постановка проблеми. Важливі механізми з внутрішньою урухомлювальною ланкою (ВУЛ) використовують у виконавчих механізмах промислових роботів, у підйимально-навантажувальних і будівельно-дорожніх машинах, тренажерах, симуляторах тощо. Вони є основним механізмом екскаваторів з гідравлічним урухомником, які виробляють різні фірми, наприклад CAT, Volvo, Doosan, Hitachi, Atlas, JCB та ін. Одноковшові екскаватори найбільш затребувані під час проведення земляних робіт у міських умовах, оскільки вони легкі, маневрені і не створюють надмірного акустичного шуму. Щодо автокранів, то без них не обійтись поза населеними пунктами чи в разі виконання невеликих обсягів робіт [1; 2; 4].

Кінематичне дослідження важливих механізмів, в яких початкова ланка є вхідною (урухомлювальною) не становить жодних труднощів і описане в багатьох підручниках з теорії механізмів і машин [6; 14; 15]. Проте для випадку урухомлювальної внутрішньої ланки такі дослідження у доступній літературі практично відсутні. Без уміння проводити кінематичний аналіз механізмів із внутрішнім входом неможливо дослідити динамічний стан екскаваторів чи автокранів із гідравлічним урухомником, зробити висновки щодо проектування адаптивних методів керування. Тому кінематичний аналіз є першим етапом дослідження важливих механізмів із ВУЛ багатьох машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Механізми з ВУЛ неможливо класифікувати за Ассуром, тому вони отримали назву неасурових структурних груп [3; 7; 16]. У сучасній літературі обмаль матеріалів, в яких розглянуто кінематичний чи динамічний стан механічних систем з неасуровими структурними групами, хоча розглянутий механізм є основним в екскаваторах з гідравлічним урухомленням ковша, у підйимальних кранах з гідроурухомником стріли, у землерийних машинах тощо [12; 13; 18]. Проте в доступній літературі широко висвітлено питання оптимальних режимів зміни вильоту та підйому і опускання вантажів баштових і мостових кранів [9–11]. У роботі [7] визначено лише особливі по-

ложення неасурових структурних груп без визначення швидкостей і пришвидшень їхніх ланок. У роботах [16; 17] розглянуто точність позиціонування виконавчого органа машини, кінематичний ланцюг якої містить неасурові групи.

Роботи, в яких би проводили кінематичні та динамічні дослідження неасурових структурних груп, авторам невідомі.

Постановка завдання. Наше завдання – на прикладі неасурової групи різноманітних підйимально-навантажувальних машин дослідити рух ланок групи при заданому русі ВУЛ; синтезувати найпростіший закон руху ВУЛ і отримати аналітичні залежності пришвидшень ланок групи від синтезованого закону; проаналізувати отримані залежності кутових пришвидшень; намітити подальший план досліджень.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 наведено урухомлювальний модуль (неасурову групу), який використано в багатьох сучасних колісних та гусеничних екскаваторах різноманітних фірм.

Модуль містить гідроциліндр 1 зі штоком 2 і коромисло 3, до якого послідовно можуть бути приєднані аналогічні модулі. Для більшості відомих екскаваторів кінематична схема руху ковша налічує три таких модулі. Для прикладу на рис. 2 наведено фотографію одноковшового екскаватора фірми Doosan. На ній чітко бачимо три штоки з гідроциліндрами. Отже, механізм урухомлення ковша містить три неасурові структурні групи.

У порожнину гідроциліндра (див. рис. 1, а) подається під тиском рідина, і поковзень з початкового положення A_{10} разом зі штоком 2 переміщується уверх уздовж осі циліндра. На рис. 1, б показано довільне положення гідроциліндра. У такому разі урухомлювальною ланкою є шток 2 (поковзень). Оскільки виділити групи Ассура в такому механізмі неможливо, то застосувати відомі методи кінематичного аналізу важливих механізмів теж неможливо. У зв'язку з цим постало питання визначення кінематичних характеристик механізмів з неасуровими структурними групами.

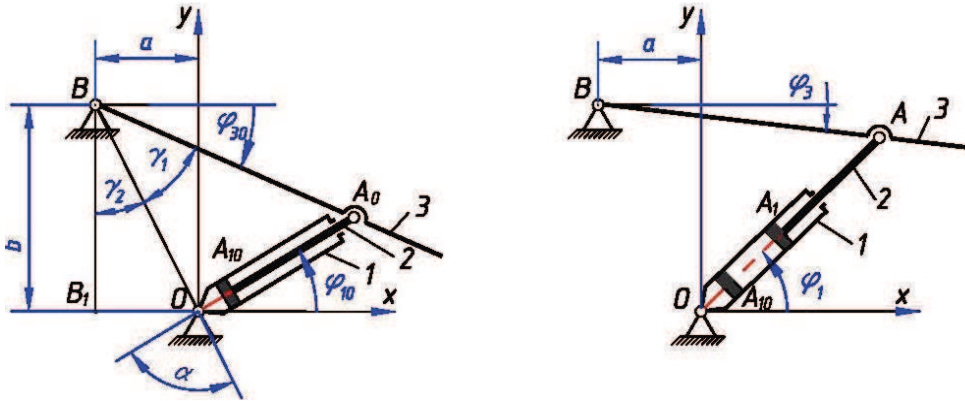


Рис. 1. Неассурова структурна група з внутрішньою урухомлювальною ланкою 2:
а – початкове положення, б – довільне положення;
1 – гідроциліндр, 2 – шток, 3 – коромисло

Fig. 1. Non-Assuric structural group with internal moving link 2:
а – initial position, б – arbitrary position;
1 – hydraulic cylinder, 2 – rod, 3 – rocker arm



Рис. 2. Одноковшовий екскаватор фірми Doosan

Fig. 2. Doosan single-bucket excavator

Кінематичний аналіз завжди передує силовому і є необхідним етапом дослідження динаміки механічних систем.

Визначимо положення ланок групи. На рис. 1, а показано положення модуля, коли тиск у гідроциліндрі відсутній. Уважаємо геометрію модуля відомою, тобто розміри a , b , l_{AB} і $l_{O A_0}$ – відомі. Хід штока H відносно гідроциліндра визначає конструктор, приймаємо відомим. Також вважаємо відомим і час T , за який шток переміститься на хід H . Відстань l_{OA} між кінематичною парою гідроциліндра O і кінематичною парою штока A постійно змінюється і дорівнює

$$l_{OA} = l_{O A_0} + s(t), \quad (1)$$

де $s(t)$ – закон руху штока відносно гідроциліндра.

З трикутника $\Delta O B B_1$ визначаємо кут

$$\gamma_2 = \text{arctg}(a/b).$$

З трикутника $\Delta O A_0 B$ визначаємо кут

$$\gamma_1 = \arccos \frac{l_{OB}^2 + l_{AB}^2 - l_{OA}^2}{2l_{OB}l_{AB}}.$$

Кут нахилу коромисла до осі абсцис

$$\varphi_3 = -90^\circ + \gamma_1 + \gamma_2. \quad (2)$$

З трикутника $\Delta O A_0 B$ визначаємо кут

$$\alpha = \arccos \frac{l_{OB}^2 + l_{OA}^2 - l_{AB}^2}{2l_{OB}l_{OA}}.$$

Кут нахилу осі циліндра до осі абсцис

$$\varphi_1 = 90^\circ + \gamma_2 - \alpha. \quad (3)$$

Отже, положення ланок модуля визначене.

Щоб отримати початкові кути нахилу ланок φ_{10} , φ_{30} , необхідно у залежність (1) підставити $s(t) = 0$.

Важливим питанням, від якого залежатимуть усі інші кінематичні характеристики модуля, є визначення закону руху штока $s(t)$ відносно гідроциліндра. Очевидним є те, що на початку руху переміщення штока і його швидкість дорівнюють нулю. У кінці руху – переміщення штока дорівнює ходу H , а швидкість дорівнює нулю. Таким чином, маємо чотири граничні умови, які накладають на рух штока, і тому найпростіший закон руху можемо подати у вигляді полінома третьої степені:

$$s(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3, \quad (4)$$

де a_i – коефіцієнти, які визначимо з крайових умов:

$$\text{при } \left. \begin{array}{l} t=0 \rightarrow s=0, \quad ds/dt=0; \\ t=T \rightarrow s=H, \quad ds/dt=0. \end{array} \right\} \quad (5)$$

Підставляємо граничні умови (5) у рівняння й отримуємо систему двох алгебричних рівнянь відносно невідомих коефіцієнтів a_2 і a_3 :

$$\left. \begin{array}{l} a_2 T^2 + a_3 T^3 = H; \\ a_2 + 1,5 a_3 T = 0. \end{array} \right\}$$

Ураховуючи, що коефіцієнти a_0 і a_1 дорівнюють нулю, отримуємо такий синтезований закон руху штока відносно циліндра:

$$\begin{aligned} s &= H \frac{t^2}{T^2} \left(3 - 2 \frac{t}{T} \right), \\ v_{21} = ds/dt &= 6H \frac{t}{T^2} \left(1 - \frac{t}{T} \right), \\ a_{21} = dv_{21}/dt &= \frac{6H}{T^2} \left(1 - 2 \frac{t}{T} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

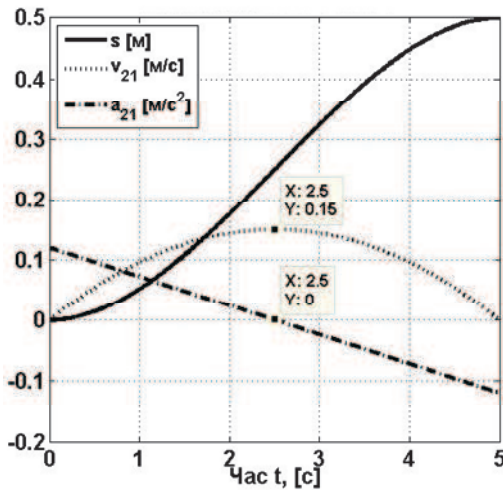


Рис. 3. Кінематичні характеристики синтезованого закону руху

Fig. 3. Kinematic characteristics of the synthesized law of motion

На рис. 3 наведені кінематичні характеристики синтезованого відносного закону руху штока при ході штока $H = 0,5$ м за час $T = 5$ с.

Визначення швидкостей ланок. Найпростіше отримати аналітичні вирази для кутових швидкостей – це застосувати метод Зінов'єва [5] і продиференціювати вирази і за часом. Проте отримати лаконічні аналітичні залежності вкрай важко. Тому запишемо векторний замкнутий контур для швидкостей ланок механізму і

наведемо його графічний розв'язок, з якого й визначимо аналітичні залежності.

Оскільки точка A одночасно належить коромислу і штоку (див. рис. 1), то, використовуючи теорему про додавання швидкостей і пришвидшень у відносному русі точки [8], запишемо векторне рівняння, яке описує швидкість точки A :

$$\vec{v}_A = \vec{v}_A^e + \vec{v}_A^r, \quad (7)$$

де $v_A = \omega_3 l_{AB}$, $v_A^e = \omega_1 l_{OA}$, $v_A^r = v_{21}$ – абсолютна, переносна і відносна швидкості точки A ; ω_1 і ω_3 – невідомі кутові швидкості гідроциліндра зі штоком і коромисла.

На рис. 4 наведений графічний розв'язок рівняння (7) у певному масштабі. Трикутник Δpra прямокутний, у якому відомий катет $pr = v_A^r = v_{21}$. Кут $\varphi^r = \gamma_a - \varphi_1 = \varphi_3 + \pi/2 - \varphi_1$. Тоді з трикутника визначаємо

$$\omega_3 = \frac{v_{21}}{l_{AB} \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}, \quad (8)$$

$$\omega_1 = \frac{v_{21} \operatorname{ctg}(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_{OA}}. \quad (9)$$

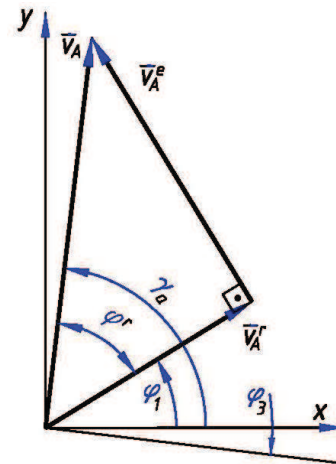


Рис. 4. Замкнутий векторний контур швидкостей

Fig. 4. Closed velocity vector contour

Визначення пришвидшень ланок. Для визначення кутових пришвидшень ланок запишемо рівняння замкнутого векторного контуру для пришвидшення точки A :

$$\vec{a}_A^n + \vec{a}_A^r = \vec{a}_A^e + \vec{a}_A^r + \vec{a}_A^k, \quad (10)$$

де $a_A^n = \omega_3^2 l_{AB}$ – нормальне пришвидшення (відоме), $a_A^r = \varepsilon_3 l_{AB}$ – тангенціальне пришвидшення, ε_3 – невідоме кутове пришвидшення коромисла, $\vec{a}_A^e = \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^r$ – переносне пришвидшення, $a_{AO}^n = \omega_1^2 l_{OA}$ – відоме нормальне пришвидшення

точки A навколо точки O , $a_{AO}^r = \varepsilon_1 l_{OA}$ – тангенціальне пришвидшення, ε_1 – невідоме кутове пришвидшення гідроциліндра зі штоком, $a_A^r = a_{21}$, $a_A^k = 2\omega_3 v_{21}$ – відоме Кориолісове пришвидшення.

У рівнянні (10) маємо дві невідомі – ε_1 і ε_3 , які визначимо, спроектувавши його на осі правої системи координат xOy . Після проведення алгебрично-тригонометричних перетворень отримуємо такі вирази для обчислення кутових пришвидшень:

$$\varepsilon_1 = \frac{a_{21} \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - 2\omega_1 v_{21} \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_{OA} \sin(\varphi_1 - \varphi_3)} - \frac{\omega_1^2 l_{OA} \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + \omega_3^2 l_{AB}}{l_{OA} \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}, \quad (11)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{21} - \omega_1^2 l_{OA} + \omega_3^2 l_{AB} \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_{AB} \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}. \quad (12)$$

Для ілюстрації отриманих аналітичних залежностей проаналізуємо рух модуля за таких геометричних даних:

$$\begin{aligned} a &= 0,45 \text{ м}; \quad b = 0,9 \text{ м}; \\ l_{OA_0} &= 0,8 \text{ м}; \quad l_{AB} = 1,2 \text{ м}; \\ H &= 0,5 \text{ м}; \quad T = 5 \text{ с}. \end{aligned}$$

Розміри вибрані довільно, але таким чином, щоб при переміщенні штока відносно гідроци-

ліндра рух гідроциліндра і коромисла був однознаковим, тобто щоб кути нахилу гідроциліндра і коромисла на всьому проміжку постійно зростали. Результати аналізу наведені на рис. 5.

Хочемо зауважити, що правильність отриманих залежностей для обчислення кутових швидкостей і пришвидшень перевіряли числовим методом. При цьому вирази для переміщень і двічі диференціювали і отримані значення кутових швидкостей і пришвидшень зрівнювали зі значеннями, отриманими аналітично. На всьому інтервалі похибка не перевищувала 0,2 %.

Аналізуючи графіки пришвидшень ланок модуля, бачимо, що пришвидшення для обох ланок змінюється майже за лінійним законом, нагадуючи зміну пришвидшення синтезованого закону руху як якісно, так і майже кількісно (див. рис. 3). Оскільки на початку і в кінці руху маємо стрибок пришвидшення, то в цих крайніх положеннях на ланки діятиме так званий м'який удар, що спричинює появу раптових інерційних навантажень. І, хоча кутові пришвидшення ланок невеликі, проте маса ланок у сучасних екскаваторів може досягати тисячі кілограмів і більше. У такому разі момент сил інерції буде значним і може викликати небажані коливні процеси в усьому модулі, включаючи й гідросистему.

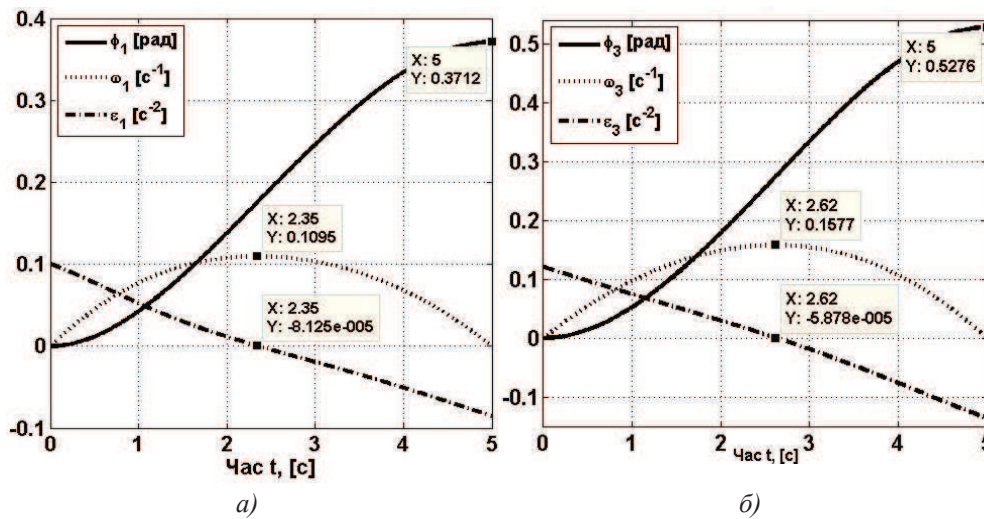


Рис. 5. Кінематичні характеристики ланок модуля: а – гідроциліндра, б – коромисла

Fig. 5. Kinematic characteristics of the links of the module: а – hydraulic cylinder, б – rocker arm

Висновки. Проведено перший етап динамічного дослідження важільних механізмів із внутрішньою урухомлювальною ланкою й отримано аналітичні залежності для обчислення кінематичних характеристик ланок. Показано, що на рухомі ланки модуля на початку і в кінці руху діє

раптово прикладене інерційне навантаження, що є небажаним. Тому з метою максимального зменшення стрибка пришвидшення в крайніх положеннях інших ланок механізму доцільно було б дослідити вплив зміни тиску в гідроциліндрі. Результати роботи можуть бути використані в до-

слідженнях руху ковшів екскаваторів з гідравлічним урухомником, в інших підйимально-навантажувальних і будівельно-дорожніх машинах, у виконавчих механізмах промислових роботів.

Бібліографічний список

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: учеб. для машиностроит. спец. вузов. 6-е изд., перераб. Москва: Высш. шк., 1985. 520 с.
2. Баловнев В. И., Зеленин А. Н., Керов И. П. Машины для земляных работ. Москва: Машиностроение, 1975. 422 с.
3. Деграве В. С. Особые положения плоских неассуровых структурных групп с внутренними входами. *Теория механизмов и машин*. 2006. Т. 4, № 2. URL: <http://tmm.spbstu.ru> (дата обращения: 15.09.2019).
4. Дроздова Л. Г., Курбатова О. А. Одноковшовые экскаваторы: конструкция, монтаж и ремонт: учеб. пособие. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2007. 235 с.
5. Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин. Москва: Наука, 1975. 384 с.
6. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: підручник. Київ: Наук. думка, 2002. 660 с.
7. Коловский М. З., Евграфов А. Н., Слоущ А. В., Семенов Ю. А. Теория механизмов и машин: учеб. для студентов учреждений высш. проф. образования. 4-е изд., испр. Москва: Академия, 2013. 560 с.
8. Кузьо І. В., Ванькович Т.-Н. М., Зінько Я. А. Теоретична механіка. Статика. Кінематика: посібник. Львів: Растр-7, 2010. 324 с.
9. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Моделювання оптимальних режимів підйому та опускання вантажу. *Машинобудування*. 2014. № 14. С. 15–23.
10. Ловейкін В. С., Голдун В. А., Ромасевич Ю. О. Экспериментальные исследования динамики подъема и опускания вантажу за оптимальными законами. *Підйомно-транспортна техніка*. 2016. № 1. С. 21–31. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pidtt_2016_1_5 (дата звернення: 14.09.2019).
11. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динамічна оптимізація механізму підйому вантажу мостових кранів: монографія. Київ: КОМПРИНТ, 2015. 197 с.
12. Мещеряков В. А. Адаптивное управление рабочими процессами землеройно-транспортных машин: дисс. ... д-ра техн. наук. Омск: СибАДИ, 2007. 304 с.
13. Павлов В. П. Методология автоматизированного проектирования рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов: дисс. ... д-ра техн. наук. Красноярск, 2011. 349 с.
14. Пасіка В. Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура I і II видів. *Наукові записки*. Львів: УАД, 2001. Вип. 3. С. 12–16.
15. Пасіка В. Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура III і V видів. *Поліграфія і видавнича справа*. 2001. № 37. С. 50–66.
16. Терентьева А. Д. Анализ точности перемещения рабочего органа одноковшового экскаватора. *Теория механизмов и машин*. 2016. Т. 14, № 4(32). URL: <http://tmm.spbstu.ru> (дата обращения: 15.09.2019).
17. Щербаков В. С. Научные основы повышения точности работ, выполняемых землеройно-транспортными машинами: дисс. ... д-ра техн. наук. Омск: СибАДИ, 2000. 416 с.
18. Щербаков В. С., Сухарев Р. Ю. Совершенствование системы управления рабочим органом цепного траншейного экскаватора: монография. Омск: СибАДИ, 2011. 152 с.

Стаття надійшла 01.10.2019