

ISSN 2312 – 6590

doi.org/10.32347/gbdmm2019.94

**Гірничі,
будівельні,
дорожні
та меліоративні
машини**

94

2019

**Всеукраїнський збірник
наукових праць**

**Mining, constructional,
road and melioration
machines**

**Allukrainian collection
of scientificworks**



Національна бібліотека України
імені В. І. Вернадського



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

ГІРНИЧІ, БУДІВЕЛЬНІ, ДОРОЖНІ ТА МЕЛІОРАТИВНІ МАШИНИ

Всеукраїнський збірник наукових праць

Видається в КНУБА з 1965 р. двічі на рік

Випуск 94

(Липень – Грудень, 2019)



Allukrainian collection
of scientific works
GBDMM
GBDMM

MINING, CONSTRUCTIONAL, ROAD AND MELIORATION MACHINES

Allukrainian collection of scientific works

Founded KNUCA in 1965

Number 94

(July – December 2019)

<http://gbdmm.knuba.edu.ua>
(<http://gbdmm.at.ua>)

Київ / Kyiv

Свідоцтво про державну реєстрацію: КВ № 15433-4005Р від 09.07.2009

Включено до Переліку наукових фахових видань України

відповідно до Наказу МОН України від 10.05.2017 р., № 693

Засновник: Київський національний університет будівництва і архітектури

Головний редактор *Михайло Сукач*, д.т.н., проф.
Заступник редактора *Микола Кузьмінець*, д.т.н., доц.

Проблематика

Моделювання робочих процесів машин
Гірничі та піднімально-транспортні машини
Будівельні машини і технологічне обладнання
Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт
Автоматизація і інформаційні технології

Редакційна колегія

Юрій Абрашкевич, д.т.н., проф.
(КНУБА, Київ)
Олександр Вольченко, д.т.н., проф.
(ІФНТУНГ, Івано-Франківськ)
Дмитро Гончаренко, д.т.н., проф.
(ХНУБА, Харків)
Володимир Гришин, д.т.н., проф.
(ОДАБА, Одеса)
Леонід Заміховський, д.т.н., проф.
(ІФНТУНГ, Івано-Франківськ)
Святослав Кравець, д.т.н., проф.
(НУВГП, Рівне)
В'ячеслав Ловейкін, д.т.н., проф.
(НУБіП, Київ)
Леонід Мазуренко, д.т.н., проф.
(КНУБА, Київ)
Володимир Лебедев, д.т.н., проф.
(ІЕЗ ім. Є.О.Патона, Київ)
Олександр Маслов, д.т.н., проф.
(КрНУ ім. М.Остроградського,
Кременчук)
Володимир Надутий, д.т.н., проф.
(ІГТМ ім. М.С.Полякова НАНУ,
Дніпро)
Іван Назаренко, д.т.н., проф.
(КНУБА, Київ)

Юрій Науменко, д.т.н., проф.
(НУВГП, Рівне)
Леонід Пелевін, к.т.н., проф.
(КНУБА, Київ)
Ігор Ребезнюк, д.т.н., проф.
(НЛТУУ, Львів)
Роман Рогатинський, д.т.н., проф.
(ТНТУ, Тернопіль)
Володимир Сівко, д.т.н., проф.
(НТУ, Київ)
Всеволод Франчук, д.т.н., проф.
(ДВНЗ НГУ, Дніпро)
Леонід Хмара, д.т.н., проф.
(ПДАБА, Дніпро)
Валерій Яковенко, д.т.н., проф.
(КНУБА, Київ)
Goran Bryntse, ass. prof.
(SERO, Borlange, Sweden)
Stanislav Fic, prof., dr hab
(Lublin University of Technology,
Poland)
Jerzy Grudzinski, dr hab (University
of Life Sciences in Lublin, Poland)
Eugeniusz Krasowski, prof., dr hab
(Polish Academy of Science in Lublin,
Poland)

Рекомендовано до друку

вченою радою Київського національного університету
будівництва і архітектури 20.12.2019 р., протокол № 7

Усі права застережені. Відповідальність за зміст та достовірність
наведених даних несуть автори публікацій



© КНУБА, 2019
© ГБДММ, 2019

Моделювання робочих процесів

- Євген Міщук, Іван Назаренко*
Дослідження динаміки вібраційної
щоккової дробарки двосторонньої дії.. 5
Михайло Сукач
Лабораторные исследования скобо-
видных пластинчатых рессор..... 16

Гірничі та піднімально-транспортні машини

- Дмитро Міщук, Євген Горбатюк,
Володимир Воляннюк*
Визначення геометричних парамет-
рів маніпулятора за характеристика-
ми робочого середовища..... 25

Будівельні машини і технологічне обладнання

- Микола Пристайло, Костянтин
Марчук*
Інноваційні шляхи вдосконалення бу-
дівельної техніки з огляду на потреби
сучасної будівельної індустрії 35

Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт

- Анатолій Фомін, Олександр
Гаркавенко, Олександр Костенюк,
Олександр Тетерятник*
Особливості руйнування робочих
середовищ при інформаційності і спі-
вентропійності робочих процесів бу-
дівельної техніки..... 42

Modeling workflows

- Yevhen Mischuk, Ivan Nazarenko*
Research of the dynamics of a vibra-
tory jaw crusher of bilateral action.... 5
Mykhailo Sukach
Laboratory research of staple leaf
springs..... 16

Mining and lifting transport machines

- Dmitry Mishchuk, Eugene
Gorbatyuk, Vladimir Volianiuk*
Determination of geometric parame-
ters of a manipulator using by char-
acteristics the working environment.. 25

Construction machines and technical equipment

- Mykola Pristailo, Konstantin
Marchuk*
Innovative ways to improve con-
struction equipment given the needs
of the modern construction industry.. 35

Machines for earthworks, road and forestry work

- Anatoly Fomin, Oleksandr
Garkavenko, Oleksandr Kostenyuk,
Oleksandr Teteriatnyk*
Features of destruction of work envi-
ronments at information and co-
entropy of work processes of con-
struction equipment..... 42

Автоматизація і інформаційні технології	
<i>Сітлана Комоцька, Максим Бігун</i>	
Випробування пневмоциліндрів з використанням реле часу.....	51

Automation and information technology	
<i>Sitlana Komotska, Maksym Bigun</i>	
Testing of pneumatic cylinders with the use of time relays.....	51

УДК 621.926.22

Дослідження динаміки вібраційної шокової дробарки двосторонньої дії

Євген Міщук¹, Іван Назаренко²

Київський національний університет будівництва і архітектури,
03037, Повітрофлотський просп., 31, Київ, Україна,
¹j mishchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-7850-0975>
²ii_nazar@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1888-3687>

Received: 10.03.2019; Accepted: 20.10.2019
<https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0101>

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Анотація. Внаслідок постійного розвитку будівельної галузі виникає питання про створення нових або модернізації старих зразків техніки. Застосування ударного характеру дії дробильних щік на матеріал є найбільш перспективним напрямком розвитку дробильних машин. Метою дослідження робочого процесу моделі вібраційного шокової дробарки для створення нової енергоефективної конструкції. В роботі представлено результати теоретичних та експериментальних досліджень робочого процесу резонансної вібраційної шокової дробарки. Створена фізична модель дробарки на основі якої складені рівняння руху, що включають три основні умови ефективної роботи. Побудовано амплітудно-частотні характеристики та визначені раціональні значення основних динамічних параметрів. Наведено натурна модель дослідної вібраційної шокової дробарки та експериментальні дані робочого процесу. Дано рекомендації по вибору ефективних частотних режимів.

В результаті дослідження були визначені прикладні рівняння, які дозволяють описати динаміку вібраційної шокової дробарки. Знання раціональних значень основних параметрів механічного режиму досліджуваної коливальної щелепно-ї дробарки дає змогу визначити подальші оптимальні значення витрат електроенергії та продуктивності при дробленні матеріалів різної міцності.

Ключові слова: вібраційна шокова дробарка; резонанс; амплітуда; коефіцієнт пружності; степінь дроблення; енергоефективність, частота коливань, динаміка.

Основною складовою в промисловому та цивільному будівництві є бетонна суміш, де в свою чергу основним наповнювачем є щебінь. Щебінь отримують з природного каменю шляхом відділення масивних глиб від масиву, та при подальшому подрібненні та сортуванню на окремі фракції здрібнених частин масиву. До щебеню сьогодні висувають такі основні будівельні вимоги: потрібний гранулометричний склад, форма зерен, механічна міцність, адгезія [1]. Ці вимоги забезпечуються дробильно-сортувальними машинами, через які щорічно проходить велика кількість гірської маси, а також будівельні відходи, які потребують вторинної переробки або утилізації. Для забезпечення виконання цих вимог, а також з метою підтримання сталої ефективної роботи машин, щорічно витрачається близько 20% електроенергії, 2,5 % металу, від загального виробництва, а також більше 50 % експлуатаційних витрат, від їх загального обсягу в кар'єрах та на будівельних майданчиках, складають витрати на дробильно-сортувальну техніку [2]. Різні за властивостями матеріали та широкий спектр вимог в залежності від потреб сучасного будівництва, потребують раціонального підходу до процесу подрібнення, оптимізації та інтенсифікації процесу на кожній стадії. Тому актуальною є задача підвищення ефективності обладнання та зменшення енергоємності.

Основними машинами на першій стадії крупного і середнього дроблення є шокові

та конусні дробарки, які працюють за принципом періодичного навантаження матеріалу рухомими робочими органами. Дані машини характеризуються збільшеною енергоємністю робочого процесу та металоємністю обладнання.

Тому створення нового селективного, менш енергоємного методу руйнування, дослідження параметрів технологічного процесу, з урахуванням контактної взаємодії робочого органу і матеріалу, що подрібнюється, і створення на цій основі шоккової дробарки з активним приводом є актуальною задачею.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Розробка науково-обґрунтованих методів розрахунку основних параметрів дробарок з урахуванням напружено-деформованого стану оброблюваних матеріалів.

ВИКЛАД МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

При аналізі роботи вібраційної машини потрібно враховувати багато параметрів, такі як розміри окремих елементів конструкції, їх геометричну форму, величину сил тяжіння і положення. Для того щоб полегшити процес моделювання потрібно розглянути математичну модель.

При складанні рівнянь руху вібросистем використовуються в основному три методи: метод рівноваги сил, принцип можливих переміщень, варіаційний принцип Гамільтона [7], [8]. Нашій системі краще підходить варіаційний принцип Гамільтона. Цей принцип реалізується шляхом використання рівняння Лагранжа II роду.

Досліджувана шоква дробарка виконана у вигляді тримасової резонансної системи (Рис. 1). Вібробудувач 1 з опорною плитою є першою або активною масою, рухомий корпус 3 – другою масою, середня плита з внутрішніми бронеми 5 – третя маса. Кожна маса здійснює горизонтальні коливання вздовж осі x за узагальненими координатами відповідно x_1, x_2 та x_3 , і має

свій інерційний параметр m_1, m_2 та m_3 .

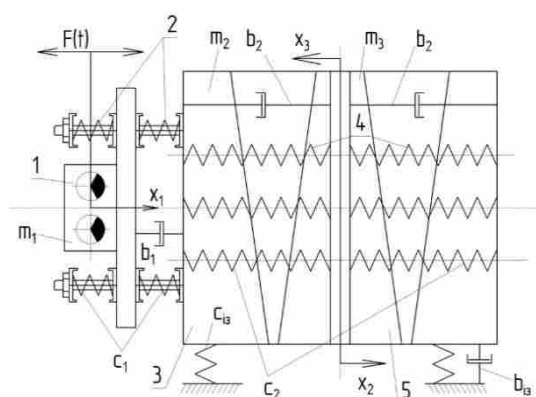


Рис. 1. Розрахункова модель тримасової вібраційної дробарки

Fig. 1. Computational model of the three-mass of a vibratory jaw crusher

Налаштування дробарки відбувається так, що під час роботи перша і третя маси коливаються у фазі, а друга – в протифазі. Всі маси дробарки попарно з'єднані між собою пружними системами 2 і 5 (Рис. 1) із жорсткостями c_1 та c_2 . Вібраційна машина ізольована від фундаменту за допомогою віброізоляторів із жорсткістю $c_{оп}$. Для спрощення розрахунків силами опору нехтуємо [6].

Тоді система диференціальних рівнянь руху для дослідної вібраційної шоккової дробарки з урахуванням граничних умов матиме вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + 2x_1 c_1 - x_2 c_1 = F_0 \sin \alpha t; \\ (m_2 + km_m) \ddot{x}_2 + x_2 c_1 - x_1 c_1 + \\ + 2c_2 x_2 - 2c_2 x_3 + x_2 c_{оп} = 0; \\ (m_2 + km_m) \ddot{x}_2 + 2c_2 x_3 - 2c_2 x_2 = 0; \\ F_{оп} \leq c_2 x_n; \\ x_1 > 0; x_3 > 0; x_2 < 0; \\ x_2 + x_3 = \xi * D_{max}, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1, m_2, m_3 – перша, друга та третя маси дробарки, кг; c_1, c_2 – жорсткість пружин, що з'єднують між собою маси дробарки; x_1, x_2 та x_3 – відповідні переміщення мас дробарки, мм; $c_{оп}$ – жорсткість зв'язків системи, яка з'єднує машину з фундаментом; $F_{др}$ – сила дроблення, Н; ξ – відносний стиск

матеріалу; $D_{\max}$ – максимальний розмір дробленого матеріалу, мм.

Великий вплив на продуктивність дробарки має шлях, який встигає пройти матеріал за час відходу дробильних щік. При цьому кутова швидкість обертання дебалансного вала віброзбуджувача є обернено пропорційною до шляху матеріалу.

При умові, що дробильні щіки здійснюють зворотно – поступальний рух в горизонтальній площині, матеріал буде випадати з камери подрібнення завдяки силам тяжіння. На відміну від ексцентрикових дробарок у вібраційних дробарках потрібно враховувати вертикальні переміщення дробарки відносно випадаючого матеріалу. В такому випадку шлях, який пройде матеріал буде визначатись наступною залежністю [3], [4]:

$$l_1 = \frac{gt^2}{2} + \frac{F}{m_{\text{дроб}}\omega^2}, \quad (2)$$

де $t_{\text{вип}}$ – час за який матеріал проходить відстань h , або час відходу дробильних щік, с; $m_{\text{др}}$ – маса коливальних частин машини (маса дробарки).

Розглянемо детально процес переміщення матеріалу в камері дроблення дробарки.

При умові вільного скочування матеріалу по похилій поверхні рівняння для прискорення записується так:

$$a = g(\sin[\alpha] - \mu_T \cos[\alpha]), \quad (3)$$

де μ_T – коефіцієнт тертя.

Тоді шлях який проходить частинка за період відходу дробильної щіки:

$$l_1 = \frac{g(\sin[\alpha] - \mu_T \cos[\alpha])}{4f} + \frac{F}{m_{\text{дроб}}\omega^2}. \quad (4)$$

При відомій загальній довжині дробильної плити, знаходимо кількість циклів прикладання навантаження до матеріалу за час перебування його в камері дроблення $(h/l) = n_{y0}$, $(h/l_1) = n_{y0}$. Ґрунтуючись на зазначених вище залежностях можна розрахувати необхідне число циклів прикладання навантаження для руйнування матеріалу.

Дане число циклів розраховується за формулою [9]:

$$n'_{y0} = (\delta_p / \delta_e), \quad (5)$$

де δ_p – глибина входження дробильної плити в тіло дробленого матеріалу, при якій матеріал руйнується, м; δ_e – глибина входження дробильної плити в тіло матеріалу при заданій енергії одиничного удару. При цьому параметр δ_p повинен відповідати наступній умові – $\delta_p \geq \xi$.

Значення δ_e знаходиться із залежності [9]:

$$\delta_e = (2E_{y0}v)/(c_{xв}k_{\delta}S_{\kappa}), \quad (6)$$

де $E_{y0} = \frac{mv^2}{2}$ – енергія удару, Дж; v – швидкість прикладання навантаження до матеріалу, м/с; $c_{xв}$ – швидкість розповсюдження хвилі м/с; k_{δ} – коефіцієнт динамічності; S_{κ} – площа контакту, м².

Енергія, що споживається електродвигуном витрачається на здійснення роботи дроблення матеріалу, на потенціальну енергію деформації пружної системи, на подолання сил тертя, на теплові втрати, на деформацію деталей дробарки та інші втрати.

Динамічний опір матеріалу визначаємо із залежності [9]:

$$k_{\delta} = \rho v + \varepsilon_{\delta}\sigma_{\delta}, \quad (7)$$

де ρ – густина матеріалу, кг/м³; σ_{δ} – напруження при динамічному руйнуванні, $\sigma_{\delta} = (1,36 \div 1,6)\sigma_{\text{ст}}$; ε_{δ} – деформація при динамічному навантаженні, $\varepsilon_{\delta} \approx (\sigma_{\delta} / E_{\delta})(1 - 2\nu^2 / (1 - \nu))$. Швидкість розповсюдження хвилі [9]:

$$c_{xв} = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1-\nu-2\nu^2)}}. \quad (8)$$

Найбільше енерговитрати при роботі дробарки розтрачуються на дроблення ма-

теріалу, кінетичну енергію дробильних плит та потенціальну енергію деформації пружин. Отже, загальна енергія, яка витрачається дробаркою на процес дроблення матеріалу буде мати наступний вигляд:

$$E_{\text{заг}} = T + \Pi, \quad (9)$$

де T – кінетична енергія руху мас дробарки; Π – потенціальна енергія деформації пружин.

Потрібну потужність двигуна визначаємо за формулою [6], [10], кВт:

$$N = (E_{\text{заг}} n) / (102 \times 60 \times \eta), \quad (10)$$

де η – ККД дробарки ($\eta = 0,8 \dots 0,85$); n – кількість обертів дебалансів, об/хв.

Дослідження впливу пружності на амплітуду. Пружність коливальної системи залежить від двох основних параметрів маси і частоти коливань. Маніпулюючи цими параметрами можна підібрати раціональне значення пружності для відповідних умов роботи.

Залежність для визначення жорсткості системи матиме вигляд [11], [12]:

$$c_{ij} = (\omega_0 n)^2 \frac{m_i m_j}{m_i + m_j}, \quad (11)$$

де ω – власна кутова частота коливань (резонансна частота); n – коефіцієнт регулювання жорсткості по частоті.

На основі рівняння (11) отримуємо графіки залежності амплітуди від коефіцієнта n (Рис. 2), для відповідних частотних режимів.

З графіків на Рис. 2 можна зробити висновок, що раціональне значення коефіцієнта n знаходиться в межах $0,6 \leq n \leq 1$. При збільшенні значення коефіцієнту ($1 \leq n < 2,5$) ефективний діапазон роботи дробарки звужується та зміщується в сторону високих частот.

Дослідження впливу маси на амплітуду. Раціонально підібрані співвідношення коливальних мас забезпечують потрібний режим роботи дробарки (синфазний, протифазний) та забезпечують потрібні амплітуди коливань цих мас [10].

В досліджуваній дробильній установці безпосередньо з матеріалом взаємодіють маси 2 та 3, їх амплітуди повинні бути задані в строго визначених межах, з метою забезпечення дроблення матеріалу. Також зміною першої маси можна підсилювати або навпаки знижувати амплітуди коливання 2 та 3 маси.

Для введення в залежності рівнянь руху коефіцієнта співвідношення мас скористаємося наступними логічними перетвореннями [5]:

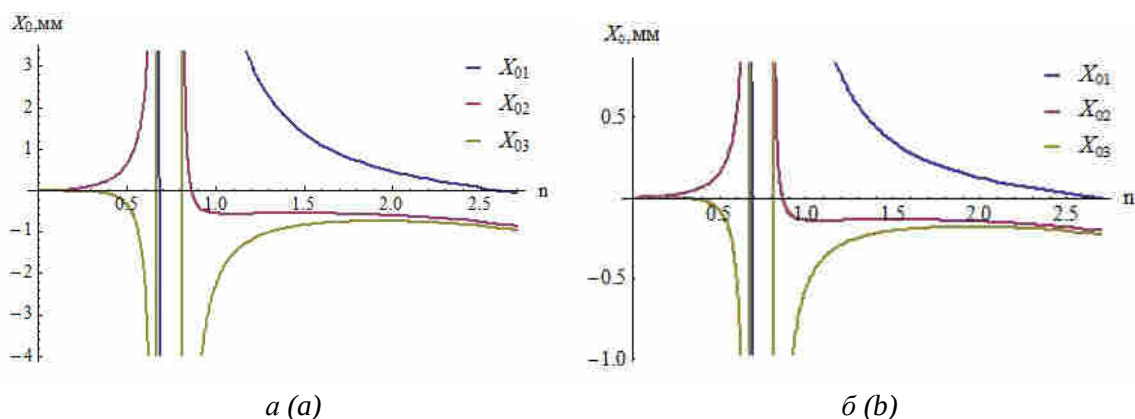


Рис. 2. Графік залежності амплітуди від коефіцієнта n , при: а) $\omega_0 = 157$ рад/с; б) $\omega_0 = 314$ рад/с

Fig. 2. Diagram of amplitude dependence on coefficient n at а) $\omega_0 = 157$ rad/s; б) $\omega_0 = 314$ rad/s

$$N_{ij} = m_i + m_j; k_{ij} = m_i / m_j. \quad (12)$$

Тоді

$$m_i = (N_{ij} k_{ij}) / (1 + k_{ij}); m_j = N_{ij} / (1 + k_{ij}). \quad (13)$$

Слід зазначити, що сумарне значенням цих мас N_c визначає в яких межах будуть змінюватись дані маси.

На основі вище викладеного матеріалу були побудовані графіки залежності амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас при різних частотних діапазонах Рис. 3 та Рис. 4. Аналізуючи графіки можна зазначити наступне. Ефективне значення коефіцієнта k_{23} для резонансних кутових частот $\omega_0 = 75,36$ рад/с, $\omega_0 = 104,667$ рад/с, $\omega_0 = 157$ рад/с знаходиться в межах $0 < k_{23} \leq 2,5$, для $\omega_0 = 314$ рад/с – $1,5 < k_{23} \leq 2,45$. При резонансній частоті $\omega_0 = 157$ рад/с, максимальній амплітуді третьої маси відповідає значення коефіцієнта k_{23} в околі точки $k_{23} = 1$, а максимальним значенням першої та другої маси відповідає значення коефіцієнта k_{23} в околі точки $k_{23} = 0,75$.

З графіків (Рис. 4) зроблено наступні висновки. Найбільші значення амплітуди третьої маси для відповідних резонансних частот знаходяться в околі наступних точок $\omega_0 = 75,36$ рад/с – $0,1 < k_{21} \leq 4$; $\omega_0 = 104,667$ рад/с – $0 < k_{21} \leq 4$; $\omega_0 = 157$ рад/с $0,5 < k_{21} \leq 4$; $\omega_0 = 314$ рад/с – $2,5 < k_{21} \leq 4,5$.

Побудова амплітудно-частотних характеристик роботи вібраційної шоквої дробарки. Знаючи раціональні параметри рівнянь руху було побудовано графіки залежності амплітуди переміщення дробильних плит від частоти зміни збурювального зусилля (Рис. 5). Аналізуючи графіки було зроблено такі висновки:

1. Ефективний режим роботи дробарки реалізується в зоні другого резонансу та в діапазоні між другим та третім резонансом;
2. Рекомендованими частотними діапазонами є: $\omega_0 = 104,667$ рад/с – 97 рад/с $< \omega < 121$ рад/с, 129 рад/с $< \omega < 200$ рад/с; $\omega_0 = 157$ рад/с – 147 рад/с $< \omega < 175$ рад/с, 186 рад/с $< \omega < 234$ рад/с.
3. Найбільших переміщень друга та третя маси набувають в діапазоні $104,667$ рад/с $< \omega < 157$ рад/с.

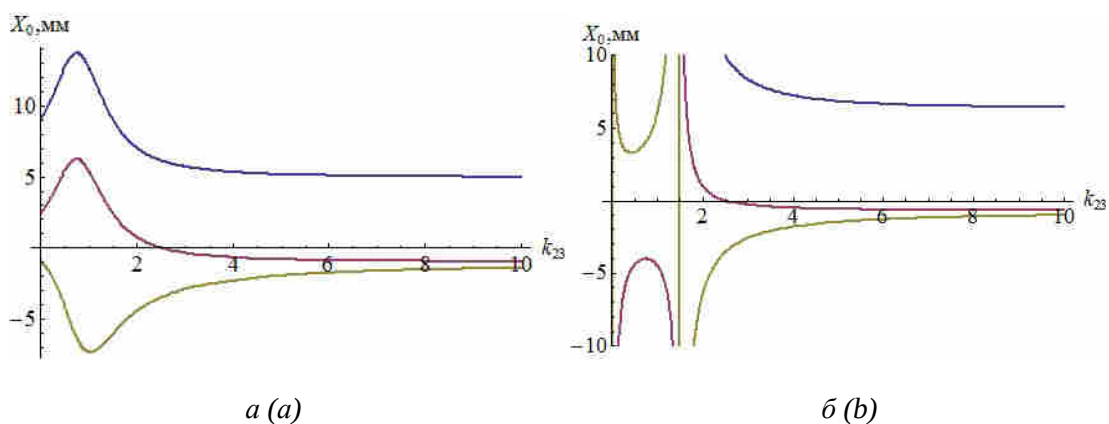


Рис. 3. Графіки залежності амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас k_{23} , при:

а) $\omega_0 = 157$ рад/с; б) $\omega_0 = 314$ рад/с

Fig. 3. Diagram of amplitude dependence on coefficient of the mass ratio k_{23} at

а) $\omega_0 = 157$ rad/s; б) $\omega_0 = 314$ rad/s

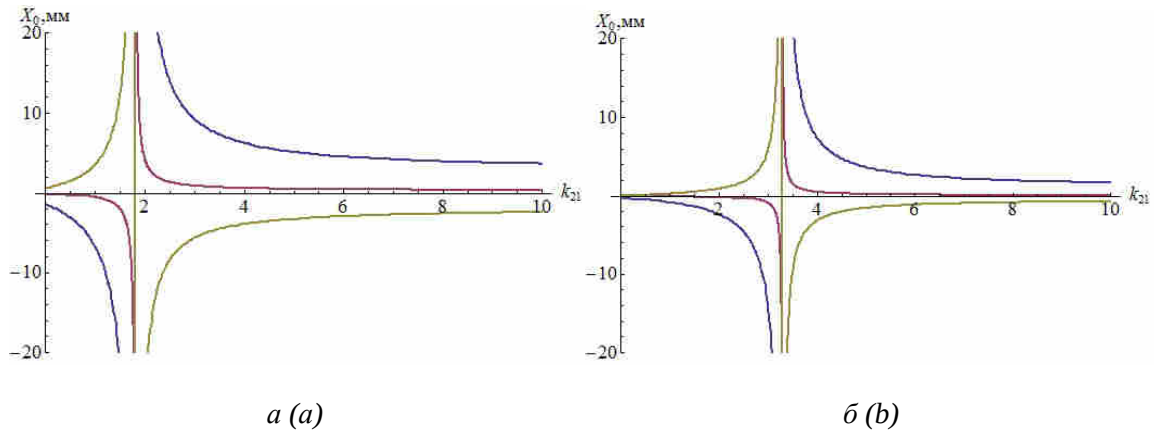


Рис. 4. Графіки залежностей зміни амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас k_{21} , при:
а) $\omega_0 = 157$ рад/с; б) $\omega_0 = 314$ рад/с

Fig. 4. Diagram of amplitude dependence on coefficient of the mass ratio k_{21} at
а) $\omega_0 = 157$ rad/s; б) $\omega_0 = 314$ rad/s

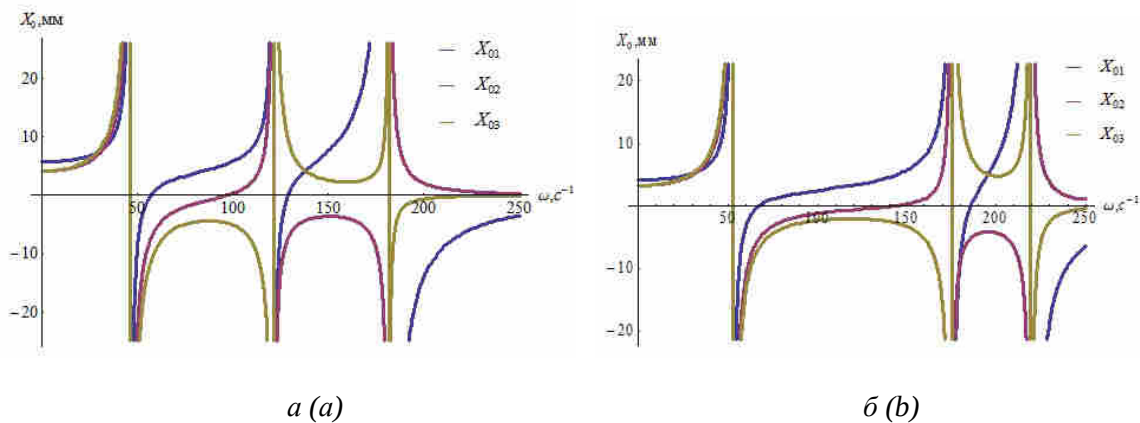


Рис. 5. Амплітудно-частотна характеристика вібраційної щоквої дробарки
а) $\omega_0 = 104,667$ рад/с; б) $\omega_0 = 157$ рад/с

Fig. 5. Amplitude-Frequency response of the Vibrating Jaw Crusher
а) $\omega_0 = 104,667$ rad/s; б) $\omega_0 = 157$ rad/s

4. Для забезпечення роботи дробарки при значеннях жорсткостей системи, які були розраховані за резонансних частотах власних коливань $\omega_0 = 104,667$ рад/с та $\omega_0 = 157$ рад/с, в діапазонах нижчих частот ω потрібно підвищувати маси коливальних частин машини.

5. При підвищенні розрахункового значення власної резонансної частоти колових коливань ω_0 діапазон ефективної роботи тримасової вібраційної щоквої дробарки

зміщується у бік збільшення вимушеної частоти коливань.

Експериментальні дослідження режимів роботи та параметрів тримасової вібраційної щоквої дробарки. Експериментальні дослідження проводились на фізичній моделі тримасової вібраційної щоквої дробарки, для якої були визначені коефіцієнти пропорційності з реальною дробаркою.

З врахуванням коефіцієнтів подібності та ґрунтуючись на поставлених задачах дослідження

лідження була розроблена фізична модель тримасової вібраційної шокової дробарки, яка дозволяє проводити експериментальні дослідження (Рис. 6, а).

ворювачем 13 (DELTA-EL) через автоматичні вимикачі 14 номіналом 6А. Зі свого боку частотний перетворювач 13 з'єднується з однофазною мережею жив-

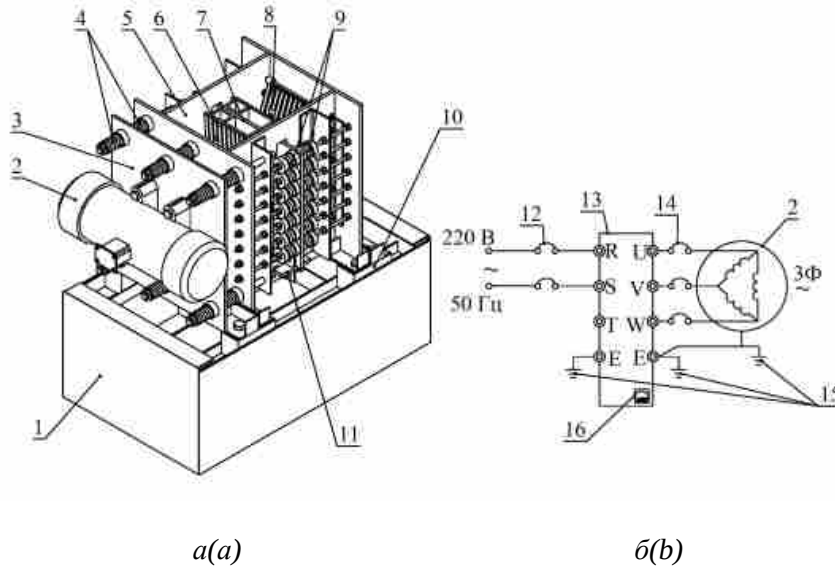


Рис. 6. Схема фізичної моделі тримасової вібраційної шокової дробарки:
а) 3D модель тримасової вібраційної дробарки; б) блок керування

Fig. 6. Schematic diagram of a physical model of a three-mass vibrating jaw crusher
а) 3D model of a three-mass vibrating crusher; б) control unit

Тримасова вібраційна шокова дробарка (Рис.6, а) складається з трьох мас, які попарно з'єднані пружними елементами 4 і 9. Перша маса дробарки включає в себе рухоми плиту 3 до якої жорстко прикріплений вібратор 2 (ІВ-104Б6).

Друга маса включає збірну раму 5 до якої жорстко або шарнірно кріпляться нерухомі дробильні плити 8. Рама 5 дробарки опирається на станину 1 через гумові пружні елементи 10. Третя маса (ударник) включає в себе рухоми плиту 7 до якої з обох боків жорстко кріпляться дробильні плити 6. Монтується третя маса в середині рами дробарки і опирається на спеціальні роликові опори 11.

Підключення вібратора 2 в мережу живлення зображено на Рис. 6, б. Контакти вібратора 2 з'єднуються за схемою трикутник внаслідок чого на кожній фазі виникає різниця потенціалів в 220В. Далі контакти вібратора з'єднуються з частотним перет-

лення (220В, 50 Гц), через автоматичні вимикачі 12 номіналом 16А. Частотний перетворювач має ethernet роз'єм 16, за допомогою якого він підключається до ПК. Вібратор 2 і частотний перетворювач 13 мають заземлення 15.

На основі схеми фізичної моделі (Рис. 6), було розроблено експериментальну установку (Рис. 7).

Вимірювання переміщень конструктивних елементів дробарки здійснювалось за допомогою пластин з наклеєними тензорезисторами. Для вимірювання динамічних навантажень, які виникають в матеріалі при його дробленні був створений датчик тиску, який є клином. Всі аналогові сигнали надходять на плату підсилення.

Після підсилення аналоговий сигнал надходить до системи збору даних (m-Daq14), де перетворюється в цифровий сигнал і передається на ПК.



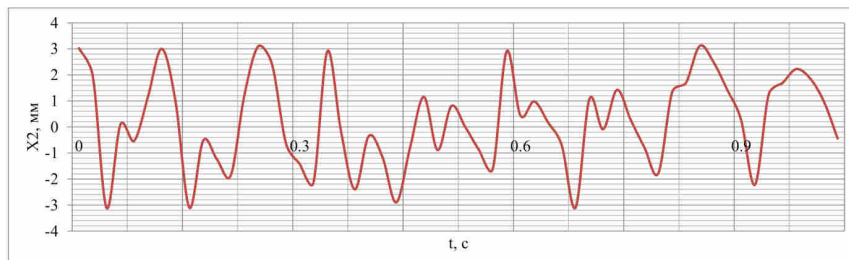
Рис. 7. Експериментальна установка вібраційної шоквої дробарки

Fig. 7. Experimental Construction of Vibrating Jaw Crusher

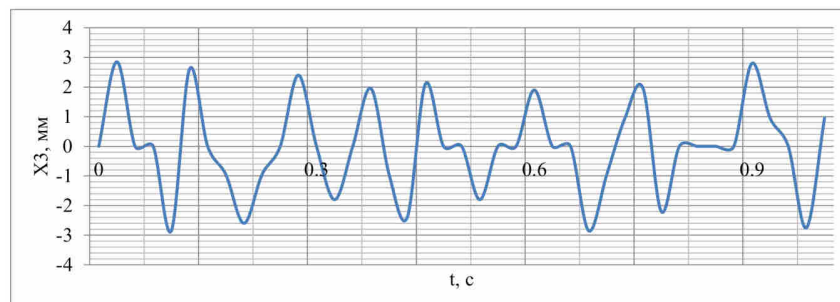
Віброграми коливання третьої маси дробарки за умови наявності матеріалу в камері дроблення зображені на Рис. 8 та Рис.9. Для дроблення використовувався матеріал середньої та низької міцності.

Проаналізувавши отримані графіки можна зазначити, що в частотному діапазоні $14,5 \text{ Гц} < f < 26 \text{ Гц}$ відбувається ефективно дроблення матеріалу. Ефективність дроблення дещо знижується при роботі дробарки в околі частоти 22 Гц . Це можна пояснити зниженням амплітуди коливання другої та третьої мас та зниженням вертикальних коливань корпусу дробарки, що збільшує час перебування матеріалу в камері дроблення. При частоті в околі точки $f=15 \text{ Гц}$ на розгорнутій віброграмі коливань мас спостерігається підвищення власних коливань дробарки на які накладаються високочастотні вимушені коливання, це також спостерігається візуально.

При дослідженні впливу пружності пружних систем c_1 та c_2 дробарки на процес дроблення були встановлені наступні особливості. При умові збільшення пружності системи c_2 ефективний діапазон роботи дробарки зміщується в сторону збільшення кутової частоти. Даний ефект можна помітити при аналізі експериментальних даних, де амплітуди при роботі дробарки на біль-



a(a)



b(b)

Рис. 8. Віброграми коливань мас дробарки ($\omega= 104,667 \text{ рад/с}$, $F=4111\text{Н}$, $c_2=219052 \text{ Н/м}$):
а) друга маса; б) третя маса

Fig. 8. Oscillation diagram of crusher mass ($\omega= 104,667 \text{ рад/с}$, $F=4111\text{Н}$, $c_2=219052 \text{ Н/м}$):
а) second mass; б) third mass

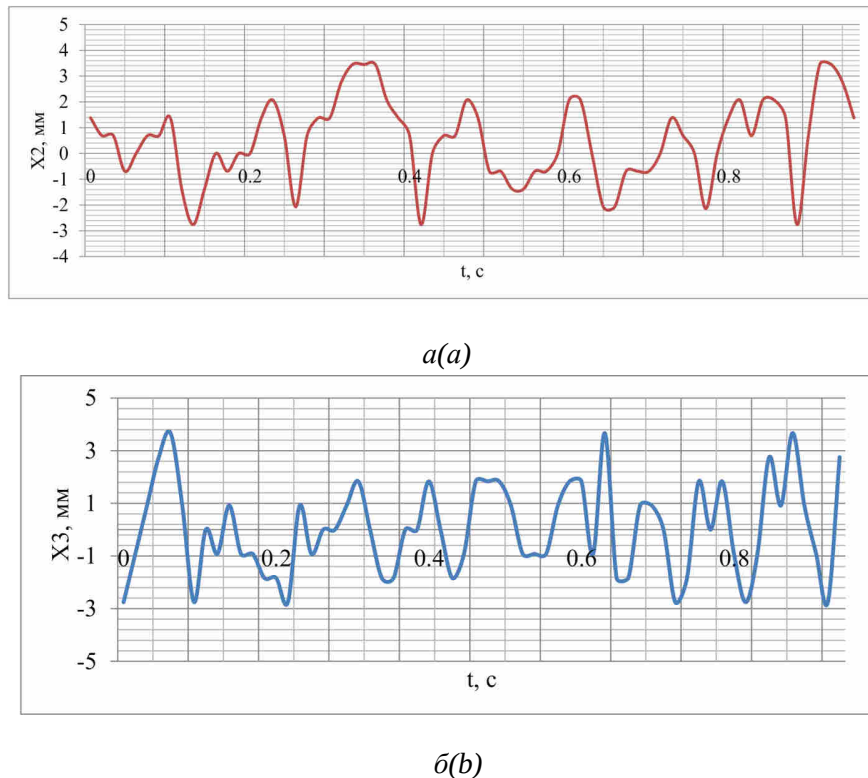


Рис. 9. Віброграми коливань мас дробарки ($\omega = 104,667$ рад/с, $F = 4111$ Н, $c_2 = 234438$ Н/м):
а) друга маса; б) третя маса

Fig. 9. Oscillation diagram of crusher mass ($\omega = 104,667$ рад/с, $F = 4111$ Н, $c_2 = 234438$ Н/м):
а) second mass; б) third mass

ших пружностях є також більшими. Це пояснюється зміщенням точки резонансу в сторону збільшення кутової частоти коливань дробарки. Дану властивість можна використати при створенні системи керування дробаркою. При занадто низьких пружностях погіршується ефективність передачі енергії від вібратора до третьої маси, про що свідчать експериментальні дані. За умови занадто великого збільшення пружності c_1 тримасова система перетворюється на двомасову. За умов занадто великого зменшення пружності система виходить із стану зрівноваженості, що має негативний вплив на процес дроблення.

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтована розрахункова модель тримасової вібраційної шоккової дробарки; складені та розв'язані рівняння руху вібраційної дробарки, в яких на відміну від традиційних підходів матеріал враховується у

вигляді приєднаної маси, яка характеризує інерційний опір.

2. Отримані аналітичні залежності руху вібраційної дробарки дозволили визначити основні параметри механічного режиму при різних частотних режимах роботи та встановити основні закономірності руху вібраційної дробарки.

3. Розроблена фізична модель та створена експериментальна установка, що сконструйована за тримасовою схемою, реалізує вібраційний режим дроблення; розраховані коефіцієнти подібності та встановлені основні параметри натурної тримасової вібраційної дробарки.

4. Порівняння теоретичних та експериментальних даних свідчить про відхилення значень амплітуд коливань мас в межах 15...16 %, відхилення значень зусиль, що прикладаються до матеріалу подрібнення знаходяться в межах 6...7%.

5. На основі отриманих даних розроблено методику інженерних розрахунків

основних параметрів механічного режиму тримасової вібраційної щоккової дробарки та запропоновано рекомендації щодо методів керування робочим процесом.

ЛІТЕРАТУРА

1. Баладінський В. Л., Абрашкевич Ю. Д. Теорія руйнування робочих середовищ / В. Л. Баладінський, Ю. Д. Абрашкевич // Підручник. – Київ – КНУБА, 2000 р.
2. Блехман И. И. Вибрационная механика /И. И. Блехман// - М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
3. Блохин В. С., Большаков В. С., Малич Н. Г. Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: пособие. ч.I / В. С. Блохин, В. И. Большаков, Н. Г. Малич. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2006. – 404 с.
4. Вайсберг Л. А., Зарогатский Л. П., Туркин В. Я. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Л. А. Вайсберг, Л. П. Зарогатский, В. Я. Туркин. – СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. – 306 с.
5. Дєдов О. П. Створення резонансної гідравлічної вібро-трамбівки для ущільнення ґрунтів: Дис. канд.тех.наук. / Дєдов О. П. – Київ, 2009.
6. Назаренко І. І. Дослідження процесу руйнування в камері подрібнення вібраційної щоккової дробарки / І. І. Назаренко, Є. О. Міщук//Всеукраїнський збірник наукових праць «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини». – 2014. - №84. – С. 55-63.
7. Міщук Є. О. Теоретичні дослідження робочого процесу вібраційної щоккової дробарки / Є. О. Міщук // Збірник наукових праць. Серія галузеве машинобудування, будівництво. – 2014. - №3 (42). – С. 72-80.
8. Назаренко І. І., Міщук Є. О. Дослідження динамічних параметрів вібраційної щоккової дробарки. / І. І. Назаренко, Є. О. Міщук // Науково-технічний журнал «Теорія і практика будівництва». – 2013. – №12. – С. 36-41.
9. Назаренко І. І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-е видання) / І. І. Назаренко. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440 с.
10. Ревнивцев В. И., Гапонюк Г. В., Завгородний Л. П. Селективное разрушение минералов / В. И. Ревнивцев, Г. В. Гапонюк, Л. П. Завгородний и др.// - М.: Недра, 1988. – 286 с.
11. Ревнивцев В. И., Денисов Г. А., Зарогатский Л. П., Туркин В. Я. Вибрационная дезинтеграция твердых материалов. / В. И. Ревнивцев, Г. А. Денисов, Л. П. Зарогатский, В. Я. Туркин// М.: Недра. 1992.
12. Туркин В. Я., Тягушев М. Ю., Саблин Р. А. Основные направления совершенствования вибрационных щековых дробилок / В. Я. Туркин, М. Ю. Тягушев, Р. А. Саблин // Записки горного института. 2007. – т. 170 (1). – С. 77-79.

REFERENCES

1. Baladins'kyj V. L., Abrashkevych Ju. D. (2000). Teorija ruihnuvannja robochych seredovyshh [Theory of destruction of working environments]. Textbook, KNUCA. - (in Ukrainian).
2. Blehman I. I. (1994). Vibracionnaja mehanika [Vibrational mechanics]. Fizmatlit [physical and mathematical literature], 400. – (in Russian).
3. Blohin V. S., Bol'shakov V. S., Malich N. G. (2006). Osnovnye parametry tehnologicheskikh mashin. Mashiny dlja dezintegracii tverdyh materialov: posobie. ch.I [The main parameters of technological machines. Machines for the disintegration of solid materials: manual, part I.]. IMA-press publ., 404. – (in Ukrainian).
4. Vajsberg L. A., Zarogatskij L. P., Turkin V. Ja. (2004). Vibracionnye drobilki. Osnovy rascheta, proektirovaniya i tehnologicheskogo primenenija [Vibratory crushers. Fundamentals of calculation, design and technological application]. Izdatel'stvo VSEGEI [VSEGEI Publishing House], 306. - (in Russian).
5. Djedov O. P. (2009). Stvorennja rezonansnoi' gidravlichnoi' vibro-trambivky dlja ushil'nennja gruntiv: Dysertacija kandydata tehnicnyh nauk [Creation of resonant hydraulic vibration rammers for soil compaction: The dissertation of the candidate of technical sciences]. KNUCA. - (in Ukrainian).
6. Nazarenko I. I., Mishchuk Y. A. (2014). Doslidzhennja procesu rujnuvannja v kameri podribnennja vibracijnoi' shhokovoï drobariki [Investigation of the process of destruction in the crushing chamber of a vibrating jaw crusher]. Mining, construction, road and melioration machines, No.84, 55–63. – (in Ukrainian).
7. Mishhuk Je. O. (2014). Teoretychni doslidzhennja robochogo procesu vibracijnoi' shhokovoï drobariky [Theoretical studies of the working process of a vibrating crusher] Zbirnyk

- naukovykh prac'. Serija galuzeve mashynobuduvannja, budivnytctv [Collection of scientific works. Series industry engineering, construction.], Vol. 3 (42), 72-80. – *(in Ukrainian)*.
8. **Nazarenko I. I., Mishhuk Je. O.** (2013). Doslidzhennja dynamichnykh parametriv vibracijnoi' shhokovoi' drobarky [Investigation of dynamic parameters of vibrating jaw crusher.]. Naukovo-tehnichnyj zhurnal «Teorija i praktyka budivnytctva» [Scientific and Technical Journal "Theory and Practice of Construction".], Vol. 12. 36-41. – *(in Ukrainian)*.
 9. **Nazarenko I. I.** (2010). Prykladni zadachi teorii' vibracijnykh system. Navchal'nyj posibnyk (2-e vydannja) [Applied problems of the theory of vibration systems. Tutorial (2nd edition)] Vydavnychyj Dim «Slovo» [Publishing House "Word"], 440. – *(in Ukrainian)*.
 10. **Revnyvcev V. Y., Gaponjuk G. V., Zavgorodnyj L. P.** (1988). Selektivnoe razrushenie mineralov [Selective Destruction of Minerals]. Nedra [Bosom], 286. – *(in Russian)*.
 11. **Revnivcev V. I., Denisov G. A., Zarogatskij L. P., Turkin V. Ja.** (1992). Vibracionnaja dezintegracija tverdykh materialov [Vibration disintegration of solid materials]. Nedra Publ. – *(in Russian)*.
 12. **Turkin V. Ja., Tjagushhev M. Ju., Sablin R. A.** (2007). Osnovnye napravlenija sovershenstvovanija vibracionnykh shhekovykh drobilok [The main directions for improving vibratory jaw crushers]. Zapiski gornogo instituta [Notes of the Mining Institute], Vol. 170 (1). 77-79. – *(in Russian)*.

Research of the dynamics of a vibratory jaw crusher of bilateral action

Yevhen Mischuk¹, Ivan Nazarenko²

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. Problem. As a result of continuous development of the construction industry there is a question of creating new or upgrading old equipment models. Application of impact nature of crushing jaws on material is the most available direction for the development of crushing machines. Purpose. Study of the working process of a model of a vibrating crusher to create a new energy efficient design. Method / methodology. This paper presents the results of theoretical and experimental studies of the working process of the resonant vibratory jaw crusher. The physical model of the crusher was created, on the basis of which the equations of motion were compiled, including three basic conditions of effective work. Amplitude-frequency characteristics are constructed and rational values of the main dynamic parameters are defined. The full-scale model of the research vibratory jaw crusher and experimental data of the working process are given. The recommendations on the choice of effective frequency modes are given. Originality / cost. As a result of the study, practical equations have been defined that allow us to describe the dynamics of the vibratory jaw crusher. Further development. The knowledge of rational values of the main parameters of the mechanical mode of the investigated vibratory jaw crusher makes it possible to define further optimum values of expenses of the electric power and productivity at crushing of materials of various durability.

Keywords: vibratory jaw crusher; resonance; amplitude; coefficient of elasticity; crushing degree; energy efficiency, vibration frequency, dynamics.

УДК 624.132.1

Лабораторные исследования скобовидных пластинчатых рессор

Михайло Сукач

Киевский национальный университет строительства и архитектуры
Воздухофлотский проспект 31, Киев, Украина, 03037
msukach@ua.fm, orcid.org/0000-0003-0485-4073

Received: 03.07.2019; Accepted: 20.10.2019
<https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0102>

Аннотация. Экспериментальное исследование скобовидных пластинчатых рессор (СПР) имело целью определить степень достоверности расчетов, методика которых изложена в предшествующих статьях автора, а также выяснить область применимости этих расчетов.

В результате экспериментальные исследования как модельных, так и натурной рессор показали, что в области тех величин нагрузок и деформаций, которые были зарегистрированы при исследованиях, экспериментально полученные данные достаточно хорошо совпадают с расчетными величинами. Следовательно, можно утверждать, что приведенные формулы как для проектировочного, так и для поверочного расчетов, дают достаточно надежные результаты.

Экспериментальные исследования показали, что упругие характеристики исследованных рессор являются линейными. Остаточные деформации СПР 5320-5001080 при двухкратной нагрузке силой $P_{\max} = 4060$ Н относительно невелики и составляют 0,5 ... 0,7 мм, что не превышает 0,16 %. Можно ожидать, что при термообработке, обеспечивающей более высокую твердость (до $HV = 430...444$) эти остаточные деформации практически возникать не будут.

Жесткость скобовидной пластинчатой рессоры СПР 5320-5001080, определенная экспериментально, составляет $C^{\Phi} = 833$ Н/см. Следовательно фактическая податливость этой рессоры более чем на 8% выше расчетной.

Ключевые слова: скобовидная пластинчатая рессора, жесткость, податливость, прогиб, полосовая сталь, деформация.

ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЬНЫХ СКОБОВИДНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕССОР С ПРЯМОЛИНЕЙНЫМИ ПОЛКАМИ

Экспериментальному исследованию были подвергнуты две модельные скобовидные пластинчатые рессоры, изготовленные из полосовой стали 60С2А фрезерованием и термически обработанные ($t_{\text{зак}} = 870^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{отп}} = 460^{\circ}\text{C}$) [1, 4].

Первая из этих рессор (Рис.1), ниже называемая "гибкой", была рассчитана на максимальную статическую нагрузку $P_{\Gamma} = 122$ кгс, а вторая (Рис.2), именуемая "жесткой", – на нагрузку $P_{\text{ж}} = 2000$ кгс.

Испытания рессор проводились на машине для испытания на растяжение – сжатие (тип ДМ-30М) с предельной нагрузкой 2000 кгс (20000 Н) и точностью отсчета 10 кгс (100 Н) и на прессе RUL (Riehle Testing Machine Division Capisiti) с предельной нагрузкой 100000 кгс (1000 кН) и точностью отсчета 20 кгс (200 Н).

Координаты расположения тензодатчиков на исследованных рессорах показаны на Рис.3, 4. Фактические размеры "гибкой" СПР указаны в Табл.1.

Ниже приводятся результаты предварительного расчета исследованных рессор и экспериментально полученные данные о напряжениях, возникающих в их сечениях, а также об их фактических деформациях [2, 3, 5, 9].

Таблица 1. Фактические размеры рабочей части рессоры (Рис.1)
Table 1. Actual sizes working part of a spring (Fig.1)

Номера сечений	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Ширина сечения, мм	4,2	5,0	5,85	6,7	7,6	8,35	9,25	10,1	9,85	9,9	10,0	10,0	10,0	10,0	10,05	10,1
Толщина сечения, мм	7,0	7,0	6,9	6,85	6,85	6,85	6,85	6,9	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85

Номера сечений	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
Ширина сечения, мм	10,1	10,15	10,2	10,25	10,25	10,25	10,25	10,3	10,3	10,3	10,2	10,2	10,2	18,2	10,15	10,1
Толщина сечения, мм	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85

На машине ДМ-30М исследовали напряженное состояние "гибкой" СПРп при действии сжимающей нагрузки (Рис.5). Остальные исследования были проведены на прессе RUL (Рис.6, 7).

Расчет "гибкой" СПРп, выполненный по методике и формулам, приведенным в [10 – 12, дал следующие результаты.

Расчетное сжимающее усилие $P=1220$ Н.

Критическая сила $P_{кр} = 5120$ Н .

Радиус кривизны полотна $\rho = 94,5$ см.

Наибольшее напряжение изгиба

- в крайнем сечении полотна $\delta_{u_1} = 1100$ МПа ;

- в среднем сечении полотна $\delta_{u_0} = 1145$ МПа .

Эквивалентное напряжение в среднем сечении полотна

$\delta_{эк} = 1161,8$ МПа .

Суммарная продольная деформация (прогиб) $\Delta = 5,11$ см.

Поперечный прогиб (выпучивание) $\Delta L = 1,35$ см.

Расчет "жесткой" СПРп, выполненный по той же методике, показал следующее.

Расчетное сжимающее усилие $P = 20000$ Н .

Критическая сила $P_{кр} = 20400$ Н .

Радиус кривизны полотна $\rho = 360$ см.

Наибольшее напряжение изгиба:

- в крайнем сечении полотна $\delta_{u_1} = 1192$ МПа ;

- в среднем сечении полотна $\delta_{u_0} = 1101,4$ МПа .

Эквивалентное напряжение в крайнем сечении полотна $\delta_{эк} = 1271,4$ МПа

Суммарная продольная деформация (прогиб) $\Delta = 1,152$ см.

Поперечный прогиб $\Delta L = 0,425$ см.

В Табл.2 и 3 приведены результаты испытания "гибкой" и "жесткой" модельной скобовидной пластинчатой рессоры на сжатие.

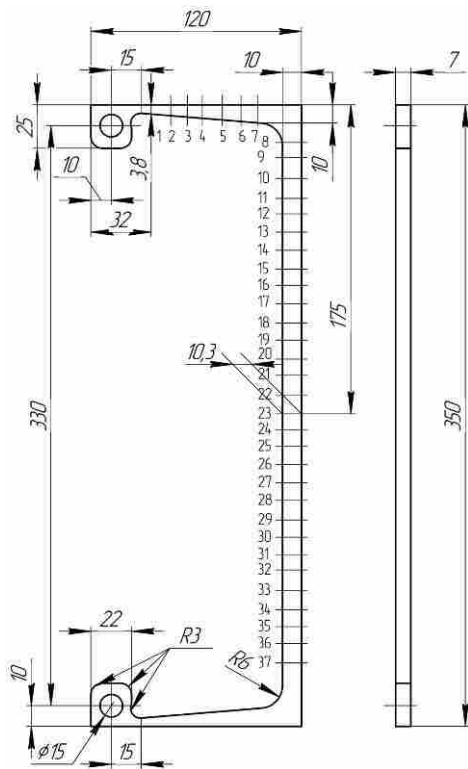


Рис.1. “Гибкая” модельная рессора
Fig. 1. “Flexible” model spring

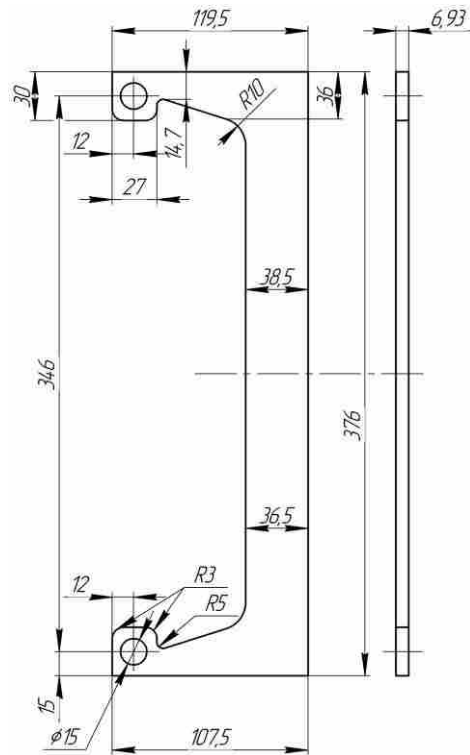


Рис.2. “Жесткая” модельная рессора
Fig. 2. “Tough” model spring

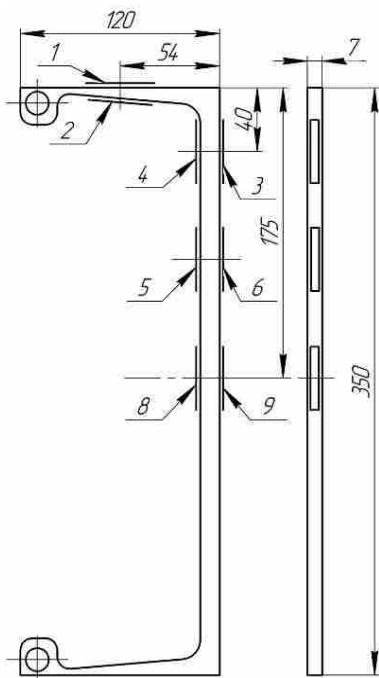


Рис.3. Расположение датчиков на
“гибкой” рессоре
Fig. 3. Location of sensors on a “flexi-
ble” spring

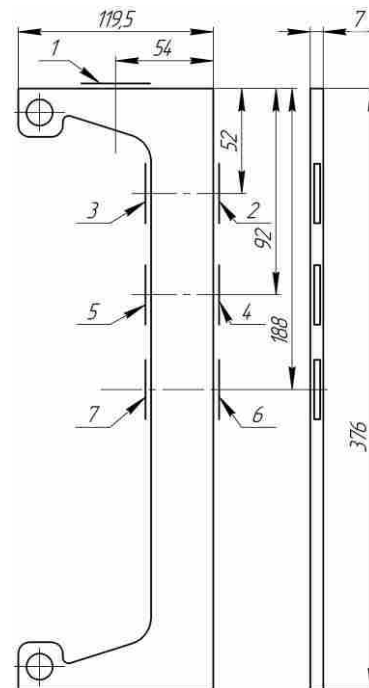


Рис.4. Расположение датчиков на
“жесткой” рессоре
Fig. 4. Location of sensors on a “tough”
spring

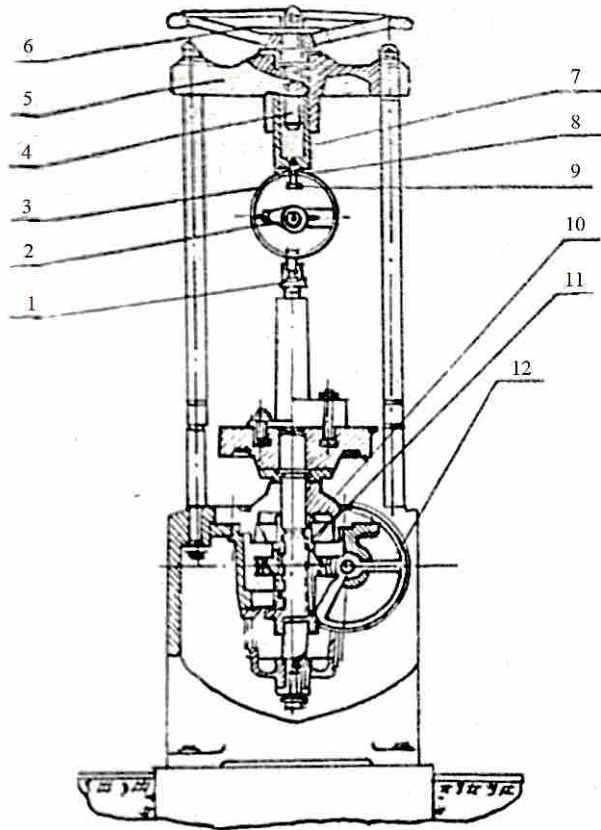


Рис.5. Машина для испытания на растяжение и сжатие ДМ-ЗОМ: 1 – наконечник; 2 – стрелочный индикатор; 3 – динамометрическое кольцо; 4 – винт; 5 – поперечина; 6 – маховик; 7 – ползун; 8 – верхний захват; 9 – болт; 10 – червячный редуктор; 11 – грузовой винт; 12 – маховичок

Fig. 5. The machine for testing for stretching and compression DM-ZOM: 1 – tip; 2 – dial indicator; 3 – a dynamometer ring; 4 – screw; 5 – a cross-piece; 6 – flywheel; 7 – slider; 8 – upper grip; 9 – a bolt; 10 – worm gear; 11 – cargo screw; 12 – hand-wheel

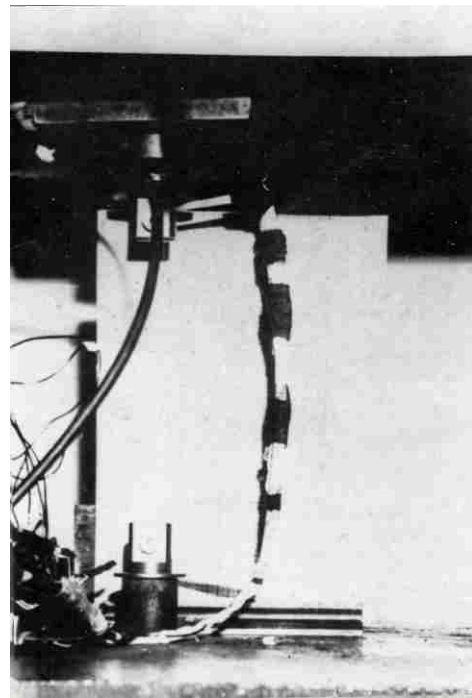


Рис.6. Испытание "гибкой" рессоры на прессе

Fig. 6. Testing a flexible spring in the press

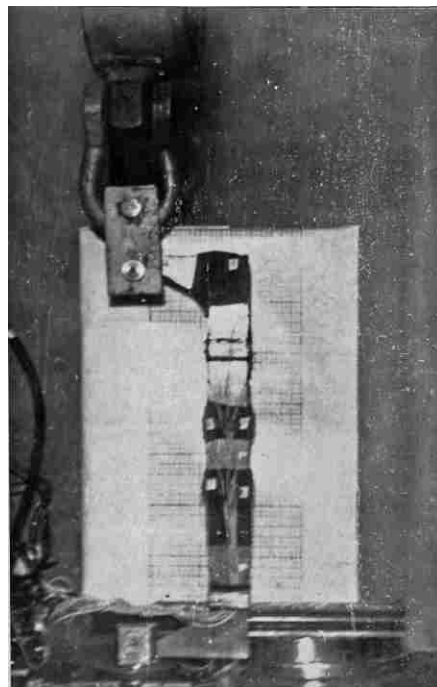


Рис.7. Испытание "жесткой" рессоры на прессе

Fig. 7. Testing a "tough" spring in the press

Таблица 2. Упругая характеристика "гибкой" модельной рессоры
Table 2. Elastic characteristic of a "flexible" model spring

Нагрузка, Н	0	200	400	600	800	1000	1200
Деформация, мм	0	11	14	22	31	35	45

Таблица 3. Упругая характеристика "жесткой" модельной рессоры
Table 3. Elastic characteristic of a "tough" model spring

Нагрузка, Н	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
Деформация, мм	0	0,2	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,7

Нагрузка, Н	11000	12000	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000	20000
Деформация, мм	5,5	6,0	6,5	7,2	8,0	8,5	9,0	10,0	10,0	11,0

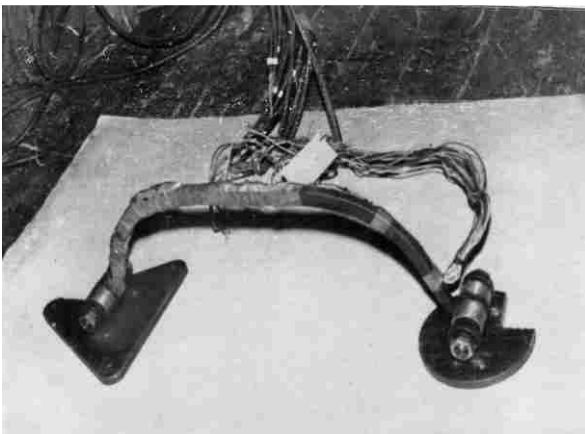


Рис.8. Опытная СПРк заднего крепления кабины автомобиля КамАЗ

Fig. 8. Experienced SLSk rear mount cab KamAZ car

ИСПЫТАНИЯ СКОБОВИДНОЙ ПЛАСТИНЧАТОЙ РЕССОРЫ ЗАДНЕГО КРЕПЛЕНИЯ КАБИНЫ АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ

Экспериментальному исследованию была подвергнута опытная скобовидная пластинчатая рессора заднего крепления кабины автомобиля КамАЗ (Рис.8).

Рессора, изготовленная на Синельниковском рессорном заводе имени Коминтерна, была подвергнута термообработке по технологии термообработки серийных листовых рессор 5320-5001080. В лаборатории КНУБА эта рессора была исследована на машине для растяжения и сжатия Р-5. Исследования напряженного и деформированного состояния проводились под воздействием как сжимающей, так и растягивающей статической нагрузки [6 – 8, 13], причем нагрузки, изменявшиеся в пределах $P = 0 \div 2750 \div 0$ Н, прикладывались многократно, а сжимающая нагрузка $P_{\max} = 4060$ Н прикладывалась лишь двукратно, как это предусмотрено техническими условиями на серийную листовую рессору.

Предварительный расчет СПР 5320-5001080, выполненный по методике и формулам, приведенным в [10 – 12, дал следующие результаты.

Максимальная статическая нагрузка $P_{\max} = 400$ Н. Жесткость рессоры $C = 909$ Н/см. Максимальное суммарное напряжение в полке рессоры $\delta_{\Sigma} = 12978$ кгс/см².

На Рис.9 – 11 показаны подвергаемая испытанию рессора, а также применявшие-

ся при этом экспериментальная установка и приспособления. В Табл.4 приведены

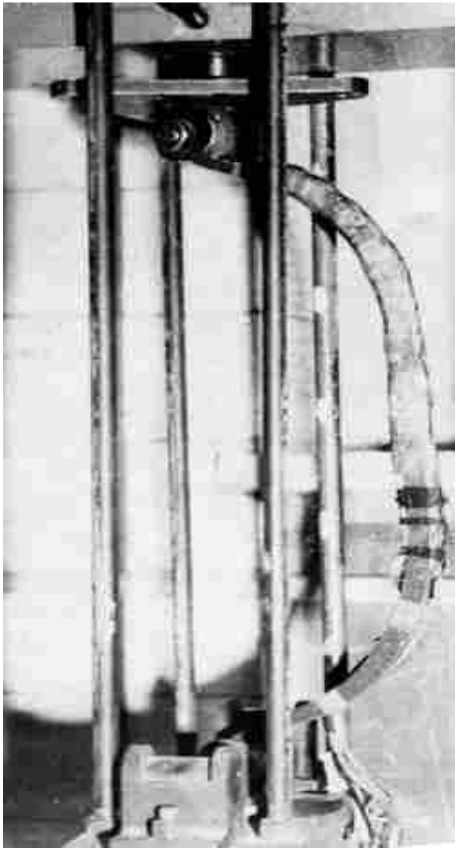


Рис. 9. Установка СРК кабины на испытательном прессе Р-5

Fig. 9. Cabin SLSk installation on the test press P-5

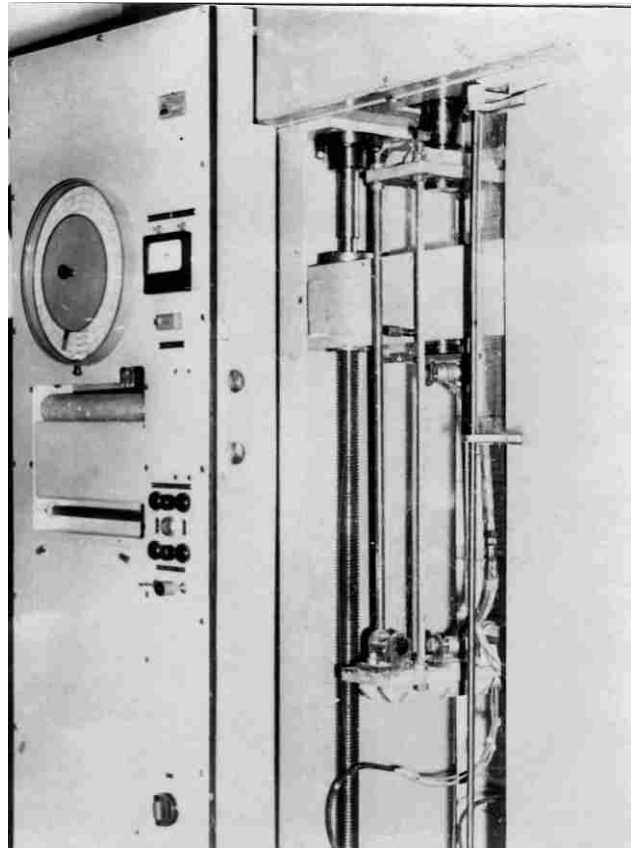


Рис.10. Приспособление для испытания СРК кабины на сжатие

Fig. 10. Device for testing SLSk cabin compression

результаты испытания скобовидной пластинчатой рессоры на сжатие, а на Рис.12 – упругая характеристика рессоры, построенная по данным этих испытаний.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментальные исследования как модельных, так и натурной рессор показали, что в области величин нагрузок и деформаций, зарегистрированных при испытаниях, полученные данные достаточно хорошо совпадают с расчетными величинами. Следовательно, можно утверждать, что приведенные в [10 – 12] формулы как для проекторочного, так и для поверочного расчетов, дают достаточно надежные результаты.

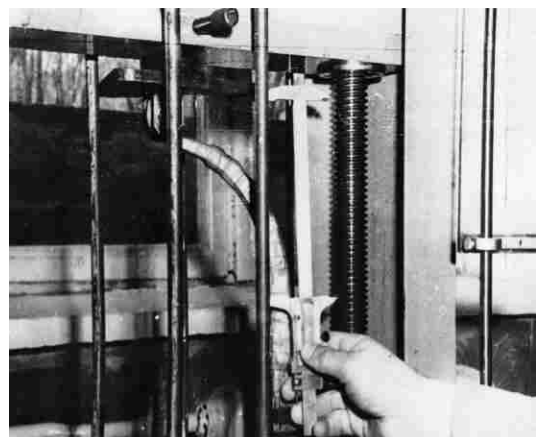


Рис. 11. Измерение деформации СРК

Fig. 11. SLSk strain measurement

Таблица 4. Зависимость абсолютной деформации СПР от нагрузки при испытаниях на сжатие на прессе P-5

Table 4. The dependence of the absolute deformation of the SLS on the load during compression tests on the press P-5

№ п/п	Нагрузка, Н	Деформация, мм	№ п/п	Нагрузка, Н	Деформации, мм
1	0	0	1	0	0
2	500	6,8	2	650	6,2
3	770	10,4	3	880	8,8
4	950	12,6	4	1100	11,4
5	1160	14,8	5	1410	14,4
6	1380	17,0	6	1600	17,2
7	1580	19,6	7	1800	20,0
8	1730	21,8	8	2020	22,8
9	1940	24,2	9	2240	25,6
10	2090	26,4	10	2430	28,4
11	2260	28,2			
12	2560	32,0			
13	2670	33,4			
1	0	0	1	0	0
2	550	6,2	2	530	5,8
3	740	8,4	3	850	9,4
4	950	11,0	5	1090	12,0
5	1140	15,6	5	1320	14,9
6	1430	18,0	6	1530	17,0
7	1660	20,2	7	1690	19,4
8	1850	23,0	8	1910	22,0
9	2080	25,4	9	2070	24,2
10	2260	28,0	10	2410	29,0
11	2470	30,8	11	2410	29,0
12	2740	33,8			

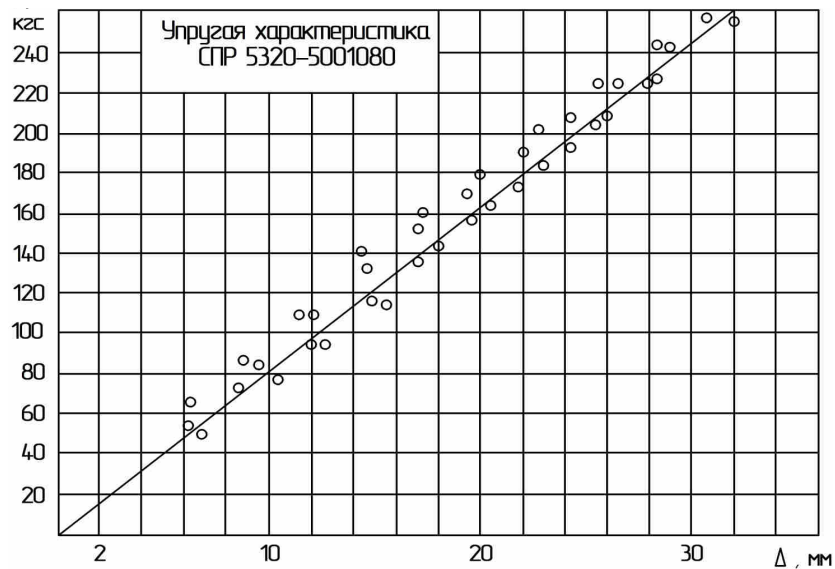


Рис. 12. Упругая характеристика скобовидной пластинчатой рессоры

Fig. 12. Elastic characteristic of a staple leaf spring

2. Экспериментальные исследования показали, что упругие характеристики исследованных рессор являются линейными.

3. Исследования показали, что остаточные деформации СПР 5320-5001080 при двухкратной нагрузке силой $P_{\max} = 4060$ Н относительно невелики и составляют 0.5...0.7 мм, что не превышает 0,16 %. Можно ожидать, что при термообработке, обеспечивающей более высокую твердость (до $HV = 430...444$) эти остаточные деформации практически возникать не будут.

4. Экспериментально определенная жесткость СПР 5320-5001080 составляет $C^{\Phi} = 833$ Н/см. Следовательно, фактическая податливость этой рессоры более чем на 8% выше расчетной.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Вахламов В. К.**, 2006. Автомобили. Конструкция и элементы расчета. Москва, Академия, 569.
2. **Вахламов В. К.** Автомобили, 2008. Основы конструкции: учеб. для вузов. 4-е изд., стер., Москва, Академия, 528.
3. **Гигиняк Ф. Ф., Лебедев А. О., Шкодзінський О. К.**, 2003. Міцність конструкційних матеріалів при малоцикловому навантаженні за умов складного напруженого стану. Київ, Наук. думка, 270.
4. **Кисликов В. Ф., Лущик В. В.**, 2006. Будова й експлуатація автомобілів: підручник. 6-те вид., Київ, Либідь, 400.
5. **Кузнецов В. А., Дьяков И. Ф.**, 2003. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: учеб. пособ. Ульяновск, УлГТУ, 60.
6. **Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии**, 2003. А. А. Лебедев, Б. И. Ковальчук, Ф. Ф. Гигиняк, В. П. Ламашевский. Киев, Изд. дом Ин Юре.
7. **Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.** 2008. Справочник по сопротивлению материалов. 3-е изд., перераб. и доп. Киев, Изд-во Дельта, 816.
8. **Прочность материалов и конструкций**. 2-е изд., переработанное и дополненное 2006, Ред. кол. В.Т. Трощенко (отв. ред.) и др. Киев: Академперіодика, 1076.

9. **Сирота В. І.**, 2005. Основи конструкції автомобілів: навч. посіб. 2-ге вид., перероб. та доп. Киев, Арістей, 280.
10. **Сукач М. К.**, 2018. Обоснование принципов усовершенствования упругих устройств. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип.91, 28-35.
11. **Сукач М. К.**, 2017. Пружна підвіска транспортних засобів. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип.90, 73-78.
12. **Сукач М. К.**, 2018. Теоретические основы расчета скобовидных пластинчатых рессор. Transfer of Innovative Technologies, Vol.1, No 2, 40-50.
13. **Трощенко В. Т.**, 2011. Усталость металлов при неоднородном напряженном состоянии. Ред. Л.Е. Матохнюк. Киев, Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко, 129.

REFERENCES

1. **Vakhlamov V. K.** (2006). Automobiles. Design and calculation elements. Moscow, Akademiya, 569 (*in Russian*).
2. **Vakhlamov V. K.**, (2008). Cars. Basics of construction: university textbook. – 4th ed., Sr. – Moscow: Academy, 528 (*in Russian*).
3. **Giginyak F. F., Lebedev A. O., Shkodzinsky O. K.**, (2003). Strength of structural materials under low-cycle loading in conditions of complex stressed state. Kyiv: Scientific thought, 270 (*in Ukrainian*).
4. **Kislikov V. F., Lushchik V. V.**, (2006). Structure and operation of cars: textbook. 6 th ed. Kyiv: Lybid, 400 (*in Ukrainian*).
5. **Kuznetsov V. A., Dyakov I. F.**, (2003). Construction and calculation of the car. Suspension car: tutorial. Ulyanovsk, UlSTU, 60 (*in Russian*).
6. Mechanical properties of structural materials under complex stress state (2003). **A.A. Lebedev, B.I. Kovalchuk, F.F. Giginyak, V.P. Lamashevsky**. Kyiv Ed. house "In Jure" (*in Russian*).
7. **Pisarenko G. S., Yakovlev A. P., Matveev V. V.**, (2008). Handbook of resistance materials. 3 ed., Pererab. and additional. Kyiv, Delta Publishing House, 816 (*in Russian*).
8. Strength of materials and structures, (2006). 2 ed, revised and enlarged. Ed. count V.T. Troshchenko (ed.) and oth., Kyiv, Academicperiodika, 1076 (*in Russian*).
9. **Sirota V. I.**, (2005). Found in the design of automobiles: tutorial. 2 ed., Pererob. that add. Kyiv: Aristey, 280 (*in Ukrainian*).

10. **Sukach M. K.**, (2018). Justification of the principles for the improvement of elastic devices // Mining, construction, road and melioration machines, No 91, 28-35 (*in Russian*).
11. **Sukach M. K.**, (2017). Elastic suspension of vehicles. Mining, construction, road and melioration machines, No 90, 73-78 (*in Ukrainian*).
12. **Sukach M. K.**, (2018). Theoretical foundations for the calculation of staple-shaped leaf springs. Transfer of Innovative Technologies, Vol.1, No 2, 40-50 (*in Russian*).
13. **Troshchenko V. T.**, (2011). Fatigue of metals with inhomogeneous stress state. Ed. L.E. Matokhnyuk. Kyiv, In-t problems of strength to them. G.S. Pisarenko, 129 (*in Russian*).

Laboratory research of staple leaf springs

Mykhailo Sukach

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. An experimental study of staple leaf springs (SLS) was aimed at determining the degree of reliability of the calculations, the methodology of which is described in previous articles of the author, as well as to determine the scope of applicability of these calculations.

As a result, experimental studies of both model and full-scale springs showed that in the region of the values of loads and deformations that were recorded during the studies, the experimentally obtained data agree fairly well with the calculated values. Therefore, it can be argued that the above formulas for both design and verification calculations give fairly reliable results,

Experimental studies have shown that the elastic characteristics of the studied springs are linear. The residual deformations of SPR 5320-5001080 at a twofold load by the strength of $P_{\max} = 4060 \text{ H}$ are relatively small and amount to 0,5 ... 0,7 мм, which does not exceed 0.16 %. It can be expected that during heat treatment providing a higher hardness (up to $HB = 430...444$), these residual strains will practically not occur.

The stiffness of the staple plate spring SPR 5320-5001080, determined experimentally, is $C^{\Phi} = 833 \text{ H/см}$. Therefore, the actual compliance of this spring is more than 8 % higher than the calculated one.

Keywords: staple leaf spring, stiffness, ductility, deflection, strip steel, deformation.

УДК 621.873

Визначення геометричних параметрів маніпулятора за характеристиками робочого середовища

Дмитро Міщук¹, Євгеній Горбатюк², Володимир Волянук³

Київський національний університет будівництва і архітектури,
Повітрофлотський проспект 31, Київ, Україна, 03680

¹mischuk.do@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8263-9400>

²gek_gor@i.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8148-5323>

³volian535@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-6852-9037>

Received: 25.09.2019; Accepted: 04.12.2019

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0201>

Анотація. Застосування промислової робототехніки в будівництві висуває ряд жорстких і суперечливих вимог, зокрема, при високій швидкодії необхідно забезпечувати задану плавність руху та високу точність відпрацювання, а при мінімальних масі та габаритних розмірах виконавчих механізмів бажають отримувати найвищу продуктивність та ефективність функціонування робота. При цьому підвищення точності зазвичай пов'язано зі збільшенням маси і моментів інерції рухомих частин, а підвищення швидкодії досягається розміщенням потужних привідних механізмів на рухомих ланках роботів, що значно їх навантажує тим самим знижуючи корисне навантаження промислового робота.

Одним із ключових факторів ефективного застосування роботів є оптимальний підбір параметрів для виконання конкретного завдання, а це потребує додаткових досліджень оскільки наукових робіт де чітко відображаються взаємозв'язки між робочим середовищем та роботом немає. Для використання роботів у будівництві необхідно мати чітку модель розуміння функціонування даних систем в заданих технологічних умовах, позаяк на основі цього буде здійснюватися оптимальний підбір агрегатів та виконуватиметься конструювання основних вузлів та механізмів робота.

Метою даної роботи є встановлення впливу заданого робочого середовища на вибір геометричних параметрів дволанкового маніпулятора. В роботі представлено залежності за допомогою яких можна оцінити енергетичні показники маніпулятора, які залежатимуть від його геометричних розмірів.

В дослідженні було використано методи геометричної подібності та аналітичної алгебри,

рівняння Лагранжа 2-го роду та відомі оптимальні закони руху, які є коректними для вантажопідійомних машин.

Ключові слова: маніпулятор; рівняння Лагранжа; синтез ланок маніпулятора; привідний момент маніпулятора; будівельний робот.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ В ЗАГАЛЬНОМУ ВИДІ

Роботизація та автоматизація процесів будівельного виробництва є невідворотним явищем в сучасних світових економічних реаліях [1]. Дослідження сучасного стану автоматизації будівельного виробництва показує, що за останні роки в світі значно зросли об'єми земляних, монтажних і облицювальних робіт [2-4], що неминуче призвело до збільшення енергооснащення підприємств, які займаються даними видами будівельних робіт. При цьому подібне зростання характеризується не лише кількісними параметрами, але й якісними, зокрема значно підвищився попит на закупівлю роботизованих систем для будівельної галузі [5-6].

Досвід закордонних компаній показав ефективність застосування роботів у будівельному виробництві, проте вітчизняний ринок сильно програє, що матиме негативні наслідки в подальшому.

Для використання роботів у будівництві необхідно мати чітку модель розуміння функціонування даних систем в заданих технологічних умовах, зокрема необхідно

знати взаємозв'язки між механічною системою робота і робочим середовищем, оскільки на основі цього буде здійснюватися оптимальний підбір агрегатів та виконуватиметься конструювання основних вузлів та механізмів робота. Відсутність знань в даному напрямі може призвести до ситуацій, коли вибрана система буде функціонувати зі значними витратами на її обслуговування або взагалі застосування матиме низьку ефективність.

Однією із важливих задач в робототехніці є пошук оптимальних кінематичних структур маніпуляторів для заданих технологічних умов роботи та їх синтез [7]. Зокрема відсутні чіткі рекомендації по проектуванню геометричних параметрів маніпуляторів під задані технічні умови робочого процесу.

Таким чином актуальна тематика сучасних досліджень направлена на визначення взаємозв'язків між параметрами маніпулятора та робочої зони його обслуговування.

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ

В роботі [7] показано, що однією з поширених і універсальних конструкцій маніпуляторів для будівництва є конструкції з шарнірно-зчленованою стрілою з двома рухомими ланками в площині зміни вильоту, які цілком забезпечують рухомість робочого органу.

Серед загальновідомих [8-10] методів побудови математичних моделей маніпуляторів, в яких стріла представлена, як головна механічна система, що рухається в однорідному просторі, відсутні методики, що дозволяють аналізувати зв'язок механічної системи та робочого простору.

В роботі [11] побудовано математичну модель маніпулятора де, в залежності від зміни координат робочого органу, визначаються сигнали керування, проте не відомо як розміри ланок такої схеми впливатимуть на ефективність її роботи.

Відомо [12], що для заданої схеми маніпулятора існують області їх ефективної роботи, проте чітко не описано, яким чином визначати параметри маніпулятора.

Існує значна кількість робіт [9, 10, 13-15] де описана кінематика маніпулятора та методи побудови їх робочих зон. Проте не відомо, як здійснювати оптимальний підбір геометричних параметрів маніпулятора під задану робочу зону обслуговування.

Раніше [16-18] було описано процес підвищення ефективності функціонування шарнірно-зчленованих систем роботів, тому дане дослідження базуватиметься на відомих фактах, а основна увага приділятиметься впливу робочого середовища маніпулятора на його кінематичну схему.

МЕТА РОБОТИ

Проаналізувати та дослідити закономірності впливу геометричних параметрів робочого середовища на кінематичну схему дволанкового маніпулятора.

РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дослідження було проведено для відомої системи дволанкового маніпулятора будівельного робота з шарнірно-зчленованою стрілою [19], кінематична схема якого представлена на Рис. 1. Дана система маніпулятора має два степені рухомості, які визначаються кутами повороту α та β для ланок стріли.

На Рис. 1 також зображено робочу зону, що обслуговуватиме даний маніпулятор, яка має форму прямокутника висотою H та довжиною L .

Для визначення розмірів ланок l_1 та l_2 даного маніпулятора, які забезпечуватимуть обслуговування всіх точок заданого робочого простору пропонується на початковому етапі встановити геометричний взаємозв'язок між його ланками та заданою робочою зоною обслуговування.

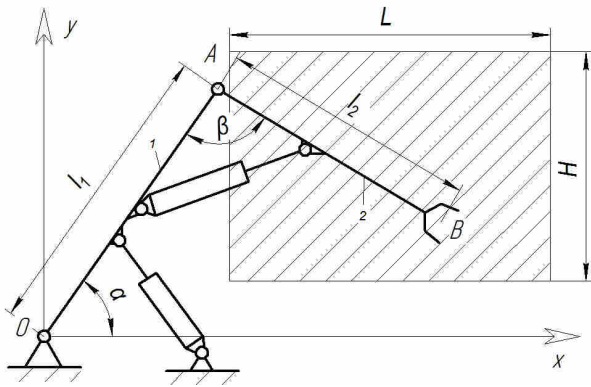


Рис. 1. Кінематична схема дволанкового маніпулятора з гідравлічним приводом, яка досліджується

Fig. 1. Kinematic scheme of the two-arm manipulator with hydraulic drive under study

Радіус-вектор точки B захоплювача відносно точки повороту першої ланки маніпулятора, що прийнята за початок координат, можна визначити за Рис. 2, виходячи з теореми косинусів:

$$\rho_{\max}^2 = l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \beta_{\max}; \quad (1)$$

$$\rho_{\min}^2 = l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \beta_{\min}, \quad (2)$$

де $\beta_{\max}$ та $\beta_{\min}$ – максимальне та мінімальне значення кута між ланками l_1 та l_2 .

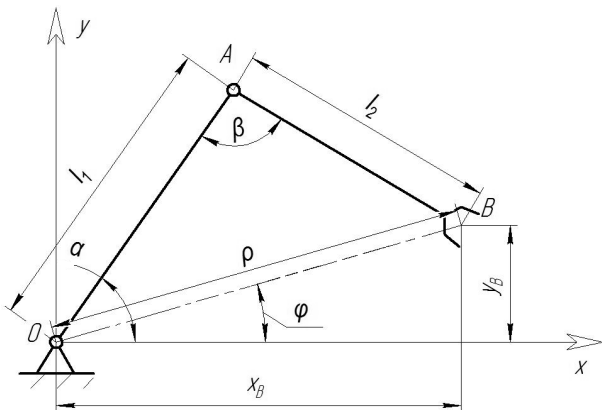


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення довжини ланок дволанкового маніпулятора

Fig. 2. The calculation scheme for determining the length of the links of the two-link manipulator

За Рис. 3 максимальні та мінімальні розміри радіус-вектору ρ точки B захоплювача

маніпулятора можуть бути прив'язані до заданої робочої зони:

$$\rho_{\max} = \frac{x_0 + L}{\cos \varphi_1}, \quad \rho_{\min} = \frac{x_0}{\cos \varphi_2}, \quad (3)$$

де

$$\varphi_1 = \arctan \left(\frac{y_0 + H}{x_0 + L} \right), \quad \varphi_2 = \arctan \left(\frac{y_0}{x_0} \right);$$

H та L – розміри зони обслуговування; x_0 та y_0 – початкові координати (див. Рис. 3) заданої зони обслуговування відносно точки повороту ланки l_1 , яка приймається за початок координат для даного маніпулятора.

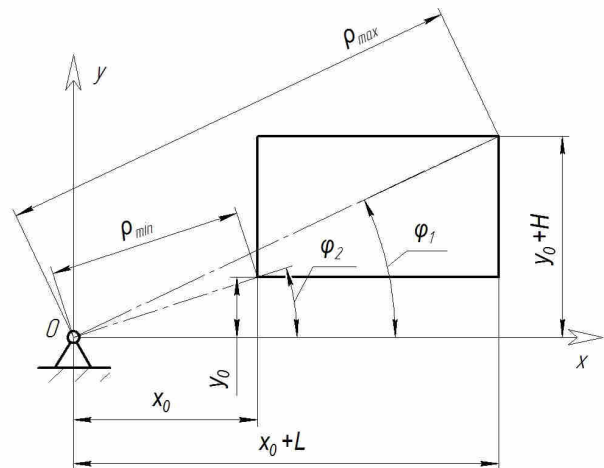


Рис. 3. Параметри робочої зони

Fig. 3. The parameters of the work area

З аналізу виразів (1) та (2) стає зрозуміло, що розмірам ланок l_1 та l_2 , які будуть забезпечувати обслуговування заданої робочої зони, повинен відповідати деякий діапазон зміни кута β , що визначиться з наступних міркувань:

$$\rho_{\max}^2 - \rho_{\min}^2 = 2l_1l_2(\cos \beta_{\min} - \cos \beta_{\max}) \quad (4)$$

або

$$l_2 = \frac{\rho_{\max}^2 - \rho_{\min}^2}{2l_1(\cos \beta_{\min} - \cos \beta_{\max})} = \frac{C_1}{l_1}, \quad (5)$$

де прийнято наступне позначення

$$C_1 = \frac{\rho_{\max}^2 - \rho_{\min}^2}{2(\cos\beta_{\min} - \cos\beta_{\max})}.$$

Підставивши вираз (5) в рівняння (2), отримаємо

$$\rho_{\min}^2 = l_1^2 + \frac{C_1^2}{l_1^2} - 2l_1C_1 \cos\beta_{\min} \quad (6)$$

або

$$l_1^2 + \frac{C_1^2}{l_1^2} = A_1, \quad (7)$$

де прийнято наступне позначення

$$A_1 = \rho_{\min}^2 + 2l_1C_1 \cos\beta_{\min}.$$

Після спрощення виразу (7) було знайдено наступне квадратне рівняння:

$$x_1^2 - A_1x_1 + C_1^2 = 0, \quad (8)$$

де $x = l_1^2$.

З аналізу квадратного рівняння (8) відомо, що

$$A_1^2 - 4C_1^2 \geq 0 \text{ або } A_1 \geq 2C_1. \quad (9)$$

З нерівності (9) стає зрозуміло наступне:

$$\cos\beta_{\min}(K_1 - 1) \leq \rho_{\min}^2, \quad (10)$$

$$\text{де } K_1 = \frac{\rho_{\max}^2 - \rho_{\min}^2}{\cos\beta_{\min} - \cos\beta_{\max}}.$$

Отже, теоретично було встановлено взаємозв'язок між максимальним і мінімальним значеннями кута β так, що його мінімальне значення для даного механізму повинно задовольняти наступну вимогу:

$$\beta_{\min} \leq \arccos \left(\frac{\frac{\rho_{\min}^2 \cos\beta_{\max}}{\rho_{\max}^2 - \rho_{\min}^2} + 1}{\frac{\rho_{\min}^2}{\rho_{\max}^2 - \rho_{\min}^2} + 1} \right). \quad (11)$$

Довжина ланки l_1 буде визначатися з виразу

$$l_1 = \pm \sqrt{\frac{A_1 \pm \sqrt{A_1^2 - 4C_1^2}}{2}}. \quad (12)$$

Отже, за формулами (5) та (12) можна розрахувати загальні геометричні параметри стріли дволанкового маніпулятора, для заданої робочої зони, задаючи граничні значення кута повороту β із дотриманням співвідношення (11). Таке рішення не є однозначним, оскільки воно не дозволяє оцінити оптимальний варіант вибору довжини ланок, зокрема для різних діапазонів кута β буде різна кількість варіантів вибору параметрів довжин, які однозначно будуть підходити для заданої робочої зони.

Для оцінки вибраних параметрів ланок, запропоновано дослідити характер зміни витрат енергії заданого дволанкового маніпулятора за величиною загальної механічної роботи [20], тобто:

$$\sum E = \int_{\alpha n}^{\alpha k} M_1(t) d\alpha + \int_{\beta n}^{\beta k} M_2(t) d\beta, \quad (13)$$

де $\alpha n, \alpha k, \beta n, \beta k$ – початкові та кінцеві значення кутів повороту ланок; $M_1(t)$ та $M_2(t)$ – необхідні рушійні моменти сил на заданих діапазонах переміщення, які діють окремо на першу та другу ланки.

Із рівняння Лагранжа 2-го роду визначено [18, 20]:

$$\begin{aligned} M_1(t) = & l_1 l_2 (m_2 + 2m_3) \sin(\beta) \dot{\alpha} \dot{\beta} + \\ & + \frac{1}{4} (2(G_1 + 2(G_2 + G_3)) l_1 \cos \alpha - \\ & - 2(G_2 + 2G_3) l_2 \cos(\alpha + \beta) + \\ & + 2l_1 l_2 (m_2 + 2m_3) \sin \beta \dot{\beta}^2 + (4J_{01} + \\ & + 4J_{2c} + 4l_1^2 (m_2 + m_3) + l_2^2 (m_2 + \\ & + 4m_3) - 4l_1 l_2 (m_2 + 2m_3) \cos \beta) \ddot{\alpha} + \\ & + (4J_{2c} + l_2^2 (m_2 + 4m_3) - \\ & - 2l_1 l_2 (m_2 + 2m_3) \cos \beta) \ddot{\beta}); \end{aligned} \quad (14)$$

$$M_2(t) = \frac{1}{4}(-2(G_2 + 2G_3)l_2 \cos(\alpha + \beta) - 2l_1l_2(m_2 + 2m_3)\sin\beta\dot{\alpha}^2 - 2l_1l_2(m_2 + 2m_3)\cos\beta\ddot{\alpha} + (4J_{2c} + l_2^2(m_2 + 4m_3))(\ddot{\alpha} + \ddot{\beta})), \quad (15)$$

де $G_1 = m_1g$, $G_2 = m_2g$, $G_3 = m_3g$ – сили ваги відповідно першої та другої ланки стріли маніпулятора і вантажу, Н; m_1 , m_2 , m_3 – маси ланок і вантажу, кг; $J_{01} = \frac{m_1l_1^2}{3}$

та $J_{2c} = \frac{m_2l_2^2}{12}$ – моменти інерції ланок, кг·м²;

$\dot{\alpha}$ та $\dot{\beta}$ – кутові швидкості ланок, рад/с; $\ddot{\alpha}$ та $\ddot{\beta}$ – кутові прискорення ланок, рад/с².

Як видно з рівнянь (14) та (15), привідні моменти залежатимуть від законів переміщення ланок.

В даному дослідженні було використано відомий динамічний закон зміни узагальнених координат [20], для якого швидкість змінюватиметься за параболічною залежністю, а прискорення – за лінійною:

$$\alpha(t) = \alpha n - \frac{2(\alpha k - \alpha n)t}{T} + \frac{3(\alpha k - \alpha n)t}{T}; \quad (16)$$

$$\beta(t) = \beta n - \frac{2(\beta k - \beta n)t}{T} + \frac{3(\beta k - \beta n)t}{T}, \quad (17)$$

де T – проміжок часу протягом якого відбувається переміщення ланок.

Початкове та кінцеве значення кута повороту α при заданій зоні обслуговування та відомих розмірах ланок l_1 і l_2 в залежності від кута β буде:

- при $\beta n = \beta_{\max}$

$$\alpha n = \varphi_1 + \arcsin\left(\frac{l_2 \sin\beta_{\max}}{\sqrt{(x_0 + L)^2 + (y_0 + H)^2}}\right); \quad (18)$$

- при $\beta k = \beta_{\min}$

Таблиця 1. Результати комп'ютерного моделювання в програмі Mathematica 10

Table 1. Results of computer simulation in Mathematica 10

Конфігурація 1				Конфігурація 2				Конфігурація 3			
$l_1=4,127$ м; $l_2=3,967$ м;				$l_1=4,255$ м; $l_2=4,092$ м;				$l_1=5,721$ м; $l_2=5,204$ м;			
M_1 , Н·м	M_2 , Н·м	α , рад	β , рад	M_1 , Н·м	M_2 , Н·м	α , рад	β , рад	M_1 , Н·м	M_2 , Н·м	α , рад	β , рад
53929,4	15951,6	0,61	2,97	51466,8	17344,7	0,78	2,62	44019,5	20796,5	1,22	1,66
53344,3	16110,2	0,63	2,92	50795,9	17426,3	0,79	2,58	43456,3	20887,6	1,23	1,63
52001,8	16481,9	0,69	2,79	49194,0	17567,3	0,84	2,46	41970,7	20723,5	1,25	1,56
49719,8	16850,3	0,77	2,59	46597,7	17647,8	0,92	2,29	39594,7	20299,9	1,28	1,46
46284,7	17026,6	0,89	2,34	42927,9	17556,7	1,01	2,08	36369,1	19603,1	1,32	1,33
41578,9	16912,5	1,01	2,06	38181,9	17235,9	1,12	1,84	32384,2	18637,8	1,36	1,18
35681,0	16506,6	1,15	1,76	32502,5	16687,3	1,23	1,58	27809,5	17442,8	1,41	1,03
28914,5	15870,6	1,28	1,46	26206,6	15958,6	1,35	1,32	22903,8	16097,1	1,46	0,87
21826,1	15094,6	1,41	1,18	19765,2	15127,8	1,45	1,08	18001,8	14716,3	1,50	0,73
15100,1	14289,3	1,52	0,93	13741,9	14300,5	1,55	0,87	13483,4	13444,7	1,54	0,60
9446,5	13600,0	1,61	0,74	8718,1	13614,0	1,62	0,69	9737,0	12443,9	1,58	0,49
5516,6	13211,4	1,66	0,61	5235,7	13233,1	1,67	0,58	7132,7	11880,0	1,60	0,43
3876,2	13315,0	1,69	0,56	3779,7	13322,5	1,69	0,54	6014,3	11909,2	1,60	0,40

$$\alpha_k = \varphi_2 + \arcsin \left(\frac{l_2 \sin \beta_{\min}}{\sqrt{x_0^2 + y_0^2}} \right). \quad (18)$$

РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ

Для практичного моделювання маніпулятора було прийнято наступні параметри робочої зони та розглянутої механічної системи: $L = 5$ м; $H = 3$ м; $x_0 = 2$ м; $y_0 = 1$ м; $m_1 = 800$ кг; $m_2 = 500$ кг; $m_3 = 200$ кг; $T = 6$ с.

В Таблиці 1 представлено результати розрахунків для трьох варіантів кінематичної схеми, яка забезпечує переміщення робочого органу в заданій робочій зоні.

За отриманими даними проаналізовано характер зміни витрат енергії (див. Рис. 4) механічною системою маніпулятора для її трьох різних конфігурацій, які забезпечують виконання однакової роботи, а саме переміщення вантажу з положення із координатами (x_0+L, y_0+H) – крайня верхня точка заданої робочої зони, в положення із

координатами (x_0, y_0) – крайня нижня точка заданої робочої зони.

АНАЛІЗ І КРИТИКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Отримані результати свідчать про те, що вибір розмірів ланок маніпулятора в подальшому впливатиме на ефективність роботи даної механічної систем. Зокрема, як видно на графіку (Рис. 4), при виборі схеми з конфігурацією 3, можна в заданому робочому просторі значно мінімізувати витрати енергії, причому дані свідчать, що існують такі конфігурації маніпулятора, які дозволяють при певних умовах отримувати приріст енергії, а не витрачати її на виконання поставленого завдання.

В дослідженні було застосовано режими руху (16) та (17) не оптимізовані під задану конструкцію маніпулятора, як в працях [20, 21], проте це не стосувалося даного дослідження і не матиме значного впливу на загальну картину.

При дослідженні зміни потужності в

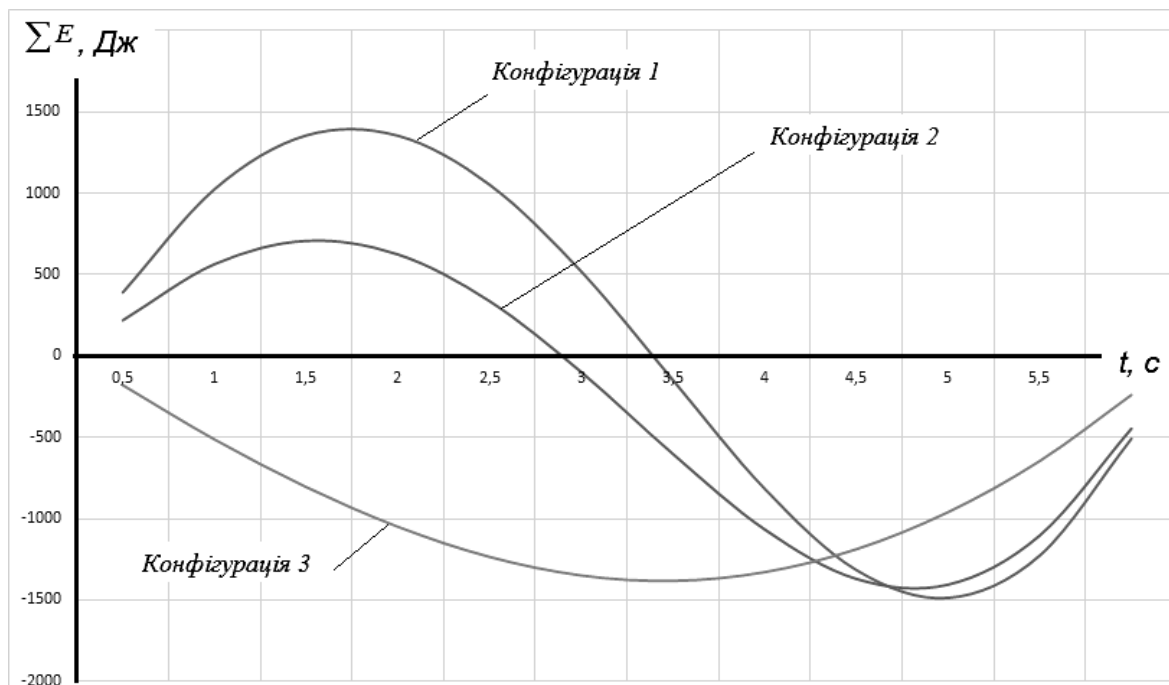


Рис. 4. Графік залежності зміни функції виконання механічної роботи дволанковим маніпулятором при переміщенні вантажу на відстань 5,8 м

Fig. 4. The graph of dependence of function change of performance of mechanical work by a two-link manipulator at moving of cargo on distance of 5,8 m

приводі дволанкового маніпулятора, залежності їх зміни матимуть аналогічний характер, що представлений на Рис. 4.

ВИСНОВКИ

При роботизації будівельних процесів важливо спочатку розробити технічні вимоги до робота з урахуванням особливостей будівництва. Необхідно вірно враховувати форму, габаритні розміри робочої зони та маси конструкцій, які переміщуються. На основі цих даних розраховуються оптимальні параметри будови будівельного робота.

В результаті проведеного дослідження отримано практичну реалізацію, яка дозволяє розроблювати методики синтезу механічних систем дволанкових маніпуляторів в умовах, коли відомо лише геометричні параметри його робочої зони обслуговування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шагина Е. С. Роботизация как метод повышения безопасности строительного производства / Е. С. Шагина // Строительство уникальных зданий и сооружений – 2014. – 6(21), – С.129-136. <https://readera.ru/14322126>
2. Васьковский А. М. Строительные работы: реальность и перспективы / А. М. Васьковский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета. – 2012. – №2. – С. 79-83.
3. Вильман Ю. А. Дистанционно управляемые манипуляторы / Ю. А. Вильман, М. А. Степанов // Механизация строительства. – 2006, – № 1, – С. 3-8
4. Жигалов К. Ю. Модели движения строительной техники в процессах автоматизации строительства объектов / К. Ю. Жигалов, Ш. И. Сюняев // Актуальные инновационные исследования: наука и практика. – 2013. – № 3. – С. 5.
5. Robotics in the construction industry: state of the art and future opportunities / Carra Gu., Argiolas Alf., Bellissima Ales., Niccolini M., Ragaglia M. // 35th International Symposium on Automation and Robotics in Construction (ISARC2018). – July 2018. – Berlin. <https://doi.org/10.22260/ISARC2018/0121>.
6. Mantha Bharadwaj R. K. Robotic data collection and simulation for evaluation of building retrofit performance / Bharadwaj R. K. Mantha, Carol C. Menassa, Vineet R. Kamat // Automation in Construction. – Vol. 92, – 2018, – P.88-102. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2018.03.026>.
7. Вильман Ю. А. Основы роботизации в строительстве / Ю.А. Вильман. – М.: Высш. школа. – 1989. – 271 с.
8. Лелянов Б. Н. Математическая модель многосвязного объекта типа «робот-манипулятор» / Б. Н. Лелянов, Е. А. Шелянок – Хабаровск: Электронное научное издание – Ученые заметы ТОГУ, – 2011. – Том 2, №1. – С.10-15.
9. Заблонский К. И. Оптимальный синтез схем манипуляторов промышленных роботов / К. И. Заблонский, Н. Т. Монашко, Б. М. Щецин – Киев «Техника», – 1989 – 148 с.
10. Кобринский А. А. Манипуляционные системы роботов / А. А. Кобринский, А. Е. Кобринский. – М.: Наука, – 1985 – 343 с.
11. Ловейкін В. С. Математичне моделювання зміни вільноти вантажу маніпулятором з гідроприводом / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – 2012. – № 79. – С. 9-15.
12. Ловейкін В. С. Области збереження енерговитрат у вантажних маніпуляторах на транспортних засобах / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – 2010. – № 75 – С. 37-42.
13. Добрачев А. А. Исследование кинематики работы звеньев манипулятора в обобщенном виде / А. А. Добрачев, Р. Т. Раевская, А. В. Швеца // Лесоинженерное дело. – 2008. – №3. – С. 118-121.
14. Хасайн А. А. А. Рациональный выбор параметров звеньев манипулятора робота на основе анализа статических и динамических характеристик / А. А. А. Хасайн // Автореферат диссертации. – 2002, – Санкт-Петербург. – 20 с.
15. Rongbo Zhao. Inverse kinematic solution of 6R robot manipulators based on screw theory and the Paden-Kahan subproblem / Zhao Rongbo, Guan Yong, Shao Zhenzhou, Zhang Qianying, Wang Guohui // International Journal of Advanced Robotic Systems – 2018. – Vol. 15, No. 6. – P. 11. <https://doi.org/10.1177/1729881418818297>.

16. **Горбатюк Є. В.** Модульний принцип побудови будівельного робота / Д. О. Міщук, В. О. Волянчук, Є. В. Горбатюк // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – №89, 2017. – С. 90-97. <https://doi.org/10.26884/damu.a178913>.
17. **Міщук Д. О.** Однокішечний екскаватор з просторово-орієнтованою стрілою / Д. О. Міщук, Є. В. Горбатюк, О. А. Тетерятник // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Випуск 148. – 2014. – С. 43-48.
18. **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.
19. **Міщук Д. О.** Кінематичний аналіз маніпуляційної системи будівельного робота / Д. О. Міщук // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2014. – Вып. 65-66. – С. 90-96.
20. **Ловейкін В. С.** Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук – К.: Компрінт. – 2013. – 206 с. <https://doi.org/10.26884/damu.m13opzvmg>.
21. **Міщук Д. О.** Підвищення ефективності маніпулятора за рахунок оптимального керування / Д. О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – №85. – 2015. – С. 43-50.
- zaciya stroitelstva [Construction mechanization], No.1, 3-8. – (in Russian).
4. **Zhigalov K. Yu., Syunyaev Sh. I.** (2013). Modeli dvizheniya stroitelnoj tehniki v procesah avtomatizacii stroitelstva obektov [Motion models of construction equipment in the processes of automation of construction of facilities]. Aktualnye innovacionnye issledovaniya: nauka i praktika [Actual innovative research: science and practice], No3, 5. – (in Russian).
5. **Carra Gu., Argiolas Alf., Bellissima Ales., Niccolini M., Ragaglia M.** (2018). Robotics in the construction industry: state of the art and future opportunities. 35th International Symposium on Automation and Robotics in Construction (ISARC2018), July 2018, Berlin. <https://doi.org/10.22260/ISARC2018/0121>.
6. **Mantha Bharadwaj R. K., Carol C. Menassa, Vineet R. Kamat.** (2018). Robotic data collection and simulation for evaluation of building retrofit performance. Automation in Construction, 92, 88-102. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2018.03.026>.
7. **Vilman Yu. A.** (1989). Osnovy robotizacii v stroitelstve [The basics of building automation], Moscow, Vysshaya shkola Publ., 271. – (in Russian).
8. **Lelyanov B. N., Shelyanok E. A.** (2011). Matematicheskaya model mnogosvyaznogo obekta tipa «robot-manipulyator» [Mathematical model of a multiply connected object of the type "robot manipulator"], Khabarovsk, Elektronnoe nauchnoe izdanie. Uchenye zametki TOGU, Vol.2, No.1, 10-15. – (in Russian).
9. **Zablonskij K. I., Monashko N. T., Shecin B. M.** (1989). Optimalnyj sintez shem manipulatorov promyshlennyh robotov [Optimum synthesis schemes of manipulators of industrial robots], Kyiv, Tehnika Publ., 148. – (in Russian).
10. **Kobriniskij A. A., Kobriniskij A. E.** (1985). Manipulyacionnye sistemy robotov [Manipulation systems of robots], Moscow, Nauka Publ., 343. – (in Russian).
11. **Lovejkin V. S., Mischuk D. A.** (2012). Matematichne modeljuvannja zmini vil'otu vantazhu manipulatorom z gidroprivodom [Mathematical modeling of changes in cargo flight with hydraulic manipulator]. Gірnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and reclamation machines], No. 79, 9-15. – (in Ukrainian).
12. **Lovejkin V. S., Mischuk D. A.** (2010). Oblasti zberezheniya energovitrat u vantazhnikh

REFERENCES

1. **Shagina E. S.** (2014). Robotizaciya kak metod povysheniya bezopasnosti stroitel'nogo proizvodstva [Robotization as a method of increasing the safety of building production]. Stroitel'stvo unikalnyh zdaniy i sooruzhenij [The construction of unique buildings and structures], No.6(21), 129-136. <https://readera.ru/14322126>. – (in Russian).
2. **Vaskovskij A. M.** (2012). Stroitelnye roboty: realnost i perspektivy [Construction robots: reality and prospects]. Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta [Bulletin of the Moscow Automobile and Road State Technical University], No.2, 79-83. – (in Russian).
3. **Vilman Yu. A., Stepanov M. A.** (2006). Distancionno upravlyaemye manipulyatory [Remote-controlled manipulators]. Mehani-

- manipulyatorah na transportnih zasobah [Ways saving energy in cargo manipulators in vehicles]. *Girniči, budivelnì, dorožni ta meliorativni mašini* [Mining, constructional, road and melioration machines], No. 75, 37-42. – (in Ukrainian).
13. **Dobrachev A. A., Raevskaya R. T., Shvets A. V.** (2008). The study of the kinematics of the work of the links of the manipulator in a generalized form. *Forest engineering*, No.3, 118-121.
 14. **Khasain A. A. A.** (2002). The rational choice of the parameters of the links of the robot manipulator based on the analysis of static and dynamic characteristics. Abstract of the dissertation, St. Petersburg, 20.
 15. **Rongbo Zhao, Yong Guan, Zhenzhou Shao, Qianying Zhang, Guohui Wang.** (2018). Inverse kinematic solution of 6R robot manipulators based on screw theory and the Paden-Kahan subproblem. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, Vol.15, No.6, 11. <https://doi.org/10.1177/1729881418818297>
 16. **Mischuk D., Voliyanuk V., Gorbajuk E.** (2017). The modul design of construction robot. *Girniči, budivelnì, dorožni ta meliorativni mašini* [Mining, constructional, road and melioration machines], 89, 90-97. <https://doi.org/10.26884/damu.a178913>. – (in Ukrainian).
 17. **Mischuk D. A., Gorbajuk E. V., Teterjatnik A. A.** (2014). Odnokivshevij ekskavator z prostoro-orientovanoju striloju [Excavator with spatially oriented boom]. *Zbirnik naukovih prac' Ukraïns'koï derzhavnoï akademii zaliz-nichnogo transportu* [Scientific works the Ukrainian State Academy of Railway Transport], No. 148, 43-48. – (in Ukrainian).
 18. **Lovejkin V. S., Mischuk D. A.** (2009). Vznachennja optimalnih rezhimiv ruhu manipuljatora 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]. *Girniči, budivelnì, dorožni ta meliorativni mašini* [Mining, constructional, road and melioration machines], No. 73, 35-42. – (in Ukrainian).
 19. **Mischuk D. O.** (2014). Kinematicnij analiz manipuljacijnoï sistemi budivelnogo robota [Kinematical analysis of the manipulation system of the construction work]. *Vestnik Har'kovskogo nacionalnogo avtomobilno-dorozh-nogo universiteta* [Bulletin of Kharkiv National Automobile Highway University], Vol.65-66, 90-96. – (in Ukrainian).
 20. **Mischuk D. O., Lovejkin V. S.** (2013). Optimizacija rezhimu zmini vil'otu manipuljatora z gidroprivodom. Monografija [Optimization of the mode of change of departure of the manipulator with a hydraulic drive. Monograph]. CP Komprint Publ., 206. <https://doi.org/10.26884/damu.m13opzvmg>. – (in Ukrainian).
 21. **Mishuk D. A.** (2015). Pidischeniya effektivnosti manipulatora za rahunok optimalnogo keruvaniya [Increasing efficiency manipulator by optimal control]. *Girniči, budivelnì, dorožni ta meliorativni mašini* [Mining, constructional, road and melioration machines], 85, 43-50. – (in Ukrainian).

Determination of geometric parameters of a manipulator using by characteristics the working environment

*Dmitry Mishchuk, Eugene Gorbajuk,
Vladimir Volianiuk*

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. The use of industrial robotics in construction poses a number of severe and contradictory requirements, in particular, at high speed it is necessary to provide a given smooth movement and high precision of working out, and at the minimum mass and overall dimensions of actuators wish to receive the highest productivity and the performance of the robot. This increase in accuracy is usually associated with an increase in the mass and moment of inertia of the moving parts, and an increase in performance is achieved by the placement of tight drive mechanisms on the moving links of the robots, which significantly load them, thereby reducing the payload of industrial robots.

One of the key factors for efficient use of robots is the optimal selection of their parameters for the specific task, which requires additional research, since scientific works that clearly reflect the relationship between the work environment and the work are virtually absent. To use robots in construction, it is not necessary to have a clear model of understanding the functioning of these systems in the given technological conditions, as on the basis of this the optimal selection of the unit will be performed and the basic units and mechanisms of the work will be constructed.

The purpose of this work is to establish the influence of a given working environment on the choice of geometric parameters of a two-link ma-

nipulator. The paper presents the dependence by which it is possible to estimate the energy-genetic parameters of the manipulator, which depend on its geometric dimensions.

The study used methods of geometric similarity and analytical algebra, Lagrange equations of the 2nd kind, and known optimal laws of motion, which are correct for lifting machines.

Keywords: manipulator; the Lagrange equation; synthesis of manipulator links; at one moment of the manipulator; construction robot.

УДК 624.00

Інноваційні шляхи вдосконалення будівельної техніки з огляду на потреби сучасної будівельної індустрії

Микола Пристайло¹, Костянтин Марчук²

Київський національний університет будівництва і архітектури

Повітрофлотський проспект 31, Київ, Україна, 03680

¹pristaylo_na@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3151-4680

²marchuk_95@uk.net, orcid.org/0000-0002-6078-0358

Received: 17.09.2019; Accepted: 04.12.2019

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0301>

Анотація. Основними машинами для виконання землерийних робіт основними машинами є одноківшеві екскаватори. У робочого обладнання одноківшевого гідравлічного екскаватора є низка особливостей, які при переобладнанні прямої лопати на зворотну лопату, і навпаки, потребують затрат робочої сили та часу. Стандартні робочі органи мають низку проблем, які знижують продуктивність а також енергоємність процесу розробки масиву ґрунту.

Ключові слова: екскаватори, пряма лопата, зворотна лопата, землерийні машини, універсальні екскаватори.

ВСТУП

Ефективність реконструкції та капітального будівництва промислових і цивільних об'єктів залежить від досконалості технології та рівня механізації будівельних робіт. Найбільш трудомісткими у будівництві є земляні роботи.

У житловому, цивільному та промисловому будівництві найбільшого поширення набули роботи пов'язані з плануванням майданчиків, улаштуванням котлованів і траншей. Обсяги цих робіт постійно збільшуються і нині становлять 16 млрд м³ на рік. Чисельність працівників задіяних на земляних роботах становить 9,3 % загальної чисельності у будівництві, зокрема на виконанні робіт вручну – 2,9 %.

При виконанні земляних робіт будівельними машинами екскаватори займають провідне місце. Ними виконують значний комплекс робіт при розробці котлованів і траншей, будівництві автомобільних та

залізничних доріг, аварійно-рятувальних операціях тощо.

МЕТА РОБОТИ

Мета роботи полягає в обґрунтуванні зростання попиту одноківшевих екскаваторів за допомогою аналізу та прогнозування.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

В Україні застосовують понад 140 тис. екскаваторів, 42 тис. скреперів і 130 тис. бульдозерів (Табл. 1). Основні обсяги робіт виконуються одноківшевіми екскаваторами (38,2%), бульдозерами (29,7 %), скреперами (15 %), багато ківшевіми екскаваторами (6%) та іншими машинами (11,1%) [6].

Для виконання земляних робіт в будівництві найчастіше використовують екскаватори обладнані прямою лопатою, зворотною лопатою та драглайном. Тип екскаватора вибирають на підставі техніко-економічного порівняння різних варіантів.

Таблиця 1. Виконання землерийних робіт

Table 1. Execution of earth-moving works

Техніка	Об'єм робіт
Екскаватори	38%
Бульдозери	29.7%
Скрепери	15%
Багатоківшеві екскаватори	6%

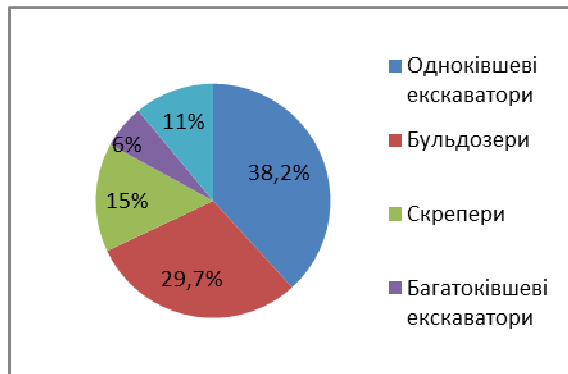


Рис. 1. Співвідношення спец техніки для землерийних робіт

Fig. 1. Value of special equipment for earth-moving works

Істотним недоліком однокішшевих екскаваторів є їх мала продуктивність порівняно, наприклад, з багатокішшевиими екскаваторами. Але дані машини відрізняється високою мобільністю, малими габаритами, великим діапазоном розмірних груп, що й робить однокішшеві екскаватори необхідними, при різних типах робіт.

Загальними тенденціями розвитку конструкції однокішшевих екскаваторів є: створення нового типу – екскаваторів-маніпуляторів і міні-екскаваторів із набором швидкоз'ємних робочих органів для комплексної механізації робіт у будівництві; підвищення питомої потужності при порівняно невеликому збільшенні маси; застосування більш міцних матеріалів; зниження трудомісткості технічного обслуговування; поліпшення умов праці, зменшення шуму, вібрацій, загазованості, запиленості; створення важких екскаваторів на базі спарених платформ; розширення номенклатури екскаваторного устаткування; використання автоматичних (дистанційних) систем керування робочим органом (РО); удосконалення систем керування та створення комфортних умов для машиніста; впровадження мікропроцесорної техніки, пристроїв відображення інформації.

Таблиця 2. Співвідношення імпорту будівельної техніки в Україну

Table 2. The ratio of import of construction equipment to Ukraine

Опис техніки	б/у	Нові
Екскаватори однокішшеві	211	173
Екскаватори-навантажувачі	306	334
Фронтальні навантажувачі	97	251
Бульдозери	20	75
Всього	634	833

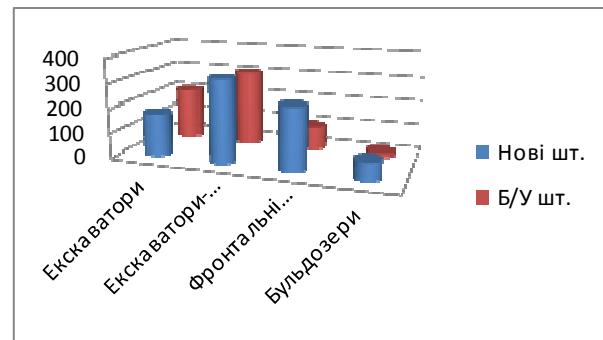


Рис. 2. Співвідношення імпорту будівельної техніки в Україну [8]

Fig. 2. The ratio of import of construction equipment to Ukraine [8]

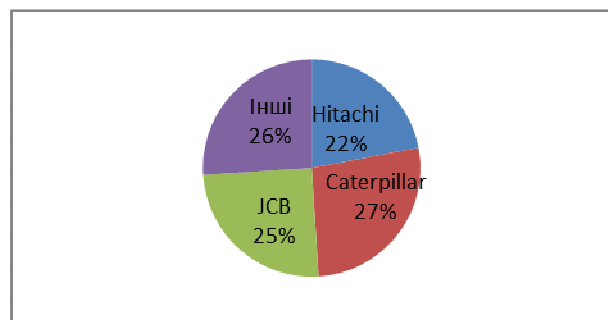


Рис. 3. Імпорт екскаваторів в Україну, статистика по торговельним маркам [8]

Fig. 3. Import of excavators to Ukraine trade mark statistics [8]

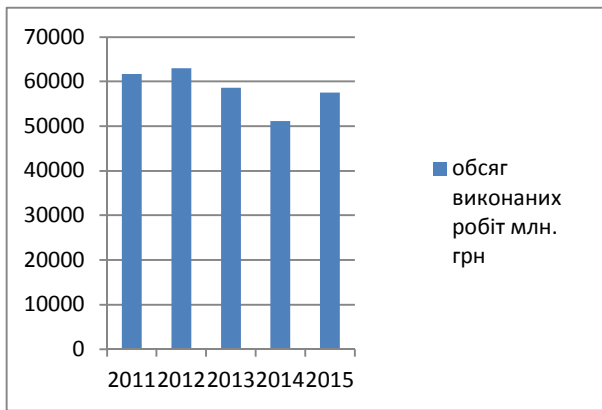


Рис. 4. Основні показники результатів діяльності будівельної галузі України в період з 2011-2015 роки [7]

Fig. 4. Main indicators of the results of the Ukrainian construction industry in the period from 2011-2015 [7]

Аналіз показує, що в 2017 році обсяг продажу гусеничних екскаваторів на китайському ринку збільшився більш ніж у 2 рази. Обсяги продажу будівельної техніки в Індії зросли на 10%, попит на європейському ринку збільшився, а у США відновився після уповільнення.

За даними Консалтинг Лтд продажі на світовому ринку будівельних машин у 2018 році збільшилися приблизно на 6%. У найближчі кілька років світовий ринок залишатиметься помірним і стійким.

До 2023 року світовий ринок будівельної техніки досягне ринкової вартості 272,15 млрд доларів США, рекордне значення якого складе 7,98% у прогнозованому періоді 2018-2023 років. Зростаючий фокус на інфраструктурі та розвиток автоматизації у будівництві та виробничих процесах суттєво вплинув на зростання ринку.

Міжнародна компанія «Global Market Insights», що займається аналізом і оцінкою різних галузей промисловості, випустила свій новий звіт де оцінила світовий ринок оренди будівельної техніки (Рис.5). За її розрахунками зростання даного сегмента ринку дозволить до 2024 року оцінювати дохід у ньому близько \$ 75,2 млрд.

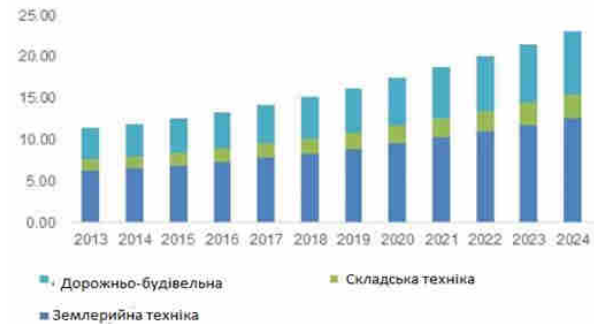


Рис. 5. Прогнозування попиту оренди землерийної техніки 2013-2024 рр.

Fig. 5. Prognosis of the demand for rent of earth moving equipment 2013-2024 biennium

Найпопулярнішими на ринку оренди спецтехніки виявилися дорожно-будівельна техніка (32%) і землерийна техніка (майже 55%).

У зв'язку з очікуваним зростанням будівництва доріг і дорожньої інфраструктури, аналітики «Global Market Insights» очікують, що екскаватори, навантажувачі та бульдозери будуть найприбутковішими, їх частка в оренді до 2024 року виросте мінімум на 10%, склавши близько \$ 40 млрд загальносвітового орендного доходу.

Нині близько третини орендного ринку належить США. А масова реконструкція дорожньої мережі в США і в країнах що розвиваються дозволяє очікувати зростання попиту на оренду спецтехніки, зокрема обладнаної сучасними інтелектуальними системами для збільшенню ефективності та безпеки.

У країнах Європи зростання очікується за рахунок виконання сучасних проектів з виробництва зеленої енергії: будівництва сонячних і вітрових електростанцій.

Провідні компанії на світовому ринку оренди спецтехніки: United Herc (Америка і Канада), Neff (Німеччина, Австрія), Sunbelt (США), Ahern (США), Gemini Equipment and Rentals (Індія), Aggreko (Великобританія), Terex (Америка), Maxim Crane Works (США), Komatsu (Японія), Liebherr, Weldex International Offshore (Великобританія).

Сьогодні вітчизняна будівельна галузь перебуває на стадії глибокої депресії. Війна та девальвація зробили фінансово-економічну кризу особливо болючою для більшості підприємств. Обсяги виконаних робіт на будівельному ринку скоротилися більш ніж у двічі. Тому вдосконалення робочого обладнання універсального одноківшевого екскаватора забезпечить деяку економію під час виконання землерийних робіт.

Створення високопродуктивних землерийних машин здійснюється за двома напрямками: виробництво принципово нових робочих органів та машин на базі використання досягнень фундаментальних наук і вдосконалення робочих органів, та машин традиційного типу, що знаходяться в експлуатації.

Перспективний напрям розвитку одноківшевих екскаваторів є створення робочих органів, що дозволять значно підвищити продуктивність виконання землерийних робіт за рахунок застосування траєкторно зміщених ріжучих елементів, розширення функціональних можливостей за рахунок використання поворотного гідроциліндра та гнучкого днища. З метою визначення перспективних напрямів створення високо-ефективних робочих органів одноківшевих екскаваторів в статті подано огляд традиційних конструкцій робочих органів, їх елементів та нових конструктивних рішень.

Ківш землерийної машини (Рис. 6) має на різальному поясі траєкторно зміщені зуби [10], це призвело до покращення заповнення ковша і, як наслідок, підвищення продуктивності машин в цілому.

Тривалість робочого циклу одноківшевого екскаватора з РО [10]

$$T = t_{\text{зан}} + t_{\text{пов}} + t_{\text{виг}} + t_{\text{хол}} + t_{\text{ман}}, \quad (1)$$

де T – тривалість робочого циклу; $t_{\text{зан}}$ – час заповнення ковша; $t_{\text{пов}}$ – час повороту екскаватора з заповненим ковшом у положення вивантаження; $t_{\text{виг}}$ – час вивантаження ковша; $t_{\text{хол}}$ – час повороту екскаватора з порожнім ковшом у положення заповнення ковша; $t_{\text{ман}}$ – час маневрування за цикл.

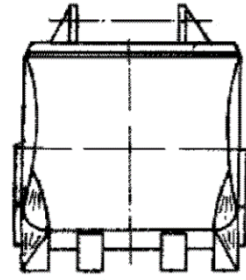


Рис. 6. Ківш землерийної машини вид спереду [10]

Fig. 6. Bucket of earthmoving machine view from the front [10]

Основним недоліком даного технічного рішення є неможливість копання ґрунту в режимі «пряма та зворотна лопата» без виконання монтажно-демонтажних робіт, пов'язаних з переустановкою робочого органу (ковша) відносно рукояті.

Конструкція екскаватора одноківшевого спрямована на збільшення продуктивності та розширення його функціональних можливостей [11]. Робоче обладнання екскаватора одноківшевого включає: ківш дзеркально симетричної форми (Рис. 7), встановлений в проїмі рукояті та два гідроциліндра встановлені між внутрішніми сторонами проїми.

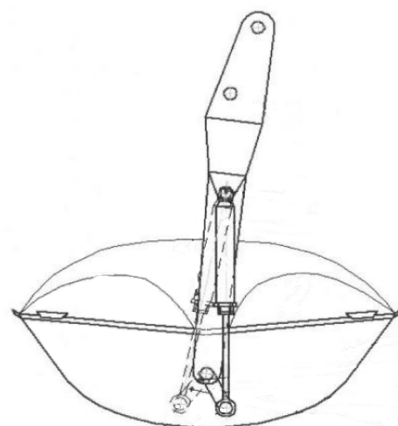


Рис. 7. Ківш дзеркально-симетричної форми [11]

Fig. 7. Buckle of mirror-symmetrical shape [11]

Тривалість робочого циклу одноківшевого екскаватора в режимі пряма зворотна лопата [11]

$$T = t_{\zeta\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} \cdot (2)$$

Тривалість робочого циклу з врахуванням часу на переобладнання

$$T = t_{\zeta\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}}, (3)$$

де t_{nep} – час на переобладнання робочого органу (пряма та зворотна лопата).

Недоліком цього пристрою є низька продуктивність екскаваторних робіт при розробці міцних та мерзлих ґрунтів, обумовлена розподілом корисної сили одночасно на всі ріжучі елементи та складністю переобладнання при переході від одного режиму до іншого.

Ківш екскаватора (Рис. 8), який містить бічні стінки з розширювачами [12].

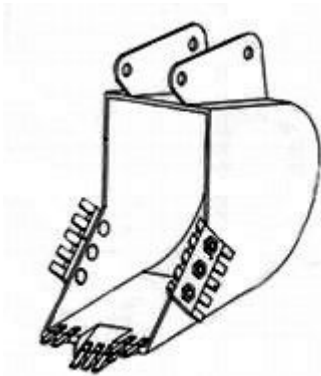


Рис. 8. Тривимірний модель ковша екскаватора [12]

Fig. 8. Three-dimensional bucket model of excavator [12]

Тривалість робочого циклу одноківшевого екскаватора з РО [12]

$$T = t_{\zeta\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_n, (4)$$

де t_n – руйнування ґрунту боковими розширювачами.

Дозволяє руйнувати ґрунт розширювачами в обох напрямках руху ковша.

Недоліком такої конструкції є низька ефективність внаслідок незакінченого циклу копання в зворотному напрямку.

Ківш одноківшевого екскаватора виконаний у совкоподібній формі (Рис. 9) має основні та розпушувальні зуби [13]. Вони дозволяють додатково розпушувати міцні ґрунти за рахунок траєкторно зміщених розпушувальних зубів.

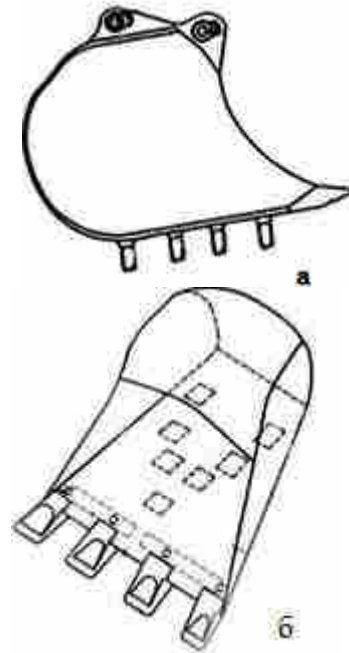


Рис. 9. Совкоподібний ківш: а – розстановка розпушувальних зубів на днищі ковша, б – зображений загальний вигляд робочого органу [13]

Fig. 9. Scoop-shaped bucket: a – placement of loosening teeth on the bottom of the bucket, б – depicts the general view of the working organ [13]

Тривалість робочого циклу одноківшевого екскаватора [13] з РО

$$T = t_{\zeta\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}} + t_{\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}\grave{\alpha}}, (5)$$

де $t_{n\partial}$ – час на підбір попередньо зруйнованого ґрунту.

Основним недоліком такої конструкції є низька ефективність внаслідок збільшення операцій циклу копання.

ВИСНОВОК

У зв'язку з популярністю будівельних екскаваторів ці машини повинні бути максимально універсальними, відповідати вимогам і умовам, як просторовим, так і фізико-механічним. Крім відповідності нормам даного регіону одноківшеві екскаватори повинні бути мобільними та мати при малих габаритах максимальну продуктивність. Саме тому розробка одноківшевого екскаватора для копання ґрунту вище та нижче рівня стоянки, без виконання монтажно-демонтажних робіт на переобладнання з підвищеною продуктивністю та зменшеною енергоємністю процесу копання, є актуальною та необхідною вимогою сьогодення.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Интенсификация** разработки ґрунтов в дорожном строительстве : монографія / В. И. Баловнев, Л. А. Хмара. – Москва: Транспорт, 1993. – 383с
2. **Модернізація** та підвищення продуктивності будівельних машин: монографія / Л. А. Хмара, М. П. Колісник, В. П. Станевський. – Київ : Будівельник, 1992. – 152 с
3. **Машины** для земляных работ / Ю.А. Ветров, А.А. Кархов, А.С. Кондра, В.П. Станевский. - К.: Выща шк., 1981. - 348 с.
4. **Міщук Д.** Відвал бульдозера з розпушувальними зубами / Д. Міщук, В. Воляннюк, Є. Горбатюк // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип.92, – 2018. – С. 70-79.<https://doi.org/10.31493/gbdmm1892.0403>.
5. **Офіційний сайт** Державної служби статистики України [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.ukrstat.gov.ua/>
6. **Технология** строительного производства. Учебник для вузов: С. С. Атаев, Н. Н. Данилов, Б. В. Прыкин и др. Стройиздат», 1984.
7. **Аналіз** стану та тенденції розвитку будівельної галузі України / О.В. Оскома, А.Р. Колосова, К.О. Засікан // Глобальні та національні проблеми економіки. – 2015. – № 8 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://global-national.in.ua/issue-8-2015>
8. **Компанія** МАРКОМ (ТОВ "Маркетингові комунікації "МАРКОМ") - дослідження, консалтинг, просування на ринках B2B,

- B2C: інфраструктури, промисловості, транспорту, сільського господарства, продуктів харчування, будівництва, родовищ, корисних копалин. – Режим доступу: <http://marcom.kiev.ua/ua/research/>
9. **Ветров Ю. А.** Резание ґрунтов землеройными машинами. Изд. «Машиностроение». М., 1971.
 10. **Деклараційний патент** України на винахід № 59923 А, кл. E02F 3/40, 2003.
 11. **Екскаватор одноківшевий** (патент на корисну модель України № 54205, кл. E02F 3/28, 2010).
 12. **Корисна модель** (патент на корисну модель України №65244, кл. E02F 3/40, 2011).
 13. **Деклараційний патент** на корисну модель України № 86371, кл. E02F 3/40, 2013.

REFERENCES

1. **Balovnev V. I., Khmara L. A.** (1993). Intensification of development of land in road construction. monograph. Moscow, Transport, 383
2. **Khmara L. A., Kolisnyk M. P., Stanevsky V. P.** (1992). Modernization and increase of productivity of construction machines: monograph. Kyiv, Builder, 152.
3. **Vetrov Yu. A., Karkhov A. A., Kondra A.S., Stanevsky V.P.** (1981). Machines for earthwork. Kyiv, Higher school, 348.
4. **Mishchuk D., Volyanyuk V., Gorbatiuk Eu.** (2018) Dozer blade with ripper teeth. Gіrničї, budivelni, dorožni ta meliorativni mašini [Mining, constructional, road and melioration machines], No.92, 70-79. – (in Ukrainian). <https://doi.org/10.31493/gbdmm1892.0403>.
5. **Official site of the State Statistics Service of Ukraine** [Electronic resource]. Mode of access: <http://www.ukrstat.gov.ua/>
6. **Ataev S. S., Danilov N. N., Prikin B. V. and others** (1984). Technology of building production. Textbook for high schools: Stroyizdat.
7. **Oscorn O. V., Kolosova A. R., Zasikan K. O.** (2015). Analysis of the state and trends of the construction industry in Ukraine. Global and national problems of the economy, No. 8. Access mode: <http://global-national.in.ua/issue-8-2015>.
8. **MARKOM company** (marketing communications marketing company "MARKOM") - research, consulting, promotion on the markets B2B, B2C: infrastructure,

industry, transport, agriculture, food, construction, deposits, minerals - access mode: <http://marcom.kiev.ua/ru/research/>

9. **Vetrov Yu. A.** (1971). Soil cutting by earthmoving machines. Izd. Machine-building. Moscow.
10. **Declarative Patent of Ukraine** for invention No. 59923 A, cl. E02F 3/40, (2003).
11. **One-digger excavator.** (2010). Patent for utility model number 54205, class E02F 3/28.
12. **Utility model** (2011). Patent for utility model number 65244, class E02F 3/40.
13. **Declarative** (2013). Patent for Utility Model No. 86371, cl. E02F 3/40.

Innovative ways to improve construction equipment given the needs of the modern construction industry

*Mykola Pristailo¹,
Konstantin Marchuk²*

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. The sound of the popular weekday excitement, such as the most convenient but the most comprehensive, the more intelligent, the more open, the more physical. In addition to the standards given to the region, one-time-one-way mobile and mother with a small size maximize productivity. By the way, the development of a one-way excavator for digging on the road and lower than the parking lot without the need for assembly and disassembly robots for overhauling with the most efficient and unchanged energy process.

Keywords: excavators, straight shovel, back shovel, earthmoving machines, universal excavators.

УДК 624.132.1

Особливості руйнування робочих середовищ при інформаційності та співентропійності робочих процесів будівельної техніки

*Анатолій Фомін¹, Олександр Гаркавенко², Олександр Костенюк³,
Олександр Тетерятник⁴*

Київський національний університет будівництва і архітектури
пр-т Повітрофлотський, 31, Київ, Україна, 03037

¹fomin.av@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5990-4384>

²garkavenko.om@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-6889-9791>

³KostenyukOO@i.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3281-6747>

⁴teteriatnyk.oa@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9983-0551>

Received: 14.09.2019; Accepted: 20.10.2019
<https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0401>

Анотація. Аналіз будівельної техніки та її робочих процесів, а також синтез нових робочих органів та машин базується на дослідженнях окремих закономірностей їх роботи. Цей напрямок досліджень в галузі робочих середовищ є достатньо ефективним, але звуження напрямів обмежує позитивний ефект від їх проведення.

Процеси руйнування робочих середовищ є деструкційними. Всі реальні процеси незворотні, тобто ентропія ізольованої (замкненої) системи може тільки зростати. Для відкритих систем, де є обмін з оточуючим середовищем речовиною, а також енергією й імпульсом, ентропія може зменшуватися за рахунок поповнення системи речовиною та енергією, але напрямок протікання природних процесів не змінюється.

В складних, нелінійних, невірноважених і відкритих системах можуть протікати процеси організації, коли упорядкованість системи зростає за рахунок синергетичної відкритості. Складним та нелінійним процесам розробки робочих середовищ притаманні обидва напрямки процесів. Опис еволюції систем руху робочих середовищ, як процесів деградації, науково обґрунтовується другим законом термодинаміки, еволюція системи в сенсі організації для всіх її складових – синергетикою.

При формуванні забою необхідно враховувати те, що процес руйнування повинен співпадати з напрямком процесу природного руйнування для зменшення витрат енергії.

Конструктивна реалізація робочих органів будівельних машин таким способом, коли здійснюється співнаправленість процесів руйнування з протіканням природних процесів дозво-

ляє значно підвищити інформаційність роботи будівельної машини. Такі процеси призводять до кардинального зменшення ресурсних витрат на одиницю продукції та поліпшення всіх параметрів розробки робочих середовищ.

Ключові слова: ентропія, інформаційність, синергетика, робоче середовище, гравітаційне поле, конкуруючі фактори.

ВСТУП

До тепер дослідження в галузі розробки робочих середовищ базувались на вивченні конкретних закономірностей і не торкались загальних природних законів, що значно обмежувало можливості створення високоякісних моделей функціонування технічних комплексів для розробки робочих середовищ [1, 2].

Напрямок перебігу природних процесів визначається другим законом термодинаміки, з якого випливає, що ентропія ізольованої системи може тільки зростати, досягаючи максимуму в стані термодинамічної рівноваги системи. Для відкритих систем, де є обмін з оточуючим середовищем речовиною, а також енергією й імпульсом, ентропія може зменшуватися за рахунок поповнення системи речовиною та енергією, але направленість всіх реальних процесів у бік збільшення ентропії не змінюється і в відкритих системах. У складних, нелінійних, невірноважених і відкритих системах можуть протікати процеси організації, коли

впорядкованість системи зростає за рахунок синергетичної відкритості. Складним процесам розробки робочих середовищ притаманні обидва напрямки протікання процесів. Опис еволюції систем руху робочих середовищ як процесів деградації доводяться та науково обґрунтовуються другим законом термодинаміки, еволюція системи в сенсі організації для всіх її складових – синергетикою.

Отже, процеси руйнування робочих середовищ для зменшення затрат енергії повинні бути співнаправленими з природними процесами руйнування, а конструкції техніки, її робочих органів, а також робочі процеси цієї техніки повинні бути в синергетичному сенсі максимально інформаційними.

МЕТА СТАТТІ

Ціль роботи – обґрунтування нових підходів до руйнування робочого середовища системами будівельної техніки з урахуванням співентропійної направленості та синергетичного характеру цих процесів.

Задачею даного дослідження є конструктивна і режимна реалізація співентропійності і синергетичності руйнування робочих середовищ.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Розробка середовищ при проведенні земляних робіт, а також в робочих процесах при функціонуванні комплексу технічних систем будівельної техніки, пов'язана з навантаженням, деформуванням і руйнуванням цих середовищ [3]. Ефективність розробки оцінюється питомими параметрами: енергоємністю, питомою продуктивністю, масопитомою продуктивністю і всезагальним критерієм ефективності функціонування комплексу технічних систем будівництва і будівельної техніки – питомою ентропією. Руйнування робочих середовищ є деструкційним процесом – процесом руйнування структури середовища. Всі реальні процеси незворотні, тобто ентропія ізольованої (замкненої) системи може тільки зростати. Якщо у відкриту систему потраплять

матерія, енергія й інформація то напрямок протікання природних процесів не зміниться. Для зменшення витрат енергії на руйнування робочих середовищ необхідно формувати робочі процеси комплексів технічних систем таким чином, щоб у руйнуванні цих робочих середовищ були задіяні фізичні поля (природний рух відбувається виключно через дію чотирьох типів фундаментальних фізичних полів). При руйнуванні робочих середовищ відбувається макрорух в гравітаційному полі, тому форму забою необхідно будувати так, щоб максимально використовувати гравітаційні поля.

На Рис. 1 представлено дисковий робочий орган землерийної машини, особливість якого полягає в наступному: забій сформовано таким чином, що ґрунт, який підлягає руйнуванню, розташований над робочим органом [4]. Це досягається тим, що робочий орган нахилений під кутом α в напрямку, протилежному швидкості подачі V_{Π} . В такому разі частину роботи з руйнування ґрунту виконує гравітаційне поле.

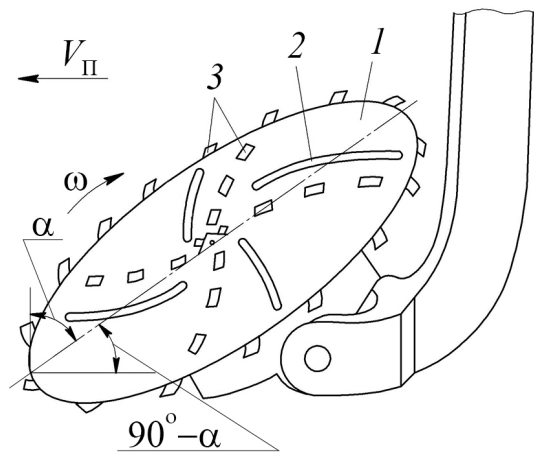


Рис. 1. Дисковий робочий орган землерийної машини: 1– диск, 2– металні елементи, 3– ріжучі елементи

Fig. 1. Disk working body of the earthmoving machine: 1– disk, 2– throwing elements, 3– cutting elements

Сила тяжіння, що діє на ґрунт, направлена на відрив часток ґрунту від масиву, переміщує відділений ґрунт на торцеву площину диска робочого органу, далі, за

рахунок обертального руху, виносить ґрунт у відвал. Крім того, невеликий замкнений об'єм ґрунту, що знаходиться над робочим органом, потрапляє під дію хвиль напружень (деформацій), що знижує межу міцності ґрунту.

На Рис. 2 зображено робочий орган з металником, що має всі переваги дискового робочого органу, ще й додатково дозволяє окремо змінювати швидкості різання і екскавації (метання) ґрунту в забої [5].

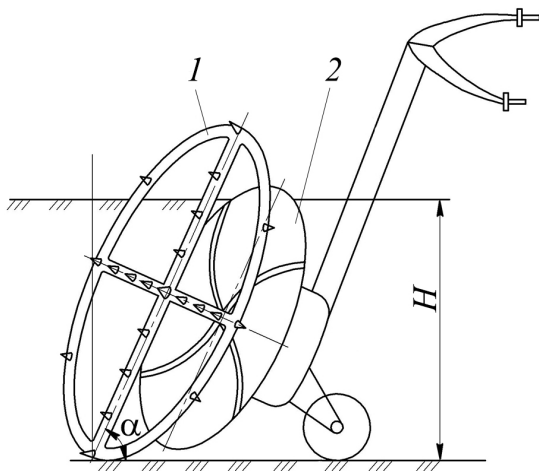


Рис. 2. Робочий орган з металником: 1– диск, 2– металник

Fig. 2. Working body with a thrower: 1– disk, 2– thrower

Найбільшу частину роботи з руйнування ґрунту гравітаційне поле виконує при способі руйнування, що реалізується швидкісним обладнанням (Рис. 3), а особливо квазістатичним устаткуванням (Рис. 4). Суть способу руйнування робочих середовищ співентропійної направленості пояснюється наступними запропонованими конструкціями робочого устаткування.

Спосіб руйнування ґрунту швидкісним робочим обладнанням реалізується наступним чином. При розробці траншеї глибиною H робочий орган розташовується в нижній частині так, щоб розробляти ґрунт

висотою $H - \Delta H$, тобто товщина ґрунту ΔH робочим органом не розроблюється і залишається незруйнованою. Руйнування цієї частини ґрунту відбувається за рахунок сили тяжіння, яка діє на коток. Тобто нижня частина траншеї розробляється робочим органом за рахунок руху стояка зі швидкістю V_{Π} і кутової швидкості ω робочого органу, а верхня частина ΔH руйнується котком за рахунок сили тяжіння $F = mg$, де m – маса котка та ґрунту, що відділяється від масиву (коток теж рухається зі швидкістю V_{Π} і має можливість переміщуватися на певну відстань у вертикальному напрямі). В залежності від конкретних умов вертикально на ґрунт може діяти і динамічна сила. Зруйнований ґрунт за рахунок сили тяжіння потрапляє на торцеву поверхню робочого органу і екскаваторними лопатками виноситься за межі траншеї.

Спосіб руйнування ґрунту квазістатичним робочим устаткуванням реалізується наступним чином. Робочий орган розташовується в траншеї аналогічно попередньому випадку. Через те, що робочий орган складається з обода та спиць, ґрунт, що розробляється різальними елементами внаслідок нахилу колеса під кутом α в напрямку, протилежному швидкості подачі V_{Π} , під дією сили тяжіння надходить на конвеєр, потім на лоток і видаляється за межі траншеї.

Оскільки значна частина ґрунту руйнується за рахунок гравітаційного поля (природний рух матерії в фізичному полі відбувається у бік від більшого потенціалу поля до меншого потенціалу поля), витрати енергії приводів робочого органу та базової машини на розробку траншеї значно зменшуються, тобто даний спосіб руйнування ґрунтів є менш енергоємним. Конструкцією передбачається додатковий конвеєр, який може встановлюватися окремо для екскавації ґрунту товщиною ΔH , що руйнується виключно гравітаційним полем.

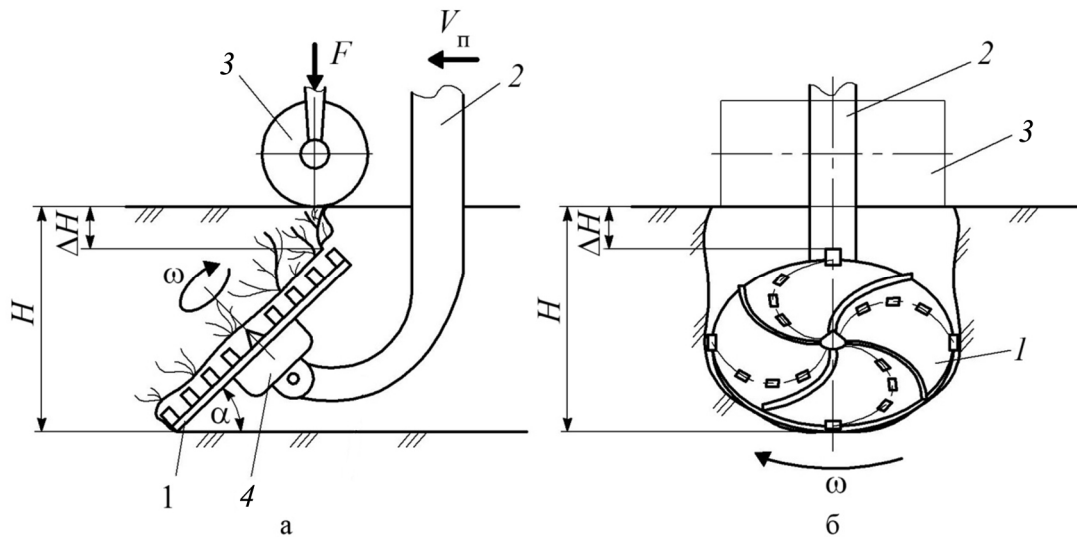


Рис. 3. Швидкісне ґрунторуйнуюче устаткування: а – вигляд збоку, б – вигляд спереду; 1 – дисковий робочий орган, 2 – стояк, 3 – коток; 4 – привод робочого органа

Fig. 3. Rapid ground-breaking equipment: a – side view, b – front view; 1 – disk working body, 2 – rack, 3 – cats; 4 – drive of the working body

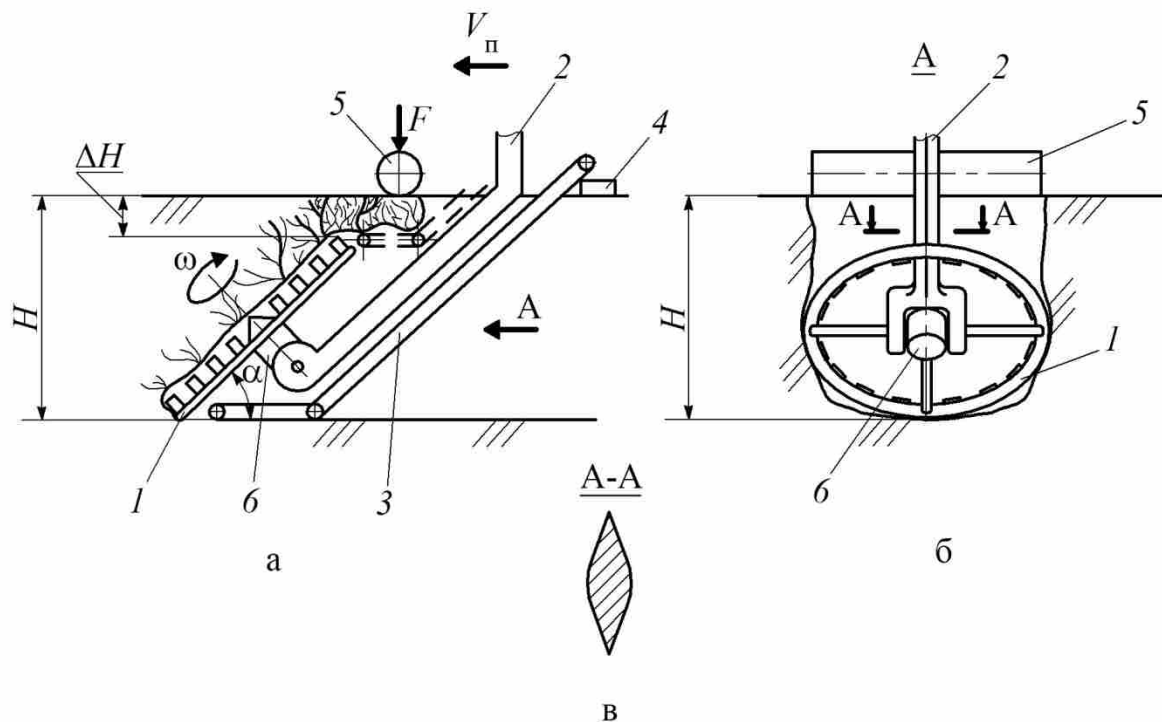


Рис. 4. Квazистатичне ґрунторуйнуюче устаткування: а – вигляд збоку, б – вигляд ззаду (конвеєр і лоток умовно не показані); 1 – дисковий робочий орган, 2 – стояк 3 – конвеєр, 4 – лоток, 5 – коток, 6 – привод робочого органа

Fig. 4. Quasi-static soil demolition equipment: a – side view, b – rear view (conveyor and tray not conventionally shown); 1 – disk working body, 2 – rack, 3 – conveyor, 4 – tray, 5 – roll, 6 – drive of working body

На Рис. 5 показано робочий орган зі співентропійним руйнуванням робочого середовища, що знаходиться над робочим органом і гравітаційне поле, яке виконує частину роботи з руйнування ґрунту. Це реалізує співнаправленість руйнування з дією природніх процесів, а робочий орган і робочий процес мають підвищену інформаційність [6].

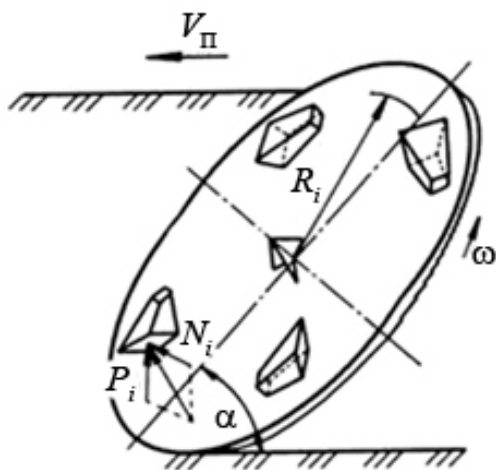


Рис. 5. Дисковий робочий орган зі співентропійним руйнуванням робочого середовища

Fig. 5. Disk working body with co-entropy destruction of the working environment

Під час руйнування робочого середовища значно зменшується сила різання і енергоємність. Відповідно зменшується виробництво ентропії внаслідок залучення до процесу руйнування гравітаційного поля, вплив якого обумовлюється зміною кута α нахилу робочого органу. Збільшення або зменшення кута α зменшує або збільшує долю гравітаційного поля в загальній енергії робочого процесу.

Експериментальні дослідження силових параметрів дискового робочого органу підтвердили, що при зміні кута α нахилу диска виникають конкуруючі задачі, а саме: зі зменшенням кута нахилу сила опору ґрунту руйнуванню зменшується, але, при цьому, зменшується й продуктивність робочого органу, внаслідок того, що зменшується поперечний переріз траншеї, що відрива-

ється. Крім того, чим менше кут нахилу робочого органу, тим більше має місце ефект самообвалення ґрунту на площину диска.

При збільшенні кута нахилу диска сила опору ґрунту руйнуванню трохи збільшується, але збільшується й продуктивність робочого органу, тому що зростає площа поперечного перерізу траншеї.

На графіку (Рис. 6) показана залежність продуктивності дискового робочого органу Π від його кута нахилу α . З графіка видно, що оптимальний кут нахилу робочого органу знаходиться у межах $65...75^\circ$.

При $\alpha < 65^\circ$ робоча площа диска використовується неефективно внаслідок зменшення його робочої площі, а при $\alpha < 75^\circ$ відсутнє явище самообвалення ґрунту на площину диска, і продуктивність робочого органу також зменшується.

На Рис. 7 показано експериментальні залежності сили опору ґрунту руйнуванню P і її середньоквадратичного відхилення σ від кількості ґрунторуйнуючих елементів m , що працюють за схемою "слід у слід" при різних кутах нахилу робочого органу α [6].

Результати експериментальних досліджень показують, що при збільшенні кута нахилу робочого органу α сила опору ґрунту руйнуванню P збільшується внаслідок того, що зменшується ефект самообвалення ґрунту. При цьому встановлено, що середньоквадратичне відхилення сили різання σ при зміні кута α практично не змінюється.

Отже, з умови мінімізації динамічних навантажень і сили опору ґрунту руйнуванню кількість ґрунторуйнуючих елементів в одному кільцевому ряді, тобто ті, що працюють по схемі "слід у слід", не повинне перевищувати 4...5 шт. У подальших дослідженнях приймаємо, що кількість таких елементів $m = 4$.

Під час руйнування робочого середовища так, що робочий орган розробляє середовище тільки в нижній частині траншеї (див. Рис. 3) значно зменшується сила різання та енергоємність. Відповідно зменшується виробництво ентропії внаслідок залучення до процесу руйнування гравітаційного поля, вплив якого обумовлюється

змінюю кута α нахилу робочого органу. Збільшення або зменшення кута α відповідно зменшує або збільшує долю гравіта-

ційного поля в загальній енергії робочого процесу.

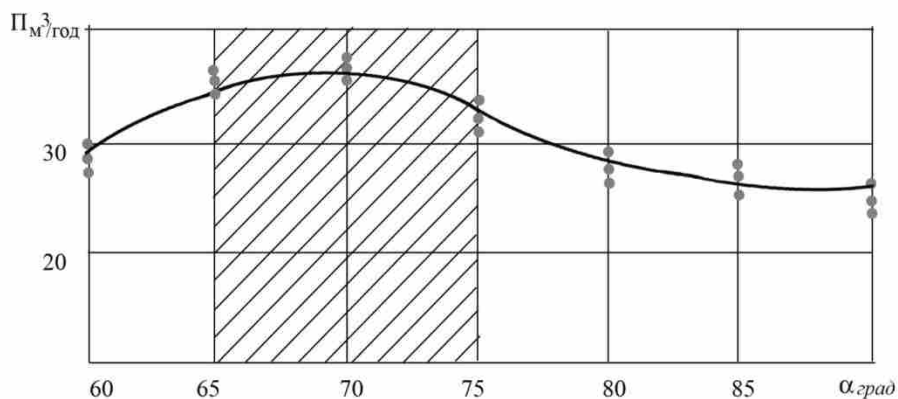


Рис. 6. Залежність продуктивності Π від кута α нахилу диска

Fig. 6. Dependence of productivity Π on the angle α of inclination of the disk

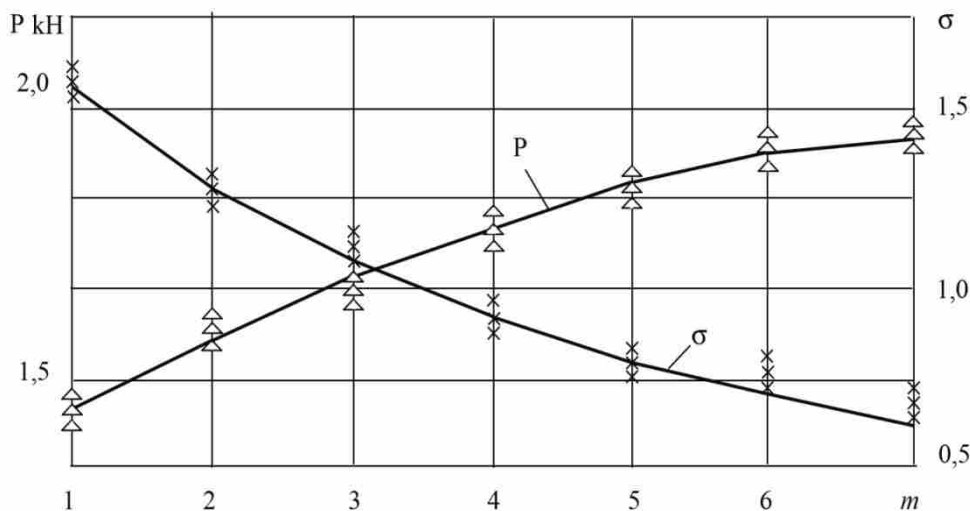


Рис. 7. Залежність P і σ від m при $\alpha < 60^\circ$

Fig. 7. Dependence P and σ from m by $\alpha < 60^\circ$

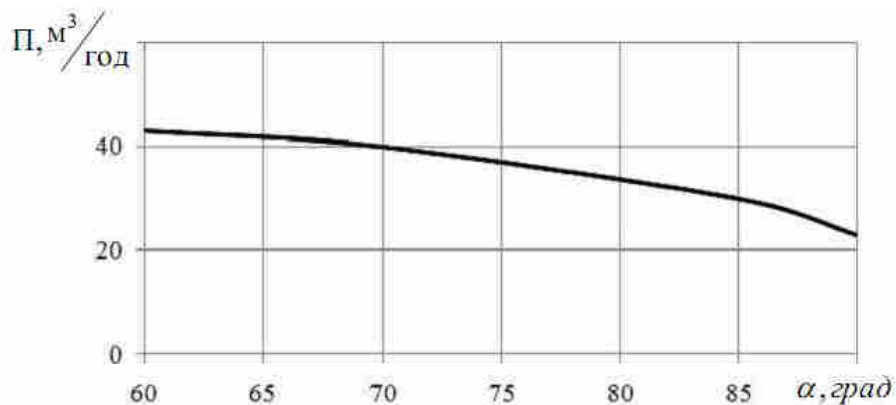


Рис. 8. Залежність продуктивності Π від кута α нахилу робочого органа

Fig. 8. Dependence of productivity Π on the angle α of inclination of the working body

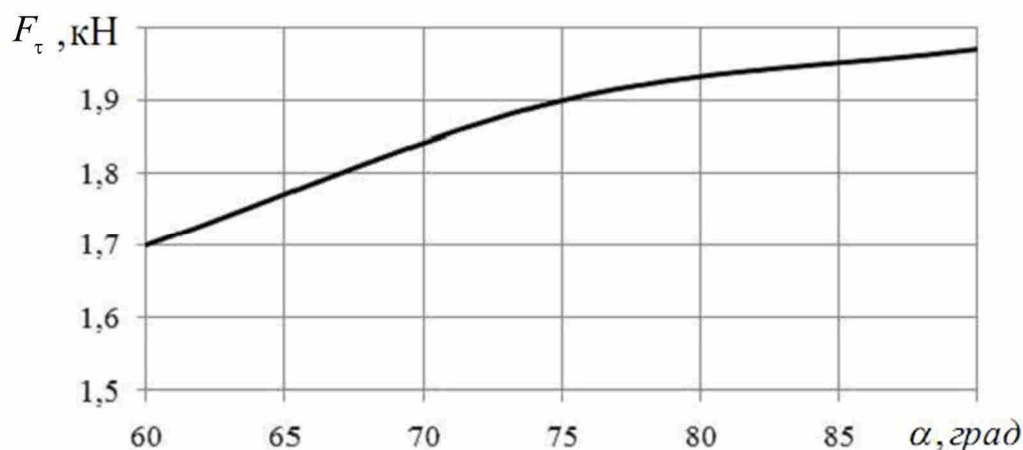


Рис. 9. Залежність F_τ від кута α

Fig. 9. Dependence F_τ on angle α

Крім того в роботі робочих органів (Рис. 5), як було зазначено вище, виникають конкуруючі фактори. В конструкції дискового робочого органу зі збільшеним співентропійним руйнуванням робочого середовища ці конкуруючі фактори діють в одному напрямку (Рис. 3). Особливістю конструкції дискового робочого органу зі співентропійним руйнуванням робочого середовища є те, що діаметр диска D більший за глибину траншеї H , а в швидкісному ґрунторуйнуючому устаткуванні діаметр D менший глибини траншеї H . Отже, при зменшенні кута α робочого органу зменшується сила різання F_τ і збільшується продуктивність розробки робочих середовищ Π при сталій потужності, за рахунок збільшення швидкості подачі V_Π .

Враховуючи вищезазначене, експериментальні дослідження проводились для швидкісного ґрунторуйнуючого обладнання з наступними параметрами: діаметр робочого органу $D = 0,5\text{м}$, глибина траншеї, що розроблюється $H = 0,7\text{м}$.

Порівняння дискового робочого органу зі співентропійним руйнуванням та швидкісного ґрунторуйнуючого обладнання показало, що енергоємність при куті $\alpha = 60^\circ$ дорівнює відповідно: для робочого органу зі співентропійним руйнуванням $e = 8,7 \text{ кДж/м}^3$; для швидкісного ґрунторуйнуючого устаткування $e = 5,8 \text{ кДж/м}^3$. Крім того виробництво термодинамічної ентропії при

всіх однакових параметрах руйнування робочого середовища в 1,5 рази менше у швидкісного ґрунторуйнуючого устаткування.

ВИСНОВКИ

Отже, при організації роботи руйнування з конкуруючими факторами, що діють в одному напрямку, зменшується виробництво ентропії: за рахунок підвищеної інформаційності конструкції робочих органів і максимального залучення гравітаційного поля за рахунок співентропійної направленості руйнування робочих середовищ.

Такі процеси призводять до кардинального зменшення ресурсних витрат на одиницю продукції та поліпшення всіх параметрів розробки робочих середовищ.

Задачею подальших досліджень є синтез робочого устаткування в напрямку збільшення інформаційності та визначення закономірностей процесів руйнування робочих середовищ робочими органами підвищеної співентропійної направленості.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Applied** problems of motion of mechanical systems under action of power loads / I. Nazarenko, L. Pelevin, O. Kostenyk, O. Dedov, A. Fomin, M. Ruchynskyi, A. Svidersyi, Ye. Mishchuk, V. Slipetsky. – Published in 2019 by

- «Scientific Route» OU Narva mnt 7–634, Tallin, Harju maakond, Estonia, 10117. – 77 с. – ISBN 978-9949-7316-8-8 (Hardback), ISBN 978-9949-7316-9-5 (eBook)
2. **Gorbatyuk I. V., Terentyev O. O., Volianiuk V. O., Mishchuk D. O.** Methodology of estimation of efficiency of applying is in industry of new constructions of earthmovers. *Science, society, education: topical issues and development prospects*: The 2nd International scientific and practical conference, January 20–21, 2020. SPC “Sci-conf.com.ua”, Kharkiv, Ukraine. 2020. 150-153. ISBN 978-966-8219-83-2. URL: http://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2020/01/science-society-education_topical-issues-and-development-prospects_20-21.01.2020.pdf
 3. **Основи** теорії руху землерийних і ущільнювальних машин з керованими у часі оптимальними параметрами / Пелевін Л. Є., Фомін А. В., Свідерський А. Т., Ручинський М. М., Дедов О.П., Гаркавенко О. М., Мартинюк І. Ю. – Київ. “МП Леся” – 177 с.
 4. **Рабочий орган** землеройной машины. А.с. №1362792. Бюл. № 48, 30.12.87. / В. Л. Баладинский, А. А. Костенюк, Л. Е. Пелевин, А. В. Фомин.
 5. **Рабочий орган** землеройной машины. А.с. №1641949.. Бюл. № 14, 15.04.91. / П.В. Сенченко, Л.Е.Пелевин, А.А.Костенюк, А.Г. Цибизов, Е.А. Альперин, А.Н. Гаркавенко, В.В. Садовой.
 6. **Костенюк О., Фомін А., Тетерятник О., Боковня Г.** Реологічна модель руйнування ґрунту робочими органами зі структурованим рухом різальних елементів / ГБДММ. – К., 2018. – № 91. – С. 58–65. – Режим доступу: <http://gbdmm.knuba.edu.ua/article/view/147348/146724>
 - development prospects: The 2nd International scientific and practical conference, January 20–21, 2020. SPC “Sci-conf.com.ua”, Kharkiv, Ukraine. 2020. 150-153. ISBN 978-966-8219-83-2. URL: http://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2020/01/science-society-education_topical-issues-and-development-prospects_20-21.01.2020.pdf
 3. **Pelevin L. Є., Fomin A. V., Sviders'kij A. T., Ruchins'kij M. M., Dedov O. P., Garkavenko O. M., Martinyuk I. YU.** Basics of the theory of motion of earth moving and sealing machines with time-controlled optimal parameters, Kyiv, MP Lesya, 177.
 4. **Baladinskij V. L., Kostenyuk A. A., Pelevin L. E., Fomin A. V.** (1987). The working body of the digging machine. Patent no.1362792.
 5. **Senchenko P. V., Pelevin L. E., Kostenyuk A. A., TSibizov A. G., Alperin E. A., Garkavenko A. N., Sadovoj V. V.** (1991). The working body of the digging machine. Patent no.1641949.
 6. **Kostenyuk O., Fomin A., Teteryatnik O., Bokovnya G.** (2018). Rheological model of soil destruction by working bodies with structured movement of cutting elements. *Girničì, budivelnì, dorožnì ta meliorativnì mašini* [Mining, constructional, road and melioration machines], No91, 58–65. <http://doi.org/10.26884/gbdmm1891.0401>.

Features of destruction of work environments at information and co-entropy of work processes of construction equipment

Anatoly Fomin, Oleksandr Garkavenko,
Oleksandr Kostenyuk, Oleksandr Teteriatnyk

Kyiv National University of
Construction and Architecture

REFERENCES

1. **Nazarenko I., Pelevin L., Kostenyuk O., Dedov O., Fomin A., Ruchynskyi M., Svidersyi A., Mishchuk Ye., Slipetsky V.** (2019). Applied problems of motion of mechanical systems under action of power loads. Published «Scientific Route» OU Narva mnt 7–634, Tallin, Harju maakond, Estonia, 10117, 77. ISBN 978-9949-7316-8-8 (Hardback), ISBN 978-9949-7316-9-5 (eBook)
2. **Gorbatyuk I. V., Terentyev O. O., Volianiuk V. O., Mishchuk D. O.** (2020). Methodology of estimation of efficiency of applying is in industry of new constructions of earthmovers. *Science, society, education: topical issues and*

Abstract. The analysis of construction machinery and its working processes, as well as the synthesis of new working bodies and machines, is based on the study of the individual patterns of their work. This area of research in the field of work environments is quite effective, but narrowing the focus of research accordingly limits the positive effect of their conduct.

The processes of destruction of work environments are destructive. All real processes are non-reversible, ie the entropy of an isolated (closed) system can only grow. For open systems where there is an exchange of matter with the environment, as well as energy and momentum, entropy can be reduced by replenishing the system with

matter and energy, but the direction of the course of natural processes does not change.

In complex, nonlinear, unbalanced, and open systems, organization processes can occur when the ordering of the system increases due to the synergistic openness of such systems. The complex and nonlinear processes of working environment development are inherent in both directions of the flow of components of these processes. The description of the evolution of systems in the movement of working media as degradation processes is proved and scientifically substantiated by the second law of thermodynamics, the evolution of the system theme in the sense of organization for all its components - synergetics.

The formation of the face must take into account that the process of destruction must coincide with the direction of the process of natural destruction to reduce energy costs.

Constructive implementation of the working bodies of construction machines in such a way, when the co-directionality of the processes of destruction with the course of natural processes is realized, allows to significantly increase the information content of the construction machine. Such processes lead to a dramatic reduction in resource costs per unit of production and to improve all parameters of working environment development.

Keywords: entropy, information-ness, synergetics, work environment, playing-field, competing factors.

УДК 621.873

Випробування пневмоциліндрів з використанням реле часу

Сітлана Комоцька¹, Максим Бігун²

Київський національний університет будівництва і архітектури,
Повітрофлотський проспект 31, Київ, Україна, 03680

¹svetlanakama@gmail.com, orcid.org/0000-0001-8418-5302

Received: 10.10.2019; Accepted: 05.12.2019

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0501>

Анотація. Сучасна Україна потребує розширення сфери застосування систем пневмоавтоматики в машинобудуванні (машини ударної дії, затискні пристрої та подача робочого інструменту у верстатах, роботи-маніпулятори, приводи пневматичних домкратів, ручний механізований інструмент) і автомобілебудуванні (пневматичні амортизатори, системи відкривання дверей).

Як гідравлічний так і пневматичний приводи широко застосовуються на підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машинах, а також на технологічних лініях підприємств, які виготовляють продукцію різних галузей промисловості.

В статті наведені теоретичні основи роботи пневмоприводів та представлений опис конструкції, призначення існуючих елементів пневмосистем і елементів керування пневмосистемами. Розглянуто приклади використання цих елементів на пневмостенді виробництва компанії CAMOZZI та змодельовано принцип їх роботи в програмі FluidSim. Пневмоциліндри на навчальних стендах використовуються як виконавчі органи для реалізації поставлених задач, тому дослідження взаємодії найбільш розповсюджених елементів таких як реле часу, дроселі, різноманітні клапани та розподільники є важливим аспектом при роботі з пневматичними системами та виконання задач автоматичного регулювання процесів руху виконавчих органів.

Досліджено вплив налаштування елементів пневмосистеми на швидкість руху та порядок роботи двох пневмоциліндрів двосторонньої дії з використанням пневматичного реле часу і датчиків положення. При роботі стенда реле часу замінювала система складена з дроселю, одностороннього пневмоциліндра і моностабільного розподільника 3/2. Шляхом регулювання дроселя було досягнуто витримку в часі між висуванням штоку пневмоциліндра 1 та штоку ISSN 2312-6590. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини, 94, 2019, 51-62

пневмоциліндра 2.

На монтажній плиті пневмостенда (мехатронного стенда) реалізовано пневматичну систему за складеною пневматичною схемою, як виконавчий орган використано два пневмоциліндри двосторонньої дії.

Проведені випробування роботи двох пневмоциліндрів двосторонньої дії та одного пневмоциліндра односторонньої дії, який виконував роль ресивера в реле часу. Досліджено параметри, які потрібно враховувати при проектуванні пневмосистем.

Ключові слова: Пневмопривод, пневмоциліндр, шток, пневматична система, пневмосхема, пневмостенд, реле часу, дросель.

ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Пневматичний привод забезпечує передачу енергії й енергопостачання машин за допомогою стисненого повітря. Стиснене, до тиску 0,7...0,8 МПа, повітря отримують за допомогою пересувних або стаціонарних компресорів. Компресор характеризується подачею повітря, яка вимірюється при нормальних умовах, тобто при атмосферному тиску і температурі оточуючого середовища. Стиснене повітря не утворює горючих і вибухонебезпечних сумішей, не забруднює оточуюче середовище.

Пневмоприводи складаються з компресора, пневмоємності, пневмодвигуна, пневмоапаратури, пристроїв для очищення повітря, які з'єднуються між собою гнучкими шлангами. Приєднувальні гнучкі шланги вибирають за умовним проходом пневмодвигунів. Усереднені шлангів швидкість руху повітря може досягати 30 м/с.

Найчастіше використовують поршневі компресори, оскільки вони забезпечують високі тиски (понад 10 МПа).

Пневмоємності (ресивери, пневмоакумулятори) призначені для утримання в них повітря під тиском.

Пневмодвигуни і пневмоапаратура (клапани, пневморозподільники, дроселі) такі, як і гідравлічні.

Найбільшого поширення отримали поршневі пневмодвигуни, які називають також пневмоциліндрами. У поперечному перерізі корпусні деталі пневмоциліндрів можуть мати круглу, квадратну або прямокутну форму. У пневмоциліндрах відбувається перетворення потенційної енергії стисненого повітря у кінетичну енергію, тобто в енергію руху поршня [1]. Розрізняють пневмоциліндри одnobічної та двобічної дії.

У пневмоциліндрах одnobічної дії тиск повітря діє на поршень тільки в одному напрямку, у інший бік поршень зі штоком пересувається під дією зовнішніх сил або вбудованої зворотної пружини.

Розвинуте циліндрами зусилля в ньютон-нах визначається за наступною залежністю

$$F = p_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} - F_{тр} - F_{пр} , \quad (1)$$

де p_m – тиск у магістралі, Н/м²; D – діаметр поршня пневмоциліндра, м; $F_{тр}$ – сила тертя в ущільненнях, Н (приймається у межах 10% від розвиненого зусилля); $F_{пр}$ – зусилля, створюване пружиною у кінці ходу, Н (складає 10% від розвиненого зусилля).

Пневмоприводи зі зворотною пружиною звичайно використовують для реалізації невеликих переміщень вихідної ланки – $(0,5 \dots 0,8) D$, де D – діаметр циліндра. Це пояснюється тим, що вбудована пружина, стискаючись, значно знижує корисне зусилля, яке розвиває поршень.

У пневмоциліндрах двобічної дії пересування поршня зі штоком під дією стисненого повітря відбувається у двох протилежних напрямках, тобто за прямого та зворотного ходів [4]. Вони виготовляються з ходом поршня від декількох міліметрів до декількох метрів.

Зусилля на штоці цих пневмоциліндрів, (зусилля втягування у Н) при подачі повітря до штокової порожнини менше, ніж при подачі повітря до поршневої порожнини і може бути розраховане за допомогою виразу:

$$F_{вт} = p_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} - p_m \cdot \frac{\pi d^2}{4} - F_{тр} , \quad (2)$$

де d – діаметр штоку, м.

Робочі процеси пневмопривода складаються з течій повітря в трубопроводах, розширення повітря в дроселях і роботи повітря в робочих камерах пневмодвигунів (пневмоциліндрів, пневмомоторів або на лопатях турбін).

Найчастіше застосовують пневмопривод зворотно-поступальної дії з пневмоциліндром, рідше – обертального руху з пневмомотором, ще рідше – поворотні. Регулювання пневмоприводу буває тільки дросельне, машинне не використовують.

Для очищення повітря від порошу, бруду, вологи і маситила використовують фільтри та вологомасловідокремлювачі.

Опис елементів пневмоавтоматики які використовувалися для досліджень на стенді.

Для простоти експлуатації, замість прямого підключення компресору до елементів навчального стенду, для збільшення терміну роботи елементів стенду та його роботи в цілому, використовується блок підготовки повітря який складається із: повітряного фільтру, регулятора тиску, манометру та маслорозпилювача (Рис 1).

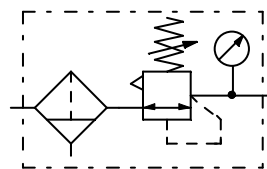


Рис. 1. Блок підготовки повітря

Fig. 1. The Air preparation unit

Проте в схемах спроектованих для роботи на навчальному стенді його або не починають і підводять потрібну величину тиску до кожного елементу окремо, або використовують компресор. ISSN 2312-6590. Mining, constructional, road and melioration machines, 94, 2019, 51-62

ристовують спрощене позначення блоку підготовки повітря (Рис. 2).

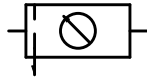


Рис 2. Спрощене позначення блоку підготовки повітря.

Fig. 2. Simplified designation of the air preparation unit.

Для моделювання складних задач, які потребують забезпечення безпеки працівників та обладнання і налагодження та перевірки роботи системи, на стенді встановлено 2 розподільника 3/2 кнопки та розподільник 3/2 тумблер (Рис. 3).

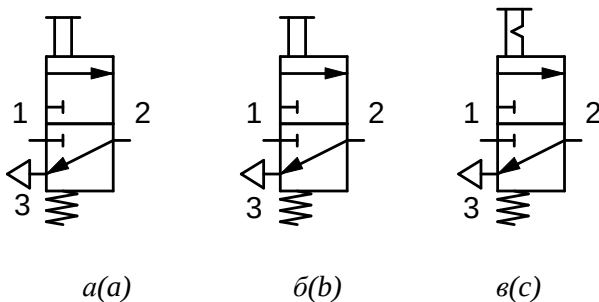


Рис. 3. Кнопки (а, б) та тумблер (в): 1 – підведення живлення; 2 – вихід кнопки; 3 – термінатор (для виведення повітря)

Fig. 3. Buttons (a, b) and toggle switch (c): 1 – power supply; 2 – button output; 3 – terminator (for air outlet)

Для керування робочими органами на стенді встановлені моностабільні та бістабільні розподільні клапани 5/2 (Рис. 4).

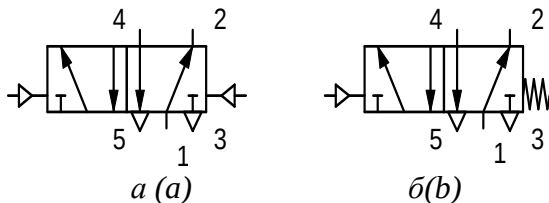


Рис 4. Бістабільний (а) та моностабільний (б) розподільні клапани: 1 – підведення живлення; 2 – подача повітря; 3 – термінатор (для виведення повітря); 4 та 5 – лінії керування повітрям

Fig. 4. Bistable (a) and monostable (b) distribution valves: 1 – power supply; 2 – air supply; 3 – terminator (for air extraction); 4 and 5 are air control lines

Відмінною особливістю бістабільних розподільних клапанів є збереження останнього заданого положення при відсутності керуючого сигналу. Тому відсутність або повторення попереднього сигналу не змінить стан клапана доти, поки не буде поданий сигнал зворотної команди, на відміну від моностабільних, які, за рахунок механічної пружини, змінюють свій стан у випадку зникнення сигналу на вході в розподільник.

Для контролю та задання тиску повітря в окремих елементах схеми, які не можуть бути підключені на пряму до загального блоку підготовки повітря з певних причин (наприклад особливості обладнання, або вимог технологічного процесу), використовується регулятор тиску з манометром (Рис. 5).

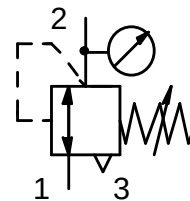


Рис 5. Регулятор тиску: 1 – підведення живлення; 2 – вихід регулятора тиску; 3 – термінатор (для виведення повітря)

Fig. 5. Pressure regulator: 1 – power supply; 2 - the output of the pressure regulator; 3 – terminator (for air outlet)

Регульований дросель зі зворотним клапаном, що використовується для дроселювання потоку повітря, тобто керує витратою стисненого повітря. За рахунок зворотного клапану поряд з дроселем, в одному напрямку потік повітря піддається маніпуляції до скорочення, а в протилежному витрата буде максимальною (Рис. 6). Дросель може регулювати швидкість і плавність руху виконавчих органів (наприклад пневмоциліндрів).



Рис 6. Регульований дросель зі зворотним клапаном

Fig. 6. The adjustable throttle with check valve

Логічний елемент «АБО» використовують як логічне додавання, тобто керуючий сигнал на виході з клапану виникає при надходженні до нього двох різних зовнішніх сигналів по черзі, або одночасно (Рис. 7.).

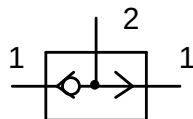


Рис. 7. Логічний елемент АБО: 1 – підведення живлення; 2 – вихід елементу логіки

Fig. 7. Logic element OR: 1 – supply; 2 – output element of logic

Логічна функція «АБО» дозволяє оператору керувати роботою пневмоциліндра з пульта керування, так і безпосередньо з місця розташування робочого пристрою.

Логічну функцію додавання використовують також в машинах з великою кількістю робочих органів. При цьому технологічний процес почнеться при натисненні на кнопку будь-якого одного з двох керуючих розподільників [7].

За допомогою датчиків контролю положення можна контролювати наявність заготовки на робочій позиції, певні положення поршня або штоку циліндра, тощо.

В пневмоавтоматиці, як правило, для датчиків положення використовують розподільні клапани з механічним керуванням – роликком або штовхачем (Рис. 8.).

Пневмоциліндри є робочими органами стану.

У пневмоциліндрах одnobічної дії тиск повітря діє на поршень тільки в одному напрямку, у інший бік поршень зі штоком пересувається під дією зовнішніх сил або вбудованої зворотної пружини.

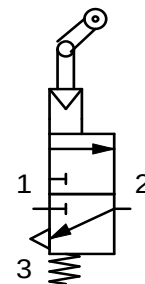


Рис. 8. Розподільний клапан з механічним керуванням: 1 – підведення живлення; 2 – вихід клапану; 3 – термінатор (для виведення повітря)

Fig. 8. Control valve with mechanical control: 1 – power supply; 2 – valve outlet; 3 – terminator (for air outlet)

У пневмоциліндрах двобічної дії пересування поршня зі штоком під дією стисненого повітря відбувається у двох протилежних напрямках, тобто за прямого та зворотного ходів (Рис. 9.).

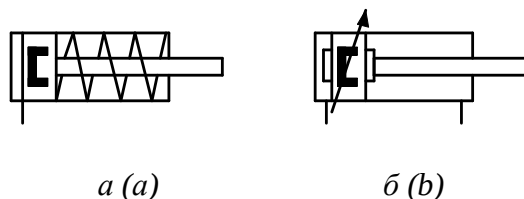


Рис 9. Пневмоциліндри односторонньої дії (a) та двохсторонньої дії (б)

Fig. 9. Single-acting pneumatic cylinders (a) and double-acting pneumatic cylinders (b)

Аналіз роботи реле часу.

Реле часу використовують у випадках, коли необхідно затримати виконання тієї чи іншої команди, або сигналу стану. Принцип роботи реле часу в пневматичній реалізації заснований на поступовому заповненні повітря під тиском камери 2 з урахуванням налаштування витрати крізь дросель 1. При цьому, для різних положень дроселя час наповнення камери 2 повітрям до певного рівня тиску буде різним. Як тільки камера наповниться до тиску, що здолає зусилля пружини, розподільний клапан 3/2 3 буде переключено (Рис. 10) [3].

Нормально закрите реле затримки часу складається з 3/2 розподільного клапана з пневматичним керуванням, регульованого

дроселю зі зворотним клапаном та малого ресивера. Коли необхідний тиск буде досягнуто на керуючому з'єднанні, 3/2-х розподільний клапан перемикається і тиск одразу проходить від з'єднання живлення до виходу а. Нормально закриті реле навпаки, при отриманні керуючого сигналу розірве подачу живлення до виходу а (Рис. 10.). Час спрацювання реле задається за допомогою регульованого дроселю зі зворотним клапаном.

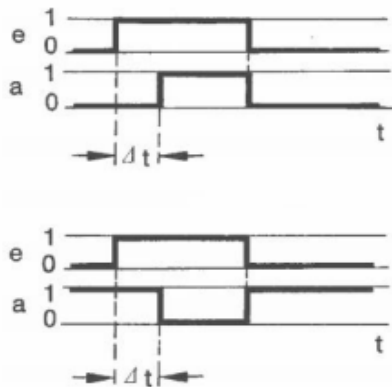


Рис. 10. Нормально закриті та нормально відкриті реле часу з часовими діаграмами роботи

Fig. 10. Normally closed and normally open timer with timing charts

МЕТА РОБОТИ

Вивчення роботи пневмоциліндрів на пневматичному (мехатронному) стенді з використанням пневматичного реле часу.

ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

При випробуванні на стенді виробництва компанії CAMOZZI було зібране реле часу, де у якості ресивера використовується пневмоциліндр односторонньої дії, що дозволяє додатково його налаштовувати та наочно показати принцип його роботи.

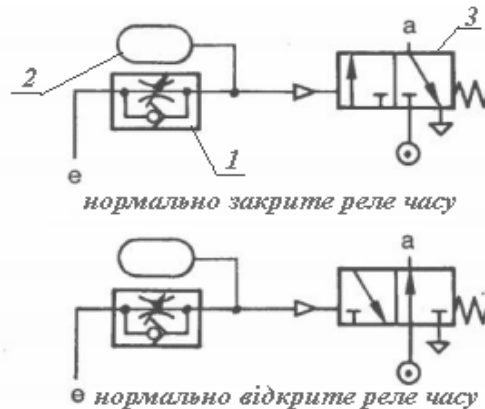
Для опису процесу роботи стенду додатково була використана програма-симулятор FluidSim [10] (пневматичні схеми процесу відтворені на Рис. 11 – 14).

Для симуляції було використано:

– чотири манометри;

- два пневмоциліндри односторонньої дії;
- два розподільники 3/2;
- один регульований дросель зі зворотним клапаном.

Пневмоциліндр (ц1) виконує роль ресивера в системі, проте на відміну від звичайного ресивера, встановлення одностороннього циліндру дає такі переваги, як: можливість встановлення кількох кінцевих вимикачів на його шляху, що дозволяє в пев-



них випадках використовувати одне реле часу замість двох за рахунок того, що шток пневмоциліндра у ролі ресивера (ц1), як ми побачимо далі, висувається раніше ніж шток пневмоциліндра другого (ц2). Також, виникає можливість без використання манометру, доки тиск не набуває значення 0,05 МПа, зафіксувати ступінь відкриття регульованого дроселю зі зворотним клапаном. Це відбувається таким чином: коли тиск є рівним від 0,01 МПа до 0,05 МПа, шток рухається плавно, але повного висування не відбувається. При досягненні граничного значення тиску 0,05 МПа шток пневмоциліндра (ц1) повністю висувається.

Манометри на виходах розподільників та дроселя дозволяють побачити на схемі тиск в системі протягом всієї роботи.

Розподільник, що розташований перед дроселем в симуляції процесу роботи дозволяє вмикати та вимикати подачу живлення до пневмосистеми.

Моностабільний розподільник, що розташований після дроселя дає вихідний сигнал на реле часу.

Регульований дросель зі зворотним клапаном дозволяє налаштувати реле часу шляхом регулювання витрати повітря від джерела живлення (Рис. 11).

Після подачі живлення в систему, в залежності від стану дроселя пройде певний час T_1 доки в системі не набереться тиск для висування штоку пневмоциліндра (ц1) в потрібне положення (Рис. 12). Саме так подібна схема розширює можливості стандартного реле часу й дозволяє економити на кількості використовуваних елементів схеми, а також повідомляти про певні несправності в роботі. Як було зазначено вище, по досягненню часу T_1 , що передуює часу T_2 після якого буде активовано робочий орган (ц2), шток пневмоциліндра, який виконує роль ресивера (ц1) висунувся в потрібне положення (Рис 13).

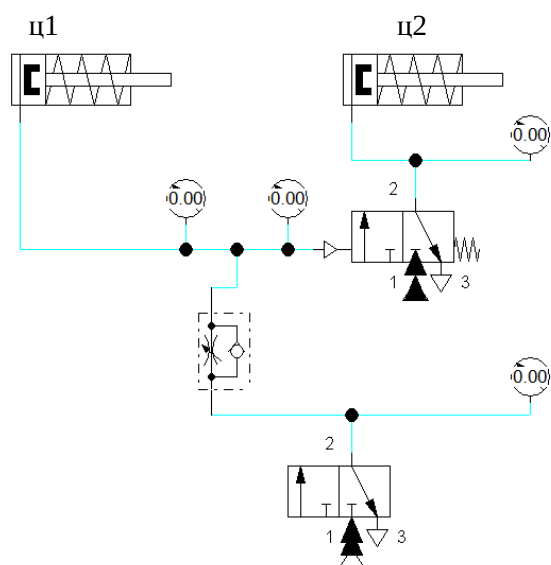


Рис. 11. Початковий стан симуляції роботи реле часу

Fig. 11. Initial state of the simulation of the relay operation

Як в звичайному реле часу, так і в реле часу з ресивером у вигляді одностороннього циліндра (ц1) наявність ресивера обумовлена тим, що таким чином збільшується час, який можна налаштувати дроселем.

Розподільний клапан змінює своє положення при досягненні тиску на керуючому вході 0,2 МПа або більше. Підключивши

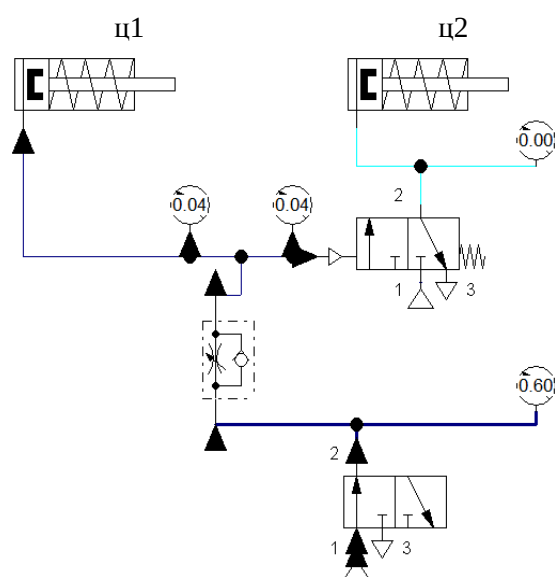


Рис. 12. Перший етап симуляції

Fig. 12. The first stage of the simulation

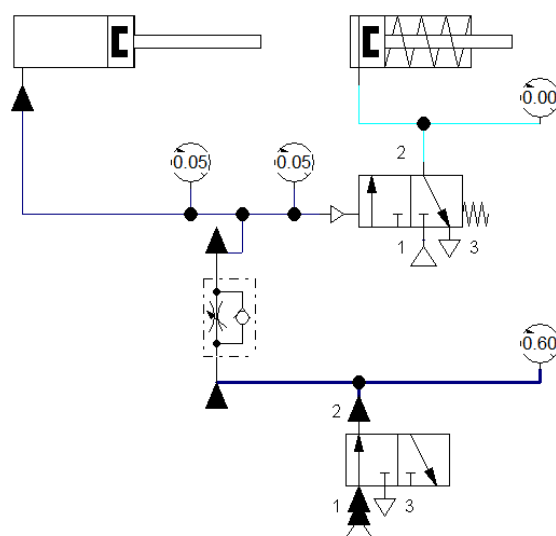


Рис. 13. Другий етап симуляції

Fig. 13. The second stage of the simulation

дросель напряму до цього керуючого входу, зазвичай не можна встановити потрібний час із-за великого тиску повітря, яке проходить через дросель, навіть в майже закритому положенні.

Тому, для більш плавного та повільного зростання тиску встановлюється ресивер, на заповнення якого витрачається певна частина тиску, що і дозволяє комфортно регулювати час за допомогою дроселю (Рис. 14).

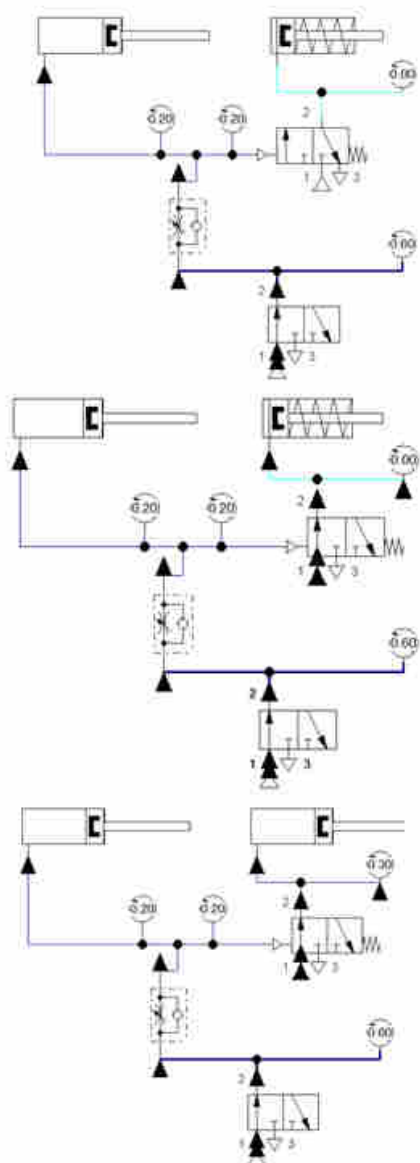


Рис. 14. Третій етап симуляції

Fig. 14. The third stage of the simulation

На кафедрі будівельних машин, використовуючи мехатронний стенд виробництва компанії CAMOZZI, реалізовано пневматичну систему (Рис. 15) за складеною пневматичною схемою (Рис. 16), де у якості виконавчих органів задіяно два пневмоциліндри двосторонньої дії.

Пневматична система працює таким чином. Спочатку до всіх елементів підключається живлення 0,6 МПа від послідовного з'єднання компресорної станції 13 та блоку підготовки повітря 12. При вмиканні кнопки старт 11 клапан моностабільний 3/2 подає керуючий сигнал на вхід бістабільного

розподільника 5/2 3, який в свою чергу керує роботою пневмоциліндра двобічної дії 1. Шток працює на висування, по досягненню кінцевого стану, датчик положення 4 подає живлення до дроселя зі зворотнім клапаном 10 (який вже налаштований на певну величину перерізу).

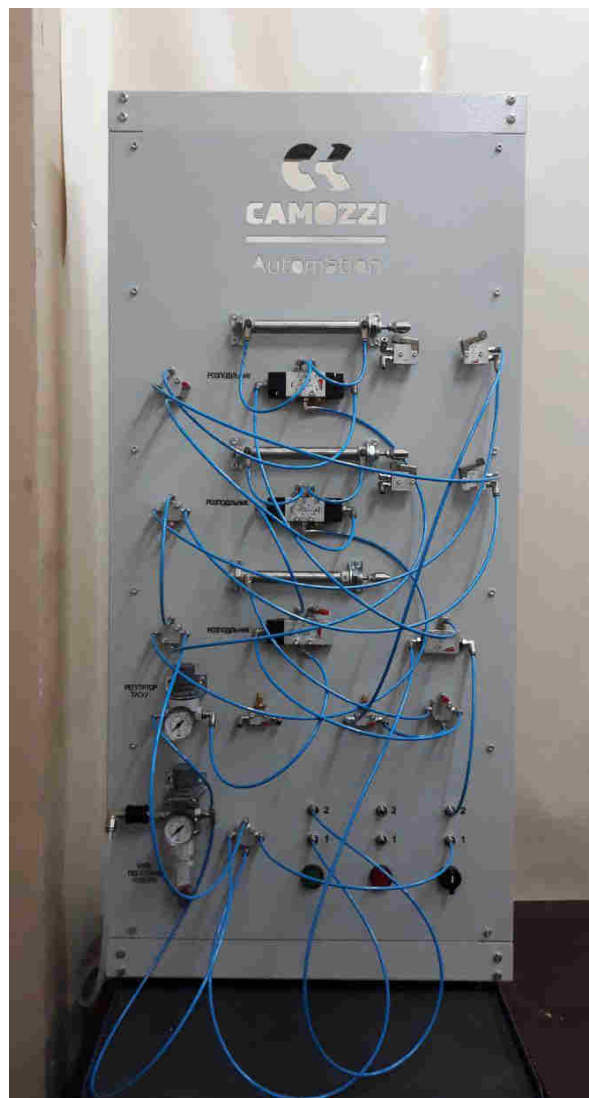


Рис. 15. Реалізація пневматичної схеми за Рис. 16. на стенді компанії CAMOZZI

Fig. 15. Implementation of the pneumatic circuit of Fig. 16. at the CAMOZZI booth

В цей момент повітря розподіляється до пневмоциліндра одnobічної дії 7, який виконує роль ресивера та моностабільного розподільника 8. Шток пневмоциліндра одnobічної дії 7 поступово висувається до моменту досягнення кінцевого положення, а саме до значення тиску 0,05 МПа. Коли

тиск зростає до 0,2 МПа, спрацьовує моностабільний розподільник 8, що підключено до реле тиску 9, який змінює тиск живлення цього елементу з 0,6 МПа на 0,3 МПа. Далі керуючий сигнал з розподільника 8 поступає до бістабільного розподільника 5, шток пневмоциліндра 2 працює на ви-

сування. По досягненню кінцевого положення, датчик положення 6 подає керуючий сигнал на втягування штоків пневмоциліндрів 1 і 2.

При роботі станда роль реле часу відіграла система складена з дроселю 10, одностороннього пневмоциліндра 7, моноста-

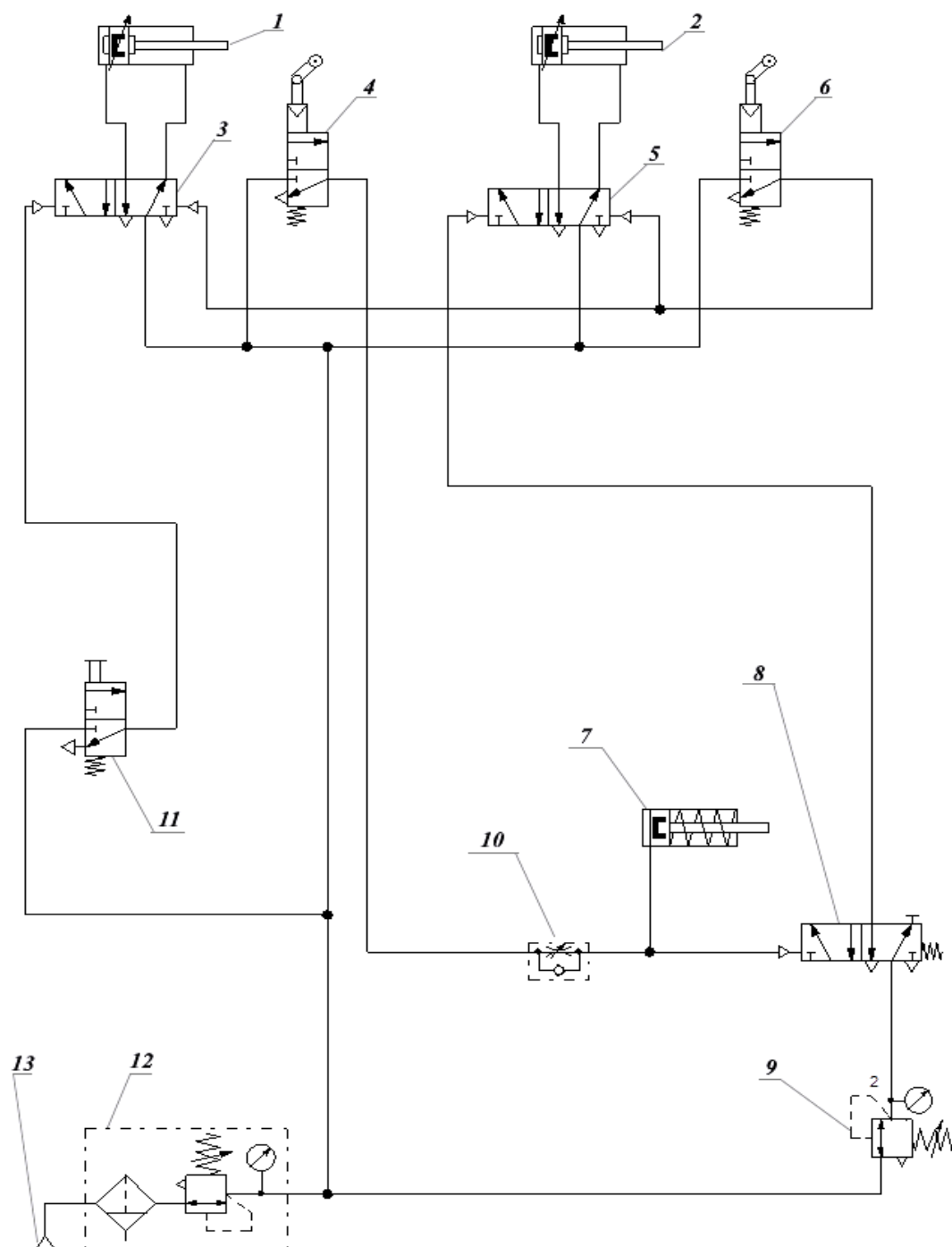


Рис. 16. Пневматична схема підключення елементів системи з двома пневмоциліндрами

Fig. 16. Pneumatic diagram of connecting elements of a system with two pneumatic cylinders

більшого розподільника 3/2 8. Отже, було досягнуто затримку в часі між висуванням штоку пневмоциліндра 1 та штоку пневмоциліндра 2.

Всі елементи з'єднано між собою за допомогою гнучких трубопроводів та колекторів (місця де потік повітря змішується).

Відображення описаної вище пневматичної системи за схемою на рис.16. зібрано на стенді компанії CAMOZZI і представлено на Рис. 15.

Для регулювання тривалості роботи можна використовувати реле часу або регульовані дроселі зі зворотними клапанами, що прямо встановлюють на пневолінію подачі або відведення повітря від виконавчих органів пневмосистеми (пневмоцилінрів). Кожен з цих способів має свої сильні та слабкі сторони.

Використання регульованого дроселю зі зворотним клапаном має такі переваги:

- плавний рух робочого органу;
- поступове збільшення сили тиску робочого органу;
- простота інтеграції в інші рішення.

Проте було виявлено наступні недоліки:

- відсутня можливість подати тиск більше ніж на виході з керуючого клапана;
- неможливість швидко змінити стан робочого органу.

За рахунок цих особливостей зрозуміло, чому дросель часто встановлюють на лініях постачання повітря до виконавчих органів на стендах. Якщо дотримання часових рамок непотребне, то для наочності роботи та зменшення зносу інших елементів стенду, таких, як механічні кінцеві вимикачі, доцільно використовувати регульований дросель зі зворотним клапаном.

Також дросель використовується у випадку коли на виробництві потрібен плавний рух робочого органу через особливості технологічного процесу вироблення продукції.

Використання реле часу має такі переваги:

- можливість розділення логічного та виконавчого рівня системи;
- відсутність, часто небажаного, впливу на швидкість роботи органу;
- великий діапазон часу який можна встановити;

- простота регулювання.

Проте було виявлено наступні недоліки:

- збільшення кількості використовуваних елементів;
- потреба в підключенні додаткового живлення до клапану.

Для керування клапанами потрібен тиск 0,2 МПа, що є недостатнім для роботи більшості пневмоциліндрів. Проте, підключивши до стенду тиск достатній для роботи пневмоциліндрів, є ризик, що при неправильному підключенні елементів може постраждати студент. Тому, при роботі з великими тисками розрізняють логічний та виконавчий рівень системи.

Конструкція реле часу (див. Рис. 16) дозволяє нам дослідити обидва способи регулювання часу. Оскільки роль ресивера виконує пневмоциліндр односторонньої дії, то крім вище зазначених можливостей використання, він також є робочим органом, швидкість спрацювання якого задається дроселем.

Таблиця. 1. Результати випробувань на пневмостенді

№	Перший циліндр t, c	Односторонній циліндр t, c	Другий циліндр t, c	Кількість обертів золотника на дроселі	Перший циліндр v, м/с	Односторонній циліндр v, м/с	Гранична відстань між кінцевими положеннями
1	1,69	0,87	1,59	1	0,550	0,112	0,11 м
2	1,57	0,59	1,12	2	0,275	0,110	
3	1,4	0,2	0,98	3	0,126	0,069	
4	1,63	0,63	1,39	0,75	0,175	0,079	
5	1,76	1,98	2,44	0,5	0,056	0,045	
6	1,76	6,1	4,8	0,25	0,018	0,023	
7	1,88	12,3	7	0,1	0,009	0,016	

Випробування проводилися так: спочатку на дроселі встановлювалася витрата повітря шляхом регулювання золотника, далі фіксувався час за який – шток першого ци-

ліндра займе кінцеве положення, шток одностороннього пневмоциліндра (який виконує роль ресивера в реле часу) займе крайнє положення і час між висуванням штоків пневмоциліндрів 1 і 2. Відстань між початковим та кінцевим положеннями штоків пневмоциліндрів становить 11 сантиметрів.

З отриманих даних можна дізнатись, що:

- Ступінь відкритості прохідного перерізу дроселя прямо пропорційно впливає на витрату повітря при низьких тисках.
- По досягненню кінцевого положення одностороннього пневмоциліндра (шток повністю висунуто) реле все ще «рачує» час.

Враховуючи те, що між висуванням штока одностороннього пневциліндра та висуванням штока другого виконавчого циліндра є певний проміжок часу, а також, що односторонній пневмоциліндр для повного висування штока не потребує значення тиску більшого, або рівного тому, що потрібен для подачі команди керування на клапан, то можна стверджувати, що поршнева порожнина одностороннього пневмоциліндра виконує функцію ресивера реле часу.

Приклад використання пневматичного реле часу для регулювання роботи пневмоциліндрів.

Пневматичні реле часу – популярні промислові компоненти, які використовуються в галузях, де електричний струм вважається руйнівним і небезпечним [8]. У багатьох галузях промисловості щодня використовують нафту, газ та інші легкозаймисті речовини. Одна крихітна електрична іскра може спричинити пожежу. Для того аби попередити подібні випадки, замість електричних компонентів використовуються пристрої, що живляться повітрям та інертними газами, один з таких пристроїв це реле часу.

Приклад системи де використовується пневматичне реле часу, це захисний механізм який вимагає від користувача натискання двох кнопок для вмикання робочого органа (Рис. 17).

Ця система працює таким чином: при

одночасному затисканні кнопок 9 та 10 тиск від компресора 11 поступає до логічного елементу «І» 8, що відмикає команду втягування штоку пневмоциліндра 1 шляхом подачі тиску на командний вхід моностабільного клапану 3/2 6 та подає тиск через нормально відкрите реле часу 3 до командного входу бістабільного розподільника 5/2 2, що приводить до висування штоку пневмоциліндра 1 використовуючи вхід 4. Під час цього процесу, через логічний елемент «АБО» 8 до реле часу 3 надходить сигнал, який після проходження заданого часу закриває реле часу, що вимикає подачу живлення на керуючий вхід бістабільного розподільника 5/2 2. Після відпускання кнопок 9 та 10 моностабільний клапан 3/2 6 повертається в початкове положення, та пропускаючи тиск від компресору 11 до

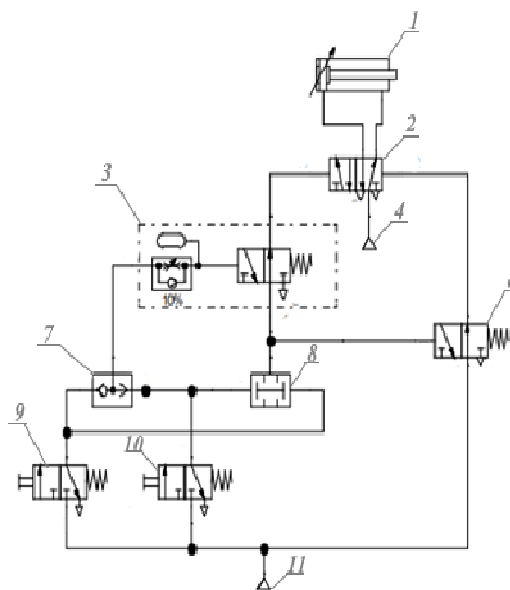


Рис. 17. Схема захисного механізм

Fig. 17. The scheme of the protective mechanism

розподільника 2 який керує втягуванням штока циліндру 1.

ВИСНОВОК

В статті наведено теоретичні основи роботи пневмоциліндрів та представлений опис таких елементів керування пневмосистемами як: розподільні клапани, дроселі, логічні елементи, реле часу та регулятори тиску. Розглянуто приклади використання

ISSN 2312-6590. Mining, constructional, road and melioration machines, 94, 2019, 51-62

цих елементів на мехатронному стенді з використанням у якості виконавчих органів двох пневмоциліндрів двосторонньої (двобічної) дії.

В результаті проведених випробувань, було виявлено, що пневмоциліндр односторонньої дії може замінити ресивер реле часу. Визначено оптимальний діапазон обертання золотника дроселя, який дозволяє встановити параметр затримки часу в пневматичному реле часу при роботі на мехатронному стенді.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Попов Д. Н.** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М., Машиностроение. – 1989. – 264 с.
2. **Електрогідроавтоматика.** Основной курс. Д. Меркле, К. Рупп, Д. Шольц// Фесто.Э. – 1994. – 202 с.
3. **Електропневмоавтоматика** в производственных процессах: Учеб. Пособие / Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский, А.А. Четверкин; Под ред. Пашкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – С.: СевНТУ, 2003. – 496 с.
4. **Гідравліка,** гідроприводи та гідро пневмоавтоматика. Навчальний посібник. / Л.Є. Пелевін, С.Ю. Комоцька. – К.: КНУБА, 2011
5. **Мехатроніка:** от структуры системы к алгоритму управления: Учеб. Пособие для студ. спец. «Гидравл. и пневмат. ашины» / А.П. Губарев, О.В. Левченко. – К.:НТУУ «КПИ», 2007. – 180 с.
6. **Мехатронні системи** гіропневмоавтоматики : навч. посібник / Л.Є. Пелевін, М. М. Балака, Г.О. Аржаєв. – К.: аграр. Медіа Груп, 2014. – 192 с.
7. **Гідравліка,** гідромашини та гідро пневмоавтоматика: Підручник / Л.Є. Пелевін, Д.О. Міщук, В.П. Рашківський, Є.В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В.Ф. Красніков; КНУБА, МОНУ. – Київ.: 2015. –340с.
8. **Мехатроніка:** циклічно-модульний підхід до вирішення практичних задач автоматизації : навч. посібник / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова – К.: НТУУ «КПІ», 2016. – 169 с.
9. **Гідравліка,** гідропривод та гідро- і пневмоавтоматика: конспект лекцій / Л.Є. Пелевін, Є.В. Горбатюк, О.О. Терентьев, А.Т. Свідерський. – К.: Інтерсервіс, 2018. – 158 с.
10. **Пневматика.** Основной курс TP101 : учебное пособие / П. Кросер, Ф. Эбель. – К.: ДП «Фесто», 2002. – 228 с.
11. **Дискретне** моделювання і розробка вдосконалених режимів керування електромеханічною системою мостового крана / Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.Ю. Комоцька – ГБДМ: Всеукраїнський збірник наук. Праць – Вип. 88. – К.: КНУБА, 2016.

REFERENCES

1. **Popov D. N.** (1989). Dynamica and regulation hydro- and pneumatic systems. Moscow, Machinebuilding, 264.
2. **Mercle D., Rupp K., Shols D.** (1994). Electrohydroautomatic. Foundation course. Festo. E, 202.
3. **Pashkov E.V., Osinsky Y., Chetverkin O.** (2003). Electro-pneumatic automation in production processes: tutorial, 2 revised and revised edition. Sevastopol, SevNTU, 496.
4. **Pelevin L. E., Komotska S. Y.** (2011). Hydraulics, hydraulic drive, hydro- and pneumatic automation. Textbook. Kyiv, KNUCA.
5. **Gubarev O. P., Levchenko O. V.** (2007). Mechatronics: from the structure of the system to the control algorithm: tutorial for students specialty «Hydraulic and pneumatic machines». Kyiv, NTUU «KPI», 180.
6. **Pelevin L. E., Balaca M. N., Arzhaev G.O.** (2014). Mechatronic systems of hydropneumatic automation: Text. Kyiv, AgrarMediaGroup, 192.
7. **Pelevin L. E., Mishchuk D. O., Raskivsky V. P., Gorbatyuk E. V., Arzhaev G. O., Krasnikov V. F.** (2015). Hydraulics, hydraulic machines, hydro- and pneumatic automation: Text, Kyiv, MESU Publ., 340.
8. **Gubarev O. P., Ganpancurova O. S.** (2016). Mechatronics: cyclic-modular approach to solving practical problems of automation: tutorial. Kyiv, NTUU «KPI» Publ., 169.
9. **Pelevin L. E., Gorbatyuk E. V., Terentyev O. O., Svidersky A. T.** (2018). Hydraulics, hydraulic drive, hydro- and pneumatic automation: lecture notes. Kyiv, Interservice Publ., 158.
10. **Croser P., Ebel F.** (2002). Pneumatica. Foundation course. TP101: tutorial. Kyiv, DP «Festo» Publ., 228.
11. **Chovnyc Y. V., Dicteryc M. G., Komotska S. Y.** (2016). Discrete modeling and development fun mode control of the electro-mechanical system of a overhead crane. Girnichi, budivelni dorozhni i meliorativni machine [Minning, construction, road and meliorative machines], No. 88.

Testing of pneumatic cylinders using time relays

Sitlana Komotska¹, Maksym Bigun²

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. Modern Ukraine needs to expand the scope of pneumatic automation systems in mechanical engineering (impact machines, clamping devices and feed of working tools in machines, manipulators, drives of pneumatic jacks, manual mechanized tools) and mechanical engineering (pneumatic shock absorbers, door opening systems).

Both hydraulic and pneumatic actuators have been widely used on hoisting-and-transport, construction, road construction, reclamation machines, and also on technological lines of enterprises that manufacture products of various industries.

This work presents theoretical bases of work of pneumatic actuators and a description, construction and purpose of the existing elements of existing pneumatic system components and pneumatic system controls. Were considered the examples of using these elements on a pneumatic stand manufactured by CAMOZZI and modeled how they work in Fluid Sim. Pneumatic cylinders on training stands are used as executive bodies to implement the tasks when working with pneumatic systems, therefore the study of the interaction of the most common elements of stands, such as timers, throttles, various valves and valves with pneumatic cylinders is an important aspect when working with pneumatic systems and the implementation of the tasks set to automatically regulate the motion of the executive bodies in the pneumatic systems. Has been investigated the influence of the setting of pneumatic system elements for the speed of movement and the order of operation of two double-acting pneumatic cylinders with using a pneumatic timer and position sensors. When the system works the role of the time relay was played by a system consisting of a throttle, one-way pneumatic cylinder and a monostable distributor 3/2. By regulating the throttle it was reached endurance in time between the extension of the pneumatic cylinder 1 and the pneumatic cylinder 2.

On the circuit board of the pneumatic stand (mechatronic stand) the pneumatic system is implemented according to the scheme, where as executive bodies are engaged two double-acting pneumatic cylinders.

It was conducted test of the operation of two double-acting pneumatic cylinders and one single-

acting pneumatic cylinder, which acted as a receiver in the time relay. It have been explored parameters which needs to be considered for efficiently designing pneumatic systems.

Keywords: Pneumatic actuator, pneumatic cylinder, stock, pneumatic system, pneumatic circuit, pneumatic stand, (time relay) timer, throttle.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

1. **Максим Бігун** – студент спеціальності «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології», Київський національний університет будівництва і архітектури.
2. **Володимир Воляннюк** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.
3. **Олександр Гаркавенко** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри основ професійного навчання, Київський національний університет будівництва і архітектури.
4. **Євгеній Горбатюк** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.
5. **Світлана Комоцька** – асистент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.
6. **Олександр Костенюк** – старший викладач кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.
7. **Костянтин Марчук** – аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури.
8. **Дмитро Міщук** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.
9. **Євген Міщук** – кандидат технічних наук, доцент кафедри машин і обладнання технологічних процесів, Київський національний університет будівництва і архітектури.
10. **Іван Назаренко** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машин і обладнання технологічних процесів, Київський національний університет будівництва і архітектури.
11. **Микола Пристайло** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.
12. **Олександр Тетерятник** – асистент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.
13. **Михайло Сукач** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.
14. **Анатолій Фомін** – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури.

Правила підготовки рукописів та Приклади оформлення статей наведено на сайті збірника “Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини”: www.gbdtmm.at.ua.

Підписані авторами матеріали разом із електронною версією, супровідними документами і зовнішньою рецензією подаються до редакції безпосередньо або електронною поштою за адресою gbdtmm@ukr.net. Звертаємо увагу на відповідність матеріалів зазначений у збірнику проблематиці, вимогам ВАК та державних стандартів до наукових статей.

Постановою президії ВАК України від 10.05.2017 р., № 693 Всеукраїнський збірник наукових праць “Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини” включено до переліку наукових фахових видань України, в яких можуть бути опубліковані результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук.

Збірник розміщено в бібліотеці Київського національного університету будівництва і архітектури та в Національній бібліотеці України ім. В.І. Вернадського. Електронний архів його зберігається на сайті НБУВ www.irbis-nbuv.gov.ua в розділі “Журнали та продовжувані видання” і на сайті КНУБА <http://science.knuba.edu.ua> в розділі “Наукові видання університету” та доступний через мережу Internet.

ВЗНП “Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини” включено до міжнародних наукометричних баз даних:

“Ulrichs web” – <http://ulrichsweb.serialssolutions.com>,
“Index Copernicus” – www.journals.indexcopernicus.com,
“Research Bible” – <http://journalseeker.researchbib.com>,
“Web ИРБИС” – <http://irbis-nbuv.gov.ua>,
“Get CITED” – <http://www.getcited.org>,
“JOUR Info” – <http://jourinfo.com>,
“The Global Impact Factor” – <http://globalimpactfactor.com>,
“Scientific Indexing Services” – <http://www.sindexs.org>,
“Google academy” – <http://scholar.google.com.ua/citations?user=2-FASc4AAAAJ&hl=uk>,
“Socioindex” – <http://socio.in.ua>,
“EBSCO” – <https://www.ebscohost.com>,
“Universal Impact Factor” – <http://uifactor.org>,
“ProQuest” – <http://www.proquest.com>,
“GEOBASE” – <https://www.elsevier.com/solutions/engineering-village/content/geobase>,
“Engineering Village” – <http://www.engineeringvillage.com>,
“Ingentaconnect” – <http://www.ingentaconnect.com>,
“USJ” – <http://usj.org.ua>.

Також подано заявки на включення його до баз даних:

SCOPUS – <http://www.scopus.com/home.url>,
Web of Knowledge – <http://wokinfo.com>.

Наукове видання

ГІРНИЧІ, БУДІВЕЛЬНІ, ДОРОЖНІ ТА МЕЛІОРАТИВНІ МАШИНИ

Всеукраїнський збірник наукових праць

Випуск 94
(Липень – Грудень, 2019)

Редакторський відділ:

Редагування та коректура: *Тетяна Щербина*
Інформаційне забезпечення: *Дмитро Міщук*

Оригінал-макет виготовлено в редакції ВЗНП
Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини

КНУБА, Повітрофлотський проспект, 31,
лаб. корпус, к. 2311, Київ, Україна, 03680.
Електронна пошта: e-mail: gbdmm@ukr.net.
Сайт: www.gbdmm.knuba.edu.ua.
Тел.: +38 044 2415474, факс +38 044 2454217

Підписано до друку 27. 12. 2019. Формат 60×84 1/8.
Ум. друк. арк. 10. Обл.-вид. арк. 12,0
Наклад 100 прим. Вид. №29/III-19. Зам. №48/2-19

Видавець і виготовлювач
Київський національний університет будівництва і архітектури

Повітрофлотський проспект, 31, Київ, Україна, 03680
E-mail: red-isdat@ukr.net, тел. (044)241-54-87

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
Видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002 р.