

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 98

(липень – грудень, 2021)



Allukrainian collection
of scientific works
GBDMM
GBDMM

MINING, CONSTRUCTIONAL, ROAD AND MELIORATION MACHINES

Allukrainian collection of scientific works

Founded KNUCA in 1965

Number 98

(July – December, 2021)

<http://gbdmm.knuba.edu.ua>

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

Київ / Kyiv

Засновник: Київський національний університет будівництва і архітектури
Свідоцтво про державну реєстрацію: KB № 15433-4005P від 09.07.2009

Головний редактор Михайло Сукач, д.т.н., проф.
Заступник редактора Олег Дєдов, д.т.н., проф.

Проблематика	Research areas
Моделювання робочих процесів машин	Modeling workflows
Гірничі та піднімально-транспортні машини	Mining and lifting transport machines
Будівельні машини і технологічне обладнання	Construction machines and technical equipment
Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт	Machines for earthworks, road and forestry work
Автоматизація і інформаційні технології	Automation and information technology

Редакційна колегія

<i>Юрій Абрашкевич</i> , д.т.н., проф. (КНУБА, Київ)	<i>Іван Назаренко</i> , д.т.н., проф. (КНУБА, Київ)
<i>Олександр Вольченко</i> , д.т.н., проф. (ІФНТУНГ, Івано-Франківськ)	<i>Костянтин Почка</i> , д.т.н., проф. (КНУБА, Київ)
<i>Дмитро Гончаренко</i> , д.т.н., проф. (ХНУБА, Харків)	<i>Володимир Рашківський</i> , к.т.н., проф. (КНУБА, Київ)
<i>Леонід Заміховський</i> , д.т.н., проф. (ІФНТУНГ, Івано-Франківськ)	<i>Ігор Ребезнюк</i> , д.т.н., проф. (НЛТУУ, Львів)
<i>Святослав Кравець</i> , д.т.н., проф. (НУВГП, Рівне)	<i>Роман Рогатинський</i> , д.т.н., проф. (ТНТУ, Тернопіль)
<i>Микола Кузьмінець</i> , д.т.н., проф. (НТУ, Київ)	<i>Володимир Супонєв</i> , д.т.н., проф. (ХНАДУ, Харків)
<i>В'ячеслав Ловейкін</i> , д.т.н., проф. (НУБіП, Київ)	<i>Всеволод Франчук</i> , д.т.н., проф. (ДВНЗ НГУ, Дніпро)
<i>Леонід Мазуренко</i> , д.т.н., проф. (КНУБА, Київ)	<i>Сергій Шатов</i> , д.т.н., проф. (ПДАБА, Дніпро)
<i>Олександр Маслов</i> , д.т.н., проф. (КрНУ ім. М. Остроградського, Кременчук)	<i>Валерій Яковенко</i> , д.т.н., проф. (КНУБА, Київ)
<i>Олег Мачуга</i> , д.т.н., проф. (НЛТУУ, Львів)	<i>Stanislaw Fic</i> , Dr hab, Prof. (Lublin University of Technology, Poland)
<i>Володимир Мусійко</i> , д.т.н., проф. (НТУ, Київ)	<i>Jerzy Grudzinski</i> , Dr hab, Ass. Prof. (University of Life Sciences in Lublin, Poland)
<i>Юрій Науменко</i> , д.т.н., проф. (НУВГП, Рівне)	<i>Victor Mashkov</i> , Dr Tech. Sc., Ass. Prof. (University J. Evangelista Purkune in Usti-nad-Laben, Czech Republic)

Рекомендовано до друку

вченою радою Київського національного університету
будівництва і архітектури 21.12.2021 р., протокол № 42

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



Моделювання робочих процесів

Олександр Тетерятник, Володимир Рашківський

Відмінності розрахунків високошвидкісних робочих органів в залежності від кінематики їх робочих процесів ... 5

Гірничі та піднімально-транспортні машини

Дмитро Міщук, Євген Міщук, Євгеній Горбатюк

Дослідження методу рою частинок в задачі оптимізації режиму руху маніпулятора за однією з узагальнених координат..... 11

Будівельні машини і технологічне обладнання

Михаил Сукач

Оборудование для исследования глубоководных скважин..... 21

Максим Балака, Дмитро Міщук, Дмитро Паламарчук

Сучасні уявлення про механізм зносу протекторних гум 30

Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт

Володимир Рашківський, Максим Балака, Олександр Тетерятник

Вибір і розрахунок основних параметрів ковша навантажувача з боковим одностороннім розвантаженням 37

Modeling workflows

Oleksandr Teteriatnyk, Volodymyr Rashkivskiy

Calculations difference of high-speed working units depending on the kinematics of their working processes..... 5

Mining and lifting transport machines

Dmytro Mishchuk, Yevhen Mishchuk, Ievgenii Gorbatyuk

Research of the particle swarm method in the problem of optimizing the mode of motion of the manipulator along one of the generalized coordinates..... 11

Construction machines and technical equipment

Mykhailo Sukach

Deepwater Well Survey Equipment.. 21

Maksym Balaka, Dmytro Mishchuk, Dmytro Palamarchuk

Modern understanding of the tread rubbers wear mechanism..... 30

Machines for earthworks, road and forestry work

Volodymyr Rashkivskiy, Maksym Balaka, Oleksandr Teteriatnyk

Selection and calculation of main parameters for loader bucket with side unloading..... 37

Євгеній Горбатюк, Леонід Пелевін,
Олександр Терентьєв, Анатолій
Свідерський

Дослідження робочих органів земле-
рийних машин безперервної дії 45

Ievgenii Gorbatyuk, Leonid Pelevin,
Olexander Terentyev, Anatolij
Svider'ky

Research of working bodies a con-
tinuous action earthworks machines. 45

Інформація

Михайло Сукач

Сьома міжнародна науково-
практична конференція «Transfer of
Innovative Technologies 2021»..... 55

Information

Mykhailo Sukach

Seventh International Scientific and
Practical Conference «Transfer of
Innovative Technologies 2021»..... 55

УДК 624.132.1

Calculations difference of high-speed working units depending on the kinematics of their working processes

Oleksandr Teteriatnyk¹, Volodymyr Rashkivskiy²

Kyiv National University of Construction and Architecture
31, Povitroflotskyi Avenue, Kyiv, Ukraine, 03037

¹teteriatnyk.oa@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9983-0551>

²rashkivskiy.vp@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5369-6676>

Received: 11.10.2021; Accepted: 23.11.2021

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0101>

Abstract. High-speed working units are very widely used in modern construction, in the destruction of durable materials and soils and more. When calculating the power and energy parameters of dynamic working units take into account changes in the nature of the interaction of the cutting element with the environment and the emergence and propagation of soil stresses from the action on the boundary of the array of the cutting element. This leads to the emergence of a stress-strain state in the soil mass, which has an oscillatory-wave character.

The nature of the stress-strain state is influenced by the state of the working environment and the speed of cutting (destruction) of the soil mass.

An unsolved problem in the dynamic destruction of soils is to take into account the kinematic features and technology of work with high-speed peripheral and front-end working units. The design parameters of these working units must take into account not only the dynamic parameters of the fracture process, but also the phenomenon of accumulation of fatigue deformations in the working environment.

Keywords: peripheral working unit, front-end first type working unit, front-end second type working unit, middle depth of cut, power cutting

INTRODUCTION

The stress-strain state of the medium in the cutting zone has an oscillatory-wave character, similar to that formed by shock-vibration destruction of soils, which is the most effective dynamic process of destruction of working media. This stress-strain state creates conditions for the accumulation of fatigue deformations in the material, so the tensile strength

of the working medium is significantly reduced [1].

For effective low-energy destruction of materials, the design parameters of the working units must be determined from a systematic analysis of their working processes and meet the conditions of fatigue destruction of the material.

In addition, when destroyed, the soil is subject to loosening and compaction. This fact is taken into account by the flow coefficient, which determines the conditions of excavation of the soil from the face [2, 3]

The purpose of the work is to establish the laws of formation of the working process of dynamic destruction of soils, taking into account the kinematic features of the peripheral and end working units.

The aim of this study is to determine the power and energy parameters of the process of dynamic destruction of soils and kinematic and geometric parameters of peripheral and end working bodies of dynamic action.

In [4, 5], the solution of the problem of the relationship between the geometric, kinematic and force parameters of the working bodies of tillage machines under the conditions of high-speed (dynamic) work process of destruction of working environments.

PRESENTING MAIN MATERIAL

During the work process, the cutting elements of the working unit move relative to the working environment with speed V . This

causes the working environment to be in a complex stress-strain state. Assuming that if the speed of the cutting element has become a force, the tangential average force acting on the cutting element without taking into account the conditions of soil vibration is determined by the formula

$$P_{av} = \frac{Uk_d S}{2Vk_\alpha}, \quad (1)$$

where

U – speed of propagation of deformation waves in the working environment;

k_d – specific resistance of the working environment to dynamic destruction;

S – the area of contact of the cutting element with the working environment;

V – speed of interaction of cutting elements with the working environment (cutting speed);

k_α – coefficient taking into account the cutting angle.

The velocity of propagation of deformation waves in the working medium is found from the expression

$$U = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}}, \quad (2)$$

where

E – dynamic modulus of elasticity of the working environment;

ρ – the density of the working environment;

μ – Poisson's ratio.

The specific resistance of the working environment to dynamic failure is as follows

$$k_d = \rho V^2 + \sigma \varepsilon, \quad (3)$$

where

σ – dynamic limit of the strength of the working environment to dynamic failure;

ε – ultimate dynamic relative deformation.

The geometric parameters of the working process (such as the depth of cut and the area of contact of the cutting elements with the working environment) are determined differently depending on the technology of the

working unit. Based on this, we can distinguish two main types of working units: peripheral (Fig. 1) and front-end (Fig. 2 and Fig. 3). Front-end working units, in turn, are divided into front-end first type working unit of the (Fig. 2) and front-end second type working unit (Fig. 3).

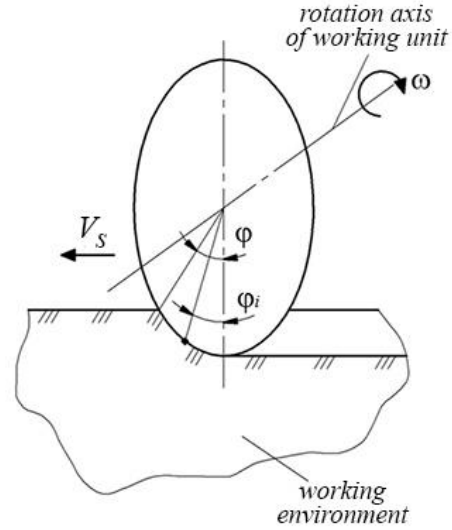


Fig. 1. Peripheral working unit schematic

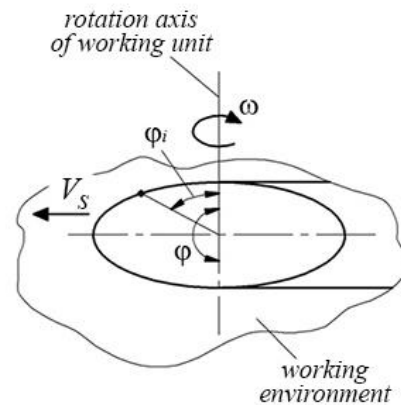


Fig. 2. Front-end first type working unit schematic

Peripheral working units include working units in which the generating working surface of the working environment is parallel to the axis of rotation of the working unit (for example, circular cutters, circular saws). In front-end working units, the generator of the working surface of the working environment is perpendicular to the axis of rotation of the working unit. In the case of the front-end first type working unit, the feed rate is perpendicular to the axis of rotation of the working unit (eg conical cutter), and in the front-end second type working unit it is parallel to this axis (eg

column drills). It should be noted that the formation of geometric and kinematic parameters of the development of the working environment in the peripheral working units and front-end working units is identical.

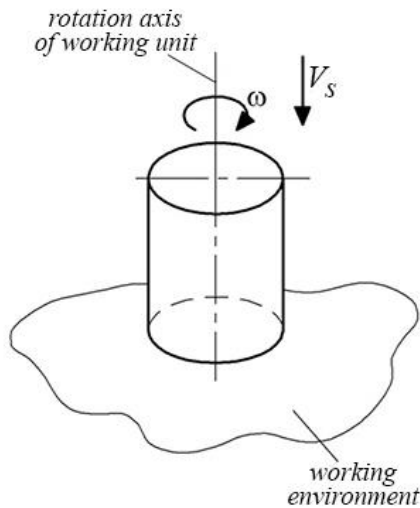


Fig. 3. Front-end second type working unit schematic

The contact area of the cutting element with the working environment in the general case is calculated by the formula

$$S = bh, \quad (4)$$

where

b – width of the cutting element,
 h – the depth of cut.

For each of the three types of working units under consideration, the parameter S will differ due to the presence in the expression of a multiplier h that takes into account the differences in the work of each of the presented types of working units. It should be noted that for peripheral working units and front-end second type working units the parameter b is used as the width of the cutting elements, while for front-end first type working units the parameter b determines the thickness of the material removed in one pass unit on the working environment.

The calculation of the depth of cut h takes into account the differences in the technology of the working body and, accordingly, allows you to more accurately calculate its power parameters.

When moving the cutting element on a straight-line trajectory, the depth of cut h will be a constant value.

For peripheral working units and front-end first type working units the depth of cutting is variable and for the i -th cutting element will be equal

$$h = \frac{\varphi V_s \sin \varphi_i}{\omega}, \quad (5)$$

where

φ – the angle of contact of the working unit with the working environment;

V_s – the speed of supply of the working unit to the working environment;

ω – angular velocity of rotation of the working unit;

φ_i – the angle of contact of the working unit with the working environment, measured from the entrance of the working unit into the face and to the i -th cutting element.

For front-end second type working units

$$h = \frac{2\pi V_s \cos(\arctg \frac{V_s}{\omega R_i})}{\omega z}, \quad (6)$$

where

R_i – radius measured from the axis of rotation to the middle of the cutting edge of the i -th cutting element;

z – the number of cutting elements in the cutting line (the cutting line consists of elements having the same parameter R_i).

But considering the obtained expressions to determine the depth of cut h , we can see that they allow us to find this parameter for a specific position of the cutting element in the face (for peripheral and end working bodies of the first type). For engineering calculations it is necessary to enter the parameter of average depth of cutting h_{av} which can be used for finding of power parameters of working bodies.

Given the peculiarities of the technology of works by peripheral and front-end first type working units [1,3], the average depth of cut

for them will be determined from the expression

$$h_{av} = \frac{V_s(1 - \cos \varphi)}{\omega}. \quad (7)$$

In addition, if you look at the scheme of operation by the front-end first type working unit (Fig. 2), you can see that the angle of contact of the working unit with the working environment φ will be equal π , that is the average depth of cut will be

$$h_{av} = \frac{V_s(1 - \cos \pi)}{\omega} = \frac{2V_s}{\omega}. \quad (8)$$

For front-end second type working units, it is first necessary to determine the average cutting radius:

$$R_{av} = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2}, \quad (9)$$

Where

$R_{\max}$ – the outer radius of the working body and $R_{\min}$ – the inner radius of the working body

Knowing the average cutting radius, you can calculate the average depth of cut for the front-end second type working units from the expression

$$h_{av} = \frac{2\pi V_s \cos(\arctg \frac{V_s}{\omega n_{c,l} R_{av}})}{\omega z}, \quad (10)$$

where

$n_{c,l}$ – the number of cutting lines on the working unit.

Given the dependences for determining the average depth of cut h_{av} , you can write formulas for calculating the average contact area of the cutting elements with the working environment:

– for peripheral working units we will have

$$S_{av} = b h_{av} = \frac{b V_s (1 - \cos \varphi)}{\omega}; \quad (11)$$

– for front-end first type working units we will write

$$S_{av} = \frac{2b V_s}{\omega}; \quad (12)$$

– for front-end second type working units we will receive

$$S_{av} = \frac{2b\pi V_s \cos(\arctg \frac{V_s}{\omega n_{c,l} R_{av}})}{\omega z}. \quad (13)$$

The average tangential cutting force, taking into account the technology of the working bodies, is determined by the formulas:

– for the peripheral working unit

$$P_{av} = \frac{U k_d b V_s (1 - \cos \varphi)}{2\omega^2 V k_a}, \quad (14)$$

– for the front-end first type working unit

$$P_{av} = \frac{U k_d b V_s}{\omega^2 V k_a}, \quad (15)$$

– for the front-end second type working unit

$$P_{av} = \frac{U k_d b \pi V_s \cos(\arctg \frac{V_s}{\omega n_{c,l} R_{av}})}{\omega^2 V k_a}. \quad (16)$$

These dependencies can be applied to working units that have a diamond or abrasive solid cutting edge or similar cutting segments. In addition, certain dependencies can be applied to working units with cutting elements located in the same cutting line (circular saws, core drills, grinding and polishing discs, etc.). Another criterion is the constant radius of the working unit, which provides the same values of kinematic parameters and characteristics of

the working process (for example, finger cutters).

In further work there is a need to determine similar parameters for working units with the spatial location of the cutters and the complex geometry of the face. We are talking about the working units (disk, ring, rotary, conical cutter), which at different times were developed at the Department of Construction Machinery named Yu. O. Vetrov of Kyiv National University of Construction and Architecture. The peculiarity of their location in the face, the specifics of the work, the presence of many cutting lines with variable kinematic parameters of the working process and the change in diameter of the working unit in height determine the features of the calculation of the working process.

The obtained dependences for the calculation of the average tangential cutting force allow us to proceed to the determination of energy parameters (cutting power and specific productivity) of peripheral and front-end working units.

CONCLUSIONS

Analyzing the obtained dependences, it should be noted that the technological features of high-speed working units have a significant impact on determining the cutting forces of soils due to the peculiarities of cutting depth calculations for peripheral and end working units. When carrying out engineering calculations of such working units it is necessary to use average values the depth of cutting and the area of contact by a cutting element with the working environment.

Promising in further research is the optimization of the design parameters of the considered working units to reduce the energy intensity of the process of soil destruction.

REFERENCES

1. Nazarenko I., Pelevin L., Kostenyk 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. «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. Khmara L. A., Kravets S. V., Skobliuk M. P. & etc. (2014). Machines for earthworks. Dnipropetrovsk-Rivne, 547. (in Ukrainian).
3. Kuzminets M. P. (2009). Theoretical bases the interaction of elementary working unites of special earth-moving machines with the environment. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, Constructional, Road and Melioration Machines], No.74, 3-10. (in Ukrainian).
4. Fomin A. V., Kosteniuk, O. O., Teteriatnyk O. A., Bokovnia H. I. (2009). Structural characteristics of high-speed diamond working units of KNUBA design, taking into account the conditions of tired soil destruction. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, Constructional, Road and Melioration Machines], No.74, 69-73. (in Ukrainian).
5. Fomin A., Harkavenko O., Kosteniuk O., Teteriatnyk O. (2019). Features of the destruction of working environments with information and co-entropy of construction processes. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, Constructional, Road and Melioration Machines], No.94, 42-50. (in Ukrainian).

Відмінності розрахунків високошвидкісних робочих органів в залежності від кінематики їх робочих процесів

Олександр Тетерятник¹,
Володимир Рашківський²

Київський національний університет
будівництва і архітектури

Анотація. Теорія руйнування робочих середовищ під дією високошвидкісних навантажень різного виду з урахуванням зміни контактних властивостей середовищ, енергії, швидкості і форми робочого органа і часу руйнування лягла в основу сучасних методів розрахунків і створення робочих режимів і конструкцій ґрунто- і породоруйнуючої техніки і сьогодні використовуються для створення нової техніки.

Динамічне руйнування ґрунтів є молодим напрямком розвитку землерийної техніки, який має достатньо велику кількість невирішених до цього часу завдань, одним з яких є врахування кінематичних особливостей та технології про-

ведення робіт високошвидкісними периферійними та торцевими робочими органами.

Конструктивні параметри цих робочих органів повинні враховувати не тільки динамічні параметри процесу руйнування, але і явища накопичення втомлювальних деформацій в робочому середовищі.

Також необхідно враховувати, що напружено-деформований стан середовища в зоні різання носить коливально-хвильовий характер, подібний до того, який формується при ударно-вібраційному руйнуванні ґрунтів, що є найбільш ефективним динамічним процесом руйнування робочих середовищ. Такий напружено-деформований стан створює умови для накопичення в матеріалі втомлювальних деформацій, тому межа міцності робочого середовища значно зменшується.

Для ефективного низькоенергоємного руйнування матеріалів конструктивні параметри

робочих органів повинні визначатися із системного аналізу їх робочих процесів та відповідати умовам втомлювального руйнування матеріалу.

Аналізуючи отримані залежності, слід зазначити, що технологічні особливості високошвидкісних робочих органів мають значний вплив на визначення зусиль різання ґрунтів через особливості розрахунку глибини різання для периферійних і торцевих робочих органів обох типів. При проведенні інженерних розрахунків таких робочих органів необхідно використовувати середні значення глибини різання та площі контакту ріжучого елемента з робочим середовищем.

Ключові слова: периферійний робочий орган, торцевий робочий орган першого типу, торцевий робочий орган другого типу, середня глибина різання, сила різання.

Дослідження методу рою частинок в задачі оптимізації режиму руху маніпулятора за однією з узагальнених координат

Дмитро Міщук¹, Євген Міщук², Євгеній Горбатюк³

Київський національний університет будівництва і архітектури,
Повітрофлотський просп. 31, Київ, Україна, 03037

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

²mischuk.ieu@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-7850-0975>,

³ek_gor@i.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8148-5323>

Received: 01.06.2021; Accepted: 10.11.2021

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0201>

Анотація. Задачі оптимізації режимів руху механічних систем, зокрема роботів та маніпуляторів, є актуальною в контексті сучасного розвитку суспільства та машинобудування. Роботи і маніпулятори здатні автономно виконувати складні задачі по заданих програмах керування, що значно знижує вартість виконуваних ними робіт. Алгоритми оптимальних переміщень складових елементів роботів і маніпуляторів дозволяють реалізовувати складні траєкторії переміщень їхніх робочих органів з прогнозованими енерговитратами, точністю позиціонування, швидкодією. Пошук оптимальних режимів руху є складною і не однозначною задачею, що вимагає точного формулювання функції оптимізації, рівнянь обмежень та методів визначення оптимальних законів, які б задовольняли критерії поставленої оптимізаційної задачі. Одним із шляхів вирішення таких складних задач є евристичні методи перебору варіантів розв'язку на обмеженій площині, зокрема одним з таких є методів рою частинок.

В даному дослідженні проаналізовано класичний метод рою частинок для пошуку оптимального режиму руху стріли маніпулятора за однієї з узагальнених координат. Цільовою функцією оптимізації вибрано «енергію» прискорень механічної системи, а пошук оптимального закону переміщення здійснюється із застосуванням полінома четвертого порядку.

Проведене теоретичне дослідження показало, що метод рою частинок може бути застосований для пошуку оптимальних законів руху, проте при роботі з даним методом необхідно модернізувати алгоритм визначення його складових, зокрема швидкості переміщення частинок та їх корегувальних коефіцієнтів.

При визначенні оптимальних законів руху маніпулятора методом рою в даному дослідженні застосовується підхід, де прийнято, що час є дискретним, а значення цільової функції визначалося лише в прийнятих точках дискретизації часу.

Ключові слова: метод рою частинок, система керування, оптимізація, маніпулятор, узагальнені координати, Mathematica.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Пошук оптимальних режимів руху маніпуляційних систем є актуальними з точки зору енергоефективності та конкурентоздатності подібних технічних систем [1]. Зокрема, вдалий вибір траєкторій руху багатоланкового маніпулятора буде впливати на витрачену його приводом потужність, швидкість виконуваної роботи та продуктивність [2]. Для визначення оптимальних режимів руху маніпуляторів застосовують різні цільові функції. Найбільш доцільними для оптимального енергетичного балансу існуючої механічної системи є функції у виді інтегральних функціоналів з підінтегральними виразами енергетичних витрат [3]. Розв'язок таких задач оптимізації для вантажопідйомних систем виконують варіаційними методами, які дозволяють отримувати гладкі функції керування [4]. Проте, як правило, цільові функції оптимізації зазвичай описуються складними нелінійними залежностями з багатьма незалежними па-

раметрами, що ускладнює пошук екстремумів класичними методиками пошуку [5].

З розвитком комп'ютерної техніки, зокрема з ростом швидкості виконання ними розрахунків, набули розвитку чисельні методи оптимізації на основі генетичних алгоритмів та біологічних систем. Метод рою частинок є одним із багатьох, який використовує інтелектуальний алгоритм оптимізації стану біологічних систем на основі поведінки зграї птахів або комах [6, 7].

МЕТА РОБОТИ

Проаналізувати поведінковий алгоритм оптимізації на основі методу рою частинок та розробити методику його застосування для оптимізації руху механічної системи маніпулятора для роботи за однією з узагальнених координат.

АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ

Згідно з класичною теорією ройового інтелекту, кожна частинка рою, яка рухається в просторі, описується своїм положенням та швидкістю переміщення. Положення кожної частинки в рої визначає можливий розв'язок оптимізаційної задачі, а оптимізація методом рою частинок (PSO) полягає у визначенні найвигідніших умов існування «зграї» (рою) частинок на площині можливих рішень заданої функціональної залежності [7, 8]. Таким чином, якщо визначити деякий функціонал $I(a_1, a_2, a_3)$ для оптимізаційної задачі, який формалізує властивості системи і залежить від параметрів a_1, a_2, a_3 , тоді завданням рою частинок буде визначення найкращого стану розглядуваної системи за якого вказаний функціонал набуватиме максимального або мінімального значення. Кожна частинка рою описуватиметься вектором з координатами її положення, які відповідатимуть параметрам цільової функції [9]

$$p_i(\tau) = [a_1 \ a_2 \ a_3 \ \dots \ a_N], \quad (1)$$

де N – розмірність задачі; τ – момент часу коли розраховується дана точка координат.

Для адекватної роботи даного методу в рою повинно знаходитися Z частинок (1), кожна з яких на початковому етапі розміщується випадковим чином в заданій області пошуку [10]:

$$a_{k_min} \leq a_k \leq a_{k_max}, \quad (2)$$

де a_{k_min} та a_{k_max} – діапазон параметрів для коефіцієнтів цільової функції, яка підлягає оптимізації.

При дослідженні задач оптимізації режимів руху механічних систем таких як вантажопідйомні машини, маніпулятори, роботи, необхідно враховувати, що цільові функції, зазвичай, можуть змінюватися в координаті часу. В такому випадку пошук оптимальних параметрів функціоналу оптимізації можна виконувати на дискретних проміжках часу Δt , які складають пропорційну частину від загального заданого або ж такий параметр часу буде однією з координат частинки рою. В останньому випадку метод рою буде знаходити глобальний екстремум на заданій ділянці переміщення системи, а в першому – локальні екстремуми на кожній з проміжних ділянок часу.

Визначення найкращого положення рою виконується на деякому заданому відрізку дискретного часу, який розділено на n проміжків. Якщо $p_i(\tau)$ – положення i -ої частинки рою в момент часу τ , тоді рішення про те, яке положення ця частинка повинна зайняти приймається на основі поточного положення частинки та оновленої швидкості [11]:

$$p_i(\tau + \Delta\tau) = p_i(\tau) + v_i(\tau + \Delta\tau). \quad (3)$$

Враховуючи залежність (1), матимемо:

$$p_i(\tau) = f(a_1(\tau), a_2(\tau), a_3(\tau)); \quad (4)$$

$$p_i(\tau + \Delta\tau) = f(a_1(\tau + \Delta\tau), a_2(\tau + \Delta\tau), a_3(\tau + \Delta\tau)), \quad (5)$$

$$\begin{cases} a_1^i(\tau + \Delta\tau) = a_1^i(\tau) + v_{a_1}^i(\tau + \Delta\tau); \\ a_2^i(\tau + \Delta\tau) = a_2^i(\tau) + v_{a_2}^i(\tau + \Delta\tau); \\ \dots \\ a_N^i(\tau + \Delta\tau) = a_N^i(\tau) + v_{a_N}^i(\tau + \Delta\tau); \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} v_i(\tau + \Delta\tau) = & w_i v_i(\tau) + \\ & + c_1 R_1(p_{best}(\tau) - p_i(\tau)) + \\ & + c_2 R_2(g_{best}(\tau) - p_i(\tau)), \end{aligned} \quad (7)$$

або

$$\begin{cases} v_{a_1}^i(\tau + \Delta\tau) = w_i v_{a_1}^i(\tau) + \\ + c_1 R_1(p_{best_{a_1}}(\tau) - a_1^i(\tau)) + \\ + c_2 R_2(g_{best}(\tau) - a_1^i(\tau)); \\ \dots \\ v_{a_N}^i(\tau + \Delta\tau) = w_i v_{a_N}^i(\tau) + \\ + c_1 R_1(p_{best_{a_N}}(\tau) - a_N^i(\tau)) + \\ + c_2 R_2(g_{best}(\tau) - a_N^i(\tau)), \end{cases} \quad (8)$$

де $p_{best}(\tau)$ – координати найкращого знайденого положення частинкою рою; $g_{best}(\tau)$ – координати найкращого положення всього рою; w_i , c_1 , c_2 – вагові коефіцієнти; R_1 , R_2 – незалежні випадкові числа з діапазону від 0 до 1, які застосовують як коефіцієнти залишкової пам'яті частинки.

Як видно із залежності (7), швидкість кожної частинки визначається на основі трьох факторів: інерційної швидкості, яка спонукає частинку продовжити рух та досліджувати нові регіони в області пошуку; «когнітивної» швидкості, яка направляє частинку до її найкращого власного знання; «соціальної» швидкості, яка спрямовує частинку до найкращого стану всього рою.

Рекомендовані значення для коефіцієнта пропорційності w_i інерційної швидкості знаходяться в діапазоні від 0,4 до 0,9 [6]. Проте значення цього коефіцієнта може бути визначено за наступною лінійною залежністю [7]:

$$w_i = (w_{i_min} - w_{i_max}) \frac{n}{Z} w_{i_min}, \quad (9)$$

де w_{i_max} – найбільше значення (рекомендовано приймати 0,9); w_{i_min} – найменше значення, яке на початку пошуку приймається таке як найбільше і поступово з кожним кроком ітерацій зменшується; n – кількість ітерацій.

Коефіцієнти c_1 та c_2 регулюють величини відповідно «когнітивної» та «соціальної» складової швидкостей, які рекомендується приймати однаковими і не більшими від 2 [8, 9].

Виходячи з опису швидкості (4), на початку пошуку частинки активно переміщуватиметься в допустимому просторі рішень за рахунок інерційної компоненти і на її практично не впливатимуть знання про найкращий стан, знайдений сусідніми частинками, тоді як власний найкращий стан матиме певну вагу. Тобто спочатку частинки рою досліджують простір незалежно, але згодом починають все більше брати до уваги результат отриманий сусідніми частинами. В кінця пошуку всі частки переходять до вивчення загального кращого стану.

При визначенні положення частинки за виразом (3) на кожному кроці необхідно перевірити чи знаходиться вона в допустимій області (2). У випадку, якщо координати вектору $p_i(\tau)$ виходять за межі допустимих значень, ці координати приймаються рівними граничному значенню, а компонента швидкості частинки рою ослабляється [10, 11].

Алгоритм роботи методу рою частинок наступний:

1. визначити та ініціалізувати функцію оптимізації;
2. задати діапазони зміни параметрів, які будуть визначатися даним алгоритмом та встановити кількість кроків ітерації;
3. задати кількість частинок рою та початкові координати кожної частинки;
4. визначити швидкості кожної частинки та розрахувати її нові координати;
5. для кожної частинки рою розрахувати значення функції оптимізації та

визначити частинку, яка найкраще задовольняє задану умову функції оптимізації;

6. повторити пункти 4 та 5 задану кількість кроків ітерації.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Розглянуто динамічну систему стріли маніпулятора з однією ступеню вільності, яка складається зі стійки, стріли, вантажу та приводного виконавчого гідроциліндра (див. Рис. 1).

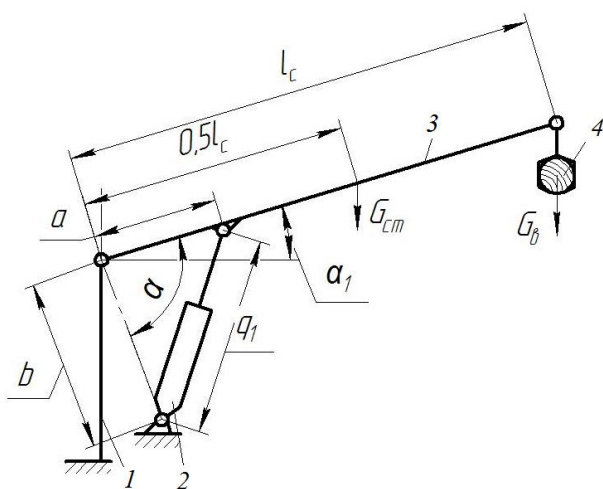


Рис. 1. Динамічна модель маніпулятора з одним ступенем вільності: 1 – стійка; 2 – гідроциліндр; 3 – стріла; 4 – вантаж

Fig. 1. Dynamical model of the manipulator with one degree of freedom: 1 – frame; 2 – hydraulic cylinder; 3 – boom; 4 – cargo load

За узагальнену координату в такій схемі приймається кут повороту α_1 , який може бут визначений також через лінійне переміщення штока гідроциліндра q_1 .

Оптимальний динамічний режим руху розглянутого маніпулятора визначається шляхом мінімізації інтегралу з підінтегральним виразом у виді функції „енергії” прискорень стрілової системи за однієї узагальненої координати [12]:

$$I = \int_{t_0}^{t_1} \frac{1}{2} J_{\Sigma\alpha} \ddot{\alpha}_1^2 \rightarrow \min, \quad (10)$$

де $J_{\Sigma\alpha}$ – зведений до осі повороту стріли момент інерції стрілової системи маніпулятора з вантажем [3]; $\ddot{\alpha}_1$ – кутове прискорення стріли ($\ddot{\alpha}_1 = \frac{d^2\alpha_1}{dt^2}$); t_0, t_1 – час початку та закінчення переміщення стріли.

Наближено прийнято

$$J_{\Sigma\alpha} = \left(\frac{1}{3} m_{cm} + m_b\right) l_{cm}^2, \quad (11)$$

де m_{cm}, m_b – маса стріли та вантажу відповідно; l_{cm} – довжина стріли.

Умовою мінімуму функціонала (10) буде рівняння Ейлера-Пуассона, яке матиме такий вид:

$$IV \quad \alpha_1 = 0. \quad (12)$$

Аналітичний розв’язок рівняння (12) за крайових умов $\alpha_1 = \alpha_{1n}, \dot{\alpha}_1 = 0$ при $t = t_0 = 0$ та $\alpha_1 = \alpha_{1k}, \dot{\alpha}_1 = 0$ при $t = t_1$ буде:

$$\alpha_1(t) = \frac{1}{t_1^3} (-2t^3\alpha_{1k} + 3t^2t_1\alpha_{1k} + 2t^3\alpha_{1n} - 3t^2t_1\alpha_{1n} + t_1^3\alpha_{1n}), \quad (13)$$

де α_{1n}, α_{1k} – початкова та кінцева координата повороту стріли маніпулятора; t_1 – час переміщення.

Даний аналітичний розв’язок задачі мінімізації функціоналу (10) вдалося визначити за рахунок вдалого вибору узагальненої незалежної координати. Подібні випадки при дослідженні маніпуляційних систем зустрічаються не завжди і зазвичай потрібно вирішувати складні нелінійні диференціальні рівняння високих порядків, тому на даному прикладі було проаналізовано можливості застосування універсального методу оптимізації за рахунок ройового інтелекту.

Для розглядуваної схеми маніпулятора досліджено оптимізаційну задачу руху штока лінійного гідроциліндра підйому

стріли. Цільову функцію оптимізації також було визначено у виді критерію „енергії” прискорень, проте визначену через лінійну координату q_1 .

$$I = \int_{t_0}^{t_1} \frac{1}{2} J_{\Sigma\alpha} \left(\ddot{q}_1 \frac{\partial \alpha_1}{\partial q_1} + \dot{q}_1^2 \frac{\partial^2 \alpha_1}{\partial q_1^2} \right)^2 \rightarrow \min, \quad (14)$$

де $\ddot{q}_1 = \frac{d^2 q_1}{dt^2}$ – лінійне прискорення штока

гідроциліндра; $\dot{q}_1 = \frac{dq_1}{dt}$ – швидкість штока;

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial q_1} = - \frac{q_1}{ab \sqrt{1 - \frac{(a^2 + b^2 - q_1^2)^2}{4a^2 b^2}}};$$

$$\frac{\partial^2 \alpha_1}{\partial q_1^2} = - \frac{q_1^2 (a^2 + b^2 - q_1^2)}{2a^3 b^3 \sqrt{\left(1 - \frac{(a^2 + b^2 - q_1^2)^2}{4a^2 b^2}\right)^2}} + \frac{1}{ab \sqrt{1 - \frac{(a^2 + b^2 - q_1^2)^2}{4a^2 b^2}}};$$

a, b – геометричні розміри встановлення гідроциліндра.

Розв’язуючи оптимізаційну задачу (14) варіаційними методами із використанням рівнянь Ейлера-Пуассона зрозуміло, що аналітичне рішення матиме складну форму залежності узагальненої координати від часу. Аналіз подібних задач потребує застосування числових трудомістких розрахункових методів [3]. Таким чином бачимо, що одна і та ж задача оптимізації режиму руху маніпулятора може мати різну природу пошуку рішення, що може залежити від вибору узагальненої координати системи.

Застосовуючи метод рою частинок, розв’язано задачу (14). Для цього спершу дане рівняння перетворено та приведено до простої форми:

$$I = \int_{t_0}^{t_1} \left(\frac{-4q_1(A_1 A_2 \dot{q}_1^2 + q_1 A_1^2 \ddot{q}_1)}{A_1^4} \right)^2 \rightarrow \min, \quad (15)$$

де $A_1 = (a^2 - b^2) + q_1^2$; $A_2 = (a^2 - b^2) - q_1^2$.

Розв’язок отриманого функціоналу необхідно виконувати враховуючи обмеження на переміщення по узагальненій координаті за наступних умов: $q_1 = q_{1n}$, $\dot{q}_1 = 0$ при $t = t_0 = 0$ та $q_1 = q_{1k}$, $\dot{q}_1 = 0$ при $t = t_1$.

Розв’язок функціоналу (15) було подано у виді сплайн-функції четвертого порядку:

$$q_1(t) = C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + C_4 t^3 + C_5 t^4, \quad (16)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 – невідомі коефіцієнти.

Визначивши першу та другу похідну залежності (16) та прийнявши задані крайові умови, отримано:

$$\dot{q}_1(t) = C_2 + 2C_3 t + 3C_4 t^2 + 4C_5 t^3; \quad (17)$$

$$\ddot{q}_1(t) = 2C_3 + 6C_4 t + 12C_5 t^2. \quad (18)$$

Із отриманих виразів знайдено:

$$\begin{cases} C_1 = q_{1n}; \\ C_2 = 0; \\ C_3 = \frac{3}{t_1^2} \Delta q_1 + C_5 t_1^2; \\ C_4 = -\frac{2}{t_1^3} \Delta q_1 - 2C_5 t_1 \end{cases} \quad (19)$$

де $\Delta q_1 = q_{1k} - q_{1n}$.

Із системи рівнянь (16) – (19) очевидно, що функціонал (15) може однозначно визначити сплайн-функцією (16), а пошук мінімуму буде залежити від значень коефіцієнта C_5 сплайн-функції (16). Таким чином було сформовано вид цільової функції для її оптимізації методом рою частинок

$$f_i(C_5) = I(C_5, t), \quad (20)$$

де $I(C_5, t)$ – це значення цільової функції (15) при заданих параметрах C_5 і t .

Рівняння (20) було проаналізовано графічним способом (див. Рис. 2 та Рис. 3) в залежності від зміни C_5 і t за наступних значеннях параметрів системи: $t_0 = 0$; $t_1 = 6$; $a = 0,5$ м; $b = 0,5$ м. Як видно з графіків на Рис. 2 та Рис. 3 зрозуміло, що значення ко-

ефіцієнту C_5 для оптимального випадку не буде постійним. Величина даного коефіцієнту має малий діапазон зміни, який обмежується криволінійною гладкою поверхнею, але незначне відхилення від оптимального значення призводитиме до значної гіперболічної зміни величини цільової функції оптимізації.

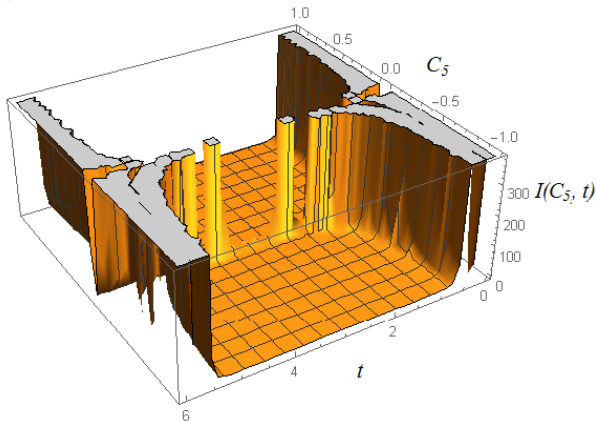


Рис. 2. Значення функції (15) в діапазоні зміни C_5 від -1 до 1

Fig. 2. The value of function (15) in the range of change C_5 from -1 to 1

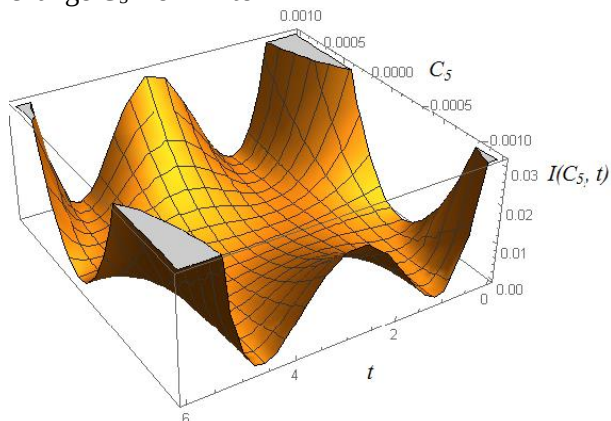


Рис. 3. Значення функції (15) в діапазоні зміни C_5 від -0,001 до 0,001

Fig. 3. The value of function (15) in the range of change C_5 from -0,001 to 0,001

ЧИСЕЛЬНА РЕАЛІЗАЦІЯ

Для чисельної реалізації методу рою використано систему Mathematica. Було прийнято функціональний підхід для моделювання, коли зміна параметрів системи описується користувацькими функціями. Функція алгоритму оновлення значення координати частинки рою та її швидкість показано на Рис. 4.

(* UPDATE POSITION*)

```
update [part_, pbest_, gbest_] := {
  r1 = RandomReal[1];
  r2 = RandomReal[1];
  newVelocity = w*part[[2]]+c1*r1*(pbest-
    part[[1]])+c2*r2*(gbest-part[[1]]);
  newPosition = part[[1]]+newVelocity;
  {newPosition, newVelocity, function[
    newPosition, testT]}
}
```

Рис. 4. Фрейм функції оновлення позиції та швидкості частинки рою в системі Mathematica: part_ – масив в якому першим значенням передається поточна координата частинки рою, а другим значенням є її швидкість; pbest_ – значення найкращого для даної частинки положення; gbest_ – найкраще положення частинки із всіх можливих

Fig. 4. The frame of the update function a position and velocity of the swarm particle in the Mathematica system: part_ – an array in which the first value is the current coordinate of the swarm particle, and the second value is its velocity; pbest_ – the value of the best position for a given particle; gbest_ – the best particle position of all particles

Алгоритм ініціалізації рою та його розрахунок показано на Рис. 5 та Рис. 6.

```
currentTime = 0;
(* INITIALIZATION PARTICLES*)
population = 100;
maxIteration = 3000;
particleMax = 1;
particleMin = -1;
vMax = 0.1*(particleMax-particleMin);
vMin = -0.1*(particleMax-particleMin);
Δp = (particleMax-particleMin)/(population);
Δv = (vMax-vMin)/(population);
w = 0.7; c1=0.1; c2=0.1;
x = Range[particleMin, particleMax, Δp];
v = Range[vMin, vMax, Δv];
particles = {};
pbest = {};
For [i = 1, i < Length[x], i++,
  p = {x[[i]], v[[i]], function[x[[i]], testT]};
  AppendTo[particles, p];
  AppendTo[pbest, {x[[i]], function[x[[i]],
    currentTime]};
]
gbest = MinimalBy[pbest, Last][[1]][[1]];
```

Рис. 5. Фрейм коду ініціалізації параметрів частинки рою в системі Mathematica

Fig. 5. Frame code for initialization of swarm particle parameters in Mathematica system

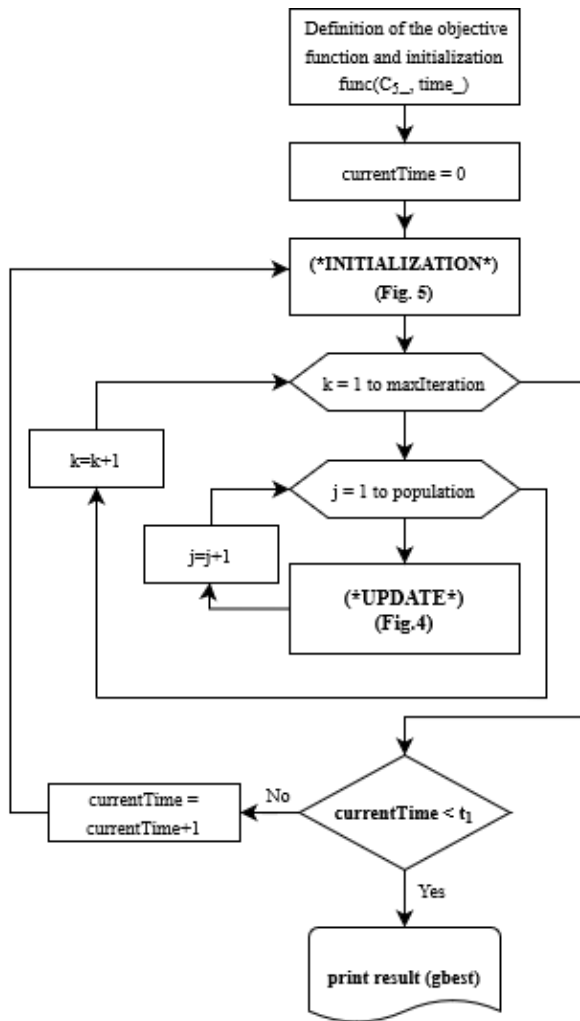


Рис. 6. Загальний алгоритм розрахунку параметрів частинки рою

Fig. 6. General algorithm for calculating the parameters of the swarm particles

На Рис. 5 прийнято такі позначення: population = 100 – кількість частинок; maxIteration = 3000 – кількість ітерацій для кожної частинки; particleMax та particleMin відповідно найбільше та найменше значення яке приймає частинка; vMax, vMin – найбільша і найменша швидкості частинки; x, v – початковий діапазон розподілення положень та швидкостей для частинок рою.

В Таблиці представлено результати моделювання координат частинками рою при автоматичному розрахунку, а також для порівняння показано аналогічні результати при ручному розрахунку графічним способом за графіками з Рис. 2 та Рис. 3.

Таблиця. Результати моделювання параметру C_5 алгоритмом рою частинок

Table. The results of modeling the parameter C_5 algorithm by a swarm of particles

t, c	Автоматичний розрахунок	Ручний розрахунок
	C_5	C_5
0	0,00000	-0,00025
1	-0,00078	-0,00088
2	-0,00023	0,0004
3	0,00000	0
4	-0,00021	-0,0004
5	0,00063	0,00088
6	0,00000	0,00025

Так як отримувана величина коефіцієнту змінюється з плином часу, тоді її функцію зміни було визначено регресійним аналізом за допомогою кубічного сплайну. Залежність зміни коефіцієнта C_5 для даних з автоматичного розрахунку роєм частинок:

$$C_5(t) = -0,00088t + 0,000403t^2 - 0,00004t^3. \quad (21)$$

Залежність зміни коефіцієнта C_5 для даних з ручного розрахунку графічним способом:

$$C_5(t) = -0,00052t + 0,00024t^2 - 0,00002t^3. \quad (22)$$

ОБГОРНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

На Рис. 7 представлено графіки зміни узагальненої координати та її швидкості, які отримано з рівнянь (16) та (17) при різних значеннях коефіцієнтів розрахованих відповідно за виразами (21) і (22). З порівняння даних графіків, відмітимо, що метод рою частинок дозволяє визначати параметри режимів руху маніпулятора при його русі за однією з узагальнених координат, проте такий метод розрахунку необхідно застосовувати досить обережно, зокрема необхідно точно визначати початкове по-

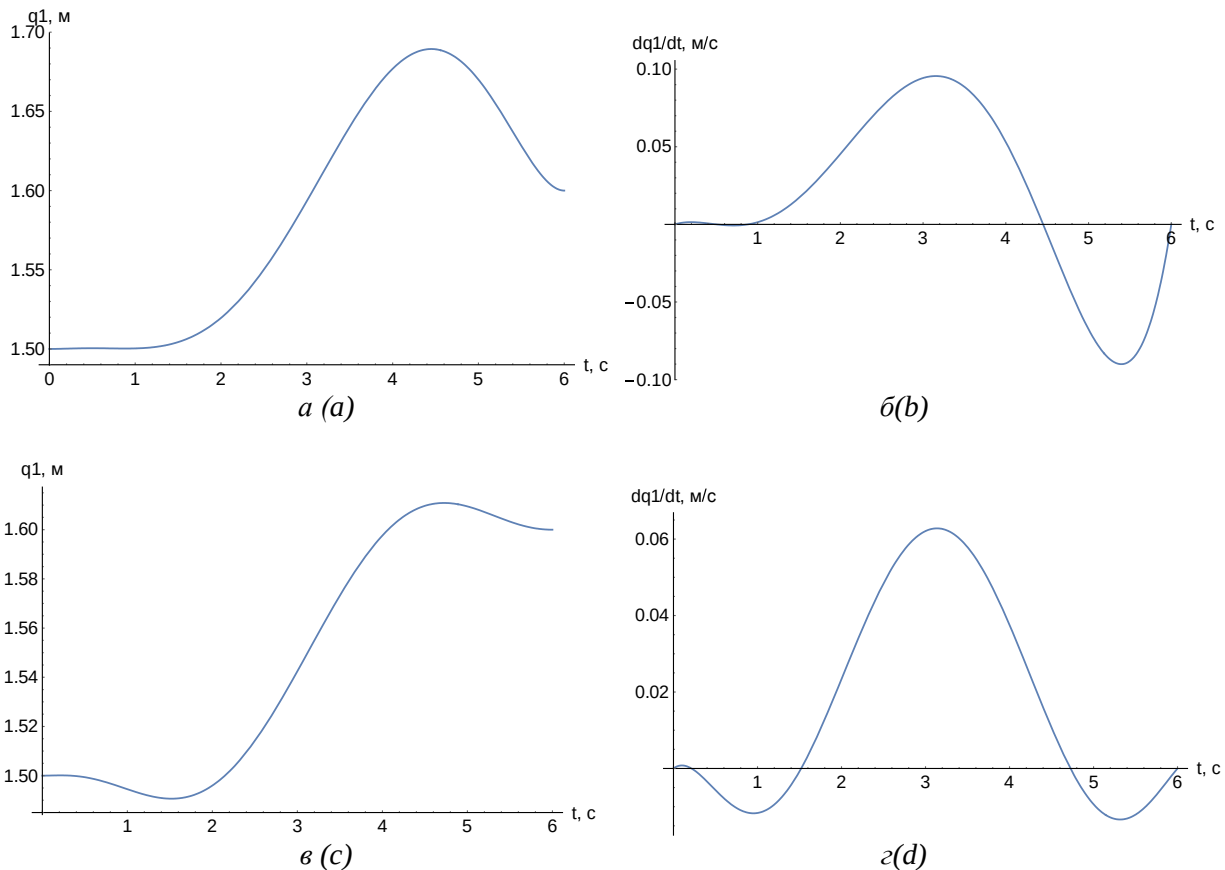


Рис. 7. Графіки переміщення штока ($a, в$) привідного гідроциліндра та зміни його швидкості ($б, з$): $a, б$ – для ручного розрахунку; $в, з$ – для автоматичного розрахунку методом рою

Fig. 7. Graphs of movement of a rod (a, c) of the driving hydraulic cylinder and change of its speed (b, d) a, b – for manual calculation; c, d – for automatic calculation by the swarm method

ложення частинок рою та наперед аналізувати діапазони в яких можуть існувати параметри частини рою. Наприклад, даний метод буде неточним, якщо кількість частинок рою буде малою або діапазон початкових параметрів прийняти занадто великим.

В контексті даного дослідження зрозуміло, що параметр, який визначається знаходиться наближеним до нуля, а отже його можна було б не враховувати. Проте для чистоти експерименту та узагальнення результатів таке допущення не враховувалося.

З графіка на Рис. 7 (a) видно, що при ручному графічному визначенні параметрів моделі руху маніпулятора, отримано закон переміщення, який не є оптимальним.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Бойченко А.** Возможности использования библиотеки проектирования нейронных сетей TensorFlow для кинематического исследования манипулятора / А. Бойченко, Д. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, – 2020. – №95. – С. 14–24. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.95.0201>.
2. **Демидюк М.** Параметрична оптимізація кінематичної структури та руху дволанкового маніпулятора / М. Демидюк, В. Демидюк // Вісник Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна, серія «Математичне моделювання. Інформаційні технології. Автоматизовані системи управління», – 2020. – Випуск 48, – С. 36–48.
3. **Ловейкін В. С.** Оптимізація режимів зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом. Монографія / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук. – Київ: ЦП «Компринт», – 2013. – 206.

4. **Ловейкін В.** Оптимізація режиму пуску механізму повороту стрілового крана за критерієм середньоквадратичного значення пружного моменту в приводі / В. Ловейкін, І. Кадикало // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, – 2017 – №90, 34–41. <http://gbdmm.knuba.edu.ua/article/view/143520>
5. **Черноусько Ф. Л.** Манипуляторы роботов: Динамика, управление и оптимизация / Ф. Л. Черноусько, Н. Н. Болотник, В. Г. Градетский – М: Наука, – 1989, – 386 с.
6. **Карпенко А. П.** Современные алгоритмы поисковой оптимизации. Алгоритмы, вдохновленные природой: учебное пособие / А. П. Карпенко – Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, – 2017. – 446 с.
7. **Kennedy J. and Eberhart R. C.** Particle swarm optimization / J. Kennedy, R. C. Eberhart // In Proceedings of the International Conference on Neural Networks. – Institute of Electrical and Electronics Engineers. – Vol. 4. – 1995. – pp. 1942–1948. <https://doi.org/10.1109/ICNN.1995.488968>
8. **Данішевський В. В., Гайдар А. М.** Метод рою частинок для розв'язання задач нелінійної оптимізації // Вісник Придніпровської державної академії будівництва і архітектури, – 2019, – №6. – С. 18-25.
9. **Vanderbergh F.** A study of particle swarm optimization particle trajectories / F. Vanderbergh, A. Engelbrecht // Inf. Sci. (Ny). – Vol. 176, No 8. – 2006. – P. 937-971.
10. **Hu X.** Solving Constrained Nonlinear Optimization Problems with Particle Swarm Optimization / X. Hu, R. Eberhart // 6th World Multiconference Syst. Cybern. Informatics. Orlando, Florida, USA, – 2002. – P. 203–206.
11. **Xu Zhaoyue & Du Lin.** Particle swarm optimization-based algorithm of a symplectic method for robotic dynamics and control / Zhaoyue Xu, Lin Du, Haopeng Wang, Zichen Deng // Applied Mathematics and Mechanics. – 2018 – P. 40. <https://doi.org/10.1007/s10483-019-2412-6>.
12. **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. – 2009. – № 73. – С. 35-42.

REFERENCES

1. **Boychenko A., Mishchuk D.** (2020). Possibilities of using the packet TensorFlow neural network design library for the kinematic study of a manipulator. *Girnichy, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini* [Mining, construction, road and melioration machines], (95), 14–24. – (in Ukrainian). <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.95.0201>
2. **Demydyuk Myroslav & Vitalii Demydiuk.** (2020). Parametric optimization of the kinematic structure and the movement of the two-link manipulator. *Bulletin of Kharkiv National University named after VN Karazin, series "Mathematical modeling. Information Technology. Automated control systems"*, Issue 48, 36-48 – (in Ukrainian).
3. **Lovejkin V. S., Mischuk D. O.** (2013). Optimizaciya rezhimiv zmini vilotu manipulyatora z gidroprivodom. *Monografiya*. [The optimization modes of change departure the manipulator with hydraulic drive. Monograph]. Kyiv, CP Komprint Publ., 206. – (in Ukrainian).
4. **Lovejkin V., Kadikalo I.** (2017). Optimization of the starting mode of the jib crane mechanism by the criterion of the RMS value of the elastic moment in the drive. *Girnichy, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini* [Mining, construction, road and melioration machines], (90), 34–41. – (in Ukrainian). <http://gbdmm.knuba.edu.ua/article/view/143520>
5. **Chernous'ko F. L., Bolotnik N. N., Gradetskii V. G.** (1989). *Robot Manipulators: Dynamics, Control, and Optimization*, Moscow, Nauka, 386. – (in Russian).
6. **Karpenko A. P.** (2017). *Modern search engine optimization algorithms. AI-algorithms inspired by nature: a textbook*, Moscow, Moscow State Technical University. N.E. Bauman, 446.
7. **Kennedy J., Eberhart R. C.** (1995). Particle swarm optimization. In *Proceedings of the International Conference on Neural Networks*; Institute of Electrical and Electronics Engineers. Vol. 4, 1942–1948. <https://doi.org/10.1109/ICNN.1995.488968>
8. **Danishvsky V. V., Gaidar A. M.** (2019). Particle swarm method for solving nonlinear optimization problems. *Bulletin of the Dnieper State Academy of Civil Engineering and Architecture*, No.6, 18-25.
9. **Vanderbergh F., Engelbrecht A.** (2006). A study of particle swarm optimization particle trajectories. *Inf. Sci. (Ny)*. Vol. 176, No 8, 937–971.

10. **Hu X., Eberhart R.** (2002). Solving Constrained Nonlinear Optimization Problems with Particle Swarm Optimization. 6th World Multi-conference Syst. Cybern. Informatics. Orlando, Florida, USA, 203–206.
11. **Xu, Zhaoyue & Du, Lin & Wang, Haopeng & Deng, Zichen.** (2018). Particle swarm optimization-based algorithm of a symplectic method for robotic dynamics and control. *Applied Mathematics and Mechanics*. 40. <https://doi.org/10.1007/s10483-019-2412-6>.
12. **Lovejkin V. S., Mishuk D. O.** (2009). Viznachennya optimalnih rezhimiv ruhu manipulyatora za proces pusku (galmuvannya) pid chas roboti za odniyeyu z uzagalnenih koordinat [Determining the optimal modes of movement of the manipulator for the process of starting (braking) while working on one of the generalized coordinates]. *Girnichy, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini*, [Mining, Constructional, Road and Melioration Machines], No.73, 35-42. – (in Ukrainian).

Research of the particle swarm method in the problem of optimizing the mode of motion of the manipulator along one of the generalized coordinates

*Dmytro Mishchuk¹, Yevhen Mishchuk²,
Ievgenii Gorbatyuk³*

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. The problems of optimizing the modes of movement of mechanical systems, in

particular robots and manipulators, is relevant in the context of modern society. Algorithms for optimal movements of components of robots and manipulators allow to realize complex trajectories of movements of their working bodies with predicted energy consumption, positioning accuracy, speed. Finding optimal modes of motion is a complex task that requires accurate formulation of the optimization function, constraint equations and determination of optimal laws that would meet the criteria of the optimization problem. In this article, the classical particle swarm method for finding the optimal mode of motion of the manipulator boom at one of the generalized coordinates was analyzed. The target energy function is the "energy" of the accelerations of the mechanical system, and the search for the optimal law of displacement was carried out using a fourth-order polynomial.

The theoretical study showed that the method of particle swarm can be used to find the optimal laws of motion, but when working with this method it is necessary to modernize the algorithm for determining its components, including particle velocity and their correction factors.

In determining the optimal laws of motion of the manipulator by the swarm method, this study uses an approach where it is assumed that time is discrete, and the value of the objective function was determined only at the accepted sampling points of time.

Keywords: particle swarm method, control system, optimization, manipulator, generalized coordinates, Mathematica.

УДК 624.132

Оборудование для исследования глубоководных скважин

Михаил Сукач

Киевский национальный университет строительства и архитектуры
Воздухофлотский просп. 31, Киев, Украина, 03680
msukach@ua.fm, <https://orcid.org/0000-0003-0485-4073>

Received: 18.10.2021; Accepted: 23.11.2021
<https://doi.org/10.32347/gbdmm.2021.98.0301>

Аннотация. С ростом подводного строительства возрастает потребность в точных инженерных данных морского дна. Современная техника позволяет брать пробы донных грунтов с частично нарушенной структурой, особенно слабых грунтов и илов. Испытания таких образцов в лабораторных условиях приводит к неизбежным погрешностям. Несмотря на постоянное совершенствование технических средств пробоотбора, они не могут полностью заменить исследования свойств донных грунтов в естественных условиях. Поэтому возникла необходимость в создании устройств для натурного изучения подводных грунтов. В глубоководных скважинах применяются следующие методы исследования грунта: штамповые испытания, вращательный срез, пенетрационный каротаж, резание грунтов, прессиометрия.

Бурение подводных скважин на дне осуществляется с плавбазы и буровой установки. В качестве базы используют понтоны (катамараны, тримараны) и буровые суда (самоходные и несамоходные). На шельфе чаще применяют понтоны с выдвижными опорами или затопленным основанием. Буровую вышку с рабочим оборудованием обычно размещают в центре понтона. Выбор бурового определяется обусловлен целью работ, глубиной и диаметром подводных скважин, глубиной моря, водоизмещением буровой установки, физико-механическими свойствами донного грунта и др.

Глубоководное бурение проводят со специальных судов, на которых смонтирована буровая установка. Применяются суда с открывающимся днищем или специальной шахтой для пропуска обсадных и бурильных труб, а также с выдвижными консольными платформами. Буровые суда и понтоны удерживают в неподвижном положении с помощью четырех или шести якорей, закрепленных на носу и ко-

рме плавсредства. Буровые установки обеспечивают вращательное, ударно-вращательное, ударно-канатное, вибрационное, вращательно-всасывающее и эрлифтное бурение. Бурение на максимальных глубинах в океане осуществляется с помощью глубоководных донных платформ и автономных управляемых аппаратов.

Ключевые слова: глубоководная скважина, бурение, штамповые испытания, вращательный срез, пенетрационный каротаж, резание грунтов, прессиометрия.

ШТАМПОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Испытания грунтов статическими нагрузками (штампами) являются наиболее достоверными по сравнению с любыми испытаниями, проводимыми в условиях естественного залегания грунтов в тех случаях, когда эти исследования необходимы для строительства долговременных сооружений, так как штампы моделируют совместную работу фундаментов и оснований [1, 2]. Однако эти исследования проводят только для ответственных сооружений из-за большой трудоемкости, продолжительности опытов и значительной стоимости их проведения. Интерпретацию результатов испытаний производят согласно ДСТУ Б В.2.1-7-2000 (ГОСТ 20276-99) Основания и фундаменты зданий и сооружений. Грунты. Методы полевого определения характеристик прочности и деформируемости.

При установке на морское дно исследовательского оборудования, агрегатов сбора твердых полезных ископаемых и др. также необходима оценка несущей способности донных грунтов, которая определяется

штамповыми испытаниями. Наиболее широко применяют плоские и конусные штампы.

Для определения несущей способности грунтов в глубоководных условиях применяют устройство (а.с. 538092), которое состоит из пенетрационной штанги 1 с датчиком давления 2 на ее нижнем конце (Рис. 1). На штанге выполнены кольцевые проточки 3, в которые входят защелки 4 под действием электромагнитов 5, установленных на ползуне 6. На верхнем конце штанги закреплен поплавок 7 с отверстиями 8 и 9. В поплавке помещен источник питания 8, соединенный кабелем 9 с электромагнитами 5. Вдавливание пенетрационной штанги в грунт осуществляется по мере заполнения поплавка водой под действием разности веса воды и воздуха. По достижении соответствующей несущей способности грунта датчик давления отключает электромагниты и защелки фиксируют штангу. Устройство

поднимают на борт судна и по положению ползуна определяют глубину залегания грунта с заданной несущей способностью.

Фирмой "Мак Клеелланд" разработано устройство для измерения несущей способности донного грунта на месте залегания, которое представляет собой металлический короб площадью $0,7 \times 0,7 \text{ м}^2$ с балластом и кронштейнами по углам [3]. К кронштейнам крепятся шесть полых труб, в которых свободно скользят ножки с плоскими башмаками, сохраняющими неподвижность при давлении на грунт до 5 кПа. При заглублении в грунт основания короба, лежащего на дне, ножки вдвигаются внутрь полых труб. Уровень заглубления фиксируют пружинным измерителем, представляющим собой цилиндрическую пружину, надетую на каждую из ножек. Полные перемещения измеряют после поднятия установки на палубу. Устройство рассчитано на работу в пределах давлений от 5...40 кПа.

ВРАЩАТЕЛЬНЫЙ СРЕЗ

Вращательный срез применяют в качестве экспрессного метода для определения прочности грунта как в набортных лабораториях, так и в условиях их естественного залегания [4]. Результатом испытания подводных грунтов является определение сцепления τ_0 и угла внутреннего трения ϕ донного грунта ДСТУ Б В.2.1-7-2000 (ГОСТ 20276-99). Грунты. Методы полевого определения характеристик прочности и деформируемости.

Испытания заключаются во вращательном сдвиге объема грунта по цилиндрической поверхности крестообразной крыльчаткой, состоящей из четырех лопастей, размеры которых составляют по высоте от 60 до 200 мм и по диаметру от 50 до 100 мм.

Крыльчатку вдавливают в грунт и проворачивают вокруг своей оси на 720° . Сопротивление грунта при срезе определяют по максимальному крутящему моменту

$$\tau_{ср} = M_{\max} / B_{кр}, \text{ Па,}$$

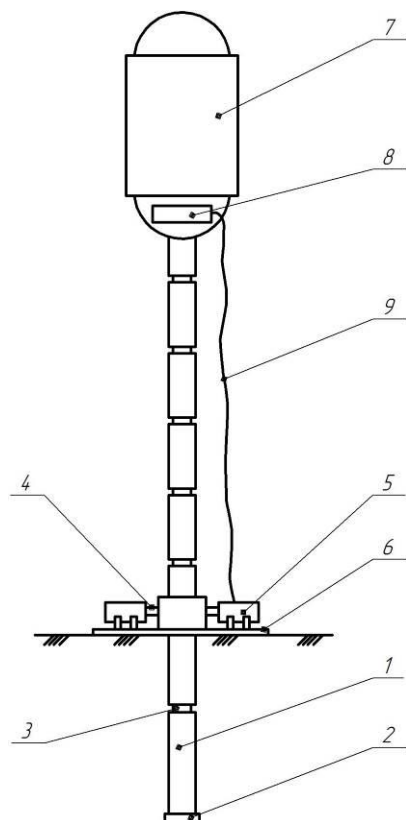


Рис. 1. Устройство для определения несущей способности глубоководных грунтов

Fig. 1. Device for determining the bearing capacity of deep-sea soils

где $B = (0,5\pi d^2 h / (1 + d / 3h))$ — постоянная крыльчатки; d и h — соответственно диаметр и высота лопастей, м.

Сопротивление грунта при сдвиге находят по минимальному крутящему моменту, соответствующе

$$\tau_{сд} = M_{\min} / B_{кр}, \text{ Па}$$

Коэффициент внутреннего трения грунта

$$\tan \varphi = \tau_{сд} / (\tau_{сд} + p_{гр}), \text{ град.},$$

где $p_{гр} = \rho g H$, Па — давление грунта на глубине проведения опыта H , м; ρ — плотность грунта, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Удельное сцепление грунта рассчитывают по формуле

$$\tau_o = \tau_{ср} - (\tau_{ср} + p_{гр}) \tan \varphi, \text{ Па.}$$

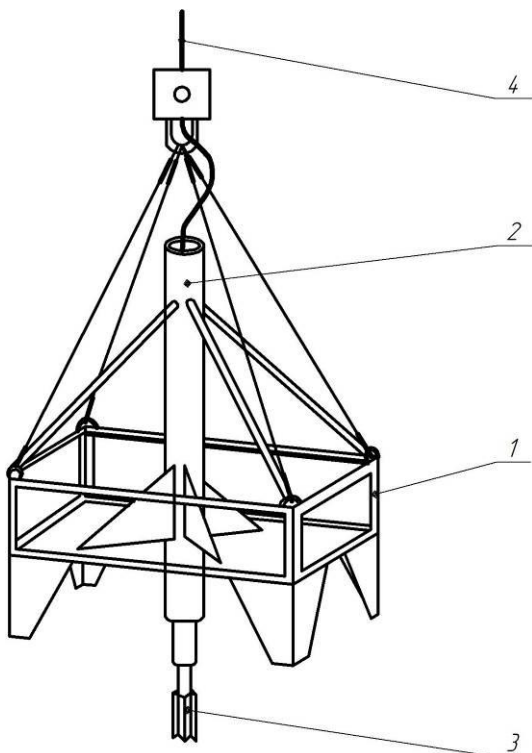


Рис. 2. Установка для исследования подводных грунтов "Халибуд"

Fig. 2. Installation for the study of underwater soils "Khalibud"

Для измерения прочности донных грунтов на глубине свыше 1500 м методом вращательного среза применяется установка "Халибуд", разработанная корпорацией "Мак Келланд" [3]. Установка (Рис. 2.) состоит из несущей рамы 1 размером 1,2×1,2 м² с опорной стойкой 2, на которой смонтирована крыльчатка 3, и грузонесущего кабеля 4. Максимальное заглубление крыльчатки в грунт 5,4 м. На Рис. 3 показаны результаты измерений сопротивления вращательному срезу и несущей способности донных илистых грунтов, полученные с помощью управляемой крыльчатки "Ремонт Ван".

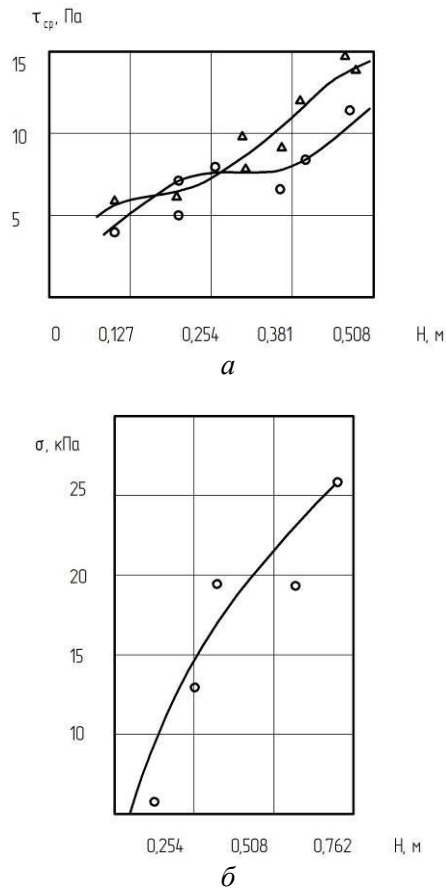


Рис. 3. Характеристики донного илистого грунта, полученные на установке "Халибуд": а — сопротивление вращательному срезу; б — несущая способность (H — величина заглубления крыльчатки в грунт)

Fig. 3. Characteristics of the bottom silty soil obtained on the "Khalibud" installation: a - resistance to rotational shear; b - bearing capacity (H - the value of the impeller penetration into the ground)

Крыльчатки, применяемые на автономной платформе "Дотипос" имеют четыре размера диаметром от 51 до 102 мм [5]. Соотношение высоты к диаметру крыльчаток равно двум. Величина внедрения в грунт до 3 м.

В Лехайском университете разработана глубоководная исследовательская платформа для измерения прочности ненарушенных грунтов (Рис. 4). Платформа представляет собой сварную конструкцию пирамидальной формы 1, на которой установлены вертикальный стержень 2 с крыльчаткой 3, механизм внедрения 4, погружной маслозаполненный двигатель 5, аккумуляторы питания 6, тензометрический датчик крутящего момента 7 и датчик пространственного положения 8. Диаметр крыльчатки 75 мм, высота 150 мм, скорость вращения 1,33 град/с. Наибольшая глубина внедрения 3 м. Рабочая глубина устройства 4600 м. Вес платформы 1380 кг.

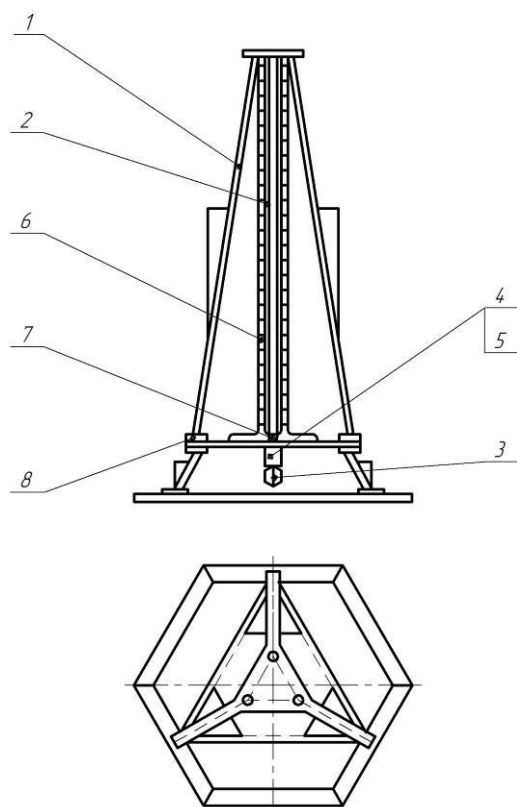


Рис. 4. Глубоководная исследовательская платформа Лехайского университета

Fig. 4. Deep Sea Research Platform Lehighs University

ПЕНЕТРАЦИОННЫЙ КАРОТАЖ

Пенетрационный каротаж заключается в исследовании донного массива путем внедрения в него специального зонда, объединяющего ряд первичных преобразователей непрерывного действия, которые регистрируют измерительную информацию в аналоговой или дискретной форме.

Комплекс методов пенетрационного каротажа включает: гамма-каротаж, ГК; гамма-гамма каротаж, ГГК (определение объемной массы грунтов); нейтрон-нейтронный каротаж, ННК (определение влагосодержания грунтов); статическое зондирование (определение вида пород, прочностных и деформационных характеристик грунтов, оценка однородности разреза).

По результатам пенетрационного каротажа строят поля распределения свойств донного грунта по профилям и определяют расчетные показатели.

Для исследования донных грунтов шельфа создана подводная пенетрационно-каротажная станция ПСПК-69, эксплуатируемая на судне "Геолог-1" [6]. Исследования проводят погружной установкой, состоящей из удерживателя колонны штанг 1, несущей формы с балластной емкостью 2, герметичного контейнера 3, гидроцилиндра 4, который приводится в действие гидросистемой 5, компенсатора давления 6, электродвигателя 7, балласта 8 и колонны штанг 9 с измерительным зондом 10 (Рис.5).

Связь с бортом судна обеспечивается с помощью кабеля 11, по которому подается электропитание и съем сигналов с датчиков. Питание электродвигателя осуществляется с помощью силового кабеля 12. Управление погружным устройством и регистрация данных измерений производится на борту плавсредства. В измерительном зонде размещены три тензометрических датчика для определения прочностных параметров при вдавливании зонда в грунт, а также два или три датчика радиоактивного каротажа для определения физических свойств грунта при извлечении из него зонда (плотности и влагосодержания). Серьезным недостатком этой устано-

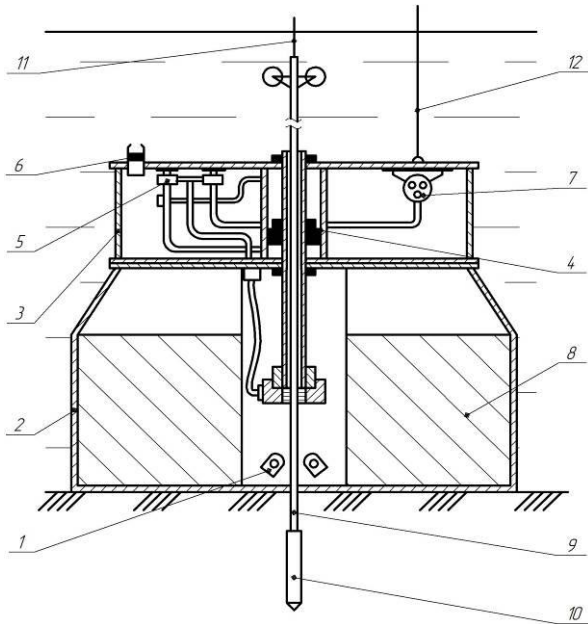


Рис. 5. Пенетрационно-каротажная станция ПСПК-69

Fig. 5. Penetration and logging station PSPK-69

вки является ее большая масса, что затрудняет эффективную работу на слабых грунтах, таких как ил и песок.

Методы пенетрационного каротажа позволяют получать непрерывную по глубине запись значений показателей состава, состояния и свойств пород. Реализуются они на основе проходки статическим зондированием. Регистрирующая аппаратура расположена в наконечнике зонда, который находится в забое. Запись показателей осуществляют в условиях судовой лаборатории (на дневной поверхности).

За рубежом также широко применяются установки для пенетрационного каротажа. Однако из-за технических сложностей для глубоководных исследований донных грунтов их не используют.

Преимущества пенетрационного каротажа заключаются в непрерывности получения информации о свойствах грунта по глубине его залегания и хорошая сходимость результатов с другими геофизическими методами [7]. В то же время его недостатками является относительно низкая производительность определения физико-механических свойств донных грунтов, сложность аппаратного обеспечения и дистанционного управления.

РЕЗАНИЕ ГРУНТОВ

Одним из основных прочностных свойств грунтов является параметр сопротивляемости их разработке. Он определяется усилием грунтовой среды резанию рабочими органами землеройных машин.

А.В. Шпиков разработал устройство для определения сопротивления грунтов резанию по высоте буровой скважины [8]. Устройство включает трос 1, который крепится к механизму 3 фиксаторов 5, обсадную трубу 2 с кольцевым пазом 4 в нижней части, кабеля 6, тензодатчиков 7, тяг 8, ножей 9, стержня 10 и предохранительной трубы 11 (Рис. 6).

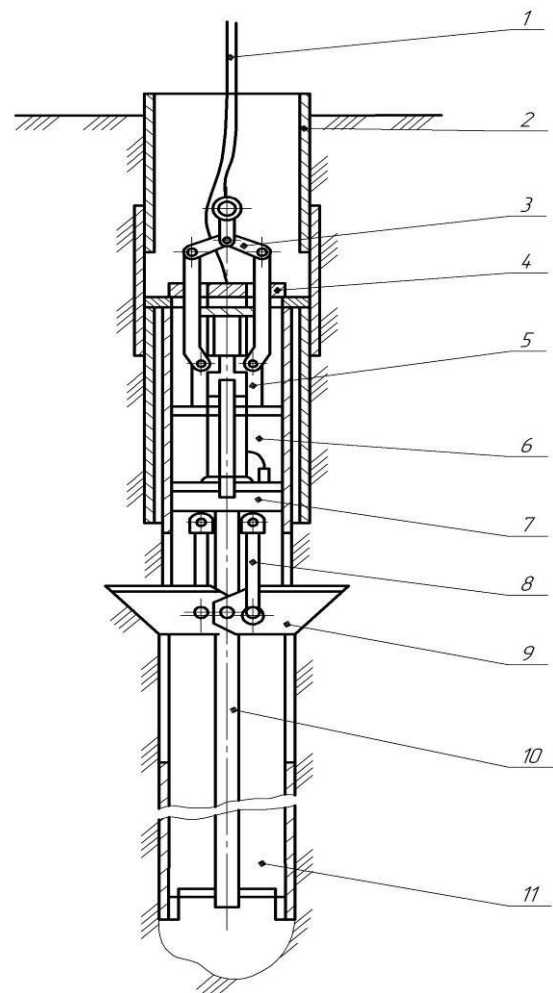


Рис. 6. Устройство для определения сопротивления грунтов резанию по высоте буровой скважины

Fig. 6. Device for determining the resistance of soils to cutting along the height of the borehole

Данная конструкция в отличие от известных позволяет определять сопротивление резанию неустойчивых, грунтов, песков, илов. В скважину опускают на тросе трубчатый корпус, в прорези которого находятся подпружиненные ножи.

Устанавливают корпус на забой и лебедкой извлекают обсадные трубы. Срабатывает механизм заклинивания и корпус вместе с башмаком обсадной трубы поднимают вверх. Ножи, шарнирно закрепленные одним концом в корпусе, принимают горизонтальное положение. Сопротивление резанию грунтов передается на тензометрический датчик давления и фиксируется на самописце.

Таким образом определяют сопротивление резанию всего пробуренного слоя грунта. Однако в данном случае условия резания существенно отличаются от условий резания при проведении дноуглубительных работ, так как ширина ножей устройства на порядок меньше, чем глубина резания. Кроме того, при проведении работ, на дне необходимо разрушать верхний слой, грунта [9 – 11]. Этот же прибор не пригоден для исследования процессов резания поверхностного слоя дна.

С этой целью разработаны и испытаны на глубине до 6000 м стационарные установки для исследования донных грунтов (С.-Петербургский горный институт) и буксируемая установки *SIC Mk-II* (Япония). Конструкции и принцип их действия описаны в главе 5 настоящей монографии.

ПРЕССИОМЕТРИЯ

Прессиометрические испытания проводятся с целью определения модуля деформации, сцепления и угла внутреннего трения подводных грунтов.

Метод прессиометрии заключается в следующем. Зонд, выполненный в виде металлического цилиндра с надетой на него резиновой оболочкой, погружают в предварительно пробуренную скважину. Оболочка, под которую под давлением подают воздух или жидкость, деформирует грунт. Соотношение между деформацией оболочки и нагрузкой (давлением) на стенки

скважины характеризует механические свойства грунта.

Применяют пневматические, гидравлические и механические системы нагружения. Измерительная система может быть гидравлической с визуальной или автоматической регистрацией и электрической. Действующие стандарты регламентируют ряд требований к количественным и качественным параметрам скважины, а также точности применяемых датчиков и регистрирующей аппаратуры.

Прессиометрические испытания глубоководных грунтов до настоящего времени почти не проводились, хотя в инженерно-геологических исследованиях грунтов при строительстве на суше этот метод применяют довольно широко. Преимуществами прессиометрии являются относительная дешевизна и простота испытания грунтов, позволяющая по отношению напряжение-деформация определять свойства грунтов. Метод позволяет проводить испытания при циклической нагрузке. Это особенно важно

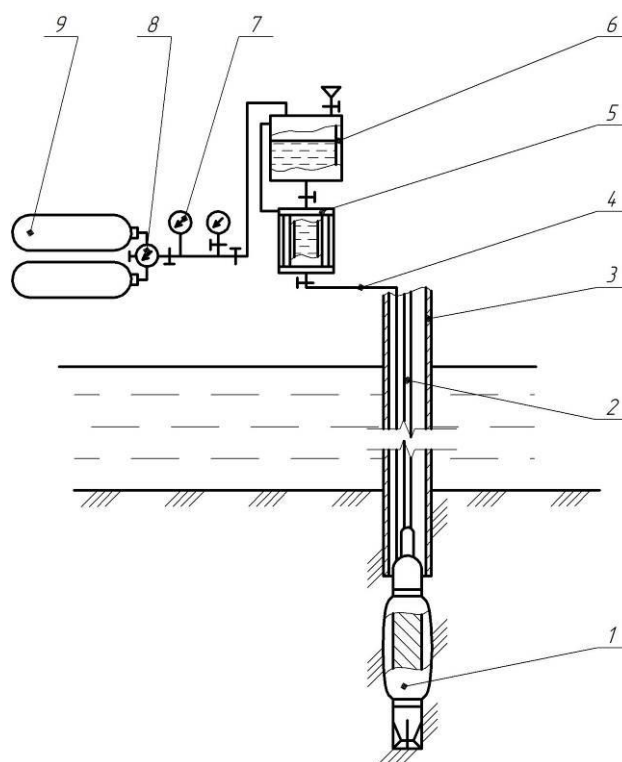


Рис. 7. Схема прессиометрической установки ПГ-108-СМ

Fig. 7. Scheme of the pressuremeter installation PG-108-SM

в случаях, когда невозможно получить образцы грунта ненарушенной структуры. В лаборатории методики инженерной геологии ВМНПО "Союзморинжгеология" проведены испытания грунтов морского дна с помощью прессиометрической установки ПГ-108-СМ (Рис. 7). Работы выполнялись с борта НИС "Таймыр" и "Диорит" на шельфе Балтийского моря [12].

Испытания проведены на глубине 15...20 м при бурении колонковым способом с обсадными трубами. При бурении на больших глубинах обсадка не применялась. Перерыв между бурением и началом испытаний не превышал 20 мин., что определялось устойчивостью стенок скважины. Прессиометр опускался в забой с помощью буровых труб и залавливался далее на заданную глубину (до 40 м).

На Рис. 8 приведен пример прессиометрического графика. Модуль деформации грунта определяется в соответствии с ДСТУ Б В.2.1-7-2000 (ГОСТ 20276-99). Грунты. Методы полевого определения характеристик прочности и деформируемости

$$E = K \gamma_n \frac{q_k - q_n}{r_k - r_n}, \text{ Па,}$$

где q_n и q_k – нагрузка на грунт в начале и конце участка пропорциональных деформаций; r_n , r_k – радиусы скважин, соответствующие нагрузкам q_n и q_k ; K – корректирующий множитель.

Угол внутреннего трения φ и сцепление C грунтов определялись по методике ВСЕТИНГЕО на основе решения смешанных задач теорий упругости и пластичности:

$$\varphi + \cot \varphi = \pi(q_n/q_k + 0,5), \text{ рад;}$$

$$C = (q_t/q_k - 1)q_n \tan \varphi, \text{ Па,}$$

где q_t – предел прочности грунта, определяемый по прессиометрической кривой.

Трудности в проходке скважин в морских условиях и недостаток времени обусловили применение прессиометров для испытания грунтов без бурения скважин. Так, в Кембриджском университете разработан

самозаглубляющийся зонд, который погружается в грунт без зазора между стенкой скважины и оболочкой [13]. Зонд представляет собой трубу с режущим башмаком 1, внутри которой установлена буровая коронка 2 с приводом от полого вала 3 (Рис. 9). Промывочная вода подается в забой по полости вала, а шлам удаляется на поверхность через зазор между валом и корпусом зонда. Деформации оболочки 4 измеряют с помощью пружинного тензодатчика 5. Зонд имеет также датчик порового давления 6.

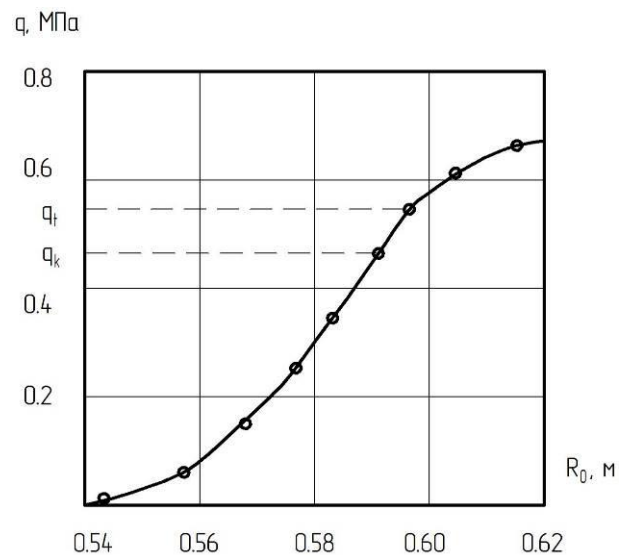


Рис. 8. Прессиометрический график: R_0 – радиус скважины

Fig. 8. Pressuremeter graph: R_0 – well radius

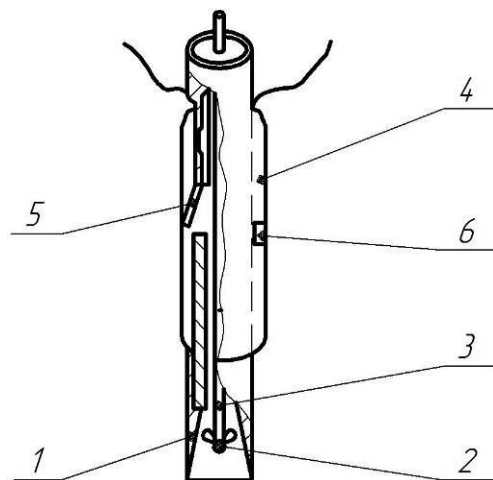


Рис. 9. Самозаглубляющийся зонд

Fig. 9. Self-Deploying Probe

Недостатком метода прессиометрии является относительно низкая производительность из-за необходимости выдержки во времени режима давления на грунт.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Архангельский И. В.** Морское бурение инженерно-геологических скважин. Ленинград: Недра, 1980, 263.
2. **Трофименко Ю. Г., Воробков П. Н.** Полевые методы исследования строительных свойств грунтов. Москва, Стройиздат, 1981, 214.
3. **Stremplan T. N., Spenser S. C.** Mc Clelland. End. Inc., Offshore Technology Conference, 1980, Vol.2.
4. **Сукач М. К.** Разработка глубоководных грунтов. Киев, Наукова думка, 1998, 348. ISBN 966-00-0462-1.
5. **Noorany I.** Underwater soil sampling, testing and constraction Control. USA, Philadelphia, 1977.
6. **Ферронский В. И., Грязнов Т. А.** Пенетрационный каротаж. Москва, Недра, 1979, 335.
7. **Сукач М. К.** Идентифікація робочих процесів глибоководних ґрунторозробних машин. Київ, КНУБА, дис.д.т.н., спец. 05.05.04, 1999, 376.
8. **Баладинский В. Л., Лобанов В. А., Галанов Б. А.** Машины и механизмы для подводных работ. Ленинград, Судостроение, 1979, 191.
9. **Сукач М. К.** Синтез землерийної і дорожньої техніки: підручник / За ред. д.т.н., проф. М.К. Сукача. Київ, Ліра-К, 2013, 376. ISBN 978-966-2609-48-6.
<https://doi.org/10.26884/mks-lirak.02>
10. **Сукач М. К., Филонов Ю. П., Пузаков Д. В.** Характеристики процесса резания грунта в замкнутом пространстве. Гірн., буд., дор. та меліорат. машини, 2006, Вип. 67, 8-11.
11. **Сукач М. К., Филонов Ю. П., Новиков Р. Ю.** Модель пластической деформации грунта при щелевом резании. Гірн., буд., дор. та меліорат. машини, 2011, Вип.77, 3-10.
<https://doi.org/10.26884/mksu.a11234>
12. **Горецкий Я. С., Грищенко И. И., Сафенова А. А., Шехтер Е. Ю.** Определение механических свойств грунтов морского дна прессиометром. Методы и технические средства для морских инженерно-геологических исследований, Сб. статей, ВНИИморгео, Рига, 1984, 23-26.
13. **Николаевский В. Н., Сарников Н. М., Шефтер Г. М.** Динамика упругопластиче-

ских дилатирующих сред. Москва, Наука, 1975, 397.

REFERENCES

1. **Arhangel'skij I. V.** (1980). Morskoe burenie inzhenerno-geologicheskikh skvazhin. Leningrad, Nedra, 263. (*in Russian*).
2. **Trofimenko Ju. G., Vorobkov P. N.** (1981). Polevye metody issledovaniya stroitel'nyh svojstv gruntov. Moskva, Strojizdat, 214. (*in Russian*).
3. **Stremplan T. N., Spenser S. C.** (1980). Mc Clelland. End. Inc., Offshore Technology Conference, Vol.2.
4. **Sukach M. K.** (1998). Razrabotka glubokovodnyh gruntov. Kiev, Naukova dumka, 348. ISBN 966-00-0462-1 (*in Russian*).
5. **Noorany I.** (1977). Underwater soil sampling, testing and constraction Control. USA, Philadelphia.
6. **Ferronskij V. I., Grjaznov T. A.** (1979). Penetracionnyj karotazh. Moskva, Nedra, 335. (*in Russian*).
7. **Sukach M. K.** (1999). Identifikacija robochih procesiv glibokovodnih gruntorozrobni mashin. Kiïv, KNUBA, dis. d.t.n., spec. 05.05.04, 376 (*in Ukrainian*).
8. **Baladinskij V. L., Lobanov V. A., Galanov B. A.** (1979). Mashiny i mehanizmy dlja podvodnyh rabot. Leningrad, Sudostroenie, 191. (*in Russian*).
9. **Sukach M. K.** (2013). Sintez zemlerijnoï i dorozhn'oï tehniki: pidruchnik / Za red. d.t.n., prof. M.K. Sukacha. Kyiv, Lira-K, 376. ISBN 978-966-2609-48-6. (*in Ukrainian*).
<https://doi.org/10.26884/mks-lirak.02>
10. **Sukach M. K., Filonov Ju. P., Puzakov D. V.** (2006). Harakteristiki processa rezaniya grunta v zamknutom prostranstve. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and melioretion machines], No. 67, 8-11. (*in Russian*).
11. **Sukach M. K., Filonov Ju. P., Novikov R. Ju.** (2011). Model' plasticheskoy deformacii grunta pri shhelevom rezanii. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and melioretion machines], No.77, 3-10. (*in Russian*).
<https://doi.org/10.26884/mksu.a11234>
12. **Goreckij Ja. S., Grishhenko I. I., Safenova A. A., Shehter E. Ju.** (1984). Opredelenie mehanicheskikh svojstv gruntov morskogo dna pressiometrom. Metody i tehicheskie sredstva dlja morskikh inzhenerno-geologicheskikh

issledovanij, Sb. statej, VNIImorgeo, Riga, 23-26. (in Russian).

13. **Nikolaevskij V. N., Sarnikov N. M., Shefter G. M.** (1975). *Dinamika uprugoplasticheskikh dilatirujush-hih sred.* Moskva, Nauka, 397. (in Russian).

Deepwater Well Survey Equipment

Mykhailo Sukach

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. With the growth in underwater construction activities, there is an increasing need for accurate seabed engineering data. Modern technology makes it possible to take samples of bottom soils with a partially disturbed structure, especially for weak silty soils and silts. Testing such samples in laboratory conditions leads to inevitable errors. Despite the constant improvement of technical means of sampling, they cannot fully replace studies of the properties of bottom soils in natural occurrence. Therefore, it became necessary to create devices for the natural study of underwater soils. The following soil investigation methods are used in deep-sea wells: stamp tests, rotational shear, penetration logging, soil cutting, pressuremetry.

Drilling of underwater wells at the bottom is carried out from floating drilling rigs, consisting of a floating base and a drilling rig. Pontoon (catamarans, trimarans) and drilling ships (self-propelled and non-self-propelled) are used as a base. On the shelf, pontoons with retractable supports or a flooded base are more often used. The drilling rig with working equipment is usually placed in the center of the pontoon. The choice of drilling equipment is determined by the purpose of the work, the depth and diameter of underwater wells, the depth of the sea, the displacement of the drilling rig, the physical and mechanical properties of bottom, soil, etc.

Deep-sea drilling is carried out from special vessels on which the drilling unit is mounted. Vessels with an opening bottom or a special shaft for the passage of casing and drill pipes, as well as those with retractable cantilever platforms, are used. Drilling ships and pontoons are kept in a fixed position with the help of four or six anchors attached to the bow and stern of the craft. Drilling rigs provide rotary, percussion-rotary, shock-rope, vibration, rotary suction and airlift drilling. Drilling at maximum depths in the ocean is carried out using deep-sea bottom platforms and autonomous controlled vehicles.

Keywords: deep water well, drilling, punch tests, rotational shear, penetration logging, soil cutting, pressuremetry.

Сучасні уявлення про механізм зносу протекторних гум

Максим Балака¹, Дмитро Міщук², Дмитро Паламарчук³

Київський національний університет будівництва і архітектури

Повітрофлотський просп. 31, Київ, Україна, 03037

¹balaka.mm@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4142-9703>,

²mischuk.do@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8263-9400>,

³palamarchuk.da@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8019-9659>

Received: 28.10.2021; Accepted: 01.12.2021

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0302>

Анотація. Довговічність пневматичних шин для землерийно-транспортних машин характеризується здатністю зберігати працездатність до настання граничного стану при проведенні технічного обслуговування чи ремонту і визначається терміном служби до неприпустимого зносу рисунка протектора або до виходу з ладу шини внаслідок розриву каркаса, відшарування протектора та інших можливих пошкоджень.

Однак знос є більш складним процесом, ніж зовнішнє тертя, і представляє результат сукупного впливу фізико-хімічних і механічних процесів, що відбуваються у поверхневому шарі контактуючих тіл. Завдання попередження передчасного зносу шини є складним та пов'язане з вмінням визначити механізм зносу.

Встановлено, що за реальних умов експлуатації стирання протекторних гум відбувається за змішаним механізмом зносу. Сумарна інтенсивність зношування визначається співвідношенням окремих видів, але при зміні умов експлуатації показники зносу можуть суттєво змінюватися. Щодо пневматичних шин, які застосовуються на землерийно-транспортних машинах і працюють у надзвичайно важких та різноманітних умовах експлуатації на об'єктах дорожнього та меліоративного будівництва, реалізується механізм абразивного зносу.

Ключові слова: пневматична шина, протекторна гума, механізм зносу.

ВСТУП

Знос протекторних гум є складним процесом і, насамперед тому, що залежить від сукупності умов, які спричиняють його появу. В основу науки про тертя і знос твердих тіл покладено молекулярно-кінетичну теорію [1]. Це означає, що сила тертя двох

дотичних тіл виникає внаслідок їх взаємного проникнення та молекулярної взаємодії контактуючих поверхонь.

Загальні положення молекулярно-кінетичної теорії тертя твердих тіл в цілому залишаються справедливими і для тертя високоеластичних матеріалів (полімерів і еластомерів – гум), які мають в'язкопружні властивості [2–4].

У цей час серед фахівців в області трибоніки склалося уявлення про три механізми зносу гум, у тому числі і протекторних [3, 5, 6], що відповідають деяким ідеалізованим граничним режимам: абразивному, втомному, за допомогою «скочування».

МЕТА РОБОТИ

Проаналізувати існуючі дослідження зносу протектора пневматичних шин, що застосовуються на колісних землерийно-транспортних машинах.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Механізм *абразивного зносу* реалізується при терті гуми по шорстких поверхнях при відносно високому значенні коефіцієнта тертя. Характерним для механізму абразивного зносу є наявність паралельних смуг (подряпин) на стертії поверхні гум, напрям яких збігається з напрямом ковзання [7].

У цьому випадку знос обумовлений тим, що тверді грані контртіла виконують подряпування або мікрорізання поверхневого шару гуми.

Для встановлення закономірностей абразивного зносу гуми А. Шалламахом було поставлено модельні досліди, у яких одиничний виступ шорсткої поверхні контртіла імітувався тупою голкою [8]. Навантаження на голку вибиралася таким чином, щоб вона не проникала через поверхневий шар гуми, при цьому тангенціальна сила, що спричиняє переміщення голки поверхнею гуми, записувалася автоматично.

Під дією тангенціальної сили голка захоплювала певний об'єм гуми попереду. Ця частина гуми стискалася, а гума позаду голки розтягувалася. У певний момент часу, коли пружні сили, що намагаються повернути стислу гуму у початковий стан, ставали рівними силі тертя між голкою і гумою, відбувався перескок голки у нове положення. Якщо міцність гуми виявлялася меншою за сили тертя, то спостерігався надрив гуми і утворювався осередок роздирання.

Встановлено, що на м'якій гумі осередки роздирання глибші і розташовані на досить великій та приблизно рівній відстані один від одного. Зі збільшенням твердості гуми внаслідок зменшення пружних деформацій осередки роздирання зближуються, і це зближення відбувається до тих пір, поки не утворюється суцільна борозна. Переходячи від модельних дослідів до випробувань гум на абразивних поверхнях і припускаючи, що довжина осередку роздирання пропорційна ширині площі контакту, а об'єм стертої частини пропорційний третій степені довжини осередку роздирання, А. Шалламах отримав наступний вираз для визначення питомого об'ємного стирання:

$$i_V = n^2 \cdot d^3 = k \cdot n^2 \cdot r^3 \left(\frac{p}{E \cdot n^2 \cdot r^2} \right)^{3x}, \quad (1)$$

де n – кількість частинок в одиниці поверхні абразивної шкурки; d – діаметр площі контакту частинки абразиву з часткою; r – середній радіус кривизни вершини абразивної частинки; p – тиск; E – модуль пружності гуми; k , x – константи.

Пізніше було встановлено, що показник степені x дорівнює $1/3$. З огляду на це, вираз (1) можна значно спростити:

$$i_V = n^2 \cdot d^3 = k \left(\frac{p \cdot r}{E} \right)^{3x}. \quad (2)$$

Механічні властивості гум враховано у виразах (1) і (2) константою k , яка показує кількість проходів абразиву для відриву частинок гуми. Ця константа може бути прийнята для наближеної оцінки опору стиранню. З виразу (2) видно, що питоме об'ємне стирання прямо пропорційно тиску. Експериментально цей висновок був підтверджений А. Шалламахом при випробуваннях гум зі стирольного каучуку.

Під час тертя гуми по грубих твердих поверхнях без зміни напрямку руху часто спостерігається на поверхні зразка утворення паралельних гребенів, розташованих під прямим кутом до напрямку руху.

Вперше такі гребені спостерігав і описав А. Шалламах, і з того часу картину стертої поверхні з гребенями, які чергуються, називають «рисунком Шалламаха» або «рисунком стирання». Можливість утворення рисунків стирання впливає з модельних дослідів А. Шалламаха з голкою (рис. 1).

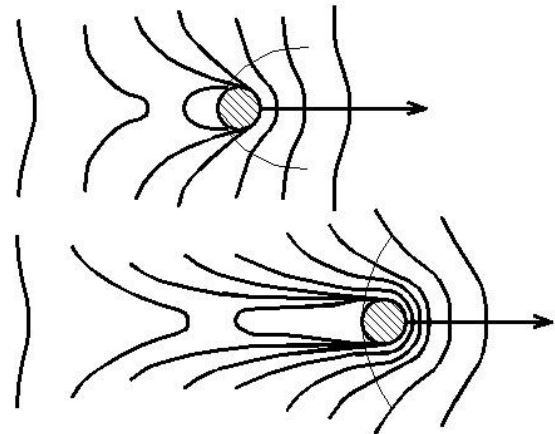


Рис. 1. Схема двох послідовних стадій деформації поверхні гуми під дією голки (заштрихований кружок – поперечний переріз голки)

Fig. 1. Diagram of two successive stages for the rubber surface deformation under the needle action (shaded circle is needle cross-section)

Криві спочатку зображувалися прямими лініями, нанесеними на поверхню гуми на рівній відстані один від одного під прямим кутом до напрямку руху. Спотворення цих ліній вказує на наявність напружень у гумі.

Хоч концентрація напружень попереду голки максимальна, розривів гуми не спостерігається внаслідок того, що сила тертя притискає гуму до поверхні голки. Роздирання відбувається в момент відриву гуми від голки, при цьому напрямок роздирання, який показано пунктиром на рис. 1, перпендикулярний напрямку максимального напруження. Після проходження голки внаслідок релаксації напруження біля розриву частина поверхні гуми зміщується, утворюючи канавки. Якби в процесі стирання приймав участь ряд паралельно розташованих голок, то на поверхні гуми утворювалася борозна, розташована перпендикулярно до напрямку руху. Тому цілком зрозуміло утворення борозн, поперечних напрямку руху під час стирання гуми на реальних абразивних поверхнях з великою кількістю зерен.

Отже, рисунок стирання інтенсивніший, коли грубіша поверхня контртіла і менша жорсткість гуми. Ще одна особливість рисунка стирання в тому, що з його появою збільшується інтенсивність стирання.

Пояснюється це тим, що під час руху по абразивній поверхні гребені рисунка стирання відгинаються назад, у результаті стирання піддається тільки нижня частина виступів, а інша частина поверхні виступів захищена від стирання. Внаслідок цього розвивається явище «підрізання» виступів. Виступи стають тоншими, і це відбувається до того моменту, поки їх гребені повністю не відірвуться, після чого на гумі залишаються тупі основи гребенів. Нові гребені продовжують виникати з шарів матеріалу і рисунок певною мірою відновлюється. Так спостереження рисунків стирання показує, що їх основна конфігурація зберігається в процесі тертя, хоча весь рисунок переміщається вздовж поверхні у напрямку руху.

Відстань між гребенями залежить від тиску, модуля пружності гуми та середнього радіуса кривизни вершини абразиву:

$$l = k \cdot \left(\frac{p \cdot r}{E} \right)^{1/3}. \quad (3)$$

Рівняння (3) досить добре узгоджується з результатами експериментальних дослід-

жень. Однак в окремих випадках інтервали між гребенями виявлялися більшими, ніж передбачалося розрахунком [7].

При дослідженні особливостей стирання гуми під час тертя відносно гладких поверхонь вдалося встановити новий, специфічний для високоеластичних матеріалів механізм стирання, названий *зносом за допомогою «скочування»* [9–11]. Цей механізм зносу реалізується при відносно високому значенні коефіцієнта тертя між гумою та поверхнею, що стирається.

Для виявлення особливостей механізму зносу за допомогою «скочування» доцільно розглянути взаємодію деякого виступу на поверхні гуми з поверхнею гладкого контртіла, що притиснене до виступу з нормальною силою N і паралельно переміщується до поверхні гуми зі швидкістю v (рис. 2). Якщо тертя між виступом гуми і поверхнею, що стирається, досить велике, тоді на першій стадії рух контртіла не призводить до ковзання в контакт, а викликає складну деформацію виступу. При подальшому переміщенні розвиток деформацій виступу може бути причиною зростання пружних сил, що перешкоджають цій деформації.

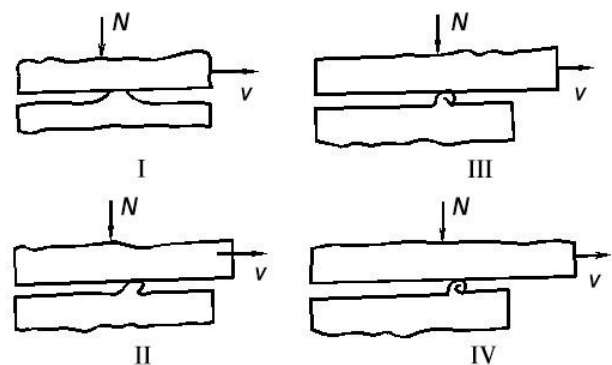


Рис. 2. Послідовні стадії I–IV утворення «скатки» при терті гуми по гладкому контртілі

Fig. 2. Serial stages I–IV of the «roll» formation when rubber friction on smooth opposite element

Ковзання починається тоді, коли тангенціальна складова пружних сил у контакті виявляється рівною силі тертя. Однак, якщо гума не має необхідної міцності, а сила тертя досить велика, то руйнування в зоні найбільших деформацій може наступити раніше, ніж почнеться ковзання в зоні контакту.

Ймовірний характер саме такого руйнування можна собі уявити, виходячи з того, що при складнонапруженому стані гуми руйнація починається зазвичай там, де поверхневі шари матеріалу більш розтягнуті.

Відомо також [7], що руйнування починається з появи тріщини, перпендикулярної до дії зусилля, що розтягує. Якщо тріщина вже виникла, її подальше зростання відбувається під дією відносно невеликого зусилля. Напрямок зростання тріщини складним чином залежить від характеру напруженого стану та від факторів, пов'язаних з наявністю мікронеоднорідностей у структурі матеріалу. Суттєвий вплив має також нерівномірний розподіл температури біля зони контакту. Зростання тріщин призводить до негайного відділення частинок гуми від поверхневого шару. Негайний відрив, що мало ймовірно, скоріш поступове роздирання гуми, при якому відбувається відносне переміщення в зоні контакту без ковзання. Такий рух можливий, якщо шар гуми, що відокремлюється при роздиранні, «скочується» (див. рис. 2, IV). Подальший рух контртіла відбувається вже в умовах тертя кочення, що супроводжується безперервним роздиранням гуми та згортанням «шматка» на «скатку», що утворилася.

Закочуваний «шматок» знаходиться в напруженому стані. Зусилля, що викликає його розтягнення, залежить від опору, який надається гумою роздиранню в місці відриву «шматка». Розтягування «шматка» на ділянці, де його розтяг виявляється критичним, призводить до відділення «скатки», що утворилася, і, таким чином, завершує розглянуту стадію фрикційного зносу.

Механізм зносу за допомогою «скочування» може відбуватися лише при певному поєднанні зовнішніх умов і властивостях гуми, що стирається. Очевидно, що подібний характер стирання вірогідніший для гум з малим опором роздирання. Оскільки міцнісні властивості гуми суттєво залежать від температури, то розігрів поверхневого шару за рахунок тертя в ковзному контакті може вплинути на процес зносу. Розігрів призводить до обсмолювання поверхневого шару гуми і появи клейкості, що різко підвищує ефективне тертя.

Картина зносу за допомогою «скочування» може бути проаналізована більш детально на основі наближено-кількісного аналізу для ідеалізованого випадку, виходячи з припущення, що всі контакти між гумою і контртілом (твердим та гладким) здійснюються через «скатки», а знос відбувається тільки за допомогою «скочування».

Зносостійкість характеризуватимемо показником β , що є відношенням потужності тертя N_{tr} до інтенсивності стирання J .

Потужність тертя дорівнює:

$$N_{tr} = N_{rozd} + N_{rozt} + N_{skat}, \quad (4)$$

де N_{rozd} – потужність, що витрачається на роздирання «шматка» від поверхневого шару гуми; N_{rozt} – потужність, що витрачається на розтягування «шматка»; N_{skat} – потужність на гістерезисні втрати, що супроводжують перекочування «скатки».

Основна умова, що визначає можливість утворення «скаток» та здійснення розглянутого механізму зносу, може бути представлена у вигляді:

$$N_{tr} \leq \mu N V_L, \quad (5)$$

де V_L – швидкість переміщення контртіла.

Використовуючи уявлення про характеристичну енергію роздирання та результати низки досліджень з оцінювання роботи, що розсіюється під час кочення гум по жорсткій опорній поверхні, отримано вираз для визначення зносостійкості [7]:

$$\beta = \frac{N_{tr}}{J} = \frac{H}{a} + \omega + 0,9 \frac{N^{4/3} (1-\xi)(\varepsilon+1)}{ab(E \cdot r_{skat} \cdot b)^{1/3}}, \quad (6)$$

де H – характеристична енергія розриву; ω – середнє значення питомої енергії розтягування; ξ – еластичність гуми за ГОСТ 6950-83; ε – відносне подовження; r_{skat} – радіус «скатки»; a , b – товщина і ширина відокремлюваного «шматка» гуми.

Незважаючи на те, що при виведенні залежності (6) зроблено ряд припущень, вона

показує наявність зв'язку між інтенсивністю зносу за допомогою «скочування» та пружно-релаксаційними і міцнісними властивостями гуми. Використовуючи залежність (6), встановлено критичні умови реалізації зносу у вигляді «скочування». Уявлення про механізм зносу гум за допомогою «скочування» експериментально підтверджені за допомогою приладу, в якому тертя гуми здійснювалося гладким плексигласом, причому явища, що протікають в зоні контакту, спостерігалися під мікроскопом. Було чітко виявлено утворення в процесі зносу характерних поперечних складок та борозен, що переходять у «скатки». Рисунок зносу, що утворюється, нічим не відрізняється від рисунків, які вперше спостерігалися А. Шалламахом. Однак вчений дав суттєво інше пояснення їхнього походження, вважаючи, що первинною причиною утворення поперечних складок є деформація гуми на виступах шорсткої поверхні.

Знос за допомогою «скочування» представляє особливий інтерес, оскільки цей механізм реалізується тільки для вискоеластичних матеріалів і, в принципі, не може спостерігатися при терті твердих тіл або «твердих» гум, що застосовуються для виготовлення протекторів шин.

Розглянуті нами два механізми зносу протекторних гум – абразивний і за допомогою «скочування» – є високоінтенсивними видами зносу. Якщо вони реалізуються, то шина виявляється недовговічною.

Характерним для пневматичних шин за певних умов є *втомний знос* протектора. Це найбільш поширений механізм зносу гум. Він здійснюється при відносно невеликій силі тертя між гумою і опорною поверхнею та невисоких контактних напруженнях на нерівностях твердої поверхні. Руйнування поверхневого шару гуми в контакті відбувається в результаті багаторазових деформацій. Кількість циклів до руйнування є функцією втомної витривалості гуми та напруженого стану, що залежить від тиску, швидкості та геометрії поверхні [4]:

$$n = \left(\frac{f_z}{f_1} \right)^b, \quad (7)$$

де f_z – опір розриву; f_1 – амплітуда динамічного напруження; b – коефіцієнт витривалості.

Коефіцієнт b , що характеризує стійкість гуми до повторних навантажень, мало залежить від температури, концентрації напружень, частоти. Тому цим коефіцієнтом зручно користуватися для оцінювання втомних властивостей протекторних гум.

Зносом гуми є втомне руйнування її поверхневого шару в результаті багаторазово повторюваних деформацій стискання, розтягування та зсуву, обумовлених взаємодією гуми з шорсткою поверхнею твердого тіла, по якій відбувається проковзування. Якщо поверхня має однакові нерівності, що розташовані на однаковій відстані один від одного, то об'єм стирання пропорційний деформованому об'єму гуми, товщина шару, що зношується – глибині занурення виступів, амплітудне значення напруження – найбільшому тиску. А отже зносостійкість визначаємо за наступним виразом [7]:

$$\beta = k_1 \mu \left(\frac{f_z}{k_2} \right)^b E^{\frac{2(1-b)}{3}} \cdot p^{\frac{(1-b)}{3}} \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{(5-2b)}{3}}, \quad (8)$$

де k_1 , k_2 – безрозмірні константи, що не залежать, в цьому випадку, від умов випробувань і властивостей протекторних гум.

Рівняння (8) надає наближено-кількісну залежність між зносостійкістю і основними параметрами, які характеризують властивості пари тертя та умови випробування. При цьому властивості протекторної гуми визначаються її міцністю на розрив f_z , модулем пружності E , коефіцієнтом динамічної витривалості b та коефіцієнтом тертя μ . З параметрів, що характеризують умови випробування, до рівняння (8) входить тільки тиск повітря в шині p . Швидкість і температура можуть бути введені через відповідні залежності для міцнісних, пружних, втомних і фрикційних властивостей протекторних гум.

Незважаючи на наближеність, рівняння (8) дає можливість встановлювати раціональні режими роботи елементів тертя і виби-

рати протекторні гуми з оптимальним комплексом механічних властивостей, причому вхідні до нього величини мають ясний фізичний зміст і можуть бути визначені експериментальним шляхом. Залежність інтенсивності зносу протекторної гуми від її механічних властивостей може бути описана рівнянням [9], в якому враховані параметри шорсткості опорної поверхні, в тому числі і реальних дорожніх покриттів:

$$I = k \left(\frac{\mu \cdot E}{f_z} \right)^b \cdot \left(\frac{p}{E} \right)^{1+b\gamma}, \quad (9)$$

де γ – параметр шорсткості, $\gamma = 1/(2\nu + 1)$ (тут ν – показник ступеня у рівнянні кривої опорної поверхні); k – константа.

Для асфальто- і цементобетонних покриттів параметри шорсткості мають наступні середні значення: $\gamma = 0,14$; $\nu = 3,0$.

З рівнянь (8) і (9) випливає, що втомний знос протектора шин збільшується з підвищенням модуля пружності гуми, тиску, зменшенням опору розриву і погіршенням втомних властивостей гуми. При реалізації механізму втомного зносу гум на стертії поверхні не виявляється будь-який рисунок зносу. Теоретичні уявлення про втомний знос носять загальний характер і експериментально підтверджені при стиранні гум, пластмас, металів та інших матеріалів.

У свою чергу встановлено, що якість доріг та швидкості руху колісних землерийно-транспортних машин визначають реалізований у процесі експлуатації шин механізм зносу [12, 13]. В Україні дороги поділяються на п'ять категорій залежно від інтенсивності їх експлуатації та допустимих швидкостей руху згідно ДБН В.2.3-4:2015.

В міру погіршення якості доріг та зниження швидкості руху машин різко зростає лінійна інтенсивність зношування (механічні пошкодження протектора). Це вказує на те, що під час експлуатації на всіх дорогах, які перебувають у незадовільному стані, незалежно від їх категорії, починає переважати абразивний знос пневматичних шин.

Однак за реальних умов експлуатації машин стирання протекторних гум відбува-

ється за змішаним механізмом зносу, при якому сумарна інтенсивність зношування визначається співвідношенням окремих видів. При зміні умов експлуатації показники можуть суттєво змінюватися.

ВИСНОВКИ

В результаті проведеного аналізу сучасних уявлень про механізм зносу протекторних гум і особливостей експлуатації самохідних колісних землерийно-транспортних машин на ґрунтових опорних поверхнях і дорогах, що перебувають у незадовільному стані, реалізується механізм абразивного зносу. Змінюється характер поверхні протектора шини – з'являються невеликі надрипи, поздовжні подрипини та порізи.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 480 с.
2. **Мур Д.** Трение и смазка эластомеров / пер. с англ. Г. И. Бродского. М.: Химия, 1977. 262 с.
3. **Мур Д.** Основы и применение трибоники / пер. с англ. С. А. Харламова. М.: Мир, 1978. 487 с.
4. **Бартеньев Г. М., Зуев Ю. С.** Прочность и разрушение высокоэластичных материалов. М.: Химия, 1984. 386 с.
5. **Кнороз В. Н., Кленников Е. В.** Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975. 184 с.
6. **Потураев В. Н., Дырда В. И.** Резиновые детали машин. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
7. **Бродский Г. И., Евстратов В. Ф., Сахновский Н. Л., Слюдилов Л. Д.** Истирание резин. М.: Химия, 1975. 540 с.
8. **Schallamach A.** Recent Advances in Knowledge of Rubber Friction and Tire Wear. Rubber Chemistry and Technology. 1968. 41(1), pp. 209–244.
9. **Марк Дж., Эрман Б., Эйрич Ф.** Каучук и резина. Наука и технология: монография. Долгопрудный, 2011. 768 с.
10. **Балака М. Н., Антонков М. А.** Проявление различных видов износа при эксплуатации пневматических шин. Нефть и газ Западной Сибири: материалы Междунар. науч.-техн. конф., 17–18 окт. 2013. Тюмень: ТюмГНГУ, 2013. Т. 4. С. 14–16.

11. **Резниковский Б. И., Лукомская А. И.** Механические испытания каучука и резины. М.: Химия, 1968. 499 с.
12. **The last mile** from every tire: How haul road maintenance can extend tire life. Perspectives on Modern Mining. 2007. Issue 1, pp. 2–5.
13. **Балака М. М.** Вплив умов експлуатації на довговічність великогабаритних шин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2014. Вип. 65–66. С. 79–86.

REFERENCES

1. **Kragelskii I. V., Dobychin M. N., Kombalov V. S.** (1977). Osnovy raschetov na trenie i iznos [Friction and wear calculation fundamentals]. Moscow, 480 (*in Russian*).
2. **Mur D.** (1977). Trenie i smazka elastomerov [Friction and lubrication of elastomers]. Moscow, 262 (*in Russian*).
3. **Mur D.** (1978). Osnovy i primeneniye triboniki [Basics and application of tribonics]. Moscow, 487 (*in Russian*).
4. **Bartenev G. M., Zuev Iu. S.** (1984). Prochnost i razrusheniye vysokoelastichnykh materialov [Strength and destruction of highly elastic materials]. Moscow, 386 (*in Russian*).
5. **Knoroz V. N., Klennikov E. V.** (1975). Shiny i kolesa [Tires and wheels]. Moscow, 184 (*in Russian*).
6. **Poturaev V. N., Dyrda V. I.** (1977). Rezino-vye detali mashin [Rubber machine parts]. Moscow, 216 (*in Russian*).
7. **Brodskii G. I., Evstratov V. F., Sakhnovskii N. L., Sliudikov L. D.** (1975). Istiraniye rezin [Rubbers abrasion]. Moscow, 540 (*in Russian*).
8. **Schallamach A.** (1968). Recent Advances in Knowledge of Rubber Friction and Tire Wear. Rubber Chemistry and Technology. 41(1), 209–244.
9. **Mark Dzh., Erman B., Eirich F.** (2011). Kauchuk i rezina. Nauka i tekhnologiya [Rubber and gum. Science and technology: monograph]. Dolgoprudnyi, 768 (*in Russian*).
10. **Balaka M. N., Antonkov M. A.** (2013). Pro- iavleniye razlichnykh vidov iznosa pri eksplu- atatsii pnevmaticheskikh shin [Demonstration of various wear types in the pneumatic tires operation]. Neft i gaz Zapadnoi Sibiri [Oil and gas of Western Siberia]: abstract of the International scientific and technical conference, October 17–18. Tyumen. Vol. 4, 14–16 (*in Russian*).

11. **Reznikovskii B. I., Lukomskaia A. I.** (1968). Mekhanicheskie ispytaniia kauchuka i reziny [Mechanical testing of rubber and gum]. Mos- cow, 499 (*in Russian*).
12. **The last mile** from every tire: How haul road maintenance can extend tire life. Perspectives on Modern Mining. 2007. Issue 1, 2–5.
13. **Balaka M. M.** (2014). Vplyv umov eksplu- atatsii na dovgovichnist velykogabarytnykh shyn [Impact of operating conditions on the durabil- ity of large-size tires]. Bulletin of Kharkov Na- tional Automobile and Highway University. No. 65–66, 79–86 (*in Ukrainian*).

Modern understanding of the tread rubbers wear mechanism

Maksym Balaka¹, Dmytro Mishchuk²,
Dmytro Palamarchuk³

Kyiv National University of
Construction and Architecture

Abstract. The durability of pneumatic tires for earth-moving machines is characterized by ability to remain operational until the limit state occurs during maintenance or repair and is determined by lifetime until unacceptable wear of the tread pattern or tire failure due to rupture of the carcass, peeling of treads and other possible damage.

However, wear is a more complex process than external friction, and is the result of the physico-chemical and mechanical processes combined effect, which take place in the surface layer of contacting bodies. The task of preventing premature tire wear is complex and is associated with the ability to determine the wear mechanism.

It was found that the wear of tread rubbers occurs according to a mixed wear mechanism under real operating conditions. The total wear intensity is determined by the ratio of individual types, but wear indicators can modify significantly when operating conditions change. An abrasive wear mechanism is implemented applied to pneumatic tires, which use on earth-moving machines and work in the most difficult and varied operating conditions at road and land-reclamation construction objects.

Keywords: pneumatic tire, tread rubber, wear mechanism.

УДК 621.878.44

Вибір і розрахунок основних параметрів ковша навантажувача з боковим одностороннім розвантаженням

Володимир Рашківський¹, Максим Балака², Олександр Тетерятник³

Київський національний університет будівництва і архітектури,
Повітрофлотський просп. 31, Київ, Україна, 03037

¹rashkivskyi.vp@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5369-6676>

²balaka.mm@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4142-9703>

³teteriatnyk.oa@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9983-0551>

Received: 04.03.2021; Accepted: 20.05.2021

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0401>

Анотація. Одноківшеві фронтальні навантажувачі знаходять широкого застосування при виконанні дорожньо-будівельних робіт. У ряді випадків їх використання більш раціональне за традиційні землерийні та землерийно-транспортні машини. У порівнянні з одноківшевими екскаваторами фронтальні навантажувачі мають більшу місткість ковша на одиницю маси, високу маневреність і менше експлуатаційних витрат. Це дозволяє розробляти ґрунти у невеликих забоях без зниження продуктивності.

Підвищення ефективності використання навантажувача протягом року можна досягти за рахунок оснащення його змінним робочим обладнанням. Номенклатура існуючого робочого обладнання містить ковші різного призначення (основний, зменшений, збільшений, з примусовим розвантаженням, скелетний, двошелепний, з боковим розвантаженням тощо).

У роботі наведено конструкцію ковша з боковим одностороннім розвантаженням, розрахунок його основних параметрів та системи керування. Навантажувач з таким змінним робочим обладнанням може застосовуватися на будівництві при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт, у гірничодобувній промисловості, а також в складі механізованих загонів сил Міністерства з надзвичайних ситуацій під час аварійно-відновлюваних робіт.

Ключові слова: ківш з боковим розвантаженням, система керування ковшем, навантажувач.

ВСТУП

Сьогодні машинобудівна промисловість випускає широкий ряд одноківшевих фронтальних пневмоколісних та гусеничних на-

вантажувачів. Однак майже не виробляє в якості змінного робочого обладнання ковші з боковим одностороннім розвантаженням, що знижує ефективність використання машин при значних обсягах навантажувально-розвантажувальних робіт, зокрема в умовах обмеженого простору пересування [1, 2].

Ефективність використання ковша з боковим розвантаженням обґрунтована збільшенням годинної продуктивності в середньому на 10...15 %, у порівнянні з ковшами фронтального розвантаження [3].

За даними рекламної продукції машинобудівних компаній Caterpillar та Komatsu ковшами з боковим розвантаженням обладнуються гусеничні навантажувачі, а саме моделі CAT-922 вантажопідйомністю 2 т, D-505A, D-555, D-600 і D-655 вантажопідйомністю 2 і 2,6 т. Так гусеничні навантажувачі забезпечують більший запас стійкості порівняно з пневмоколісними [4].

МЕТА РОБОТИ

Вибрати і розрахувати основні параметри конструктивних елементів ковша навантажувача з боковим одностороннім розвантаженням та системи керування ним.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

В якості базового шасі вибрано фронтальний навантажувач Амкодор ТО-18 вантажопідйомністю 3 т, який і сьогодні використовується у будівельній і гірничодобувній галузях промисловості. На основі запропо-

нованого технічного рішення [5] до навантажувача розроблено ківш з боковим одностороннім розвантаженням (Рис. 1).

Ківш навантажувача приєднано до стріли 1 за допомогою механізму навіски, який виконано у вигляді опорної рами 2 з провусинами 3. Ківш містить днище 4 з ріжучою кромкою 5 і закріпленими зубами 6, задню 7 і бічну 8 стінки, захисний козирок 9. Разом з тим, корпус ковша одним кінцем з'єднаний з опорною рамою 2 за допомогою шарніра 10, який дозволяє йому обертатися в плані, а іншим – за допомогою гідроциліндра 11 керування нахилом ковша в бік розвантаження.

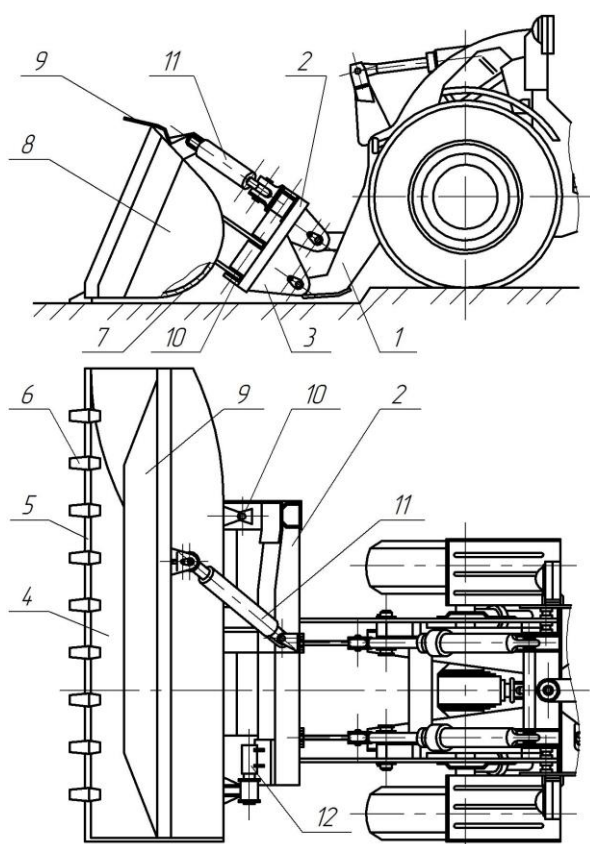


Рис. 1. Ківш навантажувача з боковим розвантаженням: 1 – стріла; 2 – опорна рама; 3 – провусина; 4 – днище; 5 – ріжуча кромка; 6 – зуб; 7, 8 – задня та бічна стінки; 9 – козирок; 10 – шарнір; 11 – гідроциліндр; 12 – фіксатор

Fig. 1. Loader bucket with the side unloading: 1 – boom; 2 – support frame; 3 – eyelet; 4 – bottom; 5 – lip; 6 – tooth; 7, 8 – back and side walls; 9 – screen; 10 – joint; 11 – hydraulic cylinder; 12 – clamp

З протилежного боку від шарніра 10 на опорній рамі 2 встановлено фіксатор 12 для усунення консольного навантаження саме

на шарнір 10. Гідроциліндр 11 винесений за захисний козирок 9.

Ківш навантажувача працює наступним чином. Після зачерпування ґрунту чи сипкого матеріалу ківш займає вихідне положення на стрілі 1, повертаючись у вертикальній площині за допомогою гідроциліндра 11 в бік розвантаження. Фіксатор 12 знаходиться в розімкненому стані, а вісь шарніра 10 займає горизонтальне чи близьке до нього положення. Розвантаження будівельного матеріалу здійснюється під дією власної ваги через спеціальний жолоб, утворений внутрішньою поверхнею ковша у вигляді витягнутого лотка. Ківш з боковим розвантаженням розташований несиметрично відносно поздовжньої осі навантажувача.

До основних параметрів ковша з боковим одностороннім розвантаженням відносяться геометричні параметри ковша і максимальний кут нахилу ковша в бік [3].

Максимальний кут нахилу ковша в бік розвантаження визначаємо з умови опору сил тертя, які виникають між днищем ковша і будівельним матеріалом:

$$\alpha_{\max} = \arctg(\mu_{1\max}) = \arctg 1,2 \approx 50^\circ,$$

де $\mu_{1\max}$ – максимальний коефіцієнт тертя матеріалу по сталі, $\mu_{1\max} = 1,2$ [6].

Геометричні параметри ковша навантажувача з боковим розвантаженням визначимо графічним методом (Рис. 2).

На схемі прийнято наступні позначення: $H_C = 3525$ мм – висота підйому стріли; $h = 300$ мм – конструктивна висота шарніра повороту ковша; $B_{KH} = 1930$ мм – колія шасі навантажувача; $B_{Ш} = 406$ мм – ширина шин шасі; $f = 867$ мм – відстань по горизонталі від бокової кромки борту транспортного засобу до краю ковша (у положенні розвантаження); B , H_B – ширина кузова і висота борту транспортного засобу; h_1 – відстань по вертикалі від борту до краю ковша, $h_1 = 0,2B$; $B_{КС} = 2240$ мм – ширина стандартного ковша; $c = 1368$ мм – відстань по горизонталі від поздовжньої осі

навантажувача до шарніра повороту ковша;
 β – кут нахилу вільного кінця ковша, 20° .

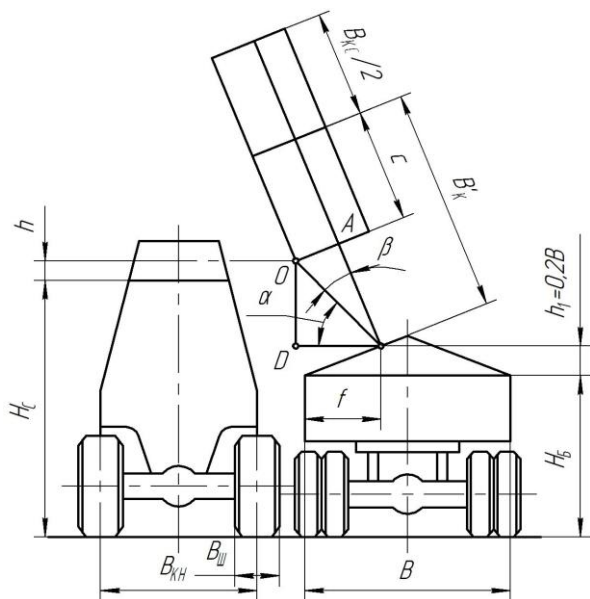


Рис. 2. Схема для визначення геометричних параметрів ковша навантажувача

Fig. 2. Diagram for determining the geometrical parameters of the loader bucket

Для сумісної роботи з пневмоколісними навантажувачами типорозміру ПК-3 у відповідності [7] рекомендовано використовувати самоскиди МАЗ-511, МАЗ-503А, КамАЗ-5510 і ЗІЛ ММЗ-555 (табл. 1).

Таблиця 1. Технічні характеристики самоскидів

Table 1. Technical characteristics of dump trucks

Марка само-скада	Вантажо-підйом-ність, т	Об'єм кузова, м ³	Розміри кузова, мм	
			<i>B</i>	<i>H_б</i>
ЗІЛ ММЗ-555	4,5	3,4	2415	2000
МАЗ-503А	8,0	5,1	2600	2150
МАЗ-511	7,3	4,75	2500	2150
КамАЗ-5510	7,0	5,15	2500	2150

Для вибору геометричних параметрів ковша в якості прикладу візьмемо технічні характеристики самоскиду МАЗ-503А.

Виконуючи графічні побудови відповідно до схеми на рис. 2, отримаємо наступні розміри: $B'_K = 2600$ мм; $c = 1368$ мм. На основі цього будуємо поздовжній та поперечний профілі ковша навантажувача (рис. 3).

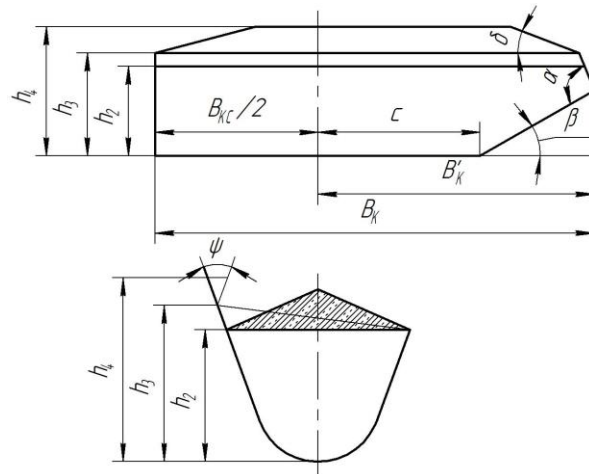


Рис. 3. Розрахункова схема поздовжнього та поперечного профілю ковша навантажувача

Fig. 3. Design diagram of the longitudinal and transverse profile of the loader bucket

Параметри ковша з боковим розвантаженням: довжина – $B_K = 3720$ мм; умовна довжина – повна $h_4 = 1130$ мм, без козирка $h_3 = 1075$ мм та без передньої кромки $h_2 = 760$ мм. Масу ковша з боковим розвантаженням визначаємо за формулою:

$$m_K = m_{KC} \cdot k = 553 \cdot 1,6 = 885 \text{ кг},$$

де $m_{KC} = 553$ кг – маса стандартного ковша; k – коефіцієнт, який уточнює збільшення маси ковша, $k = 1,6$ [4].

Розрахунок системи керування ковшем зводиться до визначення параметрів силового гідроциліндра поперечного нахилу ковша (рис. 4).

Графічним методом визначимо хід штоку гідроциліндра, задаючись координатами шарнірів гідроциліндра до ковша та перехідної опорної рами (відповідно точки *A* і *B*) при нахилі ковша 50° . $L_{шт} = 492$ мм.

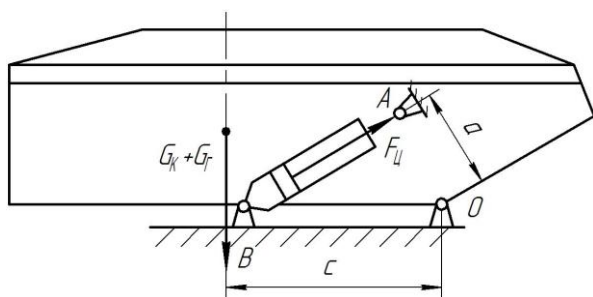


Рис. 4. Схема для визначення параметрів гідроциліндра поперечного нахилу ковша

Fig. 4. Diagram for determining the parameters of the bucket lateral tilt hydraulic cylinder

Вагу ковша визначаємо за формулою:

$$G_K = m_K \cdot g = 885 \cdot 9,81 \approx 8682 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Вагу ґрунту в ковші навантажувача визначаємо за формулою:

$$G_T = Q \cdot g = 3000 \cdot 9,81 = 29430 \text{ Н}.$$

Зусилля $P_{Ц}$ на штоку гідроциліндра поперечного нахилу ковша визначаємо з рівняння моментів всіх сил відносно точки O – шарніра повороту ковша відносно перехідної опорної рами (див. рис. 4) [8].

$$\begin{aligned} \sum M_O = 0; & F_{Ц} \cdot a - (G_K + G_T) \cdot c = 0; \\ F_{Ц} = (G_K + G_T) \cdot c / a = & (8682 + 29430) \times \\ & \times 1368 / 550 = 94795 \text{ Н}. \end{aligned}$$

За отриманим значенням зусилля на штоку гідроциліндра нахилу ковша розраховуємо діаметр поршня гідроциліндра за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Ц}}{\pi \cdot P_y \cdot \eta_M}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 94795}{3,14 \cdot 16 \cdot 0,98}} = 87,76 \text{ мм},$$

де P_y – тиск у гідросистемі навантажувача ТО-18, $P_y = 16 \text{ МПа}$ [4]; η_M – механічний ККД гідроциліндра, $\eta_M = 0,98$.

Приймаємо гідроциліндр 1.16.0.У-100×63×360 відповідно до рекомендацій галузевого стандарту ОСТ 22-1417-79 «Гідропривід об'ємного типу. Гідроциліндри поршневі двосторонньої дії загального призначення».

Розрахунок робочого обладнання – ковша з боковим розвантаженням зводиться до міцнісних розрахунків елементів наступних шарнірів: повороту ковша у поперечній площині, кріплення гільзи та штоку гідроциліндра нахилу ковша відповідно до перекладної опорної рами і корпусу ковша.

Схему навантаження шарніра O (див. Рис. 2) при розвантаженні ковша наведено на рис. 5: $\alpha_p = 20^\circ$, $\varphi = 12^\circ$, $a' = 440 \text{ мм}$, $b = 960 \text{ мм}$, $c' = 350 \text{ мм}$.

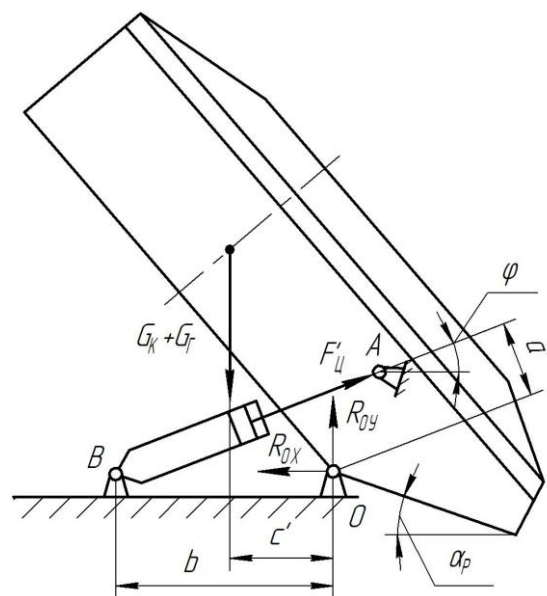


Рис. 5. Схема навантаження шарніра O при розвантаженні ковша

Fig. 5. Load diagram of the O joint when unloading the bucket

$$\begin{aligned} \sum M_O = 0; & F'_{Ц} \cdot a' - (G_K + G_T) \cdot c' = 0; \\ F'_{Ц} = (G_K + G_T) \cdot c' / a' = & (8682 + 29430) \times \\ & \times 350 / 440 = 30316 \text{ Н}. \\ \sum M_B = 0; & -R_{OY} \cdot b + (G_K + G_T) \cdot (b - c') = 0; \\ R_{OY} = (G_K + G_T) \cdot (b - c') / b = & (8682 + 29430) \times \\ & \times (960 - 350) / 960 = 24217 \text{ Н}. \\ \sum x = 0; & F'_{Ц} \cdot \cos \varphi - R_{OX} = 0; \\ R_{OX} = F'_{Ц} \cdot \cos \varphi = & 30316 \cdot \cos 12^\circ = 29654 \text{ Н}. \end{aligned}$$

$$R_O = \sqrt{R_{OX}^2 + R_{OY}^2} = \sqrt{29654^2 + 24217^2} = 38286 \text{ Н.}$$

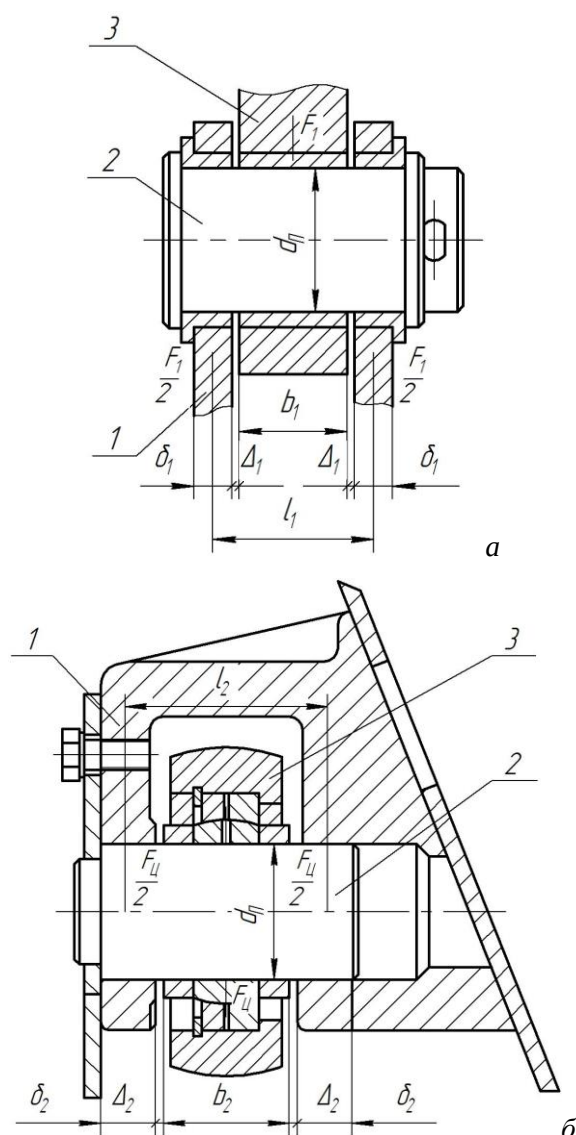


Рис. 6. Розрахункова схема елементів шарніра кріплення гільзи гідроциліндра до перехідної рами (а) і шарніра кріплення штоку гідроциліндра до корпусу ковша (б): 1 – кронштейн; 2 – палець; 3 – провухина

Fig. 6. Design diagram of the pin-joint elements for hydraulic cylinder liner to the adapter frame (а) and the pin-joint for hydraulic cylinder rod to the bucket body (b): 1 – bracket; 2 – pin; 3 – eyelet

На схемі розрахунку елементів шарнірів кріплення гідроциліндра нахилу ковша (Рис. 6) позначено: $d_H = 50$ мм – діаметр пальця, взятий конструктивно; $b_1 = 40$ мм,

$b_2 = 50$ мм – товщина провухини кріплення гільзи та штоку гідроциліндра 1.16.0.У-100×63; $\delta_1 = 15$ мм, $\delta_2 = 10$ мм – товщина кронштейна; $\Delta_1 = 3$ мм, $\Delta_2 = 2$ мм – відстані між кронштейном та провухиною гідроциліндра; $l_1 = 51$ мм, $l_2 = 65$ мм – відстані між ділянками зрізу пальця; $F_U = 94795$ Н – зусилля на штоку гідроциліндра поперечного нахилу ковша; $F_1 = R_O / 2 = 19143$ Н – зусилля від кріплення гільзи гідроциліндра.

Дотичні напруження зрізу в небезпечних перерізах пальців, що з'єднують гільзу гідроциліндра з перехідною рамою (Рис. 6, а) і шток гідроциліндра з корпусом ковша (Рис. 6, б), визначаємо за формулами:

$$\tau_{3P1} = \frac{4F_1}{2\pi d_H^2} = \frac{4 \cdot 19143}{2 \cdot 3,14 \cdot 50^2} = 4,88 \text{ МПа} < [\tau_{3P}] = 250 \text{ МПа};$$

$$\tau_{3P2} = \frac{4F_U}{2\pi d_H^2} = \frac{4 \cdot 94795}{2 \cdot 3,14 \cdot 50^2} = 24,15 \text{ МПа} < [\tau_{3P}] = 250 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності при зрізі пальців визначаємо за формулами:

$$k_{\tau 1} = \frac{[\tau_{3P}]}{\tau_{3P1}} = \frac{250}{4,88} = 51,23;$$

$$k_{\tau 2} = \frac{[\tau_{3P}]}{\tau_{3P2}} = \frac{250}{24,15} = 10,35.$$

Нормальні напруження на згин пальців визначаємо за формулами:

$$\sigma_{3Г1} = \frac{M_{3Г1}}{W_{3Г}} = \frac{F_1 \cdot l_1 / 2}{\pi d_H^3 / 32} = \frac{19143 \cdot 51 / 2}{3,14 \cdot 50^3 / 32} = 39,80 \text{ МПа} < [\sigma_{3Г}] = 500 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{3Г2} = \frac{M_{3Г2}}{W_{3Г}} = \frac{F_U \cdot l_2 / 2}{\pi d_H^3 / 32} = \frac{94795 \cdot 65 / 2}{3,14 \cdot 50^3 / 32} = 251,18 \text{ МПа} < [\sigma_{3Г}] = 500 \text{ МПа}.$$

де $M_{3Г}$ – згинальний момент, Н·мм; $W_{3Г}$ – момент опору перерізу, мм³.

Конструктивні елементи ковша з боковим одностороннім розвантаженням виготовлені з наступних матеріалів [9]: метало-конструкція – сталь 10ХСНД, пальці – сталь 35ХМ, кріплення – сталь 10 (Табл. 2).

Коефіцієнт запасу міцності при згині пальців визначаємо за формулами:

$$k_{\sigma 1} = \frac{[\sigma_{3\Gamma}]}{\sigma_{3\Gamma}} = \frac{500}{39,80} = 12,56;$$

$$k_{\sigma 2} = \frac{[\sigma_{3\Gamma}]}{\sigma_{3\Gamma 2}} = \frac{500}{251,18} = 1,99.$$

За IV теорією міцності еквівалентні напруження в небезпечних перерізах розраховуємо за формулами [10]:

$$\sigma_{еквIV} = \sqrt{\sigma_{3\Gamma 1}^2 + 3\tau_{3P1}^2} = \sqrt{39,80^2 + 3 \cdot 4,88^2} = 40,69 \text{ МПа} < [\sigma] = 560 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{еквIV} = \sqrt{\sigma_{3\Gamma 2}^2 + 3\tau_{3P2}^2} = \sqrt{251,18^2 + 3 \cdot 24,15^2} = 254,64 \text{ МПа} < [\sigma] = 560 \text{ МПа}.$$

де $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження матеріалу пальців, $[\sigma] = \sigma_T / k$, σ_T – умовна межа текучості матеріалу, для сталі 35ХМ $\sigma_T = 1400$ МПа; k – коефіцієнт запасу міцності, що залежить від умов експлуатації елемента і його матеріалу, для пальців зі сталі 35ХМ, що працюють виключно в умовах переміщення навантажень, приймаємо $k = 2,5$ [10].

Таблиця 2. Механічні характеристики сталей конструктивних елементів ковша

Table 2. Mechanical characteristics of steels for bucket structural elements

Марка сталі	ГОСТ	Термообробка	Межа текучості σ_T , МПа	Допустиме напруження, МПа			
				при розтягу $[\sigma_P]$	при згині $[\sigma_3]$	при зрізі $[\tau_P]$	при зминанні $[\sigma_{3M}]$
10ХСНД	19281-2014	—	400	180	200	80	210
35ХМ	4543-2016	Гартування з охолодженням в оливі	1400	410	500	250	610
10	1050-2013	Нормалізація	210	80	100	45	120

Зминання внутрішньої поверхні отвору проушини на гільзі та штоку гідроциліндра нахилу ковша визначаємо за умов:

$$\sigma_{3M1} = \frac{F_1}{d_{II} \cdot b_1} = \frac{19143}{50 \cdot 40} = 9,57 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}] = 210 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{3M2} = \frac{F_{II}}{d_{II} \cdot b_2} = \frac{94795}{50 \cdot 50} = 37,92 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}] = 210 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності при зминанні визначаємо за формулами:

$$k_{\sigma 1} = \frac{[\sigma_{3M}]}{\sigma_{3M1}} = \frac{210}{9,57} = 21,94;$$

$$k_{\sigma 2} = \frac{[\sigma_{3M}]}{\sigma_{3M2}} = \frac{210}{37,92} = 5,54.$$

За результатами міцнісних розрахунків конструктивні елементи ковша з боковим розвантаженням заданих розмірів і форми витримують навантаження.

ВИСНОВКИ

Для навантажувача Амкодор ТО-18 розроблено конструкцію робочого обладнання, що поєднує ківш з фронтальним і боковим розвантаженням сипучих і дрібнокускових матеріалів під дією власної ваги без розвороту базової машини. Це дозволяє виконувати роботи з високою продуктивністю в умовах, обмежених малими розмірами будівельного майданчика.

Проведено вибір та розрахунок основних параметрів ковша навантажувача з боковим розвантаженням і системи керуванням ним, міцнісні розрахунки підтверджують надійність елементів конструкції.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Блохин В. С., Малич Н. Г.** Анализ перспективы развития машин для земляных работ и технологического перевооружения предприятий, использующих эту технику. Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2012. – № 2. – С.171–184.
2. **Локшин Е. С., Рубайло А. В.** Строительные и дорожные машины. – М., – 2004. – 321 с.
3. **Фохт Л. Г.** Одноковшовый погрузчик. – М.: Стройиздат, – 1986. – 110 с.
4. **Бояркина И. В.** Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: монография. Омск: СибАДИ, – 2011. – 336 с.
5. **Пат. 91301 U Україна, МПК Е 02 F 3/40.** Ківш навантажувальної машини / Аржаєв Г. О., Балака М. М., Слободчиков В. В. № u 2014 01488; заявл. 17.02.14; опубл. 25.06.14, Бюл. № 12.
6. **Проектирование машин** для земляных работ / Под ред. А. М. Холодова. Харьков: Высш. шк., 1986. 272 с.
7. **Пугин К. Г., Бургонутдинов А. М.** Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог. Пермь, 2011. Ч. 1. Дорожные катки и одноковшовые погрузчики. 172 с.
8. **Мішук Д. О., Ходневич М. М., Балака М. М.** Технологічні функції гідроциліндра стріли фронтального навантажувача. Вібрація в техніці та технологія: тези доп. XVIII Міжнар. наук.-техн. конф., 23–25 жовт. 2019 р. К.: КНУБА, 2019. С. 150–152.
9. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. М.: Машиностроение, 2001. Т. 1. 920 с.
10. **Писаренко Г. С. Квітка О. Л., Уманський Е. С.** Опір матеріалів: підручник. К.: Вища шк., 2004. 655 с.

REFERENCES

1. **Blokhin V. S., Malich N. G.** (2012). Analiz perspektivy razvitiia mashin dlia zemlianykh rabot i tekhnologicheskogo perevooruzheniia predpriiatii, ispolzuiushchikh etu tekhniku [Analysis of the development prospects for

earthworks machines and technological re-equipment of enterprises using this technique]. Gornyi informatsionno-analiticheskii biulleten [Mining informational and analytical bulletin], No. 2, 171–184 (*in Russian*).

2. **Lokshin E. S., Rubailo A. V.** (2004). Stroitelnye i dorozhnye mashiny [Construction and road machinery]. Moscow, 321 (*in Russian*).
3. **Fokht L. G.** (1986). Odnokovshovyi pogruchik [Single-bucket loader]. Moscow, 110 (*in Russian*).
4. **Boiarkina I. V.** (2011). Tekhnologicheskaiia mekhanika odnokovshovykh frontalnykh pogruchikov: monografiia [Technological mechanics of single-bucket front loaders: monograph]. Omsk: SIBADI Publ., 336 (*in Russian*).
5. **Arzhaiev H. O., Balaka M. M., Slobodchikov V. V.** (2014). Kivsh navantazhuvalnoi mashyny [Loader bucket]. Patent 91301 U, Ukraine, MPK E02 F3/40, No. u201401488, Publ. 25.06.14, Bulletin No.12 (*in Ukrainian*).
6. **Kholodov A. M.** (1986). Proektirovanie mashin dlia zemlianykh rabot [Design of earthworks machines]. Kharkov, 272 (*in Russian*).
7. **Pugin K. G., Burgonutdinov A. M.** (2011). Mashiny dlia stroitelstva, remonta i sodержaniia avtomobilnykh dorog [Machines for the highways construction, repair and maintenance]. Perm, 2011. Part 1. Dorozhnye katki i odnokovshovye pogruchiki [Road rollers and single-bucket loaders], 172 (*in Russian*).
8. **Mischuk D. O., Khodnevykh M. M., Balaka M. M.** (2019). Tekhnologichni funktsii hidrotsylindra strily frontalnoho navantazhuvacha [Technological functions of the hydraulic cylinder for the front loader boom]. Vibratsiia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh [Vibration in engineering and technology]: abstract of the XVIII International scientific and technical conference, October 23–25, 2019. Kyiv: KNUCA Publ., 150–152 (*in Ukrainian*).
9. **Anurev V. I.** (2001). Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ia [Handbook of the constructor-mechanical engineer]: In 3 volumes. Moscow, Vol. 1, 920 (*in Russian*).
10. **Pysarenko H. S. Kvitka O. L., Umanskyi E. S.** (2004). Opir materialiv: pidruchnyk [Strength of materials: textbook]. Kyiv, 655 (*in Ukrainian*).

Selection and calculation of main parameters for loader bucket with side unloading

Volodymyr Rashkivskyi¹, Maksym Balaka²,
Oleksandr Teteriatnyk³

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. Single-bucket front loaders are used widely in road construction. In some cases, their use is more rational than traditional digging and earth-moving machines. Front loaders have a higher bucket capacity per unit weight, high maneuverability and lower operating costs compared to single-bucket excavators. This allows you to develop grounds in small bottoms without compromising productivity.

Improvement of the loader use effectiveness throughout the year can be achieved by armory it with replaceable working equipment. The existent

working equipment range contains buckets for various purposes (main, reduced, enlarged, with forced unloading, frame, two-jaw, with side unloading, etc.).

The bucket design with side unloading, calculation of its main parameters and control system are presented in paper. The loader with such replaceable working equipment can be used in construction during loading and unloading operations, in the mining industry, and as mechanized detachments part of the Ministry of Emergency Situations during emergency recovery operations.

Keywords: bucket with side unloading, bucket control system, loader.

УДК 624.132

Дослідження робочих органів землерийних машин безперервної дії

Євгеній Горбатюк¹, Леонід Пелевін²,
Олександр Терентьєв³, Анатолій Свідерський⁴

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

¹gorbatiuk.iev@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8148-5323>

²pelevin.lie@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-4010-8556>

³terentiev.oo@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-6995-1419>

⁴sviderskyi.at@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-0005-7969>

Received: 01.09.2021; Accepted: 30.11.2021

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0402>

Анотація. Землерийна техніка у високорозвинених країнах займає провідне місце серед самохідної і причіпної техніки різного призначення.

В основі такої техніки лежать науково-технічні принципи створення високошвидкісних низькоенергоємних технологій і машин для руйнування природних та штучних середовищ (грунтів, порід, мулів, залізобетонів, цегли тощо) в різних умовах (наземних – дорожніх, оброблення сільськогосподарських земель, інженерно-військові і аварійно-рятувальні роботи, очистка ґрунтів від забруднень, меліорація, створення траншей, каналів, котлованів, окопів, сховищ тощо; підземних – видобування корисних копалин, будівництво тунелів тощо).

Машини безперервної дії – це такі машини, у яких робочий орган протягом всього часу роботи контактує з об'єктом впливу (грунтом) і всі технологічні операції виконуються водночас та безперервно.

Робочі органи машин безперервної дії мають можливість розробки міцних ґрунтів без попереднього розпушення.

При роботі машин безперервної дії процес їх роботи поділяється на два процеси: процес різання ґрунту у забої та процес екскавації ґрунту з зони різання з подальшим його викиданням з забою.

В статті виконано огляд нових динамічних робочих органів землерийних машин. Наведені описи, креслення, виділені основні недоліки та переваги. В результаті синтезу існуючих робочих органів розроблено новий динамічний робочий орган.

Ключові слова: машини безперервної дії, дисковий робочий орган, траншеєкопач, землерийні машини.

ВСТУП

Земляні роботи – один із наймасовіших процесів будівництва. Однією із найенергоємніших робіт є розробка міцних та мерзлих ґрунтів.

Машини для земляних робіт застосовують в промисловому та цивільному будівництві при плануванні майданчиків, розробці котлованів, траншей, в авто- і залізничному будівництві – при влаштуванні виїмок, насипів земляного полотна і т.п.

При розробці мерзлих та високоміцних ґрунтів широке застосування знайшли машини як з начіпним, так і причіпним робочим обладнанням статичної та динамічної дії. Розробка ґрунтів такими робочими органами пов'язана з великими витратами енергії, так як при цьому необхідні додаткові пристрої для його екскавації.

Одним з шляхів інтенсифікації розробки міцних ґрунтів є використання машин безперервної дії, побудованих на принципах динамічного руйнування ґрунтів, найчастіше за все з дисковими робочими органами [1].

МЕТА РОБОТИ

Метою роботи є дослідження робочих органів машин безперервної дії та розробка рекомендацій щодо вдосконалення їх конструкцій з метою зменшення енергоємності розробки ґрунту.

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ

Машина для земляних робіт – головний засіб механізації земляних робіт в будівництві, видобутку корисних копалин, меліорації, військово-інженерній справі, бурінні свердловин, освоєнні надр Світового океану і космічних об'єктів [2].

При виготовленні траншей для укладання інженерних комунікацій (електричних та телеграфних кабелів, трубопроводів) та протипожежних траншей застосовують одноківшеві, ланцюгові та роторні екскаватори, які мають або велику металоємність або малу продуктивність та велику енергоємність [3].

Зменшення енергоємності можна досягнути трьома шляхами [4, 5]:

- 1) видаленням розробленого ґрунту з зони різання;
- 2) зменшенням сили взаємодії різальних елементів з ґрунтом;
- 3) симбіозом обох попередніх факторів.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

На кафедрі Будівельних машин [6] КНУБА проводяться роботи із створення траншеєкопачів безперервної дії, що мають мінімальну енергоємність розробки ґрунту.

В загальному вигляді траншеєкопачі, що розроблені складаються з базових машин, позаду яких встановлена стійка з дисковим робочим органом, при чому ґрунт розробляється з одночасним рухом базової машини та диску (Рис. 1).

При русі базової машини 1 (Рис. 1), на якій встановлено секторний робочий орган 2 [7], стійка з робочим органом опускається, вал гідромотору обертається, диск 3, що заглиблюється у ґрунт, а різальні елементи 4 (Рис. 2) починають його розробляти.

При розробці ґрунту на різальні елементи 4 діють сили різання ґрунту, які можна розкласти на три складові: дотичну P , нормальну N (Рис. 1), осьову Q (Рис. 2) [8]. Осьова складова сили різання ґрунту Q та сила тяги базової машини 1, діючи на сектори 3 (що знаходяться у ґрунті), намагаються зігнути сектори 3 у напрямку протилежному руху базової машини.

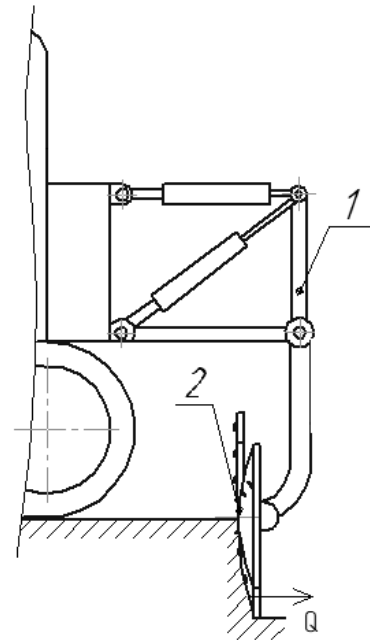


Рис. 1. Базова машина з встановленим робочим органом

Fig. 1. Basic machine with set working body

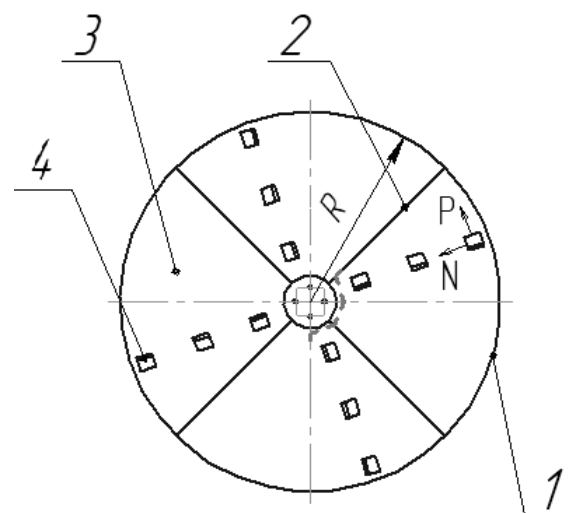


Рис. 2. Загальний вигляд секторного робочого органа

Fig. 2. General view of the sectoral working body

За рахунок пружності секторів 3 запасасться потенційна енергія (акумулюється).

Так як ґрунт, має різну міцність, то при обертанні робочого органу, він при переході від більш міцного ґрунту на слабкий (менш міцний), осьова складова сили різання Q зменшується і за рахунок акумульованої потенційної енергії, різальні елементи 4 виконують удар по масиву ґрунту, створюючи в ньому додатково напружений стан, зменшуючи енергоємність розробки ґрунту.

Таким чином, перевагою такого робочого органу є зменшення енергоємності розробки ґрунту, яке досягається за рахунок створення додатково напруженого стану в ґрунті.

При русі базової машини, на якій встановлено робочий орган з двома дисками [9], стійка 2 встановлена в робоче положення, а гідромотор 1 передає крутний момент через ступицю 4 на ґрунторуйнуючий диск 10, який на шарнірах 3 та 8 встановлено через поперечину 6, а також на ґрутовиносний диск 5 (Рис. 3).

При обертанні ґрунторуйнуючого диска 10, ґрунторуйнуючі елементи 7, що закріплені на поперечині 6, та ґрунторуйнуючі елементи 11, що закріплені на напівдисках 9 розроблюють ґрунт та виносять із забою.

При розробці міцних ґрунтів, більша складова сила різання ґрунту, що діє на ґрунторуйнуючий диск 10, яка передається через напівдиски 9 на шарніри 15, тягач 16 через шарніри 14 на шайбу 13 і стискають пружний елемент 17. Напівдиски 9 відхиляються в бік ґрутовиносного диска 5 на кут α , при цьому розробка міцного ґрунту буде виконуватись ґрунторуйнуючими елементами 7, що встановлені на поперечині 6, а розроблений ґрунт потраплятиме на ґрутовиносний диск 5 і ґрутовиносними елементами 12 буде видалятися із забою, при цьому ґрунторуйнуючі елементи 7 утворюють попередньо напружений стан у ґрунті, що дозволить додатково ґрунторуйнуючим елементам 11 розробляти незруйновані елементи ґрунту, які потрапляють на ґрутовиносний диск 5 і виносяться із забою.

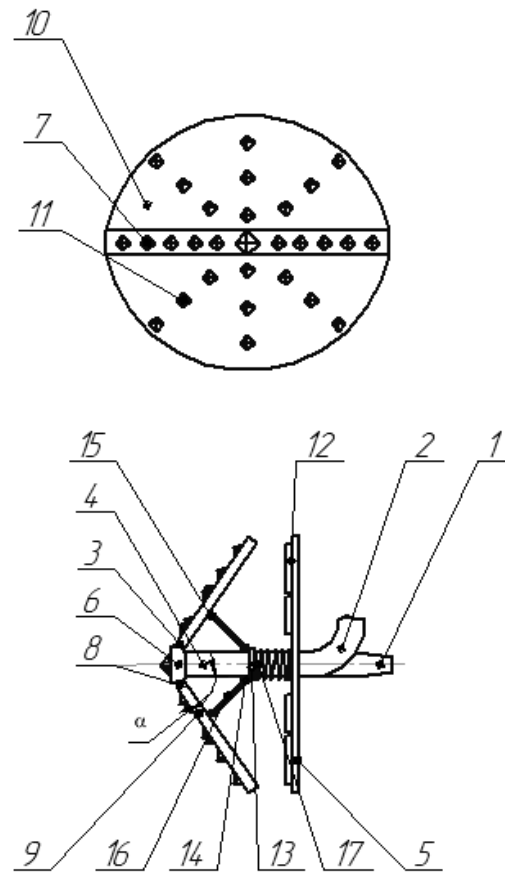


Рис. 3. Динамічний робочий орган з двома дисками

Fig. 3. Dynamic workbench with two disks

Розглянемо робочий процес руху частинок ґрунту по лопаткам ґрутовиносного диска 5 динамічного робочого органу з двома дисками.

Рівняння руху частинки ґрунту по лопаткам будуть такими [10]:

$$\begin{aligned} Y &= R_i \cos \varphi; \\ Z &= R_i \sin \varphi + V_m t; \\ X &= V_x t, \end{aligned} \quad (1)$$

де V_m – швидкість подачі робочого органу на забій; V_x – швидкість руху частинок ґрунту вздовж осі x ; R_i – відстань до осі z i -ї частинки ґрунту, φ – кут повороту робочого органу.

Враховуючи, що $\varphi = \omega t$, перетворимо систему (1) до наступного вигляду:

$$\begin{aligned} Y &= R_i \cos \omega t; \\ Z &= R_i \sin \omega t + V_m t; \\ X &= V_x t. \end{aligned} \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість робочого органа.

Для знаходження кінематичних параметрів продиференціюємо кожне рівняння системи (2), визначаємо проекції швидкостей частинки ґрунту, що рухається по лопатці:

$$\begin{aligned} V_y &= dy / dt = -R_i \omega \sin \omega t; \\ V_z &= dz / dt = R_i \omega \cos \omega t + V_m; \\ V_x &= dx / dt = V_x. \end{aligned}$$

Поділяючи змінні отримаємо у диференціалах:

$$\begin{aligned} dy &= -R_i \omega \sin \omega t dt; \\ dz &= (R_i \omega \cos \omega t + V_m) dt; \\ dx &= V_x dt. \end{aligned} \quad (3)$$

Швидкість взаємодії лопаток з частинками ґрунту

$$V = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2},$$

або враховуючи рівняння (3):

$$V = \sqrt{R_i^2 \omega^2 + V_m^2 + V_x^2 + 2R_i \omega V_m \cos \omega t} \quad (4)$$

Враховуючи рух робочого органа, частинки ґрунту по лопаткам, які виконані у вигляді частини еліпсу, рухається по еліпсоїду обертання, рівняння якого має вигляд:

$$1 - X^2 = K^2(Y^2 + Z^2), \quad (5)$$

де коефіцієнт K залежить від напівосей еліпсоїда, які мають однакову довжину, і дорівнює:

$$K = \frac{1}{a^2} = \frac{1}{b^2},$$

де a та b – рівні напівосі еліпсоїда обертання.

Підставляючи систему рівнянь (2) в рівняння еліпсоїду обертання (5), отримуємо:

$$1 - V_x^2 t^2 = (R_i^2 \cos^2 \omega t + R_i^2 \sin^2 \omega t + V_m^2 t^2 + 2R_i V_m t \sin \omega t) K^2.$$

або

$$1 - V_x^2 t^2 = (R_i^2 + V_m^2 t^2 + 2R_i V_m t \sin \omega t) K^2.$$

Після перетворень отримаємо:

$$R_i^2 + 2R_i V_m t \sin \omega t + V_m^2 t^2 - \frac{1 - V_x^2 t^2}{K^2} = 0.$$

Звідси

$$R_i = \frac{\sqrt{V_x^2 t^2 - V_m^2 K^2 t^2 \cos^2 \omega t - 1}}{K} - V_m t \sin \omega t. \quad (6)$$

Перевагою такого робочого органу є те, що напівдиски 9 відхиляються в бік ґрунтовиносного диску 5 на кут, при цьому ґрунторуйнуючі елементи 7 утворюють поперечно напружений стан у ґрунті, що дозволить додатково ґрунторуйнуючим елементам 11 розробляти незруйновані елементи ґрунту, які потрапляють на ґрунтовиносний диск 5 і виносяться із забою, що підвищить продуктивність робочого органу землерийної машини.

При обертанні дискового робочого органу (Рис. 4) [11] та руху базової машини на забій, різальні елементи 4 вступають у контакт з ґрунтом клиновидними зубцями 7 та 8 (Рис. 5), своїми ріжучими кромками 9 та передніми гранями 10 з гребнями 11, при цьому завдяки дії пружного елемента 14 (Рис. 6) клиновидні зубці 7 та 8 у вихідному положенні знаходяться на відстані a один від одного і утримуються на поперечині 6 завдяки пальцям 15.

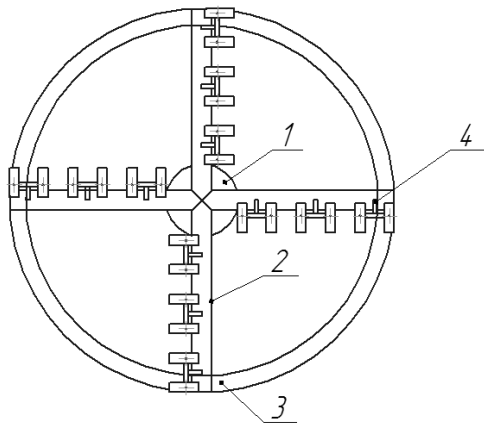


Рис. 4. Дисковий робочий орган з клиновидними зубцями

Fig. 4. Disk working body with cranial teeth

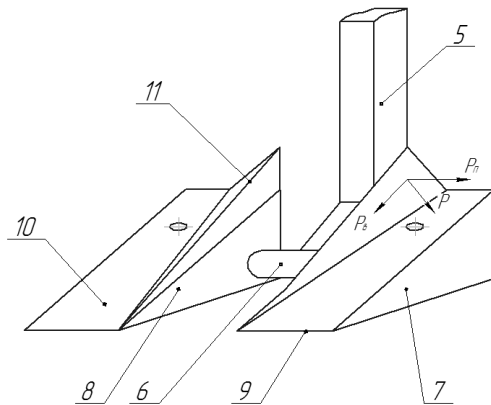


Рис. 5. Клиновидні зубці

Fig. 5. Cranial teeth

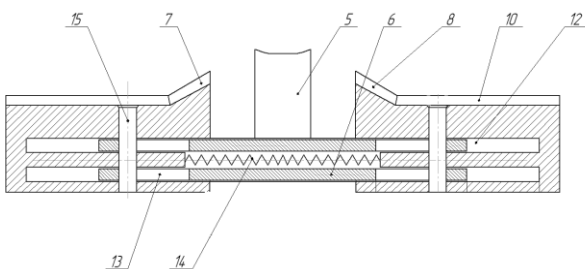


Рис. 6. Клиновидні зубці у розрізі

Fig. 6. Cranberry teeth in section

При контакті передніх граней 10 клиновидних зубців 7 та 8 з ґрунтом, в ґрунті виникає сила різання, яку можна умовно розкласти на дотичну та нормальну.

Дотична сила P (Рис. 5) має напрям паралельно траєкторії різання і прикладається

як до передніх граней 10, так і до гребенів 11, кожного з клиновидних зубців 7 та 8, а нормальна складова N – перпендикулярна траєкторії різання. Дотичну силу різання P , що діє на гребні 11 клиновидних зубців 7 та 8 можна розглядати як складову двох сил: P_v – направлений вздовж напрямку руху різального елемента; P_n – перпендикулярний напрямку руху різального елемента. Сила P_n , діючи на похилу грань гребнів 11, намагається подолати зусилля пружного елемента 14 і зсунути клиновидні зубці 7 та 8 відносно поперечини 6.

При роботі в слабких ґрунтах, тобто коли $P_n < F$, де F – сила, необхідна для повної деформації пружного елемента 14, клиновидні зубці 7 та 8 віддалені один від одного на відстань a завдяки пружного елемента 14 (Рис. 6) та розроблюють ґрунт окремо в режимі блокованого різання, як ножі з боковими гребнями. При цьому досягається максимально можлива продуктивність робочого органу землерийної машини з реалізацією повної потужності приводу.

Якщо в процесі роботи робочий орган землерийної машини зустрічається з міцними ґрунтами, тоді дотична сила різання буде зростати ($P_n > F$), пружний елемент 14 почне деформуватись і клиновидні зубці 7 та 8 будуть зближатись на певну відстань, тим самим зменшуючи ширину прорізи, не потребуючи втручання оператора машини, але однаково буде реалізована повна потужність приводу, зберігаючи можливість розробки більш міцних ґрунтів.

Якщо дотична сила різання зросте настільки, що $P_n \geq F$, то клиновидні зубці 7 та 8 змикаються та утворюють єдиний різальний елемент, що має єдину ріжучу кромку, передню грань, на якій посередині знаходиться єдиний гребінь. При взаємодії такого різального елемента з міцним ґрунтом, гребінь набуває розколюючі властивості, що дозволяє працювати робочому органу землерийної машини при розробці мерзлих та скельних ґрунтів, реалізуючи повну потужність приводу.

Перевагою такого робочого органу є те, що робочий орган землерийної машини автоматично регулює ширину прорізи у ґрунтах, чим досягається максимально можлива

продуктивність робочого органу в залежності від міцності ґрунту, що розробляється.

В результаті аналізу та синтезу існуючих конструкцій робочих органів машин безперервної дії, було розроблено новий робочий орган траншеєкопача [12] (Рис. 7).

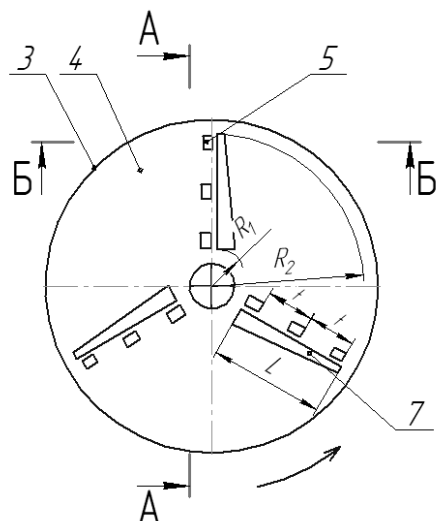


Рис. 7. Робочий орган траншеєкопача

Fig. 7. Working body of a trench excavator

При русі базової машини, на якій встановлено траншеєкопач стійка 1 опускається, вал гідромотору 2 обертає диск 3 (Рис. 8).

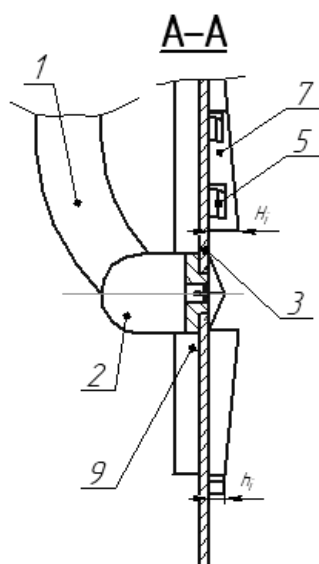


Рис. 8. Розріз А-А робочого органу траншеєкопача

Fig. 8. Section A-A of the working body of the trench digger

Диск 3 робочою площиною 4 заглиблюється у ґрунт і різальні елементи 5 своїми робочими кромками 6 зрізують шар ґрунту. Площина зрізу кожного різального елемента 5 дорівнює [13]:

$$S_{зрі} = k_{бок}^2 h_i^2 \operatorname{ctg} \gamma,$$

де $k_{бок} = 0,8 \dots 0,95$ – коефіцієнт глибини частини прорізу [14], що розширюється; γ – кут нахилу сторони перерізу частини прорізу, що розширюється (Рис. 9).

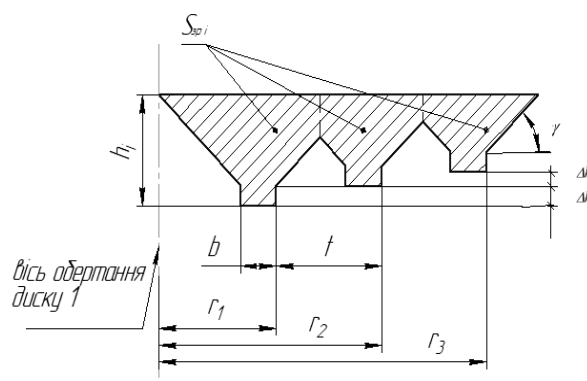


Рис. 9. Площина зрізу

Fig. 9. Cut plane

Площина зрізу $S_{зрі}$ кожного різального елемента 5 по мірі віддалення від центру диска 3 зменшується, у зв'язку зі зменшенням глибини різання різальними елементами 5 від центру диска 3 до його периферії. Відомо, що сила різання ґрунту залежить від площини зрізу, тобто дотична сила різання $F_{різi}$, що припадає на кожен різальний елемент 5 буде зменшуватись пропорційно величині віддалення різального елемента 5 від центру диска 3, що дозволяє на кожній траєкторії різання відтворити однаковий крутний момент відносно центру обертання диска 3:

$$M = r_i \cdot F_{різi}.$$

Така робота даного механізму зменшує динаміку навантаження на диск 3, так як, весь ґрунт, що зрізується різальними елементами 5, видаляється забірними лопатками 7 і поступає крізь радіальні прорізи 8 на

грунтовиносні елементи 9 (Рис. 9), де за рахунок відцентрових сил видаляється з трапези. Площа S отворів радіальних прорізів 8 дорівнює сумі площин поперечних перерізів усіх різальних елементів 7, що знаходяться у ряду їх розташування, тобто:

$$S = B(R_2 - R_1) = \sum S_{зрі} ,$$

де $\sum S_{зрі}$ – сума площин поперечних перерізів усіх різальних елементів 5.

Розглянемо математичну модель процесу руху частинки ґрунту по лопаткам, для цього позначимо сили, які діють на частинку ґрунту (Рис. 10).

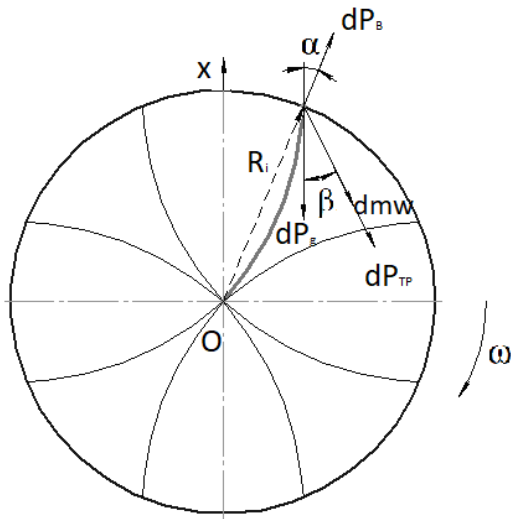


Рис. 10. Схема сил, що діє на частинку ґрунту, при русі по ґрунтовиносній лопатці

Fig. 10. The scheme of forces acting on a piece of soil, when moving on a primer blade

Рівняння сил, які діють на частинку ґрунту, яка рухається по лопаткам. Спроекувавши всі сили, що діють на частинку ґрунту на вісь x отримаємо:

$$dP_в \cdot \sin \alpha - dP_тр \cdot \sin \beta - dP_g - dm \cdot w \cdot \sin \beta = 0 ,$$

де $P_в$ – сила, потрібна для викидання частинки ґрунту з лопатки з деякою швидкістю; $P_тр$ – сила тертя, що діє на частинки ґрунту який рухається по лопатці; P_g – сила тяжіння частинки ґрунту; dm – маса

елементарної частинки ґрунту; w – прискорення частинки ґрунту.

Величина сили тертя дорівнює:

$$P_тр = k \cdot P_n , \quad (7)$$

де k – коефіцієнт тертя частинки ґрунту по сталевим лопаткам, P_n – сила нормального тиску, дорівнює:

$$P_n = mg \cos \beta . \quad (8)$$

Величина сили тертя дорівнює:

$$P_тр = kmg \cos \beta . \quad (9)$$

Сила тертя, що діє на частинки ґрунту, який рухається по лопаткам, дорівнює:

$$dP_тр = kg \cos \beta \cdot dm . \quad (10)$$

Сила тяжіння, як відомо, дорівнює:

$$dP_g = gdm . \quad (11)$$

Прискорення частинки ґрунту дорівнює:

$$w = \omega^2 \cdot R_i . \quad (12)$$

Звідси сила, потрібна для викидання частинки ґрунту з ґрунтовиносної лопатки дорівнює:

$$dP_в = \left(\frac{kg \sin \beta \cos \beta + g + \omega^2 R_i \sin \beta}{\sin \alpha} \right) dm .$$

Використання робочого органу машин безперервної дії з удосконаленою конструкцією дозволяє зменшити енергоємність розробки ґрунту, за рахунок зменшення опорів ґрунту руйнуванню завдяки повному виносу ґрунту із зони різання, а також за рахунок відтворення однакового крутного моменту на диску 3 відносно різальних елементів 5 відносно центру обертання диску 3 і досягається зменшення динамічних навантажень.

ВИСНОВКИ

Таким чином, в результаті дослідження робочих органів машин безперервної дії зроблено висновок, що їх основним спільним недоліком є неможливість повного виносу ґрунту із зони різання робочого органу. Розроблений вдосконалений робочий орган машин безперервної дії зі зменшеною енергоємністю розробки ґрунту на основі аналізу існуючих робочих органів, з урахуванням їх недоліків та переваг.

Шляхами вдосконалення робочих органів машин безперервної дії є:

- 1) зменшення сили взаємодії різальних елементів з ґрунтом;
- 2) видаленням розробленого ґрунту із зони різання;
- 3) симбіозом обох попередніх факторів.

В подальшому будуть розроблені та приведені як теоретичні, так і інженерні розрахунки вдосконалених робочих органів машин безперервної дії.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Хмара Л. А.** Машини для земляних робіт: навч. посіб. / Л. А. Хмара, С. В. Кравець, В. В. Нічке, Л. В. Назаров, М. П. Скоблюк, В. Г. Нікітін; під заг. ред. проф. Л. А. Хмари та проф. С. В. Кравця. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557 с.
2. **Тетерятник О.** Аналіз конструкцій та концепції розвитку компактного екскаваторного обладнання / О. Тетерятник, О. Костенюк, А. Фомін // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К., 2018. – Вип. 92. – С. 56–62. <https://doi.org/10.31493/gbdmm1892.0401>.
3. **Лівінський О. М.** Будівельна техніка: підручник / О. М. Лівінський, А. Д. Єсипенко, О. І. Курок і ін.; під заг. ред. О. М. Лівінського. – К.: КНУБА, Українська академія наук, “МП Леся”, 2013. – 614 с.
4. **Theoretical aspects of modern engineering: collective monograph** / Hnes L., etc. International Science Group. Boston: Primedia eLaunch, 2020. 356 p. Available at: <https://doi.org/10.46299/ISG.2020.MONO.TECH.III>.
5. **Pelevin L.** Developing a mathematical substantiation for the physical modelling of the soil-ripping equipment work process / L. Pelevin, Ie. Gorbatyuk, S. Zaichenko, V. Shalenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – vol. 6, no. 2 (90): Information technology. Industry control systems. – pp. 52–60. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.118429>
6. **А.с. SU1681035A1.** Навесное оборудование землеройной машины / Федоров П.С., Баладинский В.Л., Пелевин Л.Е., Костенюк А.А., Гаркавенко А.Н., опубл. 30.09.91, Бюл. №36
7. **Секторний робочий орган землерийної машини:** Патент на корисну модель №133617. Україна. МПК Е 02 F 5/08 (2006.01), Е 02 F 3/18 (2006.01). Пелевін Л.Є., Азенко А.В., Горбатюк Є.В. – №u201812016; заявл. 05.12.2018; опубл. 10.04.2019, Бюл. №7.
8. **Горбатюк Є. В.,** Комоцька С. Ю. Визначення раціональної області використання робочого органа з орієнтованими потоками виносу ґрунту // Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Всеукр. міжвід. збірник наукових праць, - К.: КНУБА, 2006. - Вип. 67 - С. 66-68.
9. **Робочий орган землерийної машини:** Патент на винахід №118922. Україна. МПК Е 02 F 3/24 (2006.01), Е 02 F 3/18 (2006.01), Е 02 F 5/08 (2006.01). Пелевін Л. Є., Азенко А. В., Горбатюк Є. В., Фомін А. В. – №a201711713; заявл. 30.11.2017; опубл. 25.03.2019, Бюл. №6.
10. **Пелевін Л. Є.** Дослідження руху частинок ґрунту по ґрунтовиносним лопаткам робочих органів динамічної дії / Л. Є. Пелевін, А. В. Азенко, Є. В. Горбатюк // Автомобільний транспорт: збірник наукових праць. – Харків: ХНАДУ, 2019. – Вип. 44. – С. 87-91. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.44.0.87>
11. **Робочий орган землерийної машини:** Патент на корисну модель №126621U. Україна. МПК Е 02 F 5/08 (2006.01). Азенко А. В., Пелевін Л. Є., Горбатюк Є. В., Фомін А. В. – №u201801156; заявл. 07.02.2018; опубл. 25.06.2018, Бюл. №12.
12. **Траншескопач:** Патент на корисну модель №138112. Україна. МПК Е 02 F 5/08 (2006.01). Пелевін Л. Є., Азенко А. В., Горбатюк Є. В. – №u201903315; заявл. 02.04.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. №22.
13. **Пелевін Л. Є.,** Назаренко І. І., Горбатюк Є. В., Свідерський А. Т., Аржаєв Г. О. Створення основ теорії передачі енергії робочо-

ми рідинами в динамічних системах приводів машин: монографія. – К.: Аграр Медіа Груп, 2014. – 144с.

14. **Сукач М. К.** Синтез землерийної і дорожньої техніки: підручник / Уклад.: М. К. Сукач, Є. В. Горбатюк, О. А. Марченко. – К.: Видавництво Ліра-К, 2013. – 376 с.

REFERENCES

1. **Khmara L. A., Kravets S. V., Nichke V. V., Nazarov L. V., Skobliuk M. P., Nikitin V. H.** (2010). Mashyny dlia zemlianykh robot: navchalnyi posibnyk. Rivne–Dnipropetrovsk–Kharkiv, 557 (*in Ukrainian*).
2. **Teteriatnyk O., Kosteniuk O., Fomin A.** (2018). Analiz konstrukcij ta koncepcij rozvytku kompaktnogo ekskavacijnogo obladnannja. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny, No.92, 56–62. (*in Ukrainian*).
<https://doi.org/10.31493/gbdmm1892.0401>
3. **Livins'kij O. M., Esipenko A. D., Kurok O. I., Pelevin L. E., Smirnov V. M., Voljanjuk V. O.** (2013). Budivel'na tehnika [Building technique]. Kyiv, KNUBA, Ukraïns'ka akademiya nauk, “MP Lesja”, 614 (*in Ukrainian*).
4. **Hnes L. etc.** (2020). Theoretical aspects of modern engineering: collective monograph. International Science Group. Boston: Primedia eLaunch, 356.
<https://doi.org/10.46299/ISG.2020.MONO.TECH.III>.
5. **Pelevin L., Gorbatiuk Ie., Zaichenko S., Shalenko V.** (2017). Developing a mathematical substantiation for the physical modelling of the soil-ripping equipment work process. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 6, No.2(90), Information technology. Industry control systems. 52–60.
<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.118429>
6. **Fedorov P.S., Baladynskyj V.L., Pelevin L.E., Kostenjuk A.A., Garkavenko A.N.** (1991). Navesnoe oborudovanie zemlerojnoj mashyny [Hinged equipment of earth-moving machine]. Patent SSSR SU1681035A1.
7. **Pelevin L.Je., Azenko A.V., Gorbatiuk Je.V.** (2019). Sektorij robochij organ zemlerijnoi' mashyny [Sector working body of the shrew machine]. Patent UA 133617.
8. **Gorbatiuk Je. V., Komoc'ka S. Ju.** (2006). Vyznachennja racional'noi' oblasti vykorystannja robochogo organa z orijentovanyjmy potokamy vynosu gruntu. Girnychi,

budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny, No.67, 66–68 (*in Ukrainian*).

9. **Pelevin L. Je., Azenko A. V., Gorbatiuk Je. V., Fomin A. V.** (2019). Robochij organ zemlerijnoi' mashyny [Working body of the shrew machine]. Patent UA 118922.
10. **Pelevin L. Je., Azenko A. V., Gorbatiuk Je. V.** (2019). Doslidzhennja ruhu chastynok gruntu po gruntovynosnym lopatkam robochih organiv dynamichnoi' dii'. Avtomobil'nyj transport, Vol. 44, 87-91 (*in Ukrainian*).
<https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.44.0.87>
11. **Azenko A. V., Pelevin L. Je., Gorbatiuk Je. V., Fomin A. V.** (2018). Robochij organ zemlerijnoi' mashyny [Working body of the shrew machine]. Patent UA 126621U.
12. **Pelevin L. Je., Azenko A. V., Gorbatiuk Je. V.** (2019). Transhejekopach [Trencher]. Patent UA 138112.
13. **Pelevin L. Je., Nazarenko I. I., Gorbatiuk Je. V., Sviders'kyj A. T., Arzhajev G. O.** (2014). Stvorennja osnov teorii' peredachi energij robochymy ridynamy v dynamichnyh systemah pryvodiv mashyn: monograph. Kyiv, Agrar Media Grup, 144 (*in Ukrainian*).
14. **Sukach M. Gorbatiuk Ie., Marchenko O.** (2013). Synthesis of earthmoving and road machinery: textbook. Kyiv, Publishing house Lira, 376 (*in Ukrainian*).

Research of working bodies a continuous action earthworks machines

Ievgenii Gorbatiuk¹, Leonid Pelevin²,
Olexander Terentyev³, Anatolij Svider'ky⁴

Kyiv National University of
Construction and Architecture

Abstract. Earthmoving equipment in highly developed countries is a leading place among self-propelled and trailed equipment for various purposes.

The basis of such equipment are scientific and technical principles of creation of high-speed low-energy technologies and machines for destruction of natural and artificial environments (soils, rocks, mules, reinforced concrete, bricks, etc.) in various conditions (ground - road, cultivation of agricultural lands, engineering, military and emergency rescue work, cleaning of soils from pollution, reclamation, creation of trenches, canals, which underground - mining, tunnel construction, etc.

Continuous action machines are such machines in which the working body contacts with the object of influence (soil) during the whole time of operation and all technological operations are performed simultaneously and continuously.

Working bodies of continuous-action machines have the ability to develop strong soils without preliminary loosening

During the continuous operation of machines, the process of their work is divided into two processes: the process of cutting soil into slaughter

and the process of excavation of soil from the cutting zone, followed by its ejection from slaughter.

The article provides an overview of new dynamic working bodies of shrew machines. The descriptions, drawings, highlighted the main disadvantages and advantages. As a result of the synthesis of existing working bodies, a new dynamic working body was developed.

Keywords: continuous machines, disc working body, trench digger, shrew machines.

Сьома міжнародна науково-практична конференція «Transfer of Innovative Technologies 2021»

Михайло Сукач

Київський національний університет будівництва і архітектури
Повітрофлотський проспект 31, Київ, Україна, 03680
msukach@ua.fm, <https://orcid.org/0000-0003-0485-4073>

Received: 18.08.2021; Accepted: 23.09.2021
<https://doi.org/10.32347/gbdmm.2021.98.0601>

Анотація. З 19 по 20 травня у Київському національному університеті будівництва і архітектури проведено VII міжнародну науково-практичну конференцію «Transfer of Innovative Technologies 2021». На ній були представлені креативні ідеї, інноваційні проекти й практичні розробки в галузях будівництва, архітектури, розв'язання нагальних проблем інженерії й проектування об'єктів, захисту навколишнього середовища, сучасні тенденції в інформаційних технологіях та ін. На конференції, яка відбувалась в режимі відеоконференцзв'язку, прийняли участь вітчизняні науковці, викладачі та студенти навчальних закладів, представники виробництв, відомі фахівці країн світу. Усього подано 128 заявок від півтори сотні учасників, у тому числі 15 іноземних з Австралії, Польщі, Словаччини, США, Казахстану, Німеччини, Китаю.

Конкурсна комісія визначила кращі роботи в номінаціях: *Презентація, Інноваційний проект, Публікація*, відзначила Дипломами переможців 2021 року. Учасники отримали Сертифікати, а найактивніші – Подяки за проведену роботу, міжнародні наукові зв'язки та організаційну підтримку форуму. В Збірнику матеріалів конференції (онлайн) та в журналі «Transfer of Innovative Technologies», Vol.4, No.1 опубліковано препринт статті, а презентації учасників – на сайті конференції. Кращі роботи рекомендовано до публікації в міжнародних наукових журналах *Transfer of Innovative Technologies, Підводні технології: промислова та цивільна інженерія*. Прийнято рішення щодо підготовки й проведення наступного форуму в 2022 році, залучення до інноваційної діяльності креативних учасників та нових установ, подальшої інтегра-

ції у світовий науковий простір. Оргкомітет дякує всім за представлені матеріали та впровадження інноваційних технологій у життя!

Ключові слова: науково-практична конференція, трансфер інноваційних технологій, інтеграція фахівців, конкурсна програма.

У травні місяці пройшла чергова VII міжнародна науково-практична конференція «Transfer of Innovative Technologies 2021» <https://tit-conference.jimdofree.com>, яка зібрала науковців, виробників підприємств, фахівців і студентів навчальних закладів України та іноземних держав (Рис.1). Спілкування проходило в дистанційному режимі українською, російською та англійською мовами в середовищі Microsoft Teams.

Метою заходу вже традиційно були інтеграція вітчизняних та закордонних фахівців і наукових шкіл у проведенні досліджень, практичному застосуванні енергоощадних, екологічно безпечних технологій; оприлюднення оригінальних творів та авторитетних оглядів з інноваційних технологій у будівництві, архітектурі, інших галузях науки і техніки, інформація з проектування, виробництва та експлуатації промислових, цивільних об'єктів, логістики, а також консолідація фахівців для вирішення проблем антропогенного впливу на природне середовище, сприяння трансферу інноваційних технологій, штучного інтелекту та ін. у різні сфери людської діяльності.

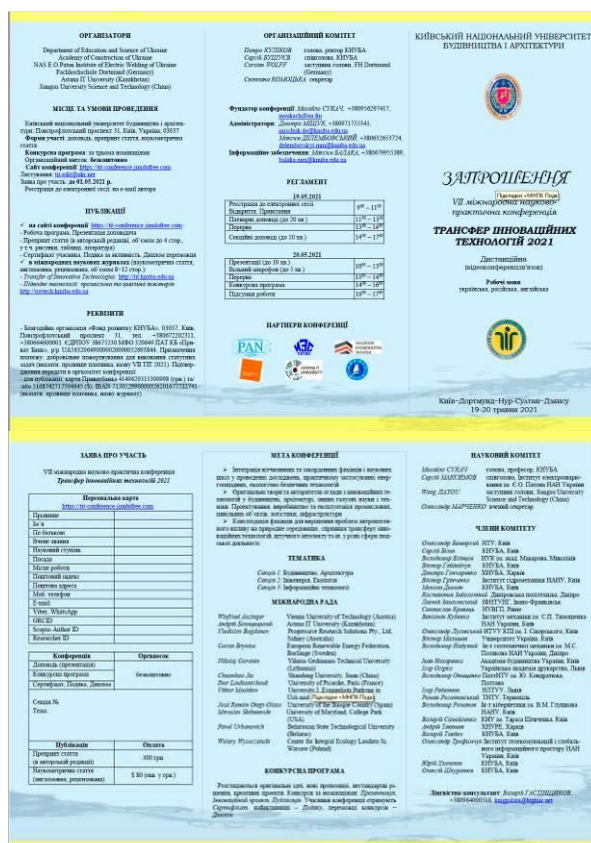


Рис. 1. Запрошення до конференції
Fig. 1. Invitation to the conference

Організаторами конференції виступили Міністерство освіти і науки України та Київський національний університет будівництва і архітектури. Патрнери заходу – Академія будівництва України, Інститут електрозварювання імені Є.О. Патона НАН України, а також зарубіжні інституції – Polska Akademię Nauk (Poland), Fachhochschule Dortmund (Germany), Astana IT University (Kazakhstan), Jiangsu University Science and Technology (China).

Учасників конференції привітали ректор КНУБА Петро Куліков, проректор з наукової роботи Олексій Шкуратов і модератор заходу Михайло Сукач. На **пленарному засіданні** виступили Президент Європейського інституту неперервної освіти Jozef Zatko (Словаччина), головний редактор міжнародного наукового журналу «Автоматизація в будівництві» Miroslav Skibniewski (США), керівник міжнародної наукової конференції «Креативне будівництво» Miklos Hajdu (Угорщина), професор Префектурного уні-

верситету Окаяма Hiroshi Tanaka (Японія), директор ТОВ «Прогресивні наукові рішення» Vladislav Bogdanov (Австралія), представники Центру Інтегральної екології Walery Wysoczański й Mirosław Borkowski (Польща), Ihor Ogirko (Українська академія друкарства), Slavian Radev (Болгарська Академія Наук).

Міжнародні раду складали представники науки й виробництва з 12 країн світу (Австрії, Казахстану, Австралії, Швеції, Литви, Китаю, Франції, Чеської республіки. Іспанії, Сполучених Штатів Америки, Білорусі та Польщі). Адміністраторами конференції були доценти КНУБА Дмитро Міщук, Максим Делембовський, Максим Балака, лінгвістик-консультант – Валерій Гастінщиков.

Запропоновано три форми участі: доповідь (презентація, інноваційний проєкт), публікація препринт статей у Збірнику матеріалів конференції (online), публікація наукометричних статей в рецензованих наукових журналах (*Transfer of Innovative*

Technologies <http://tit.knuba.edu.ua>, Підводні технології: промислова та цивільна інженерія <http://uwtech.knuba.edu.ua>).

Оголошено конкурс науково-дослідних робіт серед викладачів, фахівців виробництва, студентів і здобувачів за категоріями Презентація, Інноваційний проєкт, Публікація відбувався протягом поточного року.

Конференція проходила згідно з регламентом у трьох секціях: Будівництво та Архітектура; Інженерія та Екологія; Інформаційні технології, які очолювали фахівці відповідних

профілів – доктор архітектури, проф. Тамара Панченко, д.т.н., проф. Сергій Білик, д.т.н., проф. д.т.н., проф. Сергій Бушуєв.

Робота першої секції **Будівництво, Архітектура** розпочалась презентаціями авторів з Національного університету Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка та Державного підприємства НДІБК Антон Гасенко «Інноваційні технології геодезичного моніторингу реконструкції багатоповерхової промислової будівлі із зміною її функціонального призначення» і Олександр

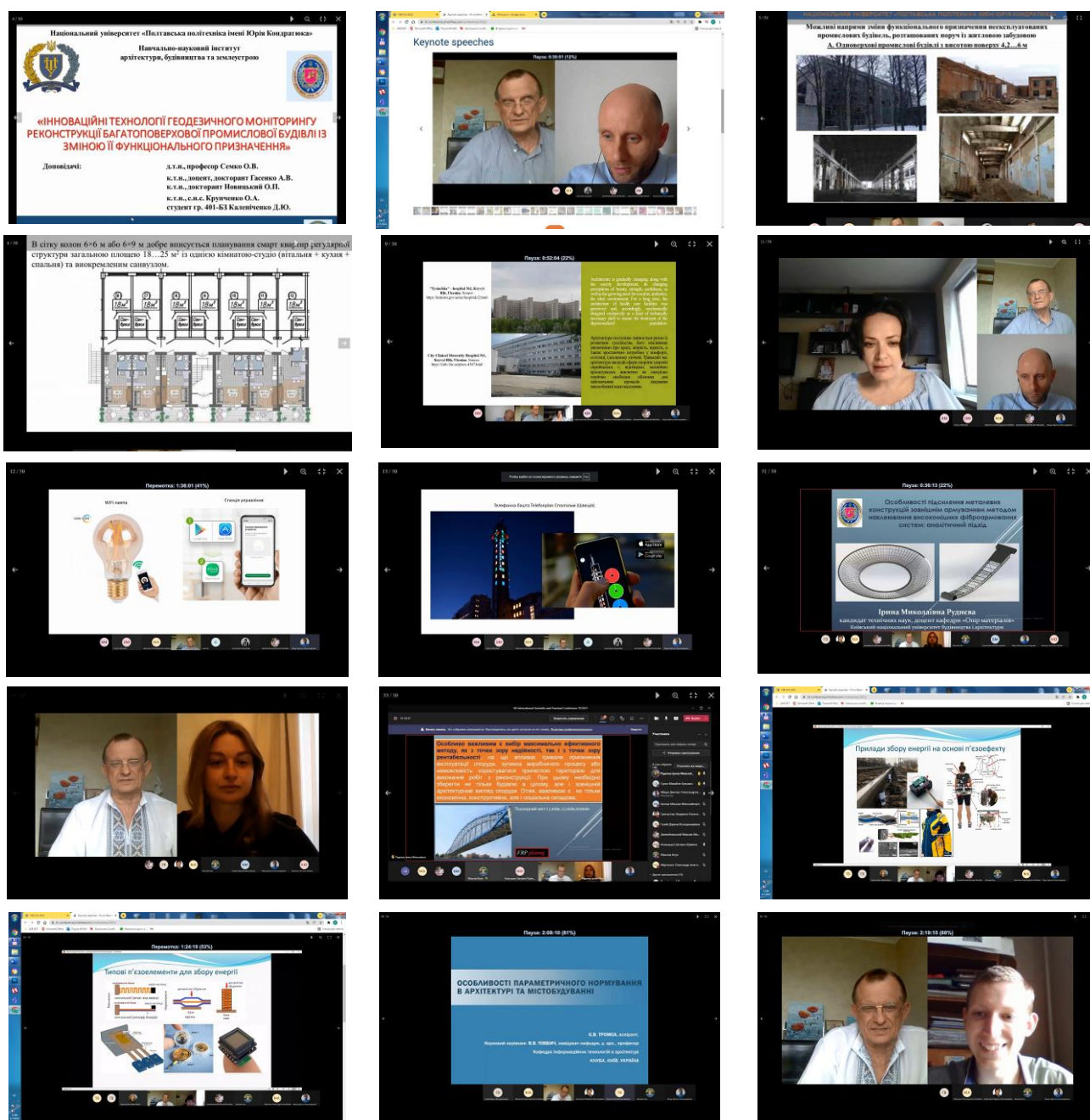


Рис. 2. Перша секція (Будівництво, Архітектура)
Fsg. 2. The first section (Construction, Architecture)

ра Новицького «Використання ґрунтоцементу за технологією cement deep mixing, досвід Японії» (Рис.2).

Ірина Руднева розповіла про підсилення металевих конструкцій зовнішнім армуванням методом наклеювання високоміцних фіброармованих систем: аналітичний підхід, а також застосування лазерного сканування для моніторингу стану будівель та споруд при реконструкції, Ірина Булах – про формування архітектурного простору закладів охорони здоров'я на основі ландшафтного дизайну, Тетяна Шилова з Миколою Осетріним – про облаштування вулиць, що є запорукою поліпшення безпеки руху, а Михайло Кордюков – про виклики для сучасної архітектури й досвід викладання в КНУБА дисципліни «Інженерні системи будівель». Людмила Григор'єва виступила з доповіддю «Piezoelectric devices for energy harvesting in building structures», Валерій Товбич, Наталія Кулініченко, Микола Сисойлов розповіли про закон нормального розподілу ЗТРК-комплексів у структурі містобудівних утворень.

Булі цікаві доповіді Ярини Пузиренко і Ірини Вакулук з Національного університету біоресурсів і природокористування про ландшафтну архітектуру як інструмент створення позитивного іміджу забудовників і мурали у міському просторі Києва, Юлії Данченко з Харківський національний університет будівництва та архітектури про полімеробетон в системах захисту будівельних конструкцій та споруд від корозійно агресивних середовищ, Дарини Гулей (Київбудком) про ревіталізацію промислових будівель за допомогою CLT-панелей, аспіранта Євгенія Тромса (ТОВ Архітектурне бюро One to One, Київ) про особливості параметричного ормування в архітектурі і містобудування. Наталія Кулініченко (Придніпровська державна академія будівництва та архітектури) розповіла про закон нормального розподілу ЗТРК-комплексів у структурі містобудівних утворень, а Дмитро Родь (компанія «Безопасный город», Кривой Рог) про програму «Безпечне місто».

Другу секцію *Інженерія, Екологія* відкрили закордонні науковці Walery Wysochański, Mariusz Bigiel (Warszawa) та Igor Ogirko (Української академії друкарст-

ва) доповіддю «Modele bezpieczeństwa współpracy międzynarodowej i zadania ekologii integralnej w kontekście encykliki „Laudato SI”». Julia Świerżewska (Collegium „Masovia”, Warszawa), Salomea Kaszczewska (Centrum Ekologii Integralnej “Laudato Si”, Warszawa), Wojtek Młodziejewski (Centrum Ekologii Integralnej “Laudato Si”, Sydney) розкрили «Aspekty medyczno-prawne dotyczące żywienia w kontekście bezpieczeństwa ekologicznego żywności» (Рис. 3).

Китайські науковці Jianxin Wang, Yun Zhou, Taikun Fan (Jiangsu Provincial Key Laboratory of Advanced Welding Technology, Jiangsu University of Science and Technology, China) розказали про «Effect of co addition on interface reaction between Sn-Ag-Cu solder and Cu substrate». Доповідь Han Yanfei (Institute of Materials Joining, Shandong University, Jinan), Guo Ning (Shandong Provincial Key Laboratory of Special Welding Technology, Harbin Institute of Technology at Weihai), Feng Jicai (State Key Laboratory of Advanced Welding and Joining, Harbin Institute of Technology) стосувалась проблем «Control weld geometric parameters when wet underwater welding».

Михайло Сукач разом з Анатолієм Кравчуком зосередились на вдосконаленні крано-маніпуляторної техніки для аварійно-рятувальних та відновлювальних робіт, Юрій Абрашкевич і Олександр Марченко на навантаженні абразивних армованих кругів при зміні технологічних параметрів, Володимир Рашківський аналізували існуючі методи формування комплектів технологічного оснащення, Богдан Пашенко і Олександр Литвиненко з Національного університету харчових технологій розробили інструментальний програмний комплекс для імітаційного моделювання процесів мембранного розділення рідких дисперсних систем.

В'ячеслав Приходько (Міжнародна Академія Екології з міжнародного співробітництва та розвитку) займався математичним моделюванням екологічної безпеки на основі баз даних колективного дистанційного доступу: на прикладі зсувних ділянок середнього придніпров'я, а також питаннями управління екологічною безпекою небез-

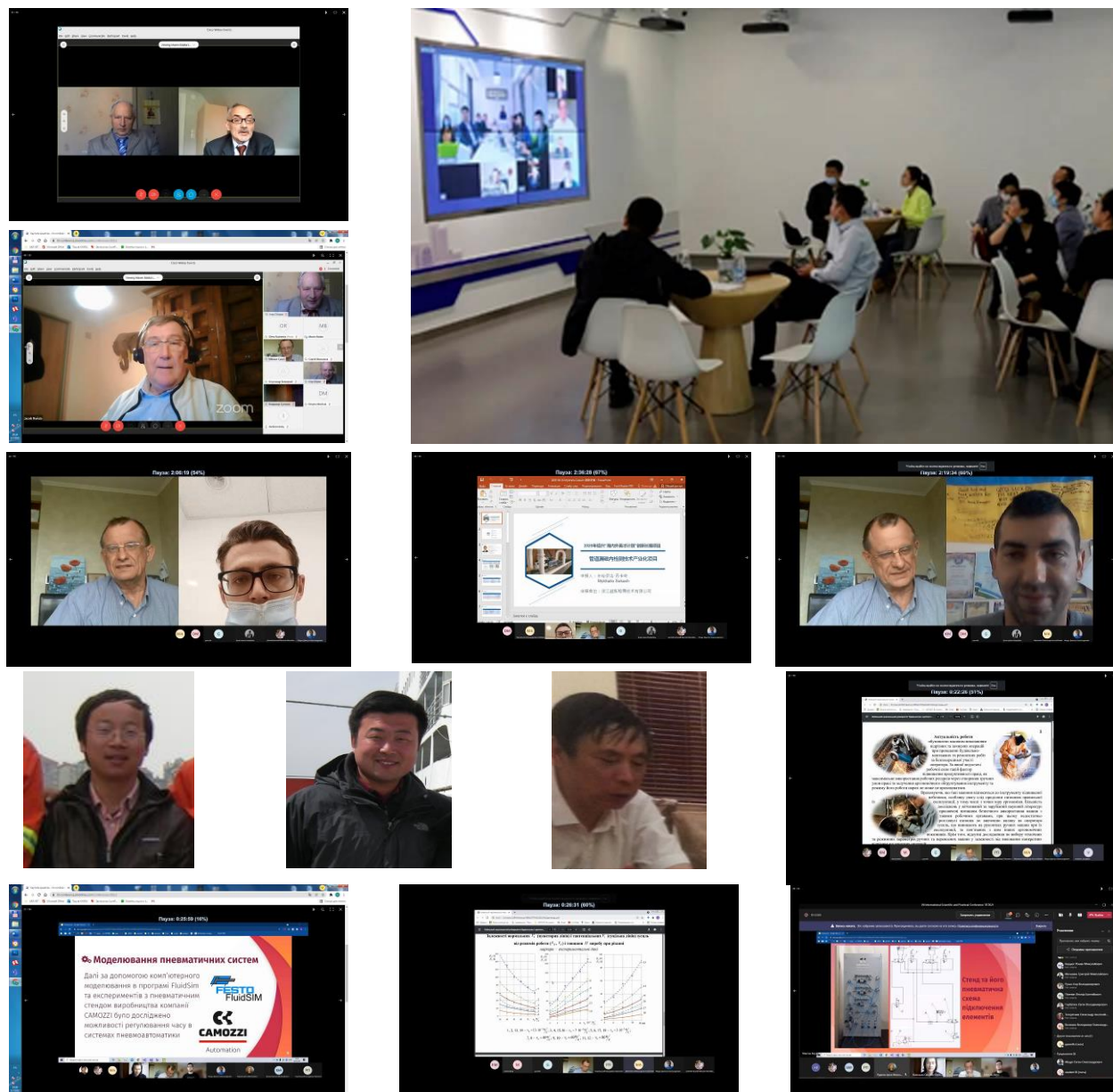


Рис. 3. Друга секція (Інженерія, Екологія)

Fig. 3. Second section (Engineering, Ecology)

печних екзогенних процесів з використанням безпілотних складних технічних систем.

Vitaly Kirilyuk (S.P. Timoshenko Institute of mechanics of NASU) провів «Mathematical modeling of the stress state in an orthotropic electroelastic space with an arbitrary oriented spheroidal cavity (under inner pressure)». Sergey Maksimov, Alla Radzievskaya, Liudmyla Nyrkova, Svitlana Osadchuk (E.O. Paton Electric Welding Institute) опікувались «Corrosion resistance of welded joints made by underwater wet welding».

Групи науковців з Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України (Дніпро) під керівництвом Володимира Надутаго інформували слухачів про «Використання дробарок з хвильовим профілем валків як чинник зниження лещадності шматків мінеральної сировини для будівництва» і «Видобування будівельної сировини заданої крупності і щільності з гірської маси вібраційним методом».

Слово для виступів було надано студентам і аспірантам КНУБА та інших університетів, зокрема Ганні Кім (Критерії ефек-

тивності міні- та мікроекскаваторної техніки), Тарасу Бабенку (Живильник електровібраційний), Сергію Введенському (Розробка робочого обладнання мініекскаватора), Артему Погребняку (Екскаватор траншейний), Дмитру Лемішку (Розробка робочого обладнання бульдозера), Олександрю Мачуському (Підмітально-прибиральна машина), Аллі Кротюк (Землерийна машина безперервної дії з дисковим навісним обладнанням), Антону Сауху (Розробка робочого обладнання кушоріза) Андрію Скрыту (Мобільна подрібнювальна установка), Юрію Телюку (Землерийна машина з динамічним робочим органом), Миколі Бінкіському (Робоче обладнання однокішшевого екскаватора з двосекційною шарнірно сполученою стрілою) та ін.

Представники Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Володимир Супонев і Віталій Рагулін поділились досвідом формування свердловин для підземних інженерних комунікацій гвинтовим робочим органом, а аспірант Олексій Гопонов – визначенням технічної продуктивності ланцюгового екскаватора з різцями, що працюють в умовах критично глибинного різання ґрунтів. Олена Заміховська, Леонід Заміховський, Іван Левицький і Микола Николайчук (Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу) розробили геоінформаційну систему моніторингу стану річкових вод.

Активна комунікація відбувалась у **третій секції Інформаційні технології**, яку розпочав директор австралійської фірми Progressive Research Solutions Pty., Ltd (Sydney) Vladislav Bogdanov, який дослідив «One approach to the problems of impact of fine shells of the S.P. Timoshenko type on elastic half-space». Ігор Бех та Сергій Новак (Київський національний університет імені Тараса Шевченка, Київ) представили нелінійне перетворення сигналів у схемі формального нейрона, а магістрант університету Руслан Смолянінов – додаток IOMT, завдяки якому здійснюється моніторинг пацієнтів для системи IOS/IOMT application that monitors patients for IOS (Рис.4).

Колектив авторів із Харківського національного університету радіоелектроніки на чолі з проф. Андрієм Тевяшевим (Ольга Матвієнко, Гліб Нікітенко, Ігор Шостко, Олег Земляний) представили низку презентацій: «Стохастичну модель і метод оптимізації режимів роботи групи артезіанських свердловин в системах водопостачання», «Інтелектуальну відеоаналітику повітряних об'єктів у реальному часі», «Мережева оптико-електронна система моніторингу повітряного простору». Викладачі ХНУРЕ (Володимир Кобзев, Петро Подпружников, Нонна і Віктор Турло, а також Ірина Панфьорова, Мохамед Алкілані та Зоя Дудар доповіли про «Особливості побудови баз даних у сучасних системах електронного урядування», «Програмний застосунок

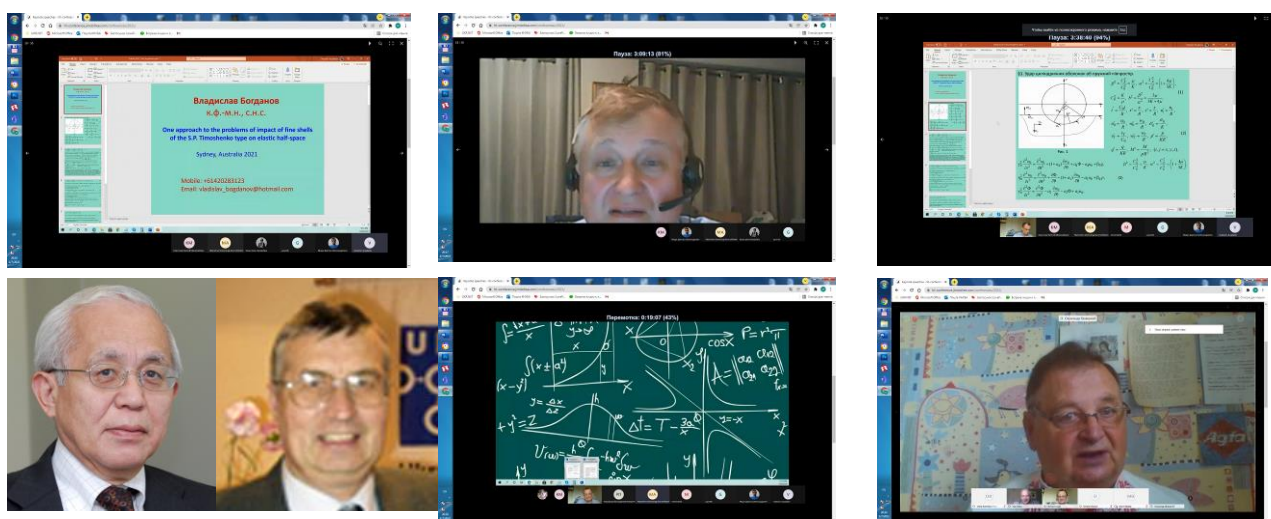


Рис. 4. Третя секція (*Інформаційні технології*)
Fig. 4. Third section (*Information technology*)

для інформаційної системи інклюзивного навчання в університеті», «Вимоги до програмного забезпечення для ефективної організації паралельних обчислень».

Низку питань розглянули студенти ХНУРЕ: Євген Лепеха (Програмні засоби для організації дистанційного навчання дітей шкільного віку), Валерія Даніна (Про використання оцінок квантилів у аналізі симетричності похибок статистичних моделей), Євгенія Федоренко (Технології виявлення точкових аномалій у часових рядах), Сергій Ротаньов (Веб-застосунок для організації інтернет-магазину з інтеграцією систем аналітики трафіка)

Науковці та викладачі КНУБА презентували цікаві проекти: Ольга Соловей (Data preprocessing before clustering with "Outliers"), Анастасія Латанська і Євгенія Шабала (Методи цифрового захисту графічних зображень), Олександр Белов і Максим Делембовський (Моделювання кіберзагроз для інтернет речей), Євген та Дмитро Міщук (Система автоматизації будівельного виробництва на основі ІОТ).

Активну участь в конференції прийняли студенти КНУБА: Андрій Камінський (Розробка інформаційної системи для розпізнавання місцезнаходження користувача), Віктор Петровський (Розробка інформаційної системи моніторингу документообігу корпоративної компанії), Богдан Панчук (Захист інформації при впровадженні систем електронного документообігу в інформаційно-телекомунікаційних мережах), Максим Яценко (Розробка web-сервісу для впровадження в систему заселення до гуртожитку), Дмитро-Орест Пороховник (Розробка генератора шаблонів проектування для «Microsoft Visual Studio»), Юлія Лузіна (Розробка інформаційної підсистеми адміністративного управління лікарнею), Микола Йовко (Розробка підсистеми візуалізації протікання фізичних процесів в об'єкті дослідження), Любомир Федін (Розробка інформаційної системи з продажу комп'ютерної техніки), Владислав Аتماжитов (Розробка підсистеми «ігрова хроніка»), Вячеслав Лігер (Розробка інформаційної підсистеми «спортивний тренер»).

Значний інтерес аудиторії викликали доповіді Микити Горячого (Проектування ін-

формаційної підсистеми управління оптимізації логістичних процесів), Юлії Драга (Інформаційна система управління роботою кав'ярні), Владислава Роменського (Розробка інструментальних засобів візуалізації контенту навчальної програми), Владислава Бабіна (Система захисту інформації від витоку віброакустичними каналами зв'язку), Дмитра Беха (Інформаційна технологія інтелектуального управління захистом банківської діяльності), Владислава Бойко (Захист інформації cgm системи інтернет магазину), Ярослава Вережака (Комплексна система охоронної сигналізації та відеоспостереження по периметру об'єкта), Олексія Верещинського (Волоконні – оптичні технології в розподілених системах моніторингу об'єкту), Ірини Горбачової (Програмний модуль захисту web-систем від атак міжсайтової підробки запитів), Ігоря Грищенко (Захищена конвергентна платформа комп'ютерної телефонії ASTERISK), Олександра Дашкевича (Система безпеки персональних даних користувача на веб-додатках), Ігоря Засухи (Аналіз теоретичних та практичних підходів до управління проектами цифровізації у державному секторі), Романа Трача (Управління розвитком технологій будівництва на основі знань).

Національний транспортний університет було представлено доповідями професорів та аспірантів – Віталія Шкляра, Сергій Федіна («Аналіз завдань технології краудсорсингу для геоінформаційних систем у сфері управління надзвичайними ситуаціями», «Інформаційна технологія підтримки прийняття рішень в умовах ризику та невизначеності виникнення надзвичайних ситуацій»), Олександра Безверхого, Олександра Куценко (Розробка кроссплатформених додатків) та ін.

Велику групу авторів делегував університет з числа своїх студентів, це: The development of a system for displaying the schedule of educational institution, Intelligent system for the student's individual professional development, Optimization of business processes based on the analysis of statistical data from the google analytics service, Development of a mobile application on the movement of passenger transport in Kyiv, Development of a web application for controlling passenger traf-

fic, Information technology for parking areas automation, information technologies for automating the processing of template documents, Information system for distance learning of students, Informational technology for testing web applications with selenium web-driver libraries, Intelligent decision support system for medical diagnostics, System of the electronic journal of grades for universities using a client-server approach, Information system for predicting the results of football matches based on the use of machine learning methods, Information technology for automation of transport data processing using Windows Forms.

Широкою тематикою опікувались магістранти НТУ, якими розглянуто: Automated analysis sphere of management transport objects using a web-site, Information technology for monitoring the work of the municipal bicycle rental service, Protection of information support of a transport institution from computer attacks, Software and information support for the emergency medical service, Information technology of voice control of devices, Decision support information system based on image and text recognition, Training of an autonomous navigation agent using neural Networks, Object-oriented ensuring multicriteria for the justification transport activities.

Нарешті, професори Hiroshi Tanaka з Японії (Okayama Prefectural University) та Сергій Бушуєв (KNUCA) представили «Project development and marketing in the

global oil and gas industry – a constellation of stakeholders co-creating strategic value for the industry».

Підбито підсумки роботи VII міжнародної конференції *Transfer of Innovative Technologies 2021* та визначено переможців щорічного конкурсу робіт у трьох номінаціях, якими стали у 2021 році: Ірина Руднева, КНУБА (*Презентація*), Антон Гасенко, Полтавська політехніка (Інноваційний проєкт), Vlagislav Bogdanov, Progressive Research Solutions Pty, Sidney, Australia (*Публікація*).

За активну участь в роботі конференції отримали Подяки: Людмила Григор'єва (доцент, КНУБА), Євген Тромса (аспірант, керівник проф. Товбич В.В.), Максим Бігун (студент, керівник Комоцька С.Ю.); за міжнародні наукові зв'язки – Jozef Zatko (Nitra, Slovakia), Mirosław Skibniewski (Maryland, USA), Miklos Hajdu (Budapest, Hungary); за організаційну підтримку – Петро Куліков (ректор, КНУБА), Володимир Карпич (ОМДА, Одеса).

Учасникам конференції видано іменні Сертифікати (пронумеровані) із вказанням прізвища автора, теми доповіді (презентації), кількості кредитів (0,4).

Прийнято рішення про публікацію препринт статей (авторська редакція) у Збірнику матеріалів конференції VII TIT 2021 online та оприлюднення на сайті конференції. Кращі роботи рекомендовано до публікації



Рис. 5. Лауреати конкурсів
Fig. 5. Winners of competitions

в міжнародних наукових журналах *Transfer of Innovative Technologies*, *Підводні технології: промислова та цивільна інженерія*.

Оголошено конкурс презентацій, інноваційних проєктів та публікацій на період 2021/22 рр., а також про те, що наступна VIII конференція пройде у травні 2022 р. під гаслом «Creative Construction and Architecture». Оргкомітет подякував усім за участь, надані матеріали та залучення до інноваційних технологій !

Seventh International Scientific and Practical Conference «Transfer of Innovative Technologies 2021»

Mykhailo Sukach

Kyiv National University of Construction and Architecture

Abstract. the 7th International Scientific and Practical Conference "Transfer of Innovative Technologies 2021" was held from May 19 to 20 at the Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture. It presented creative ideas, innovative projects and practical developments in the fields of construction, architecture, solving urgent problems of engineering and facility design, environmental protection, current trends in information technology and others. The conference, which was held by videoconference, was attended by domestic scientists, teachers and students of educational institutions, industry

representatives, well-known experts from around the world. A total of 128 applications were submitted from one and a half hundred participants, including 15 foreign ones from Australia, Poland, Slovakia, the USA, Kazakhstan, Germany and China.

The competition commission determined the best works in the nominations: Presentation, Innovative project, Publication, awarded the Diplomas of the winners of 2021. Participants received Certificates, and the most active – Acknowledgments for their work, international scientific relations and organizational support of the forum. A preprint of the article was published in the Proceedings of the conference (online) and in the journal "Transfer of Innovative Technologies", Vol.4, No.1, and the presentations of the participants were published on the conference website. The best works are recommended for publication in the international scientific journals *Transfer of Innovative Technologies*, *Underwater Technologies: Industrial and Civil Engineering*. A decision was made to prepare and hold the next forum in 2022, to involve creative participants and new institutions in innovation activities, and to further integrate them into the world scientific space. The Organizing Committee thanks everyone for the presented materials and implementation of innovative technologies!

Keywords: scientific and practical conference, transfer of innovative technologies, integration of specialists, competition program.

Правила підготовки рукописів та Приклади оформлення статей наведено на сайті збірника www.gbdtmm.knuba.edu.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 зазначеній у збірнику проблематиці, вимогам ВАК та державних стандартів до наукових статей.

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>.