

Видається з 1996 року
Засновник і видавець
Сумський
національний
аграрний університет

Реєстраційне свідоцтво
КВ № 23691-13531 Р від 21.11.2018 р.

Редакційна колегія серії

Тарельник В.Б., доктор
технічних наук, професор,
редактор, Сумський
національний аграрний
університет (Україна)

Соларьов О.О., кандидат
технічних наук, доцент,
заступник редактора, Сумський
національний аграрний
університет (Україна)

Антошевський Б., доктор
технічних наук, професор,
Келецький технічний університет
(Польща)

Кундера Чеслав, доктор
технічних наук, професор,
Келецький технічний університет
(Польща)

Кирик Г.В., доктор технічних
наук, доцент, Сумський
національний аграрний
університет (Україна)

Лобода В.Б., кандидат фізико-
математичних наук, професор,
заступник редактора, Сумський
національний аграрний
університет (Україна)

Коноплянченко Є.В., кандидат
технічних наук, доцент,
Сумський національний
аграрний університет (Україна)

Довжик М.Я., кандидат
технічних наук, доцент,
Сумський національний
аграрний університет (Україна)

Хінек Рубік, кандидат технічних
наук, Чеський університет наук
про життя (Чехія)

Девід Херак, кандидат технічних
наук, Чеський університет наук
про життя (Чехія)

Сабадаш С.М., кандидат
технічних наук, доцент,
Сумський національний
аграрний університет (Україна)

Думанчук М.Ю., технічний
редактор, Сумський
національний аграрний
університет (Україна)

Міністерство освіти і науки України

ВІСНИК СУМСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО АГРАРНОГО УНІВЕРСИТЕТУ

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

Видається 4 рази на рік.

СЕРІЯ «Механізація та автоматизація виробничих процесів»

ВИПУСК 4 (38), 2019

Antoszewski B. Investigations of resistance to seizing of laser-textured elements 3

Горовий С. О. Розрахунок гідравлічних радіальних та кутових сил гладкого шпаринного ущільнення 7

Solarov A., Perepichay S. Main tensions in the soil under tractor wheels 14

Головченко Г. С. Результати досліджень по очищенню насіння цукрового буряка від дикої редьки в залежності від подачі магнітного порошку зі змішуванням вихідного матеріалу з магнітним порошком на електромагнітних насіннеочисних машинах 19

Сабадаш С. М., Савченко-Перерва М. Ю., Колодненко В.М. Дослідження кінетики процесу сушіння дисперсних продуктів в сушарках із псевдозрідженим шаром інертного носія 25

Сердюк В. В., Руденко В. А., Зубко В. М. Витрати енергії при роботі ударно-сепараційного подрібнювача 28

Рожкова Л. Г. Децентралізація енергопостачання і експлуатаційні характеристики автономних вітроустановок 33

Гецович Е. М., Подригало М. А., Тарасов Ю. В. Прогнозирование требований к эффективности торможения автомобилей 37

Герук С. М., Сукманюк О. М., Калнагуз О. М. До питання історії розвитку електромобілів 42

Ребрій А. М., Рибенко І. О. Впровадження інформаційних технологій в навчальний процес 45

Пилипак С. Ф., Чепіжний А. В. Загальний підхід до знаходження кінематичних характеристик точок веденої ланки плоских механізмів із застосуванням тригранника й формул Френе 48

Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів» наукового журналу «Вісник Сумського національного аграрного університету» належить до фахових видань (наказ Міністерства освіти і науки України від 29.12.2014 р. № 1528)

Науковий журнал «Вісник Сумського національного аграрного університету» індексується в Міжнародних наукометричних базах Index Copernicus, PИHЦ

Матеріали журналу знаходяться у вільному доступі на сайті <https://snau.edu.ua>

Усі статті проходять процедуру таємного рецензування. До публікації в журналі не допускаються матеріали, якщо є достатньо підстав вважати, що вони є плагіатом.

Відповідальність за точність наведених даних і цитат покладається на авторів.

Матеріали друкуються українською та англійською мовами.

У разі цитування посилання на «Вісник Сумського національного аграрного університету» обов'язкове

Друкується згідно з рішенням вченої ради Сумського національного аграрного університету (Протокол №6 від 23.12.2019 р.)

Адреса видавця та виготовлювача:
40021, м. Суми,
вул. Г. Кондратьєва, 160
Телефон: (0542)70-10-42
E-mail: visnyk.snau@gmail.com
<https://snau.edu.ua>

Тираж 300 пр.
Зам. №5

© Сумський національний аграрний університет, 2019

The paper presents results of experiments concerning the assessment of the texture effect on scuffing resistance. The results showed that texturing causes an increase in scuffing resistance. In addition, textures showing lower surface energy and having higher volume were found to form surfaces more resistant to scuffing.

Keywords: scuffing, texturing, laser micromachining.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.1>

Introduction

The term ‘scuffing’ describes sudden damage and failure in friction pair. It results from a series of phenomena occurring in friction pair and causing irregular fluctuations of friction force. The reasons for changes in friction force can be of different character, but that of adhesive nature is the most frequent and are connected with the approach of surfaces interacting due to the action of external forces [1]. Adhesive bonds are to be treated as a physical phenomenon of combining materials of friction pair through the original division boundary. Mutual solubility of metals, type of metallic bonds and power phenomena, e.g. exceeding the potential energy barrier caused by the action of force, heat or passage of current, are of importance here. The intensity of scuffing is also affected by such factors as a dynamic increase in temperature or changes in the kinetics of friction pair. These factors show that scuffing is a very complex process [1,3].

The presence of a stable layer of oil film or of a boundary layer separating the mating elements of friction pair is one of the most effective ways of preventing the escalation of adhesive forces. It can be achieved by a suitable choice of lubricating agent providing stable boundary layers or by a proper preparation of the construction of friction pair [7,8,9,10,11]. The paper aims at assessing the effect of texturing on scuffing resistance together with changes in surface energy caused by this texturing.

Modern technologies, especially those providing the effect of concentrated energy flux on materials, make it possible to shape a material on a micron scale. Considering the shaping of the surface, such a process is called surface structuring. Texture is one of the characteristic surface structures. Surfaces containing separated regular areas which can be described by geometrical, physicomachanical or physicochemical parameters, unlike the rest of the layer, can be treated as surfaces with texture [2]. Areas forming texture result from the use of technology or materials different from those used for the rest of the surface. Conditions of lubrication are improved by the presence of texture in a natural way because irregularities of surface, especially regular cavities, make containers of lubricant. It can be used when lubricant supply disruptions occur. Moreover, as shown in a number of papers [4,5,6] under certain conditions of load properly shaped

textures can generate an additional aerodynamic lift, which makes the operational range of parameters of friction pair wider.

Texture changes the surface energy value of an element. Therefore, wherever high adhesion of liquid to the surface is necessary procedures decreasing surface energy are used, e.g. in printing industry the texturing of surfaces of printing rollers makes the distribution of printing ink as well as the distribution of a lubricating agent in friction pairs under lubrication easier [9,10,11]. It can then be concluded that texture, surface energy and lubrication are closely related. Thus, the recognition of the dependence of the effect of texture parameters and changes of surface energy accompanying them on the course of scuffing is the important problem to be solved.

Materials and methods

Investigations of scuffing resistance for samples with textured surface were carried out under the conditions of friction with paraffin oil lubrication done by a Falex T-09- type tribological tester.

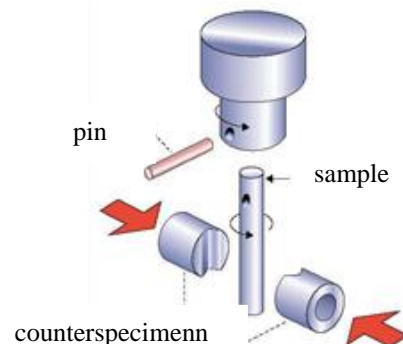


Fig.1 Diagram of friction pair in a Falex T-05-type tribological tester

The friction pair in the tester (Fig.1) consists of a sample in the form of a roller made of 40H steel which is attached to the drive shaft by a copper pin and clasped by two counterspecimen in the form of prismatic blocks placed in the arms of the head lever.

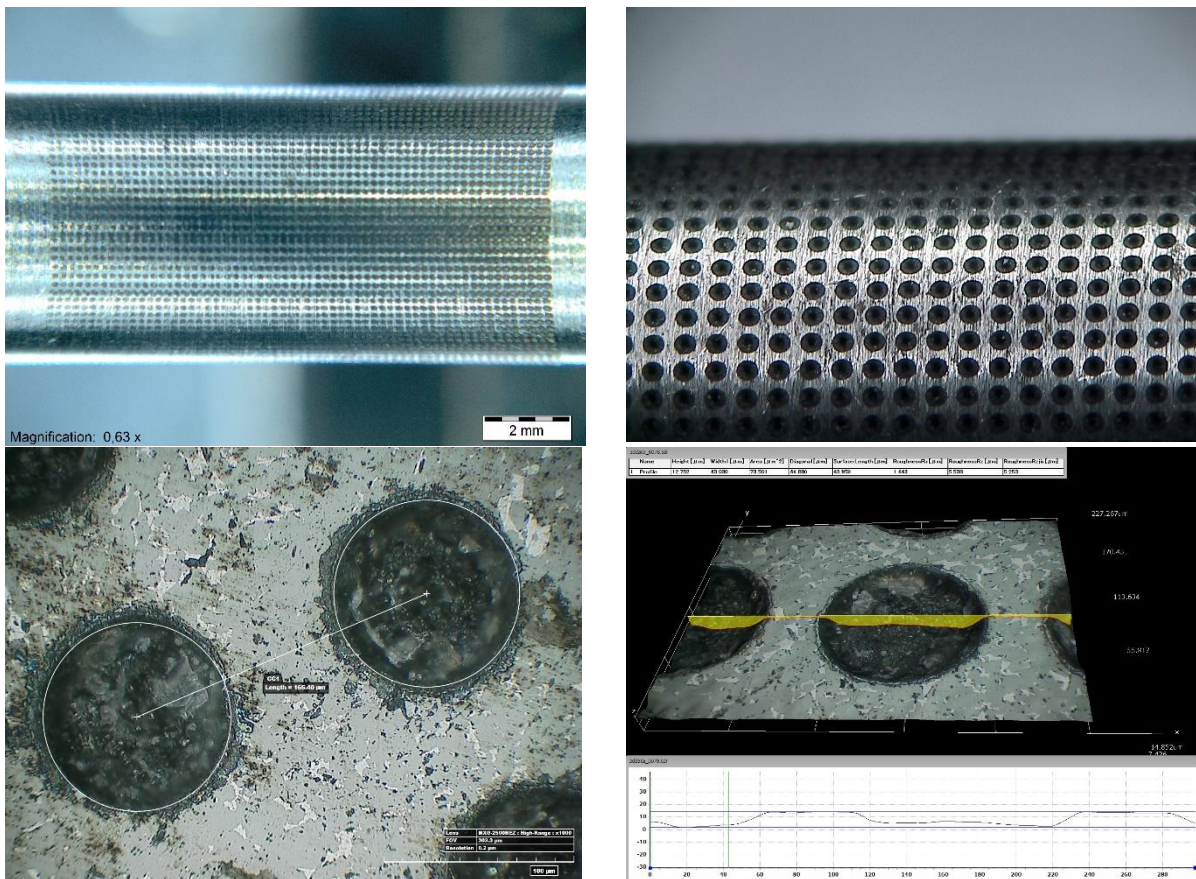


Fig. 2 View of the fragment of the report documenting textures carried out on the tang of the testing mach

During the investigation a gradual increase in the tension force of springs which load the head lever. Prismatic blocks in them clamp with a higher and higher force on the sample rotating at the constant speed of 290 r.p.m. The result of the investigations consists in giving friction resistance which is the value of a

force at which the copper pin is sheared, whereas in the absence of scuffing the highest load value of samples occurs. The course of the test is controlled by a computer which records the course of load and friction force in the time function.

Table 1 Putting together of parameters tangs (of samples) applied in examinations

No. Sample	Diameter cavities / depth [µm]	Distance cavities [µm]	Blackening degree [%]	Surface energy [mJ/cm ²]	The volume of the cavities one / all 10 ⁻³ x mm ³
1	140/15	190	41	56,7	0,23/ 1081,6
2	100/15	180	25	60,9	0,117/707
3	80/15	165	18	63,6	0.075/747

Specials samples, steel 40H arbors exposed to heat treatment up to the hardness of 45 HRC, were prepared for experiments. Next, arbors underwent laser texturing [2,7,8]. For texturing a TruMicro 5235c impulse laser emitting the radiation of the wave-length of 343 nm with galvo optics (SCANLAB SFO 6000 with lens of the focal length of 160 mm) was used. The following parameters of the process: mean power of 5W, 400 kHz frequency, impulse time of 6.2 ps, band advance rate of 100 mm/s were considered. The HATCH PARALLEL procedure with a decreasing diameter was repeatedly used to obtain individual cavities. A definite series of cavities was made on the side surface of the roll, and, then, the revolution of the arbor at a given angle followed, and the cycle was repeated until the complete circuit of the arbor was fulfilled. The shape of cavities and their ge-

ometrical parameters were determined on the basis of measurements taken using a HIROX KH – 8700 microscope. Fig. 2 gives a model report being evidence of textures made on the tester

The value of free surface energy of construction materials is determined in the intermediate way using the measurement of wetting angles with selected testing liquids. As testing liquids distilled water and diiodomethane were used to measure the wetting angle. The following values of constants of free surface energy of testing liquid and its polar and u-mode components were taken: $\gamma_w=72.8$ [mJ/m²], $\gamma_w^p=51.0$ [mJ/m²], $\gamma_w^d=21.8$ [mJ/m²], $\gamma_d=50.8$ [mJ/m²], $\gamma_d^p=2.3$ [mJ/m²], $\gamma_d^d=48.5$ [mJ/m²]. A micropipette of 5 µl constant volume was used to put testing liquid on the surface under investigation

One of the most popular methods of determining free surface energy is that by Owens – Wendt [19, 20] in which free surface energy is treated as a sum of two components: u-mode and polar:

$$\gamma_s = \gamma_s^d + \gamma_s^p \quad (1)$$

where: γ_s^d – u-mode component of free surface energy, γ_s^p – polar component of free surface energy.

$$\left(\gamma_s^d\right)^{0.5} = \frac{\gamma_d(\cos\Theta_d + 1) - \sqrt{\frac{\gamma_d^p}{\gamma_w^p}} \gamma_w(\cos\Theta_w + 1)}{2\left(\sqrt{\gamma_d^d} - \sqrt{\frac{\gamma_d^p}{\gamma_w^p}}\right)} \quad (2)$$

$$\left(\gamma_s^p\right)^{0.5} = \frac{\gamma_w(\cos\Theta_w + 1) - 2\sqrt{\gamma_s^d \gamma_w^d}}{2\sqrt{\gamma_w^p}} \quad (3)$$

where: γ_d – free surface energy of diiodomethane, γ_d^d – u-mode component of free surface energy of diiodomethane, γ_d^p – polar component of free surface energy of diiodomethane, γ_w – free surface energy of water, γ_w^d – u-mode component of free surface energy of water, γ_w^p – polar component of free surface energy of water, Θ_d – angle wetted with diiodomethane, Θ_w – angle wetted with water. The results obtained are given in Table 1.

Results and discussion

The results of measurements of contact force at which scuffing occurred (scuffing force) every time was related to the result obtained for samples without texturing. Values obtained as a mean of three measurements were considered in the analysis. Fig. 3a shows a model course of the experimental run whereas the diagram gives a list of mean values of scuffing force.

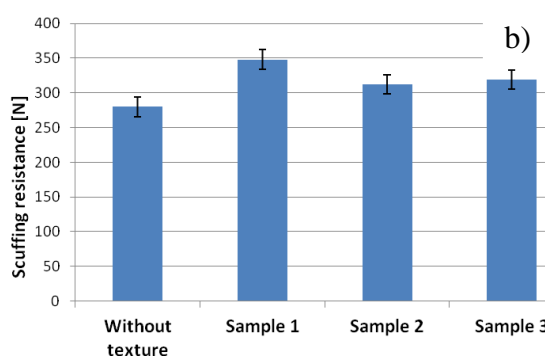
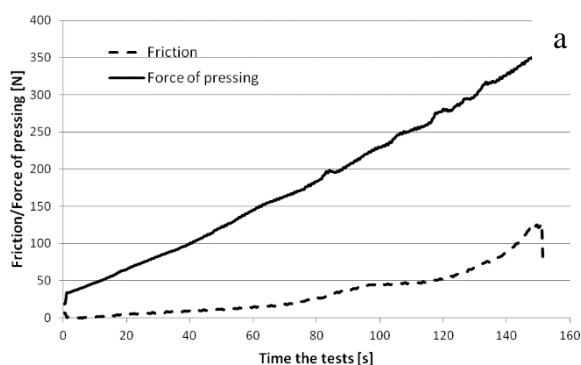


Fig. 3 a) model course of the experimental run, b) results of investigations of scuffing resistance

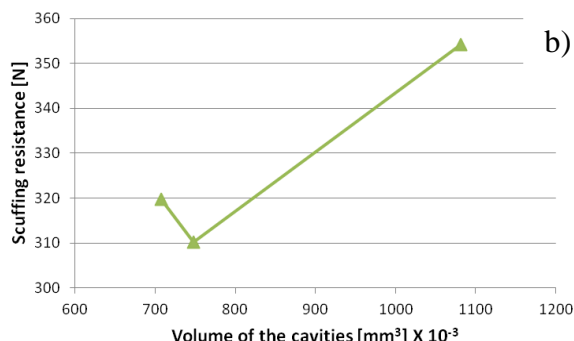
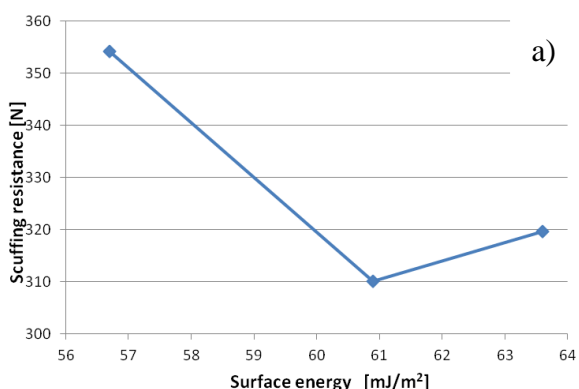


Fig. 4 Dependence of scuffing resistance on a) surface energy b) volume of texture cavities

According to the list of results given in Fig. 3b and Table 1, an increase in scuffing force is accompanied by an increase in the blackening degree of the surface. Considering the results shown in graphs in Figs 4a and 4b scuffing resistance was found to decrease with an increase in surface energy but to increase when the volume of cavities increases. An excess of the energy barrier of linkage by these samples accounts for a decrease in the value of scuffing force for samples of higher energy state (lower degree of blackening) [1],[3]. An increase in oil volume in cavities can imply the appearance of hydrodynamic effects preventing the formation of adhesive bonds, which increases scuffing resistance. The effect of the volume of cavities on scuffing resistance will be investigated in more detail in the experiments

to come. The effect of the depth of an individual element of texture will be given particular attention in them. It is to be stressed that the results obtained refer to the contact lubricated with paraffin oil which does not react with the surface and does not form stable boundary layers.

Conclusions

Considering the results presented, the following conclusions can be drawn:

1. In friction pairs lubricated with paraffin oil texturing increases scuffing resistance; the value of scuffing force increase was from 43 to 59% in the investigations presented here.
2. The higher the scuffing resistance of friction pairs under texturing, the lower the surface energy.
3. An increase in the volume of texture cavities increases scuffing resistance.

References

1. D.Markov, D.Kelly, Mechanism of adhesion-initiated catastrophic wear; pure sliding, Wear vol. 239,2000, pp.189-210.
2. B.Antoszewski, P. Sęk, Laser surface texturing: chosen problems, SPIE Proceedings Vol. 8703 **Published 22.01.2013;**
10 pages
3. Ł.Wojciechowski, S.Nosal, The application of free surface energy measurement to valuation of adhesive scuffing, Maintenance and Reliability nr 2/2010, pp.83-90
4. B.Antoszewski , V.Tarel'nik, Mechanical seals with sliding surface texture – model fluid flow and some aspects of the laser forming of the texture, Procedia Engineering 39 (2012) 51-62
5. B.Antoszewski, Production, properties and application of laser textured components, Logistyka Nr 6, s. 88-100 2009
6. B. Antoszewski, Surface texture formation in process of Nd:YAG laser, Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej Seria Nauki Techniczne Elektryka Z nr 15 2011
7. N. Radek, B.Antoszewski, Influence of laser treatment on the properties of electro-spark deposited coatings, Kovove Materialy-Metallic Materials 47 (2009) (1) 31-38.
- 8.. Tarel'nyk V., Konoplianchenko I., Martsynkovskyy V., Zhukov A., Kurp P. (2019) Comparative Tribological Tests for Face Impulse Seals Sliding Surfaces Formed by Various Methods. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4_40

Антошевський Б., Келецький технічний університет (Польща)

Дослідження стійкості до стирання елементів лазерної текстури

У статті представлені результати експериментів по оцінці впливу текстури на опір стиранню. Результати показали, що текстування викликає збільшення опору стиранню. Крім того, було виявлено, що текстури з меншою поверхневою енергією та такі, що мають більший об'єм, формують поверхні, більш стійкі до стирання.

Ключові слова: стирання, текстування, лазерна мікрообробка.

Дата надходження до редакції: 16.09.2019

РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНИХ РАДІАЛЬНИХ ТА КУТОВИХ СИЛ ГЛАДКОГО ШПАРИННОГО УЩІЛЬНЕННЯ

Горовий Сергій Олександрович

доцент

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0003-4136-5965

email gorovyj64@gmail.com

Фізична природа сил, які виникають у шпаринних ущільненнях гідромашин, досліджена всебічно. Різними авторами неодноразово досліджувалися гідродинамічні характеристики ущільнень, але існуючі методику їх аналітичних розрахунків щодо окремих параметрів не мають гарного співпадіння. Невідповідності у висновках дослідників зумовлені припущеннями, які були прийняті задля розв'язку нелінійних рівнянь нестационарної течії рідини в кільцевих каналах. Завдання обчислення радіальних та кутових сил потребує аналізу закону розподілу швидкостей та тисків у потоці рідини крізь кільцевий канал, одну з стінок якого утворює ротор, що обертається та вібрує. Внаслідок цього течія рідини в шпарині зумовлена як вісьовим перепадом тиску на ущільненні, так і характером руху внутрішньої стінки каналу. Завдання розв'язується в припущенні малих радіальних та кутових переміщень вала відносно положення його статичної рівноваги.

Ключові слова. Відцентровий насос, ротор насоса, шпаринне ущільнення, виток рідини, тиск рідини, гідродинамічні сили.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.2>

Постановка проблеми в загальному вигляді. Широке поширення відцентрових насосів у різних галузях господарства вимагає ретельного відпрацювання їх конструктивних схем з метою створення економічних, довговічних, вибронадійних агрегатів. Оптимізація параметрів відцентрових насосів ведеться шляхом вдосконалювання динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів, що відбуваються в ущільнювальних елементах проточної частини. Саме гідромеханічна система "ротор – щілинне ущільнення" впливає на працездатність всього відцентрового насоса. За закордонними даними, на її частку припадає понад 70 % усіх аварій відцентрових насосів (поломки ротора, зачіпання його за статорні втулки щілинних ущільнень, ушкодження втулок ущільнень, зношування останніх і т.п.) [1]. **Гідродинамічні сили** в зазорах безконтактних ущільнень можуть викликати втрату динамічної стійкості й руйнівні для насосів автоколивання ротора, або стабілізувати його й суттєво знизити віброактивність.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вперше задача розрахунку пружних характеристик ущільнення була поставлена й частково вирішена А. А. Ломакіним [2]. Подальший розвиток теорії й методів розрахунку гідродинамічних параметрів безконтактних ущільнень одержав у роботах В. А. Марцинковського [3 – 7]. В монографіях наведений розв'язок задачі ламінарної та турбулентної течії в'язкої нестисненої рідини в короткій кільцевій щілині ($l / r < 1$) з урахуванням конусності зазору й перекоосу вісей ротора в щільненні. На підставі цього отримані аналітичні лінеаризовані вирази радіальних сил у шпариннім ущільненні. Також вказано на те, що дія циркуляційної сили може привести до втрати стійкості, що супроводжується автоколиваннями ротора зі значною амплітудою. Питання дослідження турбулентної течії рідини та гідродинамічних сил в коротких ущільненнях відображені також у роботах І. Б. Карінцева [8], В. І. Симоновського [9], А. Н. Гулого [10], І. Н. Бєди [11, 12] і інших як вітчизняних [13], так і закордонних дослідників [14, 15, 16].

Отримані результати свідчать про те, що для розрахунку типових шпаринних ущільнень може бути використана модель короткого ущільнення ($l \leq 1/2 r$), і розв'язок задачі в

лінійній постановці забезпечує необхідну для практичних розрахунків точність.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Фізична природа сил, що виникають в шпаринних ущільненнях гідромашин досліджена повністю. Методику аналітичного розрахунку окремих складових гідродинамічних сил у різних авторів не дають досить точного збігу. Невідповідності зумовлені **припущеннями**, які були прийняті науковцями в процесі розв'язку нелінійних рівнянь нестационарної течії в'язкої рідини в ущільненнях.

В даній роботі поставлене завдання запропонувати **більш точний розрахунок гідродинамічних сил**, що виникають в ущільненнях, з урахуванням **радіальних і кутових** переміщень вала в статорній втулці ущільнення. Обчислення гідродинамічних сил включає аналіз закону розподілу швидкостей і тисків у потоці рідини з використанням **уточненої гідравлічної моделі шпаринного ущільнення**. Застосовується припущення малих радіальних і кутових переміщень вала щодо положення його статичної рівноваги. Отримані вирази гідродинамічних сил з урахуванням **радіальних і кутових** переміщень вала можна використати в процесі аналізу гідродинамічної моделі самовстановлюючогося в шпаринних ущільненнях ротора.

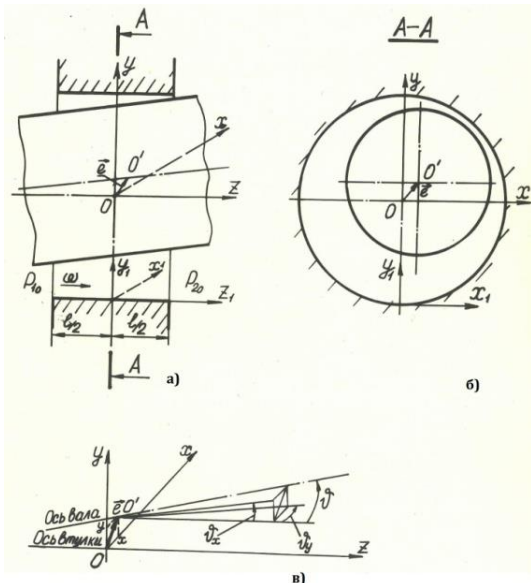
Виклад основного матеріалу дослідження.

При аналізі турбулентної течії в тонких шарах рідини основним завданням теорії є необхідність виразу турбулентних напруг через градієнт середньої швидкості з метою приведення рівнянь руху до розв'язного виду. В інженерній практиці використовують такі достатньо вдалі моделі турбулентного руху, як теорія Константінеску та плівка Хірса. Ці теорії приводять безпосередньо, або за допомогою додаткових перетворень, до одного виду рівнянь Рейнольдса для вісьової й окружної течії в'язкої нестисненої рідини в кільцевому каналі [17]:

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{d\omega}{dt} dy = -\frac{K_z \mu}{h^2} W_z, \\ \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{dU}{dt} dy = -\frac{K_x \mu}{h^2} U \end{cases} \quad (1.2)$$

Деяка відмінність теорій обумовлена коефіцієнтами K_z й K_x , що входять в (1.2) як турбулентні функції $K_z(\text{Re})$ й $K_x(\text{Re})$ числа Рейнольдса. Для $\text{Re} \geq 4 \cdot 10^3$, (автомодельна зона турбулентної течії) відповідність між теоріями прийнята з практичної точки зору.

Будемо розглядати турбулентний нестационарний потік рідини в кільцевому каналі (мал. 2.1).



Мал. 2.1. Схема кільцевого дроселя:

а) – повздовжній переріз, б) – поперечний переріз, в) – кути перекосу вісей вала та втулки.

В якості базового рівняння, що описує вісьову течію рідини в короткому шпаринному ущільненні, приймемо перше рівняння системи (1.2):

$$\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{d\omega}{dt} dy = -\frac{K_z \mu}{h^2} W_z, \quad (2.1)$$

де:

- P - тиск у щілині;
- h - місцевий радіальний зазор;
- μ - динамічна в'язкість рідини;
- ρ - щільність рідини;
- W_z - середня вісьова швидкість.

Коефіцієнт опору тертя гідравлічно гладких каналів виразимо формулою Блазіуса:

$$\lambda = C \cdot \text{Re}_z^{-n}, \quad K_z = 1/8 \cdot C \cdot \text{Re}_z^{1-n} \quad (2.2)$$

Для турбулентних спіральних течій в автоматичній зоні турбулентного руху приймаємо вирази:

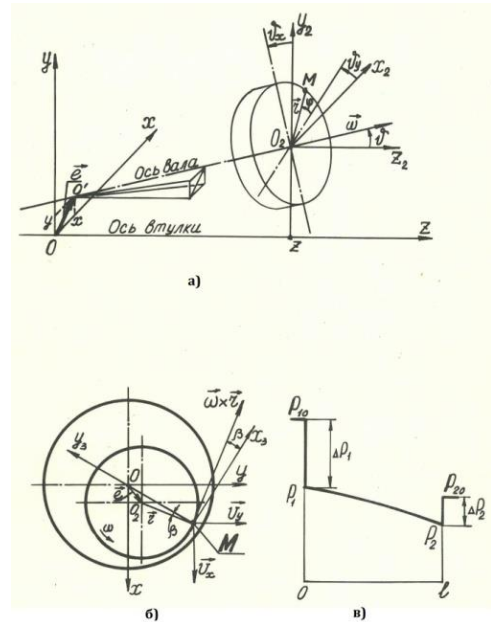
$$C = 0,04, \quad n = 0, \quad K_z = \frac{1}{8} \cdot \lambda \cdot \text{Re}_z.$$

Рівняння (2.1) вирішується разом з рівнянням нерозривності [18]:

$$\frac{\partial U}{\partial x_1} + \frac{\partial V}{\partial y_1} + \frac{\partial W}{\partial z_1} = 0. \quad (2.3)$$

Граничними умовами для розв'язку рівнянь (2.1) і (2.3)

є: тиск на вході в шпаринне ущільнення P_1 , тиск на виході P_2 , а також умова відсутності ковзання часток як на зовнішній $U = V = W = 0$, так і на внутрішній $U = U_1, V = V_1, W = 0$ стінках кільцевого каналу.



Мал. 2.2. До виводу граничних умов:

а) – до визначення швидкості точки М, б) – до визначення окружностей і радіальної складової швидкості точки М, в) – до визначення тисків P_1 і P_2 .

Значення швидкості на внутрішній поверхні зазору в нерухомій системі координат x, y, z (мал. 2.2,а) одержимо, розглядаючи швидкість точки як геометричну суму переносної і відносної швидкостей:

$$\vec{V}_M = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{MO_2} = V_x \vec{i} + V_y \vec{j} + V_z \vec{k} + \vec{\omega} \times \vec{r}, \quad (2.4)$$

де:

$$V_x = \dot{x} + \dot{v}_y z, \quad V_y = \dot{y} + \dot{v}_x z, \quad V_z = 0.$$

Тут змінні x, y - координати центру вала в нерухомій системі координат

$OXYZ$ ($x = e_c \cdot \cos \Omega t, y = e_c \cdot \sin \Omega t, e_c$ - ексцентриситет); v_x і v_y - кути перекосу (повороту) вісі роторної втулки навколо вісей OX і OY відповідно. Проектуючи векторне рівняння (2.4) на вісі x_3 й y_3 , (див. рис 2.2,б) і враховуючи, що радіальний зазор значно менше радіуса

($\cos \beta \approx 1, \sin \beta \approx \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial h}{\partial \varphi}$), одержимо:

$$\begin{aligned} U_1 &= \omega r - V_x \sin \varphi + V_y \cos \varphi, \\ V_1 &= \omega \frac{\partial h}{\partial \varphi} - V_x \cos \varphi - V_y \sin \varphi. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Тиски P_1 та P_2 виразимо через місцеві втрати: втрати на вході ΔP_1 й відновлення тиску ΔP_2 із втратою вихідної швидкості (мал. 2.2,в). Виражаючи ΔP_1 й ΔP_2 у частках кінетичної енергії рідини у вхідному й вихідному перетинах, одержимо:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{10} - \Delta P_1 = P_{10} - \xi_1 \cdot \frac{\rho W_1^2}{2}, \\ P_2 &= P_{20} - \Delta P_2 = P_{20} - \xi_2 \cdot \frac{\rho W_2^2}{2}. \end{aligned} \quad (2.6)$$

де:

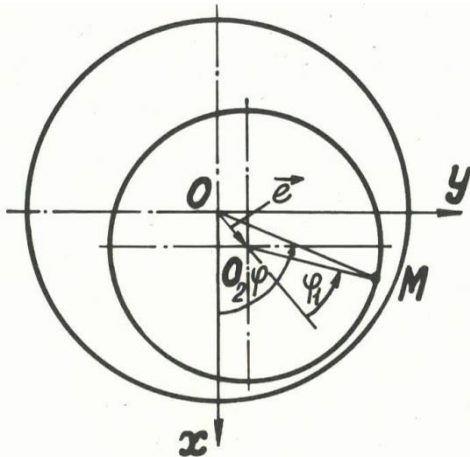
P_{10} і P_{20} - тиск перед і за ущільненням;

W_1 і W_2 - вісьова швидкість відповідно у вхідному й вихідному перетинах ущільнення;

ξ_1 і ξ_2 - коефіцієнти (сумарні) місцевих вхідних і вихідних втрат.

Точні виміри коефіцієнтів місцевих втрат гладких шпаринних ущільнень, наведені в роботі [10], дозволяють у випадку гострої вхідної і вихідної кромки прийняти: $\xi_1 = 1,1$; $\xi_2 = 0,05$.

Ексцентричне розташування ротора у ущільненні має вигляд:



Мал. 2.3. До визначення місцевого радіального зазору.

Значення зазору h в змінних x й y у будь-якій точці кільцевого каналу (мал. 2.3) можна виразити формулою:

$$h = h_0(z) - e_1 \cdot \cos \varphi_1 = h_0 - x_1 \cdot \cos \varphi - y_1 \sin \varphi \quad (2.7)$$

де:

h_0 - середній радіальний зазор у перетині z ;

x_1, y_1 - координати його центру в нерухомій системі координат (x, y) .

Враховуючи співвідношення (див. мал. 2.1 і 2.2):

$x_1 = x + v_y \cdot z$, $y_1 = y + v_x \cdot z$, з переходом до безрозмірної величини: $\bar{z} = \frac{z}{l}$, одержимо:

$$h = h_0 + 0,5l\gamma_1 - 0,5l\gamma_2(\bar{z} + 1) - \gamma_1, \quad (2.8)$$

де:

$$\gamma_1 = x \cos \varphi + y \sin \varphi,$$

$$\gamma_2 = v_y \cos \varphi + v_x \sin \varphi, \quad (2.9)$$

$$h_0 = R - r$$

Необхідний для знаходження тиску закон зміни вісьової швидкості по довжині каналу отримаємо, інтегруючи по \bar{z} осереднене по зазору рівняння нерозривності (2.3), враховуючи граничні умови для швидкостей на стінках кільцевого каналу (2.5):

$$\frac{\partial(W_z h)}{\partial z} \approx -\frac{\omega l}{4} \cdot \frac{\partial h}{\partial \varphi} + \frac{l}{2}(V_x \cos \varphi + V_y \sin \varphi) \quad (2.10)$$

Перейдемо до змінної $q_z = W_z \cdot h$, фізичний зміст якої – секундна витрата рідини через кільцевий канал одиначної ширини ($r\Delta\varphi=1$) в перетині \bar{z} . Вважаючи, що при $\bar{z} = -1$, $q_z = q_1$, одержимо рівняння балансу витоків по довжині каналу з урахуванням витoku витиснення, зумовленого переміщенням внутрішньої стінки:

$$q_z = q_1 + q_2(\bar{z} + 1) - q_3(\bar{z} + 1) + \frac{q_3(\bar{z} + 1)^2}{2}, \quad (2.11)$$

де:

$$q_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \gamma_1}{\partial t} + \frac{\omega}{2} \cdot \frac{\partial \gamma_1}{\partial \varphi} \right),$$

$$q_3 = \frac{l^2}{4} \left(\frac{\partial \gamma_2}{\partial t} + \frac{\omega}{2} \cdot \frac{\partial \gamma_2}{\partial \varphi} \right). \quad (2.12)$$

Для визначення тиску в кільцевій щіліні проінтегруємо по \bar{z} рівняння (2.1). Інерційні члени введемо з коефіцієнтом $K = 0; 1$. З урахуванням першої граничної умови (2.5) у циліндричній системі координат одержимо вираження для тиску в щіліні:

$$P = P_{10} - \xi_1 \cdot \frac{\rho q_1^2}{2h_{(-1)}^2} - K \frac{l}{2} G(\bar{z}) - \frac{\lambda l}{8h_0^3} B(\bar{z}), \quad (2.13)$$

де:

$$G(\bar{z}) = \int_{-1}^{\bar{z}} \frac{\rho}{h_0} \int_0^h \frac{\partial \omega}{\partial t} dy_1 d\bar{z},$$

$$B(\bar{z}) = h_0^3 \int_{-1}^{\bar{z}} \frac{q_z^2}{h^3} d\bar{z}.$$

Для визначення в (2.13) доданка з K інерційні члени в рівнянні руху замінимо середнім по товщині шару рідини значенням. Отримусмо вираз для інерційних членів з урахуванням рівняння нерозривності (2.3) у вигляді:

$$g_z = \frac{\rho}{h} \int_0^h \left[\frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\omega \cdot U)}{\partial \varphi} + \frac{d(\omega \cdot V)}{dy_1} + \frac{\partial(\omega^2)}{\partial z} \right] dy_1 \quad (2.14)$$

Далі, за методикою роботи [19], отримуємо g_z в змінних x, h, q_z :

$$g_z = \frac{\rho}{h} \frac{\partial q_z}{\partial t} + \frac{\omega \rho}{2h} \frac{\partial q_z}{\partial \varphi} + \frac{2}{l} \frac{\rho}{h^2} \frac{\partial q_z^2}{\partial z} - \frac{2}{l} \frac{\rho}{h^3} q_z^2 \cdot \frac{\partial h}{\partial z}. \quad (2.15)$$

Рівняння (2.13) є нелінійним відносно параметрів x, y та їх похідних; тому лінеаризуємо його, розклавши

змінні $\frac{1}{h^n}$ та q_1 в ряди Тейлора:

$$\frac{1}{h^n} = \frac{1}{h_0^n} (1 + h^n), \quad (2.16)$$

$$q_1 = q_0 + \Delta q,$$

де:

$$h_n = \frac{n}{h_0} \left[\gamma_1 - \frac{1}{2} l \gamma_2 (\bar{z} + 1) \right].$$

Величини h_n , Δq - змінний радіальний зазор й витрати рідини, зумовлені малими зміщеннями вала. Далі отримуюмо закон розподілу тиску в каналі в такому вигляді:

$$P = P_0 - C_1^{(0)} - C_1^{(1)} - K \frac{1}{2} G^{(1)}(\bar{z}) l - \frac{\lambda \rho}{8 h_0^3} [B^{(0)}(\bar{z}) + B^{(1)}(\bar{z})], \quad (2.17)$$

де:

$$C_1^{(0)} = \frac{\xi_1 \rho q_0}{2 h_0}, \quad C_1^{(1)} = \frac{1}{2 h_0^2} \xi_1 \rho [q_0^2 h_2 (-1) + 2 q_0 \Delta q],$$

$$G^{(1)}(\bar{z}) = \frac{\rho}{h_0} a_0(\bar{z}) D \Delta q + \frac{\rho}{h_0} a_1(\bar{z}) D (q_2 - q_3) + \frac{\rho}{2 h_0} a_2(\bar{z}) D q_3 + \frac{4 \rho}{h_0^2} \frac{q_0}{l} (q_2 - q_3) a_0(\bar{z}) +$$

$$+ \frac{4 \rho}{h_0^2} \frac{q_0 q_3}{l} a_1(\bar{z}) + \frac{\rho}{h_0^3} q_0^2 a_0(\bar{z}) \gamma_2,$$

$$B^0(\bar{z}) = q_0^2 a_0(\bar{z}), \quad B^{(1)}(\bar{z}) = q_0^2 b_{30}(\bar{z}) + 2 q_0 \Delta q a_0(\bar{z}) + 2 q_0 (q_2 - q_3) a_1(\bar{z}) + q_0 q_3 a_2(\bar{z})$$

$$a_k = \int_{-1}^{\bar{z}} (\bar{z} + 1)^k d\bar{z}, \quad b_{nk} = \int_{-1}^{\bar{z}} h_n (\bar{z} + 1)^k d\bar{z}, \quad D = \frac{\partial}{\partial t} + \frac{\omega}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi}.$$

Індексом 0 і 1 позначені величини нульового та першого порядку малості щодо параметрів x , y та їх похідних.

Для знаходження невідомих Δq і q_0 , скористаємося другою граничною умовою (2.6):

$$C_1^{(0)} + C_2^{(0)} + \frac{\lambda \rho}{8 h_0^3} B^{(0)}(1) = \Delta P,$$

$$C_1^{(1)} + C_2^{(1)} - K \frac{1}{2} l G^{(1)}(1) + \frac{\lambda \rho}{8 h_0^3} B^{(1)}(1) = 0, \quad (2.18)$$

де:

$$C_2^0 = -\xi_2 \frac{\rho q_0}{2 h_0^2},$$

$$C_2^1 = -\xi_2 \frac{\rho}{2 h_0^2} [q_0^2 h_2 (+1) + 2 q_0 \Delta q + 4 q_0 q_2].$$

З першого рівняння (2.18) визначаємо статичні витрати рідини в шпарині:

$$q_0 = \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho \xi_0}} \cdot h_0. \quad (2.19)$$

Друге рівняння описує зміни витрати Δq , обумовлені рухом вала. Використовуючи методику роботи [11], приведемо дане рівняння до виду:

$$K \frac{l h_0}{\xi_0 q_0} D \Delta q + \Delta q + q_2 d_2 + q_3 d_3 + q_0 (\gamma_1 \frac{d_0}{h_0} + \gamma_2 \frac{d_1}{h_0}) + K \frac{l h_0}{\xi_0 q_0} (D q_2 - \frac{1}{3} D q_3) = 0 \quad (2.20)$$

Рівняння містить внутрішні вирази:

$$d_0 = 1,5 - 0,5 \alpha_1 + 0,5 \alpha_2,$$

$$d_1 = -0,5 (\alpha_1 + \alpha_2 - K \cdot \frac{2}{\xi_0}),$$

$$d_2 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 + K \cdot \frac{4}{\xi_0}),$$

$$d_3 = -\frac{1}{3} (1 - \alpha_1 + \alpha_2),$$

$$\xi_0 = \xi_1 - \xi_2 + \frac{\lambda l}{2 h_0}, \quad \alpha_1 = \frac{\xi_1}{\xi_0}, \quad \alpha_2 = \frac{\xi_2}{\xi_0}.$$

З достатньої для практики точністю можна задовольнитися наближеним розв'язком рівняння (2.20), що стане основою для отримання виразів гідродинамічних сил в ущільненні.

Запишемо вирази для проєкцій радіальної сили на нерухомі вісі x та y (мал.2.1):

$$F_x = -0,5 r l \int_0^{2\pi} f \cos \varphi d\varphi,$$

$$F_y = -0,5 r l \int_0^{2\pi} f \sin \varphi d\varphi, \quad (2.25)$$

З використанням закон розподілу тиску в кільцевому каналі (2.17) формулу для елементарної сили $f = \int_{-1}^1 P d\bar{z}$ з (2.25) запишемо у вигляді:

$$f = f^{(0)} + f^{(1)}, \quad (2.26)$$

де:

$$f^{(0)} = 2P_{10} - 2C^{(0)} - \frac{\lambda l \rho}{8 h_0^3} \int_{-1}^1 B^{(0)}(\bar{z}) d\bar{z},$$

$$f^{(1)} = -2C_1^{(1)} - K \frac{1}{2} l \int_{-1}^1 G^{(1)}(\bar{z}) d\bar{z} - \frac{\lambda l \rho}{8 h_0^3} \int_{-1}^1 B^{(1)}(\bar{z}) d\bar{z}.$$

Перший доданок (2.26) характеризує елементарну силу в концентричній щілині, тому в наступних розрахунках його не враховуємо та трансформуємо (2.26) у вираз (2.27):

$$f = f^{(1)} - q_0 \Delta q \rho \xi_0 (1 + \alpha_1 + \alpha_2) \frac{1}{h_0^2} - kl \rho D \Delta q \frac{1}{h_0} - 2q_0 q_2 \rho \xi_0 (1 - \alpha_1 + \alpha_2 + k \frac{6}{\xi_0}) \frac{1}{3h_0^2} +$$

$$+ q_0 q_3 \rho \xi_0 (1 - \alpha_1 + \alpha_2 + k \frac{4}{\xi_0}) \frac{1}{3h_0^2} - q_0^2 \rho \xi_0 \left(3\gamma_1 (1 + \frac{1}{3} \alpha_1 + \alpha_2) \frac{1}{2h_0} - \gamma_2 l \frac{1}{4h_0} \times \right. \quad (2.27)$$

$$\left. \times (1 + 3\alpha_1 + \alpha_2 - k \frac{4}{\xi_0}) \right) \frac{1}{h_0^2} - k 2l \rho D q_2 \frac{1}{3h_0} + k 2l \rho D q_3 \frac{1}{3h_0}.$$

Шляхом інтегрування формули (2.27) знаходимо проекції радіальної сили:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_s & \omega q \\ -\omega q & K_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b & \omega q \\ -\omega q & b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} m_* & 0 \\ 0 & m_* \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} \bar{K}_s & \omega \bar{q} \\ -\omega \bar{q} & \bar{K}_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_y \\ v_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{b} & \omega \bar{q} \\ -\omega \bar{q} & \bar{b} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{v}_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{m}_* & 0 \\ 0 & \bar{m}_* \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{v}_y \\ \ddot{v}_z \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

де:

$$K_s = \frac{1}{2h_0} \pi l \Delta P (\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_1^2 + \alpha_2^2),$$

$$b = \frac{1}{12h_0} \pi l^2 \sqrt{2\Delta P \rho \xi_0} \cdot \left[1 + 2(\alpha_1 - \alpha_2) - 3(\alpha_1 + \alpha_2)(\alpha_1 + \alpha_2 - \frac{k}{\xi_0}) \right],$$

$$m_* = \frac{k}{12h_0} \pi l^3 \rho \left[1 + 3\alpha_1^2 + 3\alpha_2^2 + 6\alpha_1 \alpha_2 + (-1) \frac{12}{\xi_0} (\alpha_1 + \alpha_2) \right],$$

$$\bar{K}_s = \frac{1}{4h_0} \pi l^2 \Delta P \left[1 + \alpha_1 - \alpha_2 - 2(\alpha_1^2 + \alpha_2^2) - 4\alpha_1 \alpha_2 + (\alpha_1 + \alpha_2) \frac{4k}{\xi_0} \right],$$

$$\bar{b} = \frac{1}{24h_0} \pi l^3 \sqrt{2\Delta P \rho \xi_0} \cdot (-\alpha_1 - \alpha_2 + \alpha_1^2 - \alpha_2^2 + k \frac{4}{\xi_0}),$$

$$\bar{m}_* = \frac{k}{24h_0} \pi l^4 \rho \cdot (\alpha_2^2 - \alpha_1^2),$$

$$q = \frac{1}{2} b, \quad g = m_*, \quad \bar{q} = \frac{1}{2} \bar{b}, \quad \bar{g} = \bar{m}_*,$$

$$\xi_0 = \xi_1 - \xi_2 + \frac{\lambda l}{2h_0}, \quad \alpha_1 = \frac{\xi_1}{\xi_0}, \quad \alpha_2 = \frac{\xi_2}{\xi_0}.$$

Пружна складова радіальної сили характеризується коефіцієнтом гідростатичної жорсткості K_s . Ця сила пропорційна ексцентриситету ротора й прагне повернути ротор у співвісне зі статором положення. Коефіцієнти b і q характеризують демпфруючу й циркуляційну складові радіальної сили. Циркуляційна сила пропорційна зміщенню ротора в статорній оболонці ущільнення й прямо залежить від закручення потоку

в шпаринному ущільненні. Співвідношенням між, демпфруючою й циркуляційною силами визначається гранична за стійкістю частота обертання ротора в ущільненнях.

При перекосах і кутових коливаннях ротора в щілинних ущільненнях виникають додаткові гідростатичні й гідродинамічні складові сумарної радіальної сили. Їх походження також пов'язане з деформацією епюри тиску в кільцевому ка-

налі. Кутові переміщення вала в шпариннім ущільненні, породжують силу, складові якої характеризуються коефіцієнтами: кутової жорсткості \bar{K}_S , демпфірування \bar{b} , приєднаної маси рідини \bar{m}_* , циркуляційної сили \bar{q} .

Такий поділ складових сумарної радіальної сили на чисто кутові й радіальні силові компоненти можливе тому, що ці сили є функціями незалежних параметрів – ексцентриситету й кута перекосу; надалі отримані аналітичні вирази для коефіцієнтів гідродинамічних сил будуть необхідні для динамічного аналізу моделі самовстановлювального в шпаринних ущільненнях ротора відцентрового насоса.

Висновки з даного дослідження. Аналізуючи отримані аналітичні вирази (2.28) коефіцієнтів гідродинамічних сил, можна вказати, що вони частково подібні з відомими в літературі рішеннями розглянутої задачі. Значення коефіцієнта гідростатичної жорсткості K_S збігається з розрахунками для радіальної жорсткості гладкого шпаринного ущільнення за даними робіт Гулого О. М. [10], Беда І. М. [12]. Визначення ексцентриситетних параметрів шпаринного ущільнення без врахування відновлення тиску на виході з ущільнення ($\alpha_2 = 0$) дає результати близькі до розрахунків по формулах роботи Блека Х. В. [20]. Врахування відновлення тиску на виході ($\alpha_2 \neq 0$) збільшує коефіцієнт пружної сили, в 1,2...1,6 рази, а при $\ell / h_0 < 60$ й більше того. Визначення вісьової швидкості потоку у вхідному перетині ущільнення без врахування місцевих втрат [3] (в цьому випадку у виразах (2.28) не враховуються доданки із множниками α_1^2 й α_2^2) дає різницю в розрахунках для шпаринних ущільнень із $\ell / h_0 < 60$ майже в

2 рази. щодо демпфіруючої й циркуляційної сил (радіального походження). Можна вважати, що коефіцієнти цих сил складаються із двох доданків: перший зумовлений рухом внутрішньої стінки каналу, а другий (із множником K) – впливом інерційних ефектів рідини. За даними роботи [12] співвідношення між цими доданками в значній мірі визначається параметром ℓ / h_0 : для $60 < \ell / h_0 < 100$ частка доданку, зумовленого інерційними ефектами, зростає з 40 % до 75 %.

Отримані в даній роботі вирази для коефіцієнтів гідродинамічних сил у шпариннім ущільненні є наступним (другим) наближенням у реалізації загального підходу по визначенню гідродинамічних параметрів гладких шпаринних ущільнень, сформульованого в роботі Марцинковського В. А. [3]. Дане наближення пов'язане з уточненням моделі шпаринного ущільнення й характеризується більш досконалим врахуванням такого фактора як визначення вісьової швидкості на вході в шпаринне ущільнення з урахуванням місцевих втрат і інерційних ефектів, зумовлених радіальними і кутовими рухами вала. Нехтування даними факторами у випадку короткої щілини (втрати на подолання опору тертя не перевершують сумарних місцевих втрат) призводить до істотних погрешностей у розрахунках. Структурні вирази радіальних сил (2.28) збігаються з даними ряду авторів, що вивчали силові фактори в шпаринних ущільненнях [11, 3, 10], а значення коефіцієнтів для сил, що є функціями ексцентриситету, досить близькі до значень, які експериментатори одержували дослідним шляхом [21, 10]. Це дозволило авторам використовувати отримані коефіцієнти гідродинамічних сил (2.28) при побудові й аналізі динамічної моделі самоустановлювального в опорах - ущільненнях ротора відцентрового насоса [22].

Список використаної літератури.

1. Гроховский Д.В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов / Д.В. Гроховский - Обзорная информация. Сер.ХМ - 4 - М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 56 с.
2. Ломакин А. А. Питательные насосы типа СВП- 220 - 280 турбоустановки сверхвысоких параметров / А. А. Ломакин - Энергомашиностроение, 1955. - № 2 - с. 1 - 10.
3. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В.А. Марцинковский – М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
4. Марцинковский В. А. Вычисление упругих и демпфирующих сил в щелевых уплотнениях гидромашин / В.А. Марцинковский – Энергомашиностроение, 1961. - № 11.
5. Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / В.А. Марцинковский - М.: Машиностроение, 1979. - 270 с.
6. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
7. Марцинковский В. А. Влияние конусности щелевых уплотнений на устойчивость роторов центробежных машин / В.А. Марцинковский, В. И. Симоновский - Изв. вузов / Сер. Машиностроение, 1978. - № 3 - с. 90 - 93.
8. Каринцев И. Б. О турбулентном течении жидкости в кольцевых щелях с учетом потерь давления на входном участке. / И. Б. Каринцев - Гидравлические машины: респ. межвед. н. - техн. сб. - Харьков, 1979. - вып. 13 - с. 19 - 24.
9. Симоновский В. И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. / В. И. Симоновский - Харьков: изд. ХГУ Вища школа, 1986. - 128 с.
10. Гулый А. Н. Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений / А. Н. Гулый - Вестник машиностроения - 1987. - № 2 - с. 21 - 25.
11. Беда И. Н. Влияние нестационарности осевого сечения жидкости на величину радиальной силы в щелевом уплотнении / И. Н. Беда - Проблемы машиностроения и надежности машин, 1990. - № 2 - с. 44 - 49.
12. Беда И. Н. Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор - щелевые уплотнения. /Дис. ...канд. техн. наук. - М., 1992. - 192 с.
13. Никитин Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г. А. Никитин - М.: Машиностроение, 1982. - 136 с.

14. Allaire P. E. Rotor Dynamic Analysis of a Nuclear Heat Transport Pump Under Normal Paro Void Conditions / P. E. Allaire, L. E. Barret, R. D. Flock, F. W. Barton, G. D. Knight - "3rd Int.Vibr. Rotat. March., Pap. Int. Conf., Heslington, 11 – 13 Sept., 1984, London, 1984, p. p. 23 - 30.
15. Childs D. W. Convergent - tapered annular seals: analysis coefficients / D. W. Childs, G. B. Dressman - Trans. ASME: G. Tribol., 1985, № 3, p. p. 307 - 317 .
16. Nelson C. C. Rotordynamic coefficients for compressible flow in tapered annular seals / C. C. Nelson - ASME: G. of Tribology. Vol., July, 1985, p. p. 318 - 325.
17. Серп А. З. Некоторые направления развития теории смазки Рейнольдса / А. З. Серп - Тр. Америк. о - ва инж. - мех. / Сер. Проблемы трения и смазки – 1987. - № 1- с. 81 - 39.
19. Константиnescу В. А. О возможности повышения точности расчета инерционных сил в ламинарных и турбулентных пленках. / В. А. Константиnescу - Тр. Америк. об - ва инж. - мех./ Сер. Проблемы трения и смазки - 1974. - с. 76 - 88.
20. Black H. F. Dynamic hybrid bearing characteristics of annular controlled leakage seals / D. N. Genssen - P. I. M. E., vol. 184, 1970, p. p. 92 - 100.
21. Беда И. Н. Экспериментальные исследования радиальных сил в щелевых уплотнениях / С. Т. Лапоног, А. Е. Чернов - Тезисы докладов к 5 - му Всес. научно - техн. совещ. по упл. технике - Сумы, 1988. - с. 112 - 113.
22. Горовой С. А. Гидродинамический расчет опорно-уплотнительных узлов центробежного насоса с самоустанавливающимся ротором / С. А. Горовой – Ежем. междуна. научно - техн. и произв. журнал Химическое и нефтегазовое машиностроение - М.: МГМУ, 2017 - № 3 - С. 21 – 24.

Gorovoy S.A., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Calculation of hydraulic radial and angular forces of a smooth gap seal

The physical nature of the forces arising in the thin gaps of slotted seals of hydraulic machines has been studied quite fully. At the same time, various authors repeatedly studied the hydrodynamic characteristics of gap seals, however, the current methods for their analytical calculation for a number of parameters do not give a sufficiently accurate match. The inconsistencies in the conclusions of the researchers are due to assumptions that were made when solving the nonlinear equations of the unsteady flow of a viscous fluid in annular channels. The task of calculating radial forces includes an analysis of the law of the distribution of velocities and pressures in the flow of the fluid being sealed through an annular channel, one of the walls of which forms a rotating and vibrating rotor. In this case, the fluid flow in the gap is caused by both the axial pressure difference throttled at the seal and the nature of the movement of the inner channel wall. The problem is solved under the assumption of small radial and angular displacements of the shaft relative to the position of its static equilibrium.

Keywords. Centrifugal pump, gap seal, pump rotor, spherical infringement, revolution coil, vise coupling, hydraulic dynamics, coil of liquid, pressure of liquid, hydrodynamic forces.

Дата надходження до редакції: 22.09.2019

Solarov Oleksandr

PhD,

Sumy National Agrarian University

ORCID: 0000-0002-1485-0685

lmcsan@i.ua

Perepichay Sergiy

student

Sumy National Agrarian University

ORCID: 0000-0002-1485-0685

email per.serg96@i.ua

The article proposes a method of determining the patterns of a distribution of stresses and strains in the array. It allows to determine the depth and degree of compaction of a particular type of technology and to make rational selection of it for specific conditions. Also, the data obtained in the article make it possible to select the right equipment for tillage.

Keywords: machine-tractor unit, wheels, soil compaction.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.3>

Formulation of the problem. One of the current problems that attracts the attention of scientists is the protection of the soil from over-compaction by working bodies and wheels working in the fields of machines. It is known that soil compaction has a strong influence on its porosity, and hence on humidity and water permeability, gas exchange and aeration, temperature and thermal conductivity, as well as many other physical, chemical and mechanical properties of the soil. The pressure arising under the wheels and tracks of the moving vehicles reduces the porosity of the substrate, pushes the moisture into the lateral layers, and thus causes it to redistribute, causing uneven saturation of the soil with water. Compacted soil has less water permeability, so it absorbs water less when artificial moistening. It is also known that dense soil layers conduct heat more intensively. Increased thermal conductivity causes a twofold effect: first, the earth warms faster and deeper when it is warm in the atmosphere, and at the same time cools down more rapidly as the outside temperature drops. In general, soil compaction is a negative phenomenon because it degrades the main indicator - the fertility of the earth. Therefore, the study of mechanical phenomena in soil, flowing under the weight of technical means of processing, is one of the most important problems that occur in agricultural production.

Formulation of the task of the article. The purpose of the work is the correct choice of the theory of determining the laws of distribution of stresses and strains in the array, which is quite a difficult task because the soil is a specific material that is very different from the conventional model.

Analysis of the literature. It should take into account the following features:

1. Soil is characterized by an uneven distribution in its volume of crystalline and amorphous qualities, so it can be considered homogeneous and isotropic very conditional.

2. Due to the moisture in the soil, plastic shifts, creep and residual deformation occur even at relatively low pressure under wheels tractors.

3. Soil does not resist tensile loads and hardly retains its shape even under the influence of mass forces, and the dependence between stresses and strains does not follow a linear pattern.

4. In addition to the instantaneous deformation that occurs during the application of forces, the soil also deforms in time,

exhibiting creep properties, which is especially dangerous in the construction of buildings and structures.

5. Changing the volume of soil in the field of plastic deformation follows the law of elasticity [4, p. 155].

For these reasons, it is practically impossible to create a theory of mechanical soil calculation, covering all of the above features, although attempts to make progress in this direction are not stopped.

However, the theoretical science of soil mechanics is increasingly complicated, and practical confirmation of experience leaves much to be desired. In this regard, the most rational approach from our point of view would be to choose a method from among the proven ones, both in its simplicity and in practice.

Main research material. The complexity of solving the problem is due to many circumstances. First, different plants respond differently to soil compaction due to the diversity of the root system, individual predisposition to the nature and condition of the soil, climatic conditions and other conditions. In addition, the variety of machinery used determines the different types of mechanical impact on the soil. For example, a wheel alone can exert simply static pressure or difficultly destroy the base on various types of movement - without drifting, with drifting, etc. At the same time, much depends on the composition and condition of the soil itself.

In this paper an attempt is made to evaluate the influence of agricultural machinery motors on soil compaction and to establish the relationship between stresses and compaction.

Nowadays, in addition to classical soil mechanics based on the assumption of a linear relationship between forces and strains, other methods are applied, such as the principle of conditional calculations, the principle of limit states, the theory of reliability [1, p. 146 - 148]. The problems of soil mechanics can be solved at present on the basis of the theory of elasticity, the theory of plasticity and creep, hydromechanics, mathematical physics, fracture mechanics. Numerical solution methods are widely used. Based on the behavior of soil under load, and also given the small pressure on the soil from vehicles (compared, for example, with foundations), in the practical calculations in the phase of soil compaction can use the theory of linearly deformed environment [1, p. 149], according to which the deformation changes

in proportion to the stress and the soil behaves as elastic material, obeying the Hooke law. Therefore, in this case, you can use a mathematical apparatus of the theory of elasticity. As stated, soil can be considered as a continuous, homogeneous and isotropic medium with only some approximation, so attempts have been made to create more accurate mechanical soil models, such as rheological and others, but for known reasons they have not been used in solving real problems. Therefore, there is every reason to dwell on the principle of linearly deformed environment.

Another important factor in solving this problem is the choice of the calculation scheme. The interaction of the wheel with the soil surface is complex. First, it is a dynamic task: the soil beneath the wheel settles and there are compressive stresses, which can be characterized as a volumetric stress state, with a wave-shaped deformed stream moving in front of the wheel,

which then "freezes" in the form of a band of infinite length. Thus, this case is analogous to deformation of the soil under uniformly distributed loading, known as the indentation of a rigid die in half-space [4, p. 464].

As the wheel rolls, the soil underneath it deforms in all directions, so a volumetric stress state, characterized by nine magnitudes of stress, occurs at an arbitrary point in the array. Considering that in the final state along the strip the soil is not deformable, the problem can be reduced to a simple solution.

We distinguish the element of the deformed strip of unit thickness by two sections perpendicular to its longitudinal axis, and by placing the origin (point O) in the center of the distributed load on the free surface of the half-plane. Direct the Oz axis along the strip, the Ox axis deep into the array, and the Oy axis along the free half-plane surface.

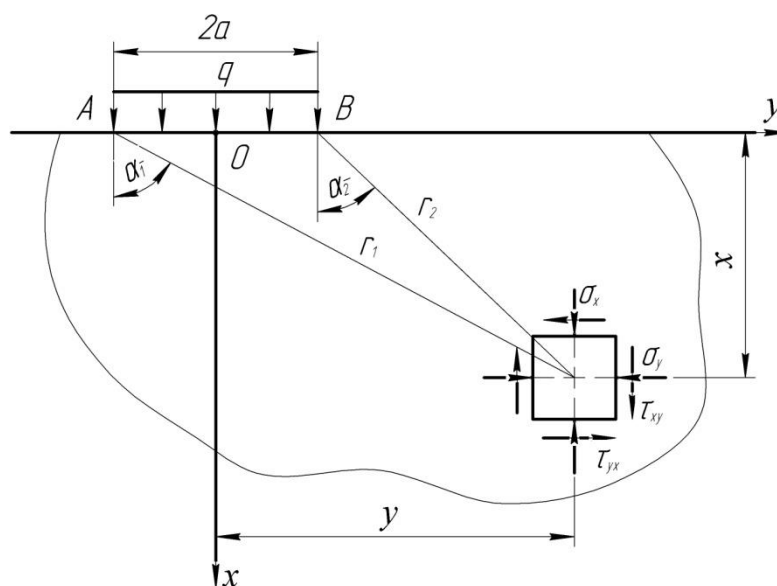


Fig. 1. The stress state in the xOy plane.

Then the single width strip can be considered as a semi-infinite plane with a uniformly distributed load q along the width of the strip $2a$, (fig. 1).

There is a common solution to this problem [3, p.102]:

$$\sigma_x = \frac{q}{2\pi} [2(\alpha_2 - \alpha_1) + \sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1];$$

$$\sigma_y = \frac{q}{2\pi} [2(\alpha_2 - \alpha_1) - \sin 2\alpha_2 + \sin 2\alpha_1];$$

$$\sigma_x = \frac{q}{\pi} (\sin^2 \alpha_2 - \sin^2 \alpha_1).$$

It can be written in the Cartesian coordinate system according to the designations in fig. 1:

$$\sigma_x = \frac{q}{\pi} \left[\arcsin \frac{y-a}{\sqrt{x^2+(x-a)^2}} - \arcsin \frac{y+a}{\sqrt{x^2+(x+a)^2}} + \frac{x(x-a)}{x^2+(y-a)^2} - \frac{x(x+a)}{x^2+(y+a)^2} \right];$$

$$\sigma_z = \mu(\sigma_x + \sigma_y) = \frac{2\mu q}{\pi} \left[\arcsin \frac{y-a}{\sqrt{x^2+(x-a)^2}} - \arcsin \frac{y+a}{\sqrt{x^2+(x+a)^2}} \right];$$

$$\sigma_y = \frac{q}{\pi} \left[\arcsin \frac{y-a}{\sqrt{x^2+(x-a)^2}} - \arcsin \frac{y+a}{\sqrt{x^2+(x+a)^2}} - \frac{x(x-a)}{x^2+(y-a)^2} + \frac{x(x+a)}{x^2+(y+a)^2} \right];$$

$$\tau_{xy} = \frac{q}{\pi} \left[\frac{(y-a)^2}{x^2+(y-a)^2} - \frac{(y+a)^2}{x^2+(y+a)^2} \right].$$

Provided that the deformation is in the direction of the axis Oz

$$\varepsilon_z = [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] / E = 0,$$

there are third normal stresses acting in sections perpendicular to the axis Oz:

where μ - Poisson's ratio; E - modulus of longitudinal elasticity.

Since in planes perpendicular to the Oz axis, there is no shear force and $\tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$, then by virtue of the law of the parity of tangent stresses $\tau_{zx} = \tau_{xz} = 0$; $\tau_{zy} = \tau_{yz} = 0$.

Thus, all nine components of the stress tensor are defined.

If, in calculating the stresses, the coordinates of the points are expressed in terms of a , then after reducing the results

by q , we obtain the ratio of the values of the stresses σ_x/q ; σ_y/q ; σ_z/q ; τ_{xy}/q . They will be common to all load cases, regardless of value a i q . In Fig. 2 shows the soil stress matrix for the right side of the half-space symmetrical about the Ox axis. When calculating stresses, the value of $\mu = 0.25$ was accepted as the most suitable for black earth soils; in addition, the minus sign, which is characteristic of all stresses under conditions of comprehensive compression, is rejected.

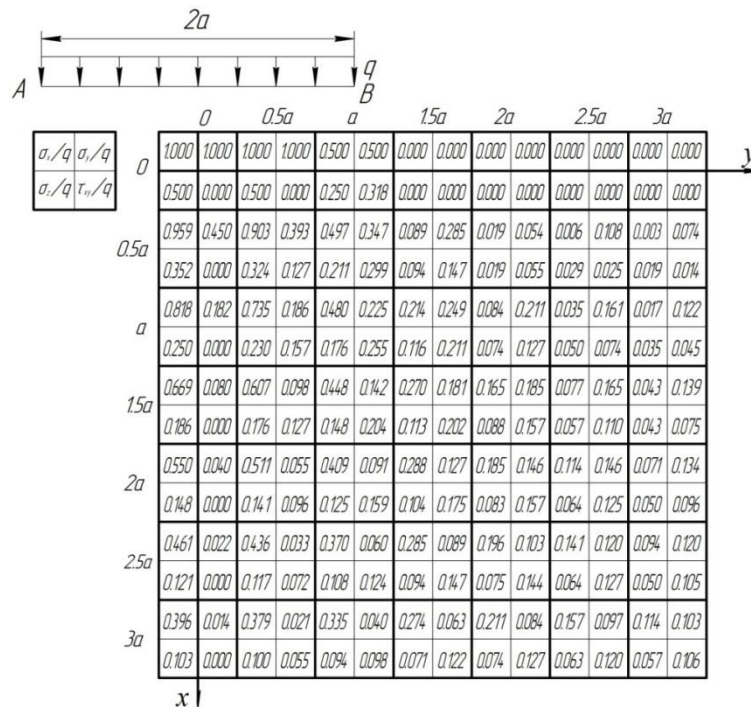


Fig. 2. Distribution of relative stresses in soil

The table in Fig. 2 is a universal matrix of relative stresses, using which it is possible to determine all stresses at an arbitrary point in the array, regardless of the width of the wheel $2a$. It is enough to multiply the number in the corresponding cell of the matrix by the intensity q - in this case the specific pressure of the wheels of tractors, cars or combines [2, p.54 - 57]. From the table it follows that the maximum modulus of voltage extends to a considerable depth and at $x = 3a$ is still about 40% of its maximum value. As expected, maximum soil compression occurs at the center of load. The vertical and horizontal stresses here are equal to the specific pressure q . The tangent stresses in the

vertical and horizontal segments at all points on the Ox line are zero, so there will be major stresses. On the free surface of the soil at $y > |a|$ all components of the voltage are zero. Under special conditions, points A and B due to pressure breakage result in a displacement of the soil under the die. It is at these points that plastic deformations arise and at a certain value the loaded soil goes into a plastic state, which with increasing pressure spreads deep into the array along the so-called sliding lines. In fact, this transition should be smooth, since the wheel usually has a rounding.

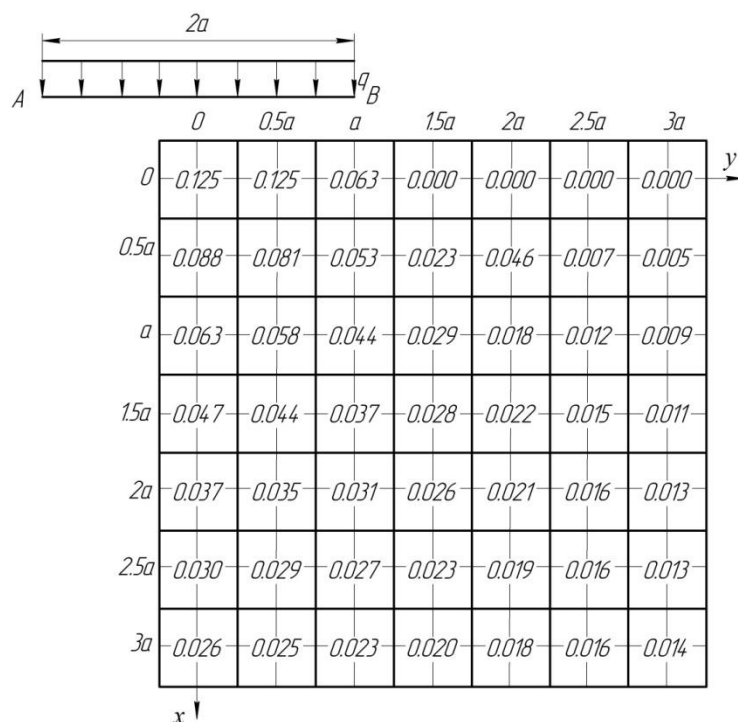


Fig. 3. Changes in soil volume related to the specific soil pressure [1/MPa]

In the horizontal direction, as the ordinates grow, the stresses decrease rapidly and already at $y = 2a$ make up 1 - 5% of their maximum values. The involved stresses have extremes that can be determined from the conditions:

$$d\tau_{xy}/dy = 0; \quad d\tau_{yx}/dy = 0.$$

The relative change in volume (relative volume deformation) at an arbitrary point is $\theta = (1 - 2\mu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/E$. If $\mu = 0,25$ i $E = 10$ МПа, calculate the values for the points with x and y coordinates within the range $0-3a$. The results of the calculations are summarized in the table in Fig. 3, where the value has the dimension [1/MPa]. After multiplying it by q , we get the true value at the corresponding point. Increased from compression relative density will be:

$$\xi = \frac{p}{p_0} = \frac{1}{1 - \theta},$$

when p_0 – density of soil in stress.

Conclusions. The developed method makes it possible to quickly determine the depth and degree of soil compaction from a particular type of machinery and to justify the choice of the machine, providing the compaction within the necessary limits, acceptable for a particular type of crop and nature of the soil. Example 1. Let us determine the relative change in soil density under the trace of the MAZ-500 A car wheel at a depth and from the

surface. From the table [2, p. 57] we find $q = 0,35$ МПа, and according to Fig. 3 for the $x = a$ relation $\theta / q = 0,41$. After that $\theta = 0,35 \times 0,063 = 0,022$ and

$$\xi = 1/(1 - 0,022) = 1,022.$$

Increasing the density by 10 - 12% will cause a decrease in the yield of potatoes by 8%, and the yield of winter wheat may decrease by 20 - 40% [2, c. 9 - 12].

The results of the calculations for the accepted values of the soil elastic constants do not differ with the data available in the literature. For example, the average soil pressure at the depth a under the wheels of the K-700 tractor according to the literature data [2, p. 35] is 0,07 МПа. According to the proposed method, the average static pressure at depth a (Fig. 2) is equal to:

$$\frac{(0,818 + 0,182 + 0,250)}{3} \cdot 0,105 = 0,044 \text{ МПа.}$$

Here, $q = 0.105$ МПа is the specific pressure on the soil from the front wheels of the K-700 tractor [2, p. 55]. Taking into account the dynamic coefficient, which is equal to 1.32 for the K-700 tractor at a speed of 12 km/h [2, p. 53], the average pressure will be 0.058 МПа. The relative change in volume with the previously accepted mechanical characteristics of the soil $\theta = 0,375$, and the relative increase in its density will be 16%.

References

1. Zotsenko M, Kovalenko V (2003): Engineering geology. Soil mechanics, foundations and foundations: a textbook. Poltava, PNTU, 554.
2. Kravchenko V (1986): Soil compaction by machines. Alma-Ata, Science, 96.
3. Samus V (1982): Fundamentals of the theory of elasticity and plasticity. Moscow, Higher School, 264.
4. Teregulov I (1984): Resistance of Materials and Fundamentals of Theory of Elasticity and Plasticity. Moscow, Higher School, 472.

Соларьов О.О., Сумський національний аграрний університет (Україна)

Перепичай С.О., Сумський національний аграрний університет (Україна)

Основні напруження в ґрунті під колесами працюючої техніки

У статті запропоновано метод визначення закономірностей розподілу напружень і деформацій у масиві ґрунту. Це дозволяє визначити глибину і ступінь ущільнення технології певного типу і зробити раціональний вибір для певних умов обробітку ґрунту. Також дані, отримані в статті, дозволяють правильно підібрати техніку для обробки ґрунту. Однією з актуальних проблем, яка привертає увагу вчених, є захист ґрунту від надмірного ущільнення колесами машин, які працюють на полі. Відомо, що ущільнення ґрунту впливає на його пористість і, отже, на вологість і водопроникність, газообмін і аерацію, температуру і теплопровідність, а також на багато інших фізичних, хімічних і механічних властивостей. Тиск, що виникає під колесами і гусеницями рухомих транспортних засобів, зменшує пористість масиву ґрунту, виштовхує вологу в бічні шари і, таким чином, перерозподіляє її, викликаючи нерівномірне насичення ґрунту водою. Підвищена теплопровідність викликає двоякий ефект: по-перше, земля нагрівається швидше і глибше, коли в атмосфері тепло, і в той же час швидше охолоджується при падінні температури зовнішнього повітря. В цілому, ущільнення ґрунту є негативним явищем, оскільки воно погіршує основний показник - родючість землі. Тому вивчення механічних явищ в ґрунті, що протікає під вагою технічних засобів, є однією з найважливіших проблем, що виникають в сільськогосподарському виробництві.

Ключові слова: машино-тракторний агрегат, колісні рушії, ущільнення ґрунту.

Дата надходження до редакції: 28.10.2019

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ПО ОЧИЩЕННЮ НАСІННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКА ВІД ДИКОЇ РЕДЬКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ПОДАЧІ МАГНІТНОГО ПОРОШКУ ЗІ ЗМІШУВАННЯМ ВИХІДНОГО МАТЕРІАЛУ З МАГНІТНИМ ПОРОШКОМ НА ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ НАСІННОСОЧИСНИХ МАШИНАХ

Головченко Галина Степанівна

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0003-3662-6163

email golgalstep@gmail.com

В роботі розглядаються питання, пов'язані з очищенням насіння цукрового буряка від дикої редьки в залежності від подачі магнітного порошку із змішуванням вихідного матеріалу з магнітним порошком в електромагнітній насінносочисній машині. Приведена технологічна схема роботи електромагнітної насінносочисної машини, наведені результати дослідів по обволіканню насіння цукрового буряка і дикої редьки магнітним порошком, наведено розподіл дикої редьки по виходах в залежності від подачі магнітного порошку та побудовані графічні залежності на вміст дикої редьки на деяких режимах електромагнітної насінносочисної машини. Аналіз отриманих залежностей показав, що мінімальний вміст дикої редьки відповідає подачі магнітного порошку 2,2 %. Із збільшенням подачі магнітного порошку вміст дикої редьки в сходах зростає.

Результати дослідів показують, що по вмісту дикої редьки в цукровому буряку можуть задовольняти на деяких режимах виходи (II + III).

При подачі магнітного порошку 3,6% і положенні заслінок приймача на поділці 5 можна вміст дикої редьки знизити до 39 шт. в одному кілограмі цукрового буряка при виході насіння 88%.

Більшого зниження вмісту дикої редьки (до 26 – 28 шт.) можна досягти при подачі магнітного порошку 2,2 % і положеннях заслінок на поділках 2,5 і 5 при виході насіння 80,6 – 84,9 %, а також при подачі магнітного порошку 3,6 % при положенні заслінок приймача на поділці 2,5 і виході насіння 82,5 %.

Ключові слова. Суміш цукровий буряк – дика редька, обволікання насіння магнітним порошком, електромагнітна насінносочисна машина, залежності виходу насіння від подачі магнітного порошку.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.4>

Постановка проблеми. В сільськогосподарському виробництві післязбиральна обробка насіння займає важливе місце і має велике значення в зниженні собівартості продукції і одержанні високих врожаїв. Видалення із вороху насіння цукрового буряка насіння бур'янів значно підвищує товарну їх цінність, поліпшує їх посівні якості, знижує засмічення полів і розповсюдження бур'янів. У останні роки в Сумській та інших областях України насіння цукрового буряка засмічене дикою редькою.

Аналіз основних досліджень. Чинним державним стандартом на насіння цукрового буряка встановлено, що дикої редьки в насінні цукрового буряка не повинно бути більше, ніж 0,1 % за масою. Після вивчення складу насінневого матеріалу цукрових буряків, який використовують на практиці буряківники Сумщини, і відповідних розрахунків встановлено, що в 1 кг насінневого матеріалу цукрових буряків має бути не більше 50 – 55 насінин дикої редьки [1].

Фактично на насінносочисні заводи надходять партії насіння цукрового буряка з вмістом дикої редьки 250 – 350 шт. і більше в одному кілограмі.

Критична швидкість насіння цукрового буряка складає 4,0 – 6,0 м/с, а насіння дикої редьки – 3,1 – 7,3 м/с [2]. В зв'язку з цим поділу насіння цукрового буряка і дикої редьки за аеродинамічними властивостями досягти неможливо.

Насіння цукрового буряка та дикої редьки мають відповідно наступні розмірні показники [1]: довжину 2,5 – 7,0 та 3,1 – 7,3 мм, ширину 2,5 – 7,0 та 2,2 – 6,9 мм і товщину 1,8 – 4,0 та 2,0 – 4,2 мм.

В зв'язку з цим поділу насіння цукрового буряка і дикої редьки за розмірними показниками досягти неможливо.

На гірках з поздовжнім рухом полотна часточки поділяються за формою з урахуванням шорсткості їх поверхні. Гладенькі часточки круглішої форми скочуються вниз,

а більш плоскі шорсткі піднімаються полотном. На гірках можна якісно очищати насіння буряків [1]. На гірках більш якісно очищення насіння цукрового буряка від дикої редьки відбувається із зменшенням продуктивності машини. Із збільшенням продуктивності машини спостерігається погіршення якості розподілу.

Однак, зменшення продуктивності машини не задовольняє існуючі технологічні лінії насінносочисних заводів.

Насіння цукрових буряків відрізняється від насіння дикої редьки насамперед властивостями поверхні. Насіння дикої редьки має циліндричну форму і поверхня його більш гладенька порівняно з поверхнею насіння цукрових буряків. Оскільки суміш насіння цукрових буряків і дикої редьки за розмірними, аеродинамічними та іншими показниками розділити неможливо, передбачається провести розділення цієї суміші на електромагнітних насінносочисних машинах.

Мета досліджень. Метою дослідження є розробка способу очищення насіння цукрового буряка від дикої редьки.

Виклад основного матеріалу. Обволікання насіння цукрового буряка та дикої редьки показує, що вони здатні утримувати на собі різну кількість магнітного порошку. Обволікання насіння порошком [3] оцінювалось коефіцієнтом захоплення порошку (%)

$$K_3 = \frac{100m_n}{m_{zp}} \quad (1)$$

де m_n і m_{zp} – відповідно маса порошку, що утримується поверхнею насіння, та маса досліджуваного зразка, г.

Значення цього коефіцієнта залежить від тонкості подрібнення залізного порошку та компонентів його наповнювача, вологості порошку та властивостей поверхні зерен.

Досліди по визначенню коефіцієнта захоплення K_3 проводились з порошком марки трифолін.

Досліди по обволіканню проводились з наважками цукрового буряка і дикої редьки в ємкості перемішування з магнітним порошком. Досліди проводились в десятикратній повторності.

Вихідний матеріал характеризувався засміченістю насіння цукрового буряка дикою редькою в штуках на кілограм, масою 1000 насінин цукрового буряка та дикої редьки, розмірними показниками дикої редьки (діаметром і довжиною) та цукрового буряка.

Визначення маси проводилось для 1000 штук насіння в десятикратній повторності, розмірних показників – заміром по 20 штук насіння в десятикратній повторності.

Засміченість насіння цукрового буряка визначалась підрахунком кількості дикої редьки в кілограмі вихідного матеріалу в шестикратній повторності.

В дослідях використовувались насіння цукрового буряка фракції 3,5 – 4,5 мм.

Витрати магнітного порошку визначались дослідним шляхом при різних положеннях головки повідка дозуючого

механізму машини. З цієї метою від'єднувався брезентовий рукав корпуса змішувальних шнеків і в трикратній повторності визначались витрати магнітного порошку на різних положеннях головки повідка.

З метою визначення продуктивності електромагнітної насіннеочисної машини через робочі органи в п'ятикратній повторності пропускали визначену кількість вихідного матеріалу і вимірювали тривалість її роботи. Досліди проводились таким чином, що під вікном бункера розташовувався отвір дозатора діаметром 24 мм.

Подача магнітного порошку (%) визначалась за наступною залежністю

$$П_{II} = \frac{100m_{П.зод}}{W_{зод}}, \quad (2)$$

де $m_{П.зод}$ – витрати магнітного порошку за одиницю часу, кг/год.;

$W_{зод}$ – продуктивність машини по насінню, кг/год.

На рис. 1 представлена технологічна схема роботи електромагнітної насіннеочисної машини.

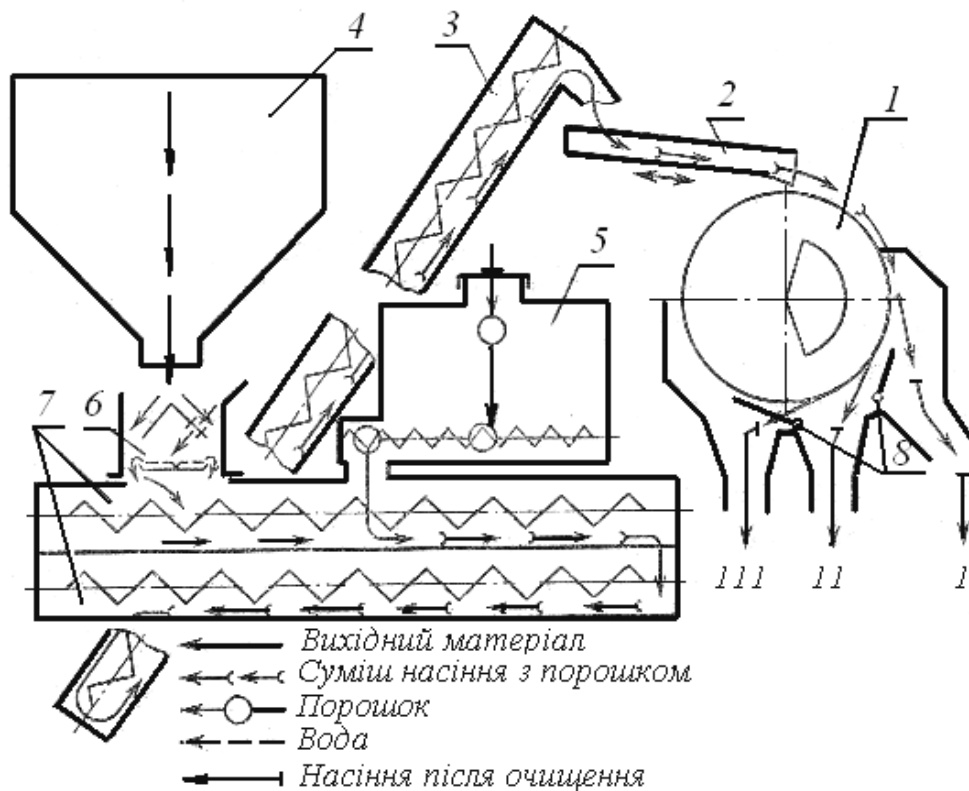


Рис. 1. Технологічна схема роботи електромагнітної насіннеочисної машини:
1 – електромагнітний барабан; 2 – лотковий транспортер; 3 – похилий шнек;
4 – приймальний бункер; 5 – апарат дозування порошку; 6 – зволожувач; 7 – змішувальні шнеки;
8 – заслінки приймача насіння; 1, 11, 111 – виходи

Вихідний матеріал в електромагнітній насіннеочисній машині очищується наступним чином [4]. Із приймального бункера 4 крізь вікно одного із отворів регульованого диска матеріал самопливом надходить в змішувальні шнеки 7, в яких і перемішується з магнітним порошком, що потрапляє із апа-

рата дозування 5. При очищенні із зволоженням вода розбризкується обертовим диском і зволожує масу, яка в цьому випадку в верхньому шнеку лише перелопачується, а потім в нижньому шнеку змішується з порошком. Із нижнього змішувального шнека суміш шнеком 3 і лотковим транспортером 2 двома потоками подається на доріжки обертового барабана

1, де і поділяється на фракції. Насіння дикої редьки скочується униз і виводиться через вихід I приймача. Насіння цукрового буряка з магнітним порошком, що захопився, виводиться через вихід III. Насіння цукрового буряка і дикої редьки, які частково обволіклися порошком, виводяться із машини через вихід II. Якість очищення насіння цукрового буряка і дикої редьки виконувалась заслінками приймача.

Результати дослідів оброблялись методами математичної статистики з визначенням середньоарифметичного значення \bar{X} , середньоквадратичного відхилення σ , коефіцієнта варіації V , абсолютної m' та відносної α_0 помилок дослідів.

Середнє арифметичне значення результатів досліджень визначалось за формулою:

$$\bar{X} = \frac{\sum V_B P}{N}, \quad (3)$$

де V_B – середній розмір і – го класу;

P – частота повторення ознаки і – го класу;

N – кількість вимірів.

Центральне відхилення x від \bar{X} , тобто різниці між значеннями середнього розміру і –го класу і середнім арифметичним, визначалось за формулою:

$$x = \pm(V_g - \bar{X}). \quad (4)$$

Середнє квадратичне відхилення знаходилось за формулою:

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum P x^2}{N - 1}}. \quad (5)$$

Коефіцієнт варіації V , %, є показником розсіювання ряду і визначається за формулою:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{X}} 100\%. \quad (6)$$

Похибка m' середнього арифметичного \bar{X} дорівнює:

$$m' = \pm \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (7)$$

або в відсотках по відношенню до \bar{X} :

$$\alpha_0 = \frac{100m'}{\bar{X}}. \quad (8)$$

Результати дослідів по очищенню насіння цукрового буряка і дикої редьки зводились в таблиці.

В табл. 1 наведені результати дослідів по обволіканню насіння цукрового буряка і дикої редьки магнітним порошком з визначенням середньоарифметичного значення результатів дослідів \bar{X} , середньоквадратичного відхилення σ , коефіцієнта варіації V , абсолютної похибки m' та відносної похибки дослідів α_0 .

В табл. 2 наведені результати по визначенню витрат і подачі магнітного порошку в залежності від положення повідка дозуючого механізму.

На рис. 2 наведена схема очищення насіння цукрового буряка від дикої редьки.

Таблиця 1. Результати дослідів по обволіканню насіння цукрового буряка і дикої редьки магнітним порошком

Матеріал, що обволікався порошком	\bar{X} , %	σ , %	V , %	m' , %	α_0 , %
Насіння цукрового буряка	15,9	2,2	13,9	0,7	4,39
Насіння дикої редьки	7,6	1,9	25,8	0,6	8,53

Таблиця 2. Витрати і подача магнітного порошку

Положення повідка дозуючого механізму	Витрати магнітного порошку		Подача магнітного порошку, %
	г /хв.	кг /год.	
2	27	1,62	2,2
3	45	2,70	3,6
4	70	4,20	5,7
5	75	4,50	6,1

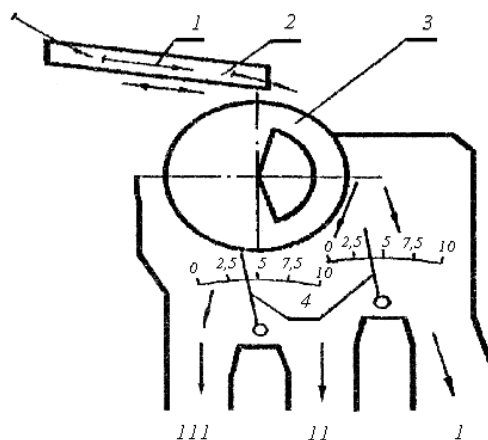


Рис. 2. Схема очищення насіння цукрового буряка від дикої редьки: 1 – суміш вихідного матеріалу з магнітним порошком; 2 – лотковий транспортер; 3 – магнітний барабан; 4 – заслінки приймача; I, II, III – виходи насіння

Суміш вихідного матеріалу 1 з магнітним порошком двома потоками подавалась лотковим транспортером 2 на доріжки обертового магнітного барабана 3 і поділялась на фракції. Насіння дикої редьки скочувалось вниз і виводилось через вихід I приймача, насіння цукрового буряка з прилиплим магнітним порошком – через вихід III. Частина насіння

цукрового буряка і дикої редьки, які частково обволікались порошком, виводились із машини через вихід II. На якість розділення насіння цукрового буряка та дикої редьки впливало положення заслінок приймача 4.

В табл. 3 наведено розподіл дикої редьки по виходах в залежності від подачі магнітного порошку.

Таблиця 3. Розподіл дикої редьки та насіння цукрового буряка в залежності від подачі магнітного порошку

Подача магнітного порошку, %	Положення заслінок приймача, поділки	Вміст дикої редьки в вихідному матеріалі, шт./кг	Розподіл дикої редьки по виходах, шт./кг				Розподіл дикої редьки по виходах, %	
			I	II	III	II+III	I	II
2,2	2,5	235	209	21	5	26	89	9
	5	277	250	18	9	27	90	7
	7,5	280	225	44	11	55	81	16
3,6	2,5	170	142	28	0	28	84	16
	5	269	230	36	3	39	85	13
	7,5	268	194	58	16	74	72	22
5,7	2,5	267	222	44	1	45	83	16
	5	335	256	72	7	79	77	21
	7,5	237	151	64	22	86	64	27
	10	282	103	132	47	179	37	47
6,1	2,5	278	219	58	1	59	79	21
	5	304	221	77	6	83	73	25
	7,5	266	107	144	15	159	40	54
	10	254	66	139	49	188	26	55
2,2	2,5	235	2	11	19,44	59,72	20,84	80,56
	5	277	3	10	15,09	44,65	40,26	84,91
	7,5	280	3	19	7,17	59,07	33,76	92,83
3,6	2,5	170	0	16	17,49	80,72	1,79	82,51
	5	269	2	15	12,0	56,0	32,0	88,0
	7,5	268	6	28	5,55	41,66	52,79	94,45
5,7	2,5	267	1	17	9,47	86,18	7,37	93,55
	5	335	2	23	5,05	73,73	21,2	94,93
	7,5	237	9	36	1,53	53,02	45,4	98,42
	10	282	16	63	0,32	23,73	75,95	99,68
6,1	2,5	278	0	21	2,45	95,48	2,07	97,55
	5	304	2	27	1,48	85,30	13,22	98,52
	7,5	266	6	60	0,42	39,59	59,99	99,88
	10	254	19	74	0,17	42,24	57,59	99,83

За даними таблиці будувались залежності.

Криві 1 та 2 (рис. 3) на деяких режимах задовольняють стандарту на вміст дикої редьки. Крива 3 не на жодному

із режимів не задовольняє стандарту на вміст дикої редьки. Рисунок 4, 5 та 6 по виходу насіння цукрового буряка слід розглядати з залученням рис. 3.

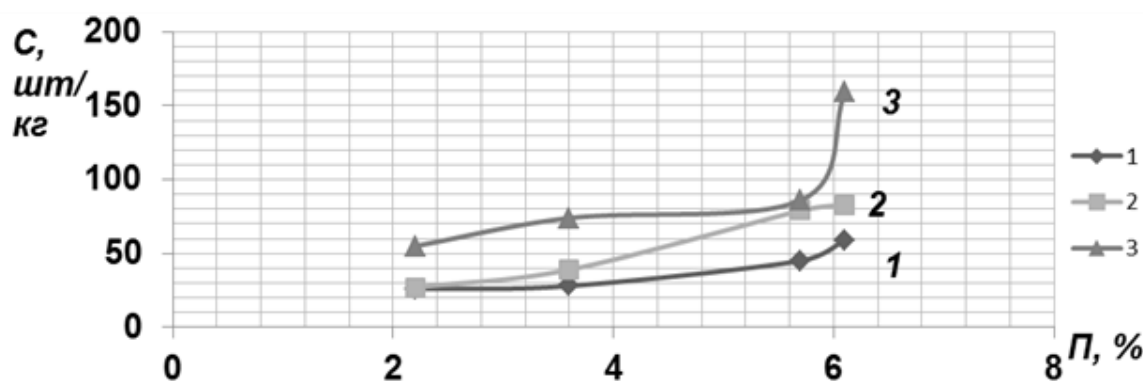


Рис. 3. Залежності вмісту дикої редьки С у виході (II + III) від подачі магнітного порошку П при положеннях заслінок приймача насіння: 1 – на поділці 2,5; 2 – на поділці 5; 3 – на поділці 7,5

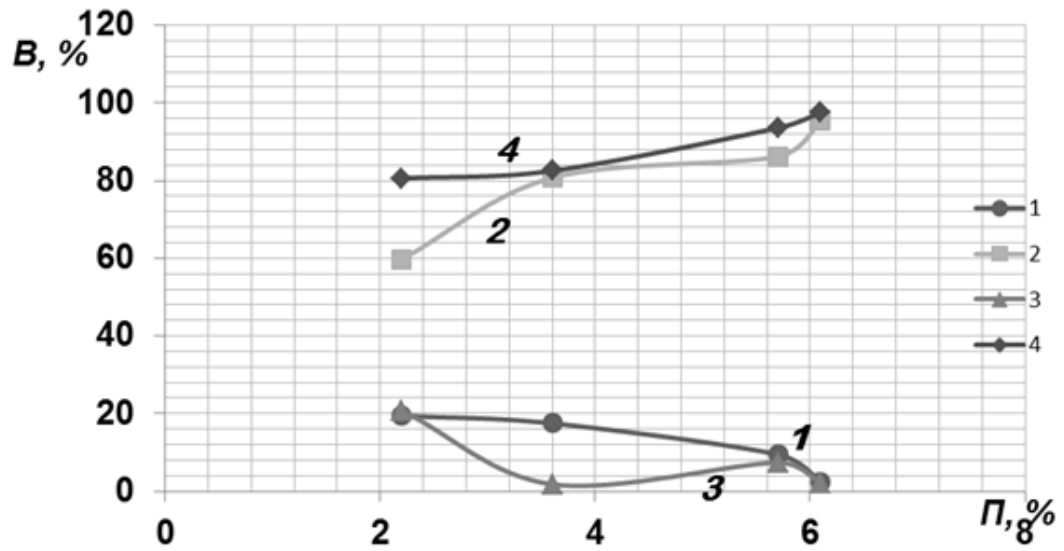


Рис. 4. Залежності виходу насіння B від подачі магнітного порошку Π при положенні заслінок приймача на поділці 2,5: 1 – вихід I; 2 – вихід II; 3 – вихід III; 4 – виходи (II + III)

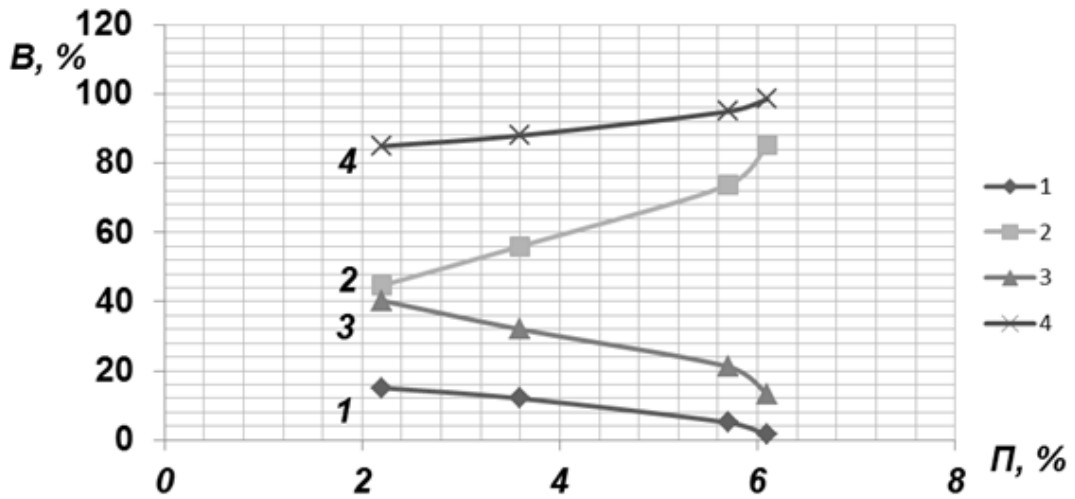


Рис. 5. Залежності виходу насіння B від подачі магнітного порошку Π при положенні заслінок приймача на поділці 5: 1 – вихід I; 2 – вихід II; 3 – вихід III; 4 – виходи (II + III)

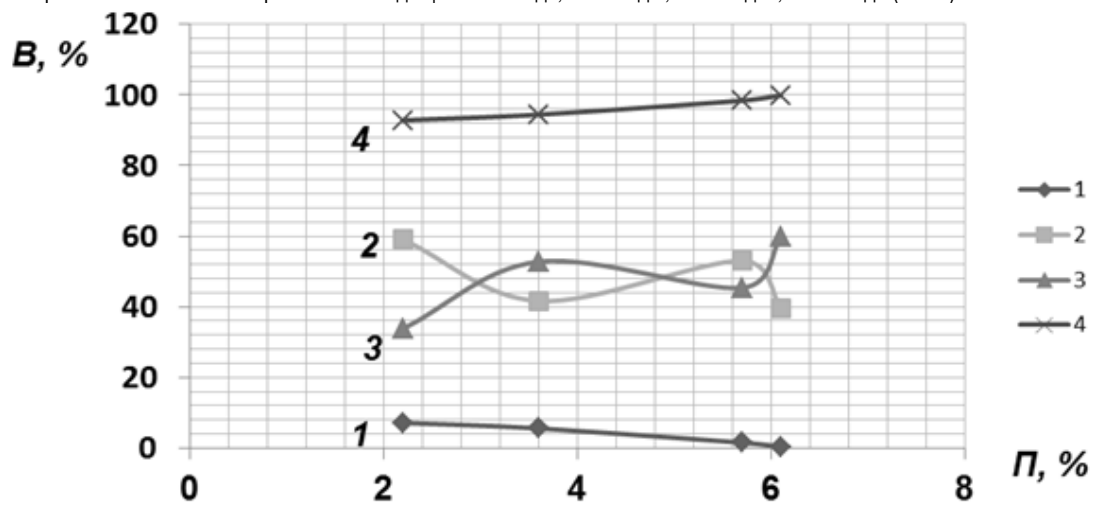


Рис. 6. Залежності виходу насіння B від подачі магнітного порошку Π при положенні заслінок приймача на поділці 7,5: 1 – вихід I; 2 – вихід II; 3 – вихід III; 4 – виходи (II + III)

Висновки. Мінімальний вміст дикої редьки відповідає подачі магнітного порошку 2,2 %. Із збільшенням подачі магнітного порошку вміст дикої редьки в сходах зростає. Це можна пояснити тим, що починаючи з деякої подачі магнітного порошку обволікання дикої редьки збільшується і очищення насіння цукрового буряка погіршується.

Виходи (II + III) із збільшенням подачі порошку збільшуються (див. рис. 4, 5 та 6).

Подібну зміну виходів можна пояснити тим, що із збільшенням подачі порошку обволікання насіння зростає. В зв'язку з тим, що вихід I буде зменшуватись, буде відбуватись перерозподіл насіння в виходах II і III. Із збільшенням відкриття заслінки зменшується поверхня магнітного барабана, з якої відсікається насіння, що спрямовується в вихід I. Поверхня барабана, з якої сходять насіння в виходи II і III з відкриттям заслінок зростає.

Зростання вмісту дикої редьки в виходу I (див. рис. 3) із збільшенням відкриття заслінок пояснюється тим, що в цьому виході буде зменшуватись доля насіння цукрового буряка.

Зменшення виходу I і збільшення виходу (II + III) обумовлюється причинами, які викладені вище. Із збільшенням

відкриття заслінок відбувається перерозподіл насіння по виходах, в зв'язку з цим вихід I зменшується, а вихід II зростає.

Із збільшенням подачі магнітного порошку вміст дикої редьки (%) в виході I знижується при різних положеннях заслінок приймача. Це пояснюється виносом її в інші виходи в зв'язку з більшим обволіканням.

Результати дослідів показують, що по вмісту дикої редьки в цукровому буряку можуть задовольняти на деяких режимах виходи (II + III).

При подачі магнітного порошку 3,6% і положенні заслінок приймача на поділці 5 можна вміст дикої редьки знизити до 39 шт. в одному кілограмі цукрового буряка при виході насіння 88%.

Більшого зниження вмісту дикої редьки (до 26 – 28 шт.) можна досягти при подачі магнітного порошку 2,2 % і положеннях заслінок на поділках 2,5 і 5 при виході насіння 80,6 – 84,9 %, а також при подачі магнітного порошку 3,6 % при положенні заслінок приймача на поділці 2,5 і виході насіння 82,5 %.

Виконання вимог державного стандарту на очищенні насіння цукрового буряка від дикої редьки забезпечує робота електромагнітної насіннеочисної машини на деяких режимах.

Список використаної літератури:

1. Кулагин М. С. Механизация послеуборочной обработки и хранения зерна и семян / М.С. Кулагин, В.М. Соловьев, В.С. Желтов. – М.: Колос, 1979. – 256 с.
2. Механіко – технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів : Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін.; За ред. С.С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
3. Слугинов В. М., Дяденко С. И., Яцун Г. С. Использование электромагнитной машины по очистке семян сахарной свёклы. В кн. «Пути повышения эффективности производства и качества сельскохозяйственной продукции». – Сумы: 1985. – С. 106 – 107.
4. Войтюк Д. Г., Яцун С. С., Довжик М. Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / За ред. Д. Г. Войтюка. – Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. – 543 с.

Golovchenko G., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

The results of experimental studies on the purification of sugar beet seeds from wild radish on electromagnetic seed cleaning machines

The paper considers issues related to the purification of sugar beet seeds from wild radish depending on the supply of magnetic powder with mixing of the starting material with magnetic powder in an electromagnetic seed cleaning machine. The flow chart of the operation of an electromagnetic seed cleaning machine is presented, the results of experiments on enveloping seeds of sugar beet and wild radish with magnetic powder are presented, the distribution of wild radish seeds in the outputs depending on the supply of magnetic powder is presented, and graphical dependences on the content of wild radish in some operating modes of the electromagnetic seed cleaning machine are constructed.

The analysis of the got dependences showed that minimum content of wild radish answered the serve of magnetic powder 2, 2 %.

The results of the experiments show that, according to the content of wild radish in sugar beets, they can satisfy yields (II + III) in some modes. When applying magnetic powder of 3.6% and the position of the receiver flaps on division 5, the content of wild radish can be reduced to 39 pcs. in one kilogram of sugar beets with a seed yield of 88%. A greater decrease in the content of wild radish (up to 26 - 28 pcs.) Can be achieved by feeding magnetic powder 2, 2% and the positions of the dampers on divisions 2,5 and 5 with a seed yield of 80,6 – 84,9%, as well as by feeding magnetic 3,6% powder when the position of the receiver dampers is 2,5 and the seed yield is 82,5%.

Key words: a mixture of sugar beets – wild radish, enveloping seed with magnetic powder, an electromagnetic seed cleaning machine, the dependences of the yield of seeds on the supply of magnetic powder.

Дата надходження до редакції: 28.11.2019

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕТИКИ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ ДИСПЕРСНИХ ПРОДУКТІВ В СУШАРКАХ ІЗ ПСЕВДОЗРІДЖЕНИМ ШАРОМ ІНЕРТНОГО НОСІЯ

Сабадаш Сергій Михайлович

кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0002-0371-8208
Email: s.v.sabadash@ukr.net

Савченко-Перерва Марина Юріївна

кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0002-8498-3272
email: marina.saw4encko2011@gmail.com

Колодненко Віталій Миколайович

ст. викладач
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0002-8450-6759
Email: vn@ukr.net

Проведено дослідження процесу сушіння дисперсних продуктів. Встановлені кінетичні залежності між продуктивністю сушарки і температурою матеріалу в процесі його зневоднення. Представлена матриця планування експерименту і результати її реалізації.

Ключові слова: сушарка, киплячий шар, планування експерименту, продуктивність, середня температура.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.5>

Постановка проблеми.

Під кінетику процесу сушіння розуміють зміну середнього вологовмісту і середньої температури тіла на протязі часу. Ці закономірності процесу сушіння дозволяють розрахувати кількість випареної вологи із матеріалу і витрату теплоти на сушіння.

В умовах оптимального гідродинамічного режиму з використанням методу планування експерименту нами проведено дослідження кінетики сушіння післяспиртової зернової барди в апараті із псевдозрідженим шаром.

Метою роботи є визначення кінетики сушіння післяспиртової зернової барди в апараті із псевдозрідженим шаром.

Обговорення результатів дослідження.

Однією із актуальних задач при дослідженні процесів сушіння різноманітних матеріалів – встановлення однозначної залежності між продуктивністю сушарки і температурою матеріалу в процесі його зневоднення.

На рис. 1 приведені експериментальні дані по впливу температури сушильного агента на вході в сушильну камеру на питому продуктивність по випареній волозі.

Отримані криві свідчать про те, що температура являється найбільш істотним фактором, який впливає на продуктивність сушарки

На рис. 2 приведені данні, які характеризують взаємозв'язок між початковою вологістю матеріалу (ω_n) і питомою продуктивністю по волозі.

На рис. 3 приведені данні по впливу кінцевої вологи матеріалу (ω_k) на питому продуктивність по волозі.

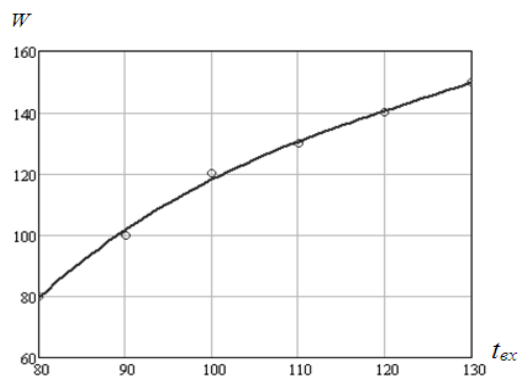


Рис. 1. Продуктивність сушарки (W кг вологи/м³год) за різної температури повітря на вході в камеру ($t_{вх}, ^\circ\text{C}$) при $\omega_n - 45\%$, $\omega_k - 10\%$.

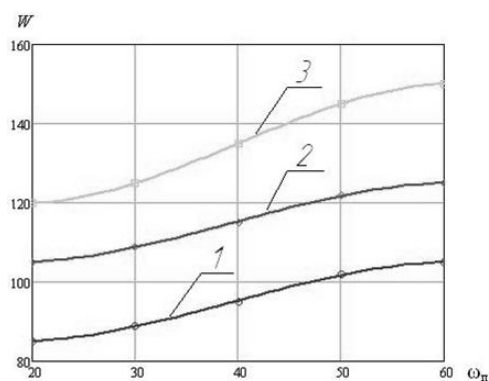


Рис. 2. Продуктивності сушарки (W кг вологи/м³год) за різної початкової вологості продукту при $\omega_k - 10\%$; $t_{вх1} - 90^\circ\text{C}$; $t_{вх2} - 100^\circ\text{C}$; $t_{вх3} - 110^\circ\text{C}$.

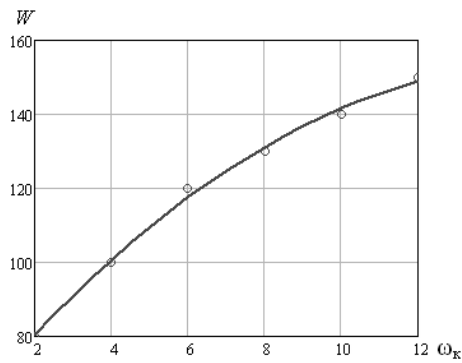


Рис. 3. Продуктивності сушарки (W кг вологи/м³год) від кінцевої вологи (ωк %) продукту.

Практично важлива узагальнююча залежність:
 $W \text{ кг/м}^3\text{год} = f(\omega_n, \omega_k, t_{\text{вх}})$ (1)
 досліджувалась з використанням статистичних методів планування експерименту [1,2,3,4]. Умови планування приведені в таблиці 1.

Для отримання лінійного приближення залежності (1) використовувався метод факторного планування експерименту типу 2³.

Матриця планування експерименту і результати її реалізації наведені в таблиці 2 (дослід 1-8).

Таблиця 1.

Умови планування експерименту

Найменування	t на вході в камеру, t _{вх} °C	Початкова волога ω _н , %	Кінцева волога ω _к , °C	Питома продуктивність по волозі кг/м³год
1	2	3	4	5
Рівень:				
нижній	90	35	8	
верхній	130	55	12	
базовий	110	45	10	
Інтервал варіювання	20	10	2	
Кодове значення	X ₁	X ₂	X ₃	y

Таблиця 2

Номер досліджу	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ X ₂	X ₁ X ₃	X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₃	y ₁	y ₂	\bar{y}	(y ₁ - \bar{y})	(y ₂ - \bar{y})	(y ₁ - \bar{y}) ²	(y ₂ - \bar{y}) ²
1	+	-	-	-	+	+	+	-	106	115	110,5	-4,5	4,5	20,25	20,25
2	+	+	-	-	-	-	+	+	160	164	162	-2,0	2,0	4,0	4,0
3	+	-	+	-	-	+	-	+	142	149	145,5	-3,5	3,5	12,25	12,25
4	+	+	+	-	+	-	-	-	209	213	211	-2,0	2,0	4,0	4,0
5	+	-	-	+	+	-	-	+	106	115	111,5	-4,5	4,5	20,25	20,25
6	+	+	-	+	-	+	-	-	160	165	162,5	-2,5	2,5	6,25	6,25
7	+	-	+	+	-	-	+	-	212	221	216,5	-4,5	4,5	20,25	20,25
8	+	+	+	+	+	+	+	+	216	222	219	-3,0	3,0	9,0	9,0
														$\sum (y - \bar{y})^2 = 96,25$	

Матриця планування експерименту та його реалізація

Нижній рівень змінних позначений (-), верхній (+). Коefіцієнти рівнянь регресії [1] визначали за формулою (2):

Обчислення коefіцієнтів:

$$b_0 = \frac{\sum_{n=0}^N y_n}{N};$$

$$b_i = \frac{\sum_{n=0}^N x_i \cdot y_n}{N};$$

$$b_{ie} = \frac{\sum_{n=0}^N x_{in} \cdot x_{en} \cdot y_n}{N};$$

$$b_0 = 167,1875; b_1 = 21,4375; b_2 = 30,8125;$$

$$b_3 = 9,9375; b_{12} = -4,4375; b_{13} = -7,8125$$

$$b_{23} = 9,8125; b_{123} = 7,9375.$$

Після обчислення коefіцієнтів регресії перевіряємо їх на значимість із використанням t – критерію за формулою (3).

$$t = \frac{b_i}{\sigma_{b_i}};$$

$$\sigma_{b_i} = \sqrt{\frac{\sigma_y^2}{N}};$$

$$\sigma_y^2 = \frac{\sum_{n=1}^n (\bar{y} - \bar{y})^2}{f}.$$

де, σ – середнє квадратичне відхилення;

N₀ – число дослідів у центрі експерименту;

N – число дослідів;

y – значення W на базовим рівнем.

Число ступенів вільності:

f = N - (K + 1); де - число факторів;

$$\sum_{n=1}^N (y_i - \bar{y})^2 = 96,25.$$

У досліджуваному випадку число ступенів вільності дорівнює:

$$f = 8 - (3 + 1) = 4$$

$$\sigma_y^2 = \frac{96,25}{4} = 24,0625$$

$$\sigma_{ei} = \sqrt{\frac{\sigma_y^2}{N}} = \sqrt{\frac{24,0625}{8}} = 1,7343.$$

Значення t- критерію для різних коефіцієнтів регресії розраховували по залежностях (3):

$$t_0 = 96,4; \quad t_1 = 12,36; \quad t_2 = 17,766; \quad t_3 = 5,7299;$$

$$t_{12} = -2,56266; \quad t_{13} = -4,5; \quad t_{23} = 5,6579;$$

Табличне значення t- критерію при $f=4$ та надійності 0,95; $t_{кр}=2,78$ [2].

У такому випадку незначним є коефіцієнт $\beta_{1,2}$. Кінцеве рівняння матиме вигляд:

$$y = 167,1875 + 21,4375X_1 + 30,8125X_2 + 9,9375X_3 - 7,8125X_1X_3 + 9,8125X_2X_3 - 7,9375X_1X_2X_3 \quad (4)$$

Перевірка рівняння на адекватність за рівняннями Фішера. Критичне значення критерію за рівнянням (4):

$$F_P = \frac{\sigma_y^2}{\sigma_{ei}^2} = \frac{24,0625}{1,734^2} = \frac{24,0625}{3,006756} = 8,00$$

Висновки.

1. При 5%- му рівні значимості і числа ступенів вільності для чисельника $f_1 = 4$ і для знаменника $f_2 = 3$ табличне значення критерію $F_{кр}=8,84$. Оскільки $F_p < F_T$, то модель, представлена рівнянням (4), адекватна [2].

2. Із рівняння (4) видно, що найбільший вплив на продуктивність сушарки по випареній волозі надає початкова волога матеріалу (x_2), також потужний вплив надає температура на вході в камеру (x_1) і кінцева (x_3) волога матеріалу.

3. Температурний режим сушіння, який забезпечує отримання продукту із кінцевою вологою до 10 %, наступний: температура повітря:

на вході в камеру 100 - 130 °С;
на виході із камери 40-60 °С.

Список використаної літератури:

1. Налимов В.В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / Налимов В.В., Чернова Н.А. - М.: Наука. - 1965. - 340 с.
2. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. - М.: Машиностроение. - 1981. - 184с.
3. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. - М.: 1976. - 279с.
4. Харман К. Планирование экспериментов в исследовании технологических процессов / К. Харман, Э. Лецкий, В. Шефер. - М: Мир, 1977. - 552 с.

Sabadash S.M., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Savchenko-Pererva M.Yu., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Kolodnenko V.M., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Investigation of the kinetics of the process of drying dispersed products in dryers with a fluidized bed inert carrier

A study of the drying process of dispersed products. Kinetic relationships between the dryer performance and the temperature of the material during its dehydration have been established. The presented experiment planning matrix and the results of its implementation.

Key words: *dryer, fluidized bed, experiment planning, productivity, average temperature.*

Дата надходження до редакції: 24.09.2019

Сердюк Василь Васильович

аспірант

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0001-7319-2451

email 0978545199@ukr.net

Руденко Віктор Аркадієвич

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0001-7319-2451

email rudvik1942@ukr.net

Зубко Владислав Миколайович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0002-2426-2772

email zubkovladislav@ukr.net

В статті розглядаються і аналізуються результати експериментальних досліджень подрібнення зерна ударно-сепараційного подрібнювача при зміні конструктивних і технологічних параметрів його роботи. Досліджувалися витрати енергії та ступінь подрібнення зерна при роботі подрібнювача, був реалізований повно факторний експеримент, який потім доповнювався "зірковими" та "нульовими" точками до ротатабельного плану. Проведений аналіз впливу факторів на досліджувані параметри.

Ключові слова: витрата енергії, подрібнення, зерно, модуль помелу, планування експерименту, ротатабельний план.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.6>

Постановка проблеми: Подрібнення зерна при приготуванні кормів є важливим процесом, який необхідний за вимогами фізіології тварин, оскільки утворюються частинки з великою загальною поверхнею, а це сприяє процесу травлення і кращому засвоєнню поживних речовин. При цьому продуктивність птахівництва і тваринництва підвищується на 10 ...15% [1]. Подрібнене зерно складає основу в рецептурі комбікормів, але витрати енергії на подрібнення складають до 5% виробленої у світі енергії [2], а у технології кормо виробництва на подрібнення припадає близько 65% і енергетичні витрати в балансі собівартості готової продукції складають до 33% [3]. Тому досліджувався процес роботи ударно-сепараційного подрібнювача з метою підвищення ефективності його роботи і зниження енерговитрат технологічного обладнання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вклад в розвиток теорії і роботи подрібнювачів зернових матеріалів внесли І.І. Ревенко, О.М. Пилипенко, Г.М. Кукта, С.В. Мельников та ряд інших вчених. На сучасних лініях приготування комбікормів подрібнення зерна проводиться, в основному, подрібнювачами ударної дії. Витрати енергії на подрібнення зерна залежать від багатьох змінних величин, основними з яких являються фізико-механічні властивості подрібнювального матеріалу, а також конструктивні параметри подрібнювачів і технологічні параметри їх роботи. Дослідження використання енергії активного удару в процесі подрібнення зерна, який залежить від багатьох факторів і в значній мірі впливаючи на енергоємність приготування кормів, становить актуальну задачу.

Досліди проводилися у між факультетській лабораторії новітніх технологій в галузі харчових продуктів. Для цього була розроблена і виготовлена експериментальна

установка. Попередньо виконаний апріорний аналіз матеріалів дослідів роботи ударно-сепараційних подрібнювачів [1,2,3,4] дав змогу визначити технологічні і конструктивні фактори, що найбільше впливають як на витрати енергії, так і на ступінь подрібнення зерна. Такими факторами прийнятими для подальших дослідів виявилися, як вже було зазначено [5, 6]: X_1 – кут нахилу відбивних пластин статора; X_2 – лінійна швидкість (частота обертів) ротора; X_3 – подача зерна; X_4 – зазор між ротором та статором.

До факторів, що беруть участь в експерименті висуваються певні вимоги, а саме: вони повинні бути незалежними змінними та з достатньою точністю вимірюватися наявними засобами; є однозначними і керованими; бути сумісними один з одним; оцінюватися кількісно і не пов'язуватися між собою лінійними кореляційними зв'язками. Всі прийняті фактори відповідають цим вимогам. Особливу увагу, при виборі основного рівня фактору (нульової точки), звертали на призначення області визначення факторів. При обранні інтервалів варіювання факторів урахувували те, що інтервал варіювання повинен достатньо відрізнятись від значення, відповідного основному рівню фактору. Таким чином, основні рівні факторів і інтервали їх варіювання становили: кут нахилу відбивних пластин статора $X_1 - 135 \pm 15^\circ$; лінійна швидкість (частота обертів) ротора $X_2 - 50 \pm 15$ м/с; подача зерна $X_3 - 80 \pm 20$ кг/год; зазор між ротором та статором $X_4 - 6 \pm 3$ мм.

На першій стадії дослідів перевірялася гіпотеза, що невідомі нам функції відгуку описуються поліномом тієї чи іншої міри. Визначення, точність і надійність оцінок регресії залежать від властивостей застосовуваного плану експерименту. Вибір плану пов'язаний з визначенням числа експери-

ментальних точок і такого їх розташування в факторному просторі, яке дозволяє при мінімальній кількості дослідів отримати необхідну інформацію для прийняття рішення. Попередньо розглядалася лінійна модель, яка була першим етапом роботи. Модель складається із вільного члена і лінійних коефіцієнтів рівняння регресії, а це і потребує реалізації повно факторного експерименту, в якому фактори варіюють на двох рівнях. Для цього складалася таблиця, матриця планування, де вказуються умови проведення всіх дослідів, що утворюють обраний план [5, 6].

Досліди проводилися на розробленій і виготовленій в лабораторії експериментальній установці. Статори подрібнювача виготовлялися з кутом нахилу відбивних пластин у 120 і 150 градусів і були змінні в залежності від умов дослідів. Куту швидкість обертання ротора подрібнювача виміряли і контролювали за допомогою електронного частотоміра. Контрольне зважування зерна, яке використовували для проведення дослідів, в кількості 500 грамів, робили перед подрібненням зерна. Зміну зазору між статором та ротором виконували заміною статора, таким чином щоб забезпечити необхідні у даному досліді умови. Використану потужність електричного двигуна, в експериментальних дослідженнях, контролювали вимірюючи силу струму і напругу спожиту двигуном, електронними приладами. Подрібнене зерно отримане в результаті кожного дослідів, перемішували до однорідної суміші, та пересівали через набір сит на лабораторному класифікаторі. Потім визначали вагу кожної фракції і середній модуль помелу.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Визначити вплив конструктивних параметрів подрібнювача енергоощадні режими його роботи, ступінь подрібнення зерна, оптимальні конструктивні параметри та режими роботи ударного подрібнювача зерна, здатного забезпечити відповідний модуль помелу.

Результати дослідження. Дослідження проводилися у між факультетській лабораторії новітніх технологій в галузі харчових продуктів, спрямовані на визначення оптимальних конструктивних і технологічних параметрів подрібнювача.

Виклад основного матеріалу дослідження. Аналітична обробка матеріалів експериментального дослідження проводилась для отримання математичної залежності вихідних параметрів від факторів, які брали участь в досліді [7, 8, 9]. Обробка результатів експерименту проводилась в наступній послідовності. За результатами паралельних спостережень визначалось середнє арифметичне значення результатів дослідів і дисперсія, яка характеризує варіацію повторних дослідів. При проведенні паралельних дослідів для визначення помилкових дослідів використовувався критерій Стюдента і якщо експериментальне значення критерію по модулю було більше табличного, то дослід вважався не дійсним.

Перехід від помилок дослідів до помилки експерименту пов'язаний з усередненню дисперсії помилок, а це можливо тільки у випадку однорідності всіх дисперсій. Тобто се-

ред усіх підсумованих дисперсій нема таких, які б значно перевищували усі останні. Однорідність дисперсій перевірялася за допомогою критерію Кохрена, який дорівнює відношенню максимальної дисперсії до суми усіх дисперсій. Гіпотеза про однорідність дисперсій підтверджувалася, як що експериментальне значення критерію Кохрена не перевищувала табличного значення. Однорідність дисперсій дослідів дозволяє переходити до оцінки дисперсії експерименту-дисперсії відтворюваності, яка характеризує помилку всього експерименту і котра необхідна для регресійного аналізу.

Проведений повно факторний експеримент показав, що залежність потужності енергії при подрібненні зерна (робочий хід), має наступний вигляд

$$W_p = 1,49 + 0,07X_1 + 0,69X_2 + 0,04X_3 - 0,02X_4 + 0,02X_1X_4 + 0,016X_1X_2X_4 + 0,026X_2X_3X_4$$

Рівняння показує, що всі обрані фактори впливають на витрати енергії, але лінійною моделлю описати з необхідною точністю дослідження не уявляється можливим, так як коефіцієнти регресії при ефектах парної і потрійної взаємодії значущі і необхідно продовжувати дослідів з ціллю отримання математичної моделі другого порядку. Такі ж результати отримані і при обробці матеріалів по подрібненню зерна.

Для продовження дослідів був складений і реалізований ротатабельний план в якому повно факторний експеримент становив "ядро" плану до якого додавалися "зіркові" і "нульові" точки [2,3].

Обробка результатів експерименту дозволила отримати рівняння регресії, яке є моделлю об'єкта дослідження і описує витрати енергії.

$$W_p = 1,309 + 0,0642X_1 + 0,628X_2 + 0,0359X_3 - 0,0334X_4 + 0,0959X_2^2 + 0,0204X_3^2 + 0,0179X_4^2$$

Знаки перед коефіцієнтами регресії вказують напрямок руху по кожному з відповідних чинників в бік збільшення параметра виходу. Абсолютне значення коефіцієнтів дає зміна параметра виходу при зміні фактору на величину інтервалу варіювання з урахуванням знаку. Збільшення кута нахилу відбивних пластин статора, лінійної швидкості (частоти обертів) ротора і подачі зерна, в межах варіювання факторів, приводить до збільшення витрат енергії, а зазор між ротором та статором навпаки.

Для аналізу впливу окремих факторів на витрати енергії будуюмо умовно одномірні залежності, стабілізуючи значення інших факторів на певному рівні.

За результатами проведених експериментальних досліджень встановлено, що найбільший вплив на витрати енергії при подрібненні зерна здійснює куту швидкість (частота обертів) ротора, збільшення якої приводить до стрімкого зростання використаної потужності. Збільшення кута нахилу відбивних пластин статора і подачі зерна в подрібнювач приводять також до зростання використаної потужності, а збільшення зазору між ротором та статором навпаки приводить до зниження використаної потужності.

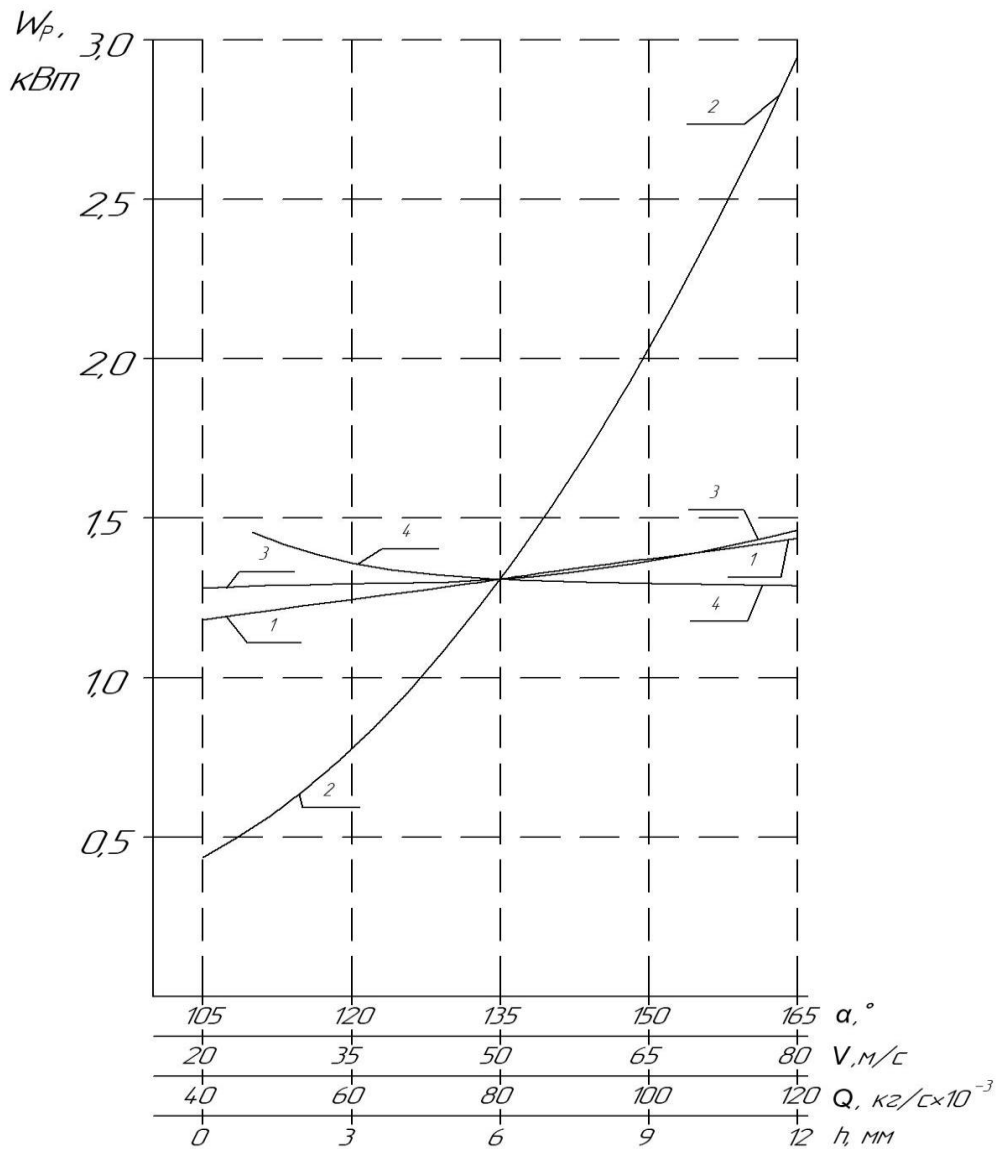


Рис. 1. Залежність енерговитрат при подрібненні зерна від:
 1 - кута нахилу відбивних пластин статора; 2 - лінійної швидкості (частоти обертів) ротора;
 3 - подачі зерна; 4 - зазору між ротором та статором.

Ступінь подрібнення зерна описується наступним рівнянням

$$I = 4,31 + 0,77X_1 + 1,545X_2 - 0,23X_3 - 0,345X_4 - 0,114X_1^2 + 0,132X_2^2 + 0,134X_4^2 + 0,46X_1X_2 - 0,177X_2X_3 - 0,139X_2X_4$$

Також будемо умовно одномірні залежності ступеня подрібнення зерна від досліджуваних факторів.

Найбільший вплив на ступінь подрібнення зерна здійснюють лінійна швидкість ротора та кути нахилу відбивних пластин статора. При зростанні цих параметрів ступінь подрібнення зерна збільшується, а зростання подачі зерна й зазору між ротором та статором приводять до зниження ступеня подрібнення.

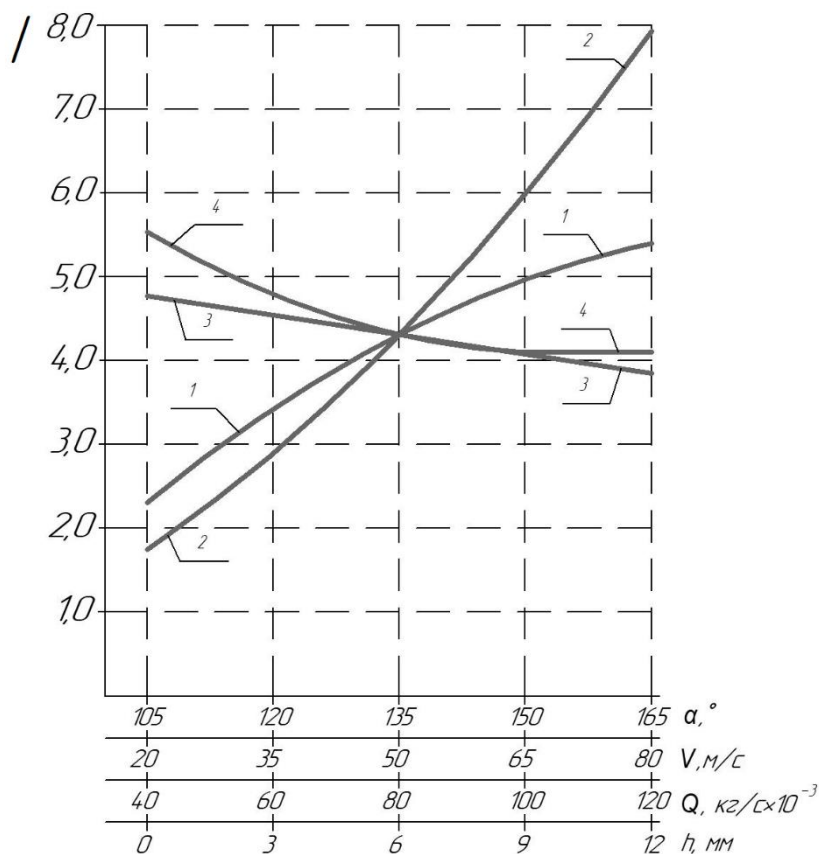


Рис.1. Залежність ступеня подрібнення зерна від: 1 - кута нахилу відбивних пластин статора; 2 - лінійної швидкості (частоти обертів) ротора; 3 - подачі зерна; 4 - зазору між ротором та статором.

Висновки Аналізуючи залежності витрат енергії і ступеня подрібнення зерна можна зробити висновки, що досяг-

нути необхідного модуля помелу зерна можна варіацією досліджуваних факторів і при цьому вибрати найбільш енергоощадний режим роботи.

Список використаної літератури:

1. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов. М.: Агропромиздат, 1987. – 303 с.
2. Клушанцев Б.В., Косарев Ю.А., Муйземнек, Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. - М.: Машиностроение, 1990. - 320 с.
3. Ревенко І.І. та ін. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств. К.: Урожай, 1999. – 191 с.
4. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк та ін. За ред. Яцуна С.С. К.: Мета, 2003. – 448 с.
5. Сердюк В.В. Визначення витрат енергії на процес дроблення зерна./ Сердюк В.В., Руденко В.А. - Суми: Вісник СНАУ, Механізація та автоматизація виробничих процесів. 2015. - випуск 11 (27) - с.53-56.
6. Сердюк В.В. Дослідження процесу дроблення зерна ударно-сепараційним подрібнювачем /В.В Сердюк, В.А. Руденко. – Суми: Вісник СНАУ, Механізація та автоматизація виробничих процесів. 2017. - випуск 10 (32) - С. 98-101.
7. Адлер Ю.П. Планирование экспериментов при поиске оптимальных решений. / Ю.П. Адлер, Е.В. Макарова, Ю.В. Грановский. М.: Наука, 1986. – 215 с.
8. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента. М.: Легкая индустрия, 1974. – 262 с.
9. Лавров В.В., Спиринов Н.А. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента. Екатеринбург, ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2004. – 257 с.
10. Лавров В.В., Спиринов Н.А. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента. Екатеринбург, ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2004. – 257 с.

Serdyuk V.V., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Rydenko V.A., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Zubko V.M., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Energy consumption when working the shock-separator measurer

The energy costs and the process of grain grinding during the operation of the shock-crusher are investigated in order to increase its efficiency and reduce energy consumption. The technological and design factors that most influence both energy consumption and the degree of grain grinding are identified. The experiments were conducted on a pilot plant designed and manufactured in the laboratory. Technological and design factors most influencing the research parameters and accepted for further experiments: the angle of inclination of the reflector plates of the stator; linear speed (speed) of the rotor; grain supply; clearance between rotor and stator. The accepted factors meet certain requirements: they are independent variables and are measured with sufficient accuracy by available means; are unambiguous and manageable; compatible with each other; are quantified and are not correlated with linear correlation relationships. The experiments were conducted on a pilot plant designed and manufactured in the laboratory. A fully factorial experiment showed that it is not possible to describe a linear energy flow model and the degree of grain grinding with the required accuracy. Therefore, the experiments were continued and "star" and "zero" points were added to the full factorial design of the experiment, which transformed the planning matrix into a second order rotatable plan. The results of studies show that the angular velocity of the rotor, the increase of which leads to a rapid increase in the used power, has the greatest influence on the energy consumption during the operation of the shredder. The degree of grinding of the grain is most influenced by the angular velocity of the rotor and the angles of inclination of the reflector plates of the stator. To analyze the influence of individual factors on energy consumption and the degree of grain grinding, we construct conditionally one-dimensional dependencies, stabilizing the value of other factors at a certain level. By changing the studied factors, it is possible to select the most energy-saving mode of operation of the shredder with the desired specified grain grinding module.

Keywords: energy consumption, grinding, grain, grinding module, experiment planning, rotatable plan

Дата надходження до редакції: 04.11.2019

Рожкова Людмила Георгіївна
кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0002-1068-8959
email rozhkova_lg@ukr.net

В статті розглядаються доцільність децентралізації енергопостачання, стан цього питання в Україні, стан виробництва автономних вітроустановок малої потужності в світі і Україні. В якості автономних вітроустановок малої потужності пропонується застосування вертикально – осьових ветроустановок нового типу з лопатями оригінальної форми, які мають достатньо високий коефіцієнт використання енергії вітру і можуть мати меншу вартість у порівнянні зі світовими зразками. До того ж вони мають самозапуск вітроколеса і можуть робити і при малих швидкостях вітра. Наводяться експлуатаційні характеристики вітроустановок, що пропонуються.

Ключові слова. Вітроустановка, вітроколесо, ротор, лопать, характеристика потужності, вітровий потенціал, коефіцієнт швидкодійності, коефіцієнт використання енергії вітру, тягуча сила, експлуатаційні характеристики, момент обертання.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.7>

Постановка проблеми. Вітроенергетика використовує поновлюване, екологічно чисте джерело енергії і в теперішній час є досить перспективним напрямом світової енергетики. В світі визнається, що вітрова енергія має великий вплив не тільки на екологію, а й на економіку (Звіт Європейської індустріальної групи WindEurope за 2018 р.). Наприклад, в ВВП Євросоюзу в 2016 році на частку вітрової енергетики довелось € 36 млрд., а за даними Clean Technica, в Євросоюзі вітрова енергетика забезпечила 236 тисяч робочих місць і забезпечила до експорту пов'язаних з вітроенергетикою продуктів на € 8 млрд. Таким чином, аналіз показує, що вітер – це весьма розумний вибір джерела енергії і для екології, і для економіки.

Світовий досвід показує, що в сучасному періоді збільшується значення автономізації джерел енергії оптимальне співвідношення централізованих і децентралізованих електрогенеруючих потужностей в будь-якій розвиненій країні світу приблизно дорівнює (в відсотках) 51:49 з невеликою перевагою централізованої енергетики. Задача автономізації вирішується і за допомогою вітроустановок (далі ВУ), в основному, малої потужності, тому у багатьох країнах спостерігається динамічний зріст обсягів виробництва даних ВУ. В Україні співвідношення централізованих і автономних електрогенеруючих потужностей становить у відсотках 93:7, де автономних тільки 7% [1]. Зрозуміло, що це обумовлює великі втрати в енергетичному комплексі. Особливо актуально вирішення проблем енергозабезпечення, енергозбереження та автономної енергетики в АПК і харчової галузі України. Дана проблема також може бути вирішена шляхом впровадження автономних вітроустановок середньої та малої потужності. При виборі типу ВУ треба враховувати особливості вітрових умов в Україні, а саме, порівняно невисоку середню швидкість і часту зміну напрямку вітру, особливо на материковій частині території, тому у якості автономних перевагу можуть мати вертикально-осьові ВУ з відповідними якостями.

Аналіз досліджень і публікацій. Загальна світова установлена потужність вітроустановок (далі ВУ) за даними [2] досягла до теперішнього часу межі вище 539 ГВт, у тому числі 440 МВт ВУ малої потужності. Найбільш поширені в світі конструкції ВУ малої потужності наведені в [3]. Деякі з них показані на рис.1-4.

Аналіз наведених типів вертикально-осьових ВУ малої потужності показує, що здебільшого в вітроколесах використовуються ротори Савоніуса, крилові лопаті, а також комбінація ротора Савоніуса і крилових лопатей. Перші мають низький коефіцієнт використання енергії вітру C_p , а другим, оскільки відсутня спроможність самозапуску, потрібні пристрої для запуску і виводу вітроколеса на робочий режим, що дуже часто вирішується використанням комбінації лопатей Савоніуса та крилових. Безумовно, такий варіант конструкції вітроколеса більш складний і його вартість підвищується у порівнянні з вітроколесом, що має лопаті одного типу. Крім того, у випадку, коли у вітроколесі задіяні декілька типів лопатей, треба узгоджувати характеристики тихохідних і швидкохідних лопатей. Це може бути виконано тільки шляхом експериментальних досліджень, що також значно підвищує вартість розробки.

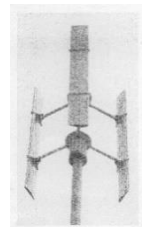


Рис.1 Вертикально-осьова вітроустановка потужністю 500 Вт виробництва КНР (фірма Aerowind Systems), вітроколесо - трьохлопатевого Н-ротор Дар'є.
Коефіцієнт використання енергії вітру $C_p = 0,23$.



Рис.2. Вертикально-осьова вітроустановка потужністю 750 Вт виробництва Італії (фірма Rorates), вітроколесо - комбінація трьохлопатевого ротора Дар'є і ротора Савоніуса.
Коефіцієнт використання енергії вітру $C_p = 0,2$.
Вартість ВУ 3700 EUR.

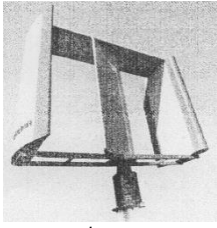


Рис.3. Вертикально- осьова вітроустановка потужністю 2 кВт виробництва Німеччини (фірма Ахерт), вітроколесо - комбінація двохлопатевого Н-ротора Дар'є і ротора Савоніуса. Коефіцієнт використання енергії вітру $C_p = 0,3$. Вартість ВУ 13720 EUR.

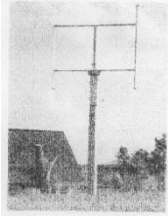


Рис.4. Вертикально- осьова вітроустановка потужністю 5 кВт виробництва Німеччини (фірма TASSA), вітроколесо - двохлопатевої Н-ротор Дар'є. Коефіцієнт використання енергії вітру $C_p = 0,29$.

Показники ефективності використання ВУ енергії вітру здебільшого знаходяться в межах $C_p \leq 0,3$ при високій вартості 1 кВт встановленої потужності (до ~6000 EUR) [3]. Крім того, середньорічні швидкості вітру в Україні не перебільшують 5м/с за винятком узбережжя. Невисока середньорічна швидкість та часта зміна напрямку вітру в материковій частині України обумовлюють застосування ефективних вертикально - осьових вітроустановок, що можуть працювати і при низьких швидкостях вітру. Зрозуміло, що має велике значення і вартість ВУ.

В Україні на теперішній час розроблені та досліджені модельні зразки роторів вертикально-осьових ВУ з лопатями, що мають профілі оригінальної форми [4]. Дослідження довели, що дані ВУ відповідають вітровим умовам України. Аналіз інформаційних даних з впровадження ВУ малої потужності в світі показує, що розроблені в Україні вертикально-осьові ротори ВУ нового типу є найбільш перспективними в умовах України, особливо для застосування в якості автономних в АПК України. Але за відсутністю фінансування вертикально-осьові ВУ з розробленими лопатями не доведено до впровадження.

Формулювання мети статті. Мета даної статті – порівняння характеристик вертикально-осьових ВУ та обґрунтування перспективності впровадження вертикально-осьових ВУ нового типу з оригінальними лопатями для одержання енергії в АПК, харчової галузі та інших.

Викладання основного матеріалу. Вертикально-осьові ВУ, що пропонуються, мають достатньо високий коефіцієнт використання енергії вітру за рахунок оригінальних лопатей: КН (крилові незамкнені) та двохелементні [4]. Модельні дослідження показали, що ротори з даними лопатями мають самозапуск, досить високий коефіцієнт використання енергії вітру (КН-6 до 0,3 ; двохелементні до 0,38) та працюють і при низьких швидкостях вітру, і при будь-якому його напрямі. До того ж вони працюють в області середньої швидкості $1 < \theta < 3$, тобто між тихохідними і швидкохідними ВУ, що обумовлює суттєве зниження в вітроколесі відцентрової

сили по зрівнянню зі швидкохідними, і, як наслідок, зниження вимог до міцності конструкції ВУ і, отже, її здешевлення.

Відомо, що ВУ в тому чи іншому ступені негативно впливають на навколишнє середовище. Однією з основних складових цього впливу є вібраційні коливання, що генеруються компонентами вітроенергетичної установки в процесі роботи під дією аеродинамічних і інерційних сил і моментів. Особливо небезпечні резонанси зовнішніх силових впливів і власних коливань компонентів ВУ, що виникають при дисбалансі ротора і призводять до руйнування установки. Ці вібрації, передаючись через навколишнє середовище, впливають на прилегли будівлі і споруди, знижують їх міцність і стійкість, можуть стати причиною руйнування трубопроводів, підземних комунікацій та інших навколишніх інженерних споруд. Під дією вібрації відбувається ерозія ґрунту, переселення тварин і птахів, спостерігається погіршення самопочуття людей, які проживають навіть на відстані від місця розташування вітроустановки. У зв'язку з даними особливостями санітарними нормами пропонується розташовувати ВУ на значній відстані від житлових об'єктів, що призводить до підвищення настановних і експлуатаційних витрат, а також до збільшення витрат при передачі енергії. Разом з тим, у зв'язку зі збільшенням дефіциту електроенергії і зростання цін на енергоносії кількість запитів на розміщення ВУ поблизу житлових, офісних і виробничих будівель буде неухильно зростати.

Вітроколеса ВУ з лопатями, що пропонуються, мають малі значення оптимальної швидкості (КН-6: $\theta \sim 1.2$, двохелементні $\theta \sim 1.7$) тому лопаті мають невисоку колову швидкість і вплив дисбалансу ротора не може бути суттєвим, вібраційні коливання знижуються. Як наслідок, ВУ мають малі шум при роботі, відсутність звукових хвиль низької частоти, які мають негативну дію на людину. Колова швидкість лопаті не досягає так званої «порогової швидкості», при якій птахи можуть попадати в вітроколесо, тобто при застосуванні ВУ середньої швидкості в певній мірі виконуються вимоги екології і тому розташування ВУ, що пропонуються, можливе дуже близько від зони проживання або безпосередньо в неї.

Але є і інші переваги застосування вертикально-осьових ВУ середньої швидкості:

- не потрібні зміни орієнтації вітроколеса у відповідності до зміни напрямку вітру;
- пристрої, що призначаються для перетворення енергії обертання валу ВУ (генератор, накопичувачі енергії та інші), можуть бути розташовані безпосередньо на землі, що спрощує їх обслуговування;
- є можливість приєднання валу ВУ безпосередньо до валу будь-якого силового механічного пристрою. Зокрема, такими пристроями є, наприклад, млини, насоси і т.д.

Для компетентного вибору вітроустановки необхідно знати її експлуатаційні характеристики. Найбільш важливими з них є характеристика потужності, величина обертаючого моменту, кількість обертів і кількість енергії, що виробляється за рік.

Характеристики потужності ВУ з лопатями, що пропонуються, наведені на рис.5 сумісно з аналогічними характеристиками вертикально – осьових ВУ, що мають вітроколеса з лопатями Савоніуса, криловими лопатями і граничними критеріями можливості використання енергії вітру.(критерії

Бетца (1) и Глауэрта (2), Графіки критеріїв Бетца і Глауэрта наведені в [5].

Особливо важливим, на наш погляд, є той факт, що оптимальна величина C_p ротора з двохелементними лопатями (№ 7, рис. 5) близька до граничного значення (критерій Глауэрта) для даної області θ . Це доводить, що двохелементні лопаті мають вдалу форму профілю. Але двохелементні лопаті мають більш складну конструкцію, тому вартість їх виготовлення вище, ніж лопатей КН.

Залежність коефіцієнта використання енергії вітру і інтегрального коефіцієнта тягучої сили C_T від швидкохідності θ лопатей КН-6 [7] і двохелементних [8] наведено на рис. 6.

Ці залежності дуже важливі, тому що дозволяють визначити момент обертання і кількість обертів вітроколеса. Крім того, є можливість оцінити структуру потужності ВУ з точки зору величин моменту і швидкості обертання.

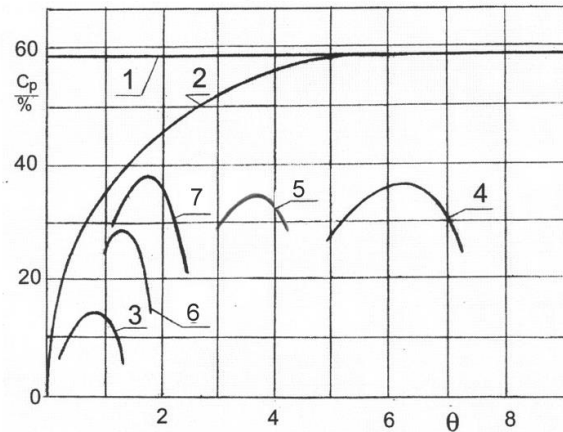


Рис. 5. Розташування характеристик потужності вертикально-осевих ВУ за швидкохідністю (θ) відносно критеріїв Бетца (1) та Глауэрта (2): 3 – ротор Савоніуса; 4 – ротор Дар'є; 5 – ротор с прямими криловими лопатями NACA0018 за даними [6]; 6 – ротор с лопатями КН-6 [7]; 7 – ротор с двохелементними лопатями [8].

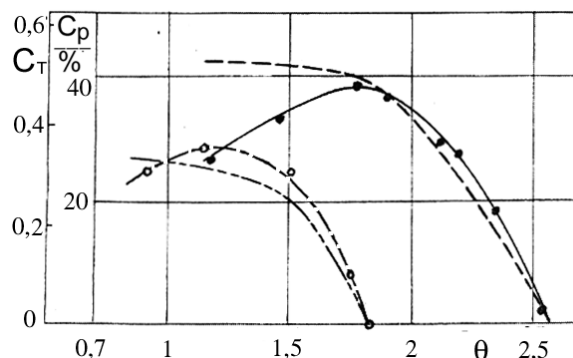


Рис. 6. Коефіцієнт тягучої сили лопатей і характеристика потужності моделей роторів з лопатями КН-6 $C_p=f(\theta)$ о---; $C_T=f(\theta)$ -----; двохелементної $\sigma=0,44$; $C_p=f(\theta)$ —; $C_T=f(\theta)$ - - -

Коефіцієнт тягучої сили лопаті C_T визначається за формулою $C_T = M_{ep} / q \cdot S_n \cdot R \cdot i$, де $q = \rho U_\infty^2 / 2$ - динамічний тиск набігаючого потоку; S_n - несуча площа лопаті. Якщо відома залежність $C_T = f(\theta)$ для лопаті, легко визначити момент обертання для ВУ з лопатями даного типу.

Число обертів також легко розрахувати з співвідношень:

$$\theta = \frac{U_{кол.}}{U_\infty}; U_{кол.} = \theta \cdot U_\infty; U_{кол.} = \omega R = 2\pi R n,$$

де $U_{кол.}$ - колова швидкість лопаті; U_∞ - швидкість набігаючого потоку.

Кількість енергії, що ВУ може виробити за рік визначається за формулою:

$$\sum P_{год.} = C_p \frac{\rho}{2} S \eta \sum_{i=1}^n U_{\infty i}^3 t_{ni} 3600$$

де t_n - сума часу (число годин) повторюємості кожної швидкості вітру;

ρ - густина повітря;

S - площа, що омітається ротором ВУ;

U_∞ - швидкість вітра на нескінченності;

C_p - коефіцієнт використання енергії вітру;

η - коефіцієнт корисної дії систем ВУ.

Для ефективною роботи будь-якого пристрою при безпосередньому з'єднанні валов ВУ та пристрою необхідно узгодження робочих характеристик пристрою і ВУ. Узгодження полягає в тому, щоб підібрати таке відношення обертів вітроколеса й пристрою, при якому агрегат мав би можливість працювати найбільш тривалий час із максимальними коефіцієнтами використання енергії вітру. Найбільш просто це можна

отримати якщо характеристика пристрою при накладенні на характеристику ВУ буде проходити через вершину характеристики пристрою. (треба визначати не точку, а область на вершині характеристики ВУ)[4].

Але з урахуванням нестабільності ветрового енергетического потенціала, найбільш доцільним може бути застосування накопичувальних енергетичних пристроїв.

Висновки.

1. Впровадження нового типу вертикально-осьових вітроустановок середньої швидкохідності, особливо у якості автономних вітроустановок малої потужності багатозадачного призначення з урахуванням їх переваг, доцільне для України.

2. ВУ, що пропонуються, мають дуже низькі екологічні ризики, що дозволяє їх розташування дуже близько від зони проживання або безпосередньо в ній.

3. Наведені універсальні експлуатаційні характеристики ВУ дозволяють отримати експлуатаційні характеристики для будь-якого типорозміру даної ВУ.

4. Для більш повної утилізації енергії, що отримується від ВУ, доцільне застосування накопичувачей енергії.

5. Розташування виробництва ВУ в Україні забезпечить створення робочих місць, а впровадження ВУ – енерго-незалежність та енергобезпеку країни.

Список використаної літератури:

1. Оніпко О.В., Вітроенергетика та енергетична стратегія / Б. Коробко, В. Миханюк. – К: Фенікс, 2008 – 163с.
2. Дзендзерский В.А. Ветроустановки малой мощности / С. Тарасов, И. Костюков. – К: «Наукова думка», 2011. – 591с.
3. Рожкова Л.Г. «Нові форми профілів лопатей вертикально-осьових вітроустановок середньої швидкохідності» Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – 2005р.
4. Фатеев Е.М. Ветродвижатели и ветроустановки. – Москва: ОГИЗ – Сельхозгиз, 1948. – 544с.

Rozhkova L., Sumy National Agrar University (Ukraine)

CHARACTERISTICS OF MEDIUM-SPEED VERTICAL AXIS WIND TURBINE WIND WHEELS.

The article deals with the state of autonomy of energy supply in the world, the state of this issue in Ukraine, the state of production of autonomous low-power wind turbines in the world and Ukraine. Autonomous low power wind turbines offer the use of new vertical type axial wind turbines with blades of the original shape, which have a sufficiently high wind energy utilization rate and may have less value compared to world models. They have self-starting wind wheels, can do even at low wind speeds and do not need to orient the wind wheels to the wind, like wind wheels with a horizontal axis. Particularly appropriate is the latter property in conditions where the wind direction changes constantly and unpredictably.

The experimentally obtained characteristics of the power of vertical axial wind wheels of a new type are given. Methods for determining the performance of the wind farms offered are shown.

Keywords: *Wind turbine, wind wheel, rotor, blade, power characteristic, wind potential, speed factor, wind energy utilization factor, pulling power, performance, torque.*

Дата надходження до редакції: 11.10.2019

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Гецович Евгений Моисеевич

доктор технических наук, профессор
Сумской национальной аграрный университет
ORCID: 0000-0003-4853-0839
email getchovich-e@ukr.net

Подригало Михаил Абович

доктор технических наук, профессор
Харьковский национальный автомобильно дорожный университет
ORCID: 0000-0002-1624-5219
email pmikhab@gmail.com

Тарасов Юрий Владимирович

кандидат технических наук, доцент
Харьковский национальный автомобильно дорожный университет
ORCID: 0000-0002-8254-7995
email pmikhab@gmail.com

В данной статье рассмотрен метод прогнозирования требований общества к показателям тормозных свойств легковых автомобилей, который на этапе предварительного проектирования позволяет сохранить их высокий технический уровень на период проектирования, производства и срока службы изделия. Также в работе предложен для оценки уровня требований общества к тормозным свойствам автомобилей показатель – коэффициент тормозной динамичности $q_{ТОРМ}$ позволили определить для автотранспортных средств категории М₁, что при сегодняшних требованиях общества его величина близка к единице. Это означает, что при дальнейшем ужесточении требований нормативных документов величина их изменения будет соизмерима с погрешностью измерений при тормозных испытаниях.

Ключевые слова: торможение, прогнозирование, индекс тормозной динамичности, требования общества, испытание автомобиля.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.8>

Постановка проблемы. Автотранспортные средства (АТС) должны обеспечивать требуемые показатели эффективности торможения не только в начале, но и в течение всего периода эксплуатации, при любом сочетании внешних воздействий и внутренних возмущений в тормозном управлении.

Нормативы эффективности торможения автотранспортных средств и методы проведения испытаний регламентируются международными и национальными стандартами [1, 2, 3, 4, 5]. Действующие на сегодняшний день в странах СНГ стандарты предусматривают в зависимости от категории АТС нормативы эффективности торможения (максимально допустимый тормозной путь и минимально допустимое установившееся замедление) при проведении испытаний.

Очевидно, что с течением времени тормозные системы АТС должны совершенствоваться и будут ужесточаться требования к показателям эффективности торможения. Однако требования стандартов не могут непрерывно изменяться на протяжении определенного времени. Они устанавливаются в конкретное время, имеют определенный срок действия и могут или опережать необходимый уровень требований, или отставать от них.

Нормативы эффективности торможения АТС являются выражением требования общества, на данном временном этапе зафиксированным в соответствующем документе (стандарте, технических условиях или регламентах). Пра-

вильный выбор значений нормативов эффективности, сроков их действия способствует повышению конкурентоспособности автомобилей на мировом рынке [6]. Следует отметить, что тот производитель, который способен прогнозировать развитие требования общества к тому или иному показателю эффективности торможения, имеет высокие шансы на успех.

Анализ последних исследований и публикаций.

Изменению требований общества к тормозным свойствам в процессе развития конструкций автомобилей посвящаются работы [7-9]. Для оценки динамики изменения требований общества к тормозным свойствам автомобилей, на основе проведения ретроспективного анализа нормативных показателей, авторами работ [7-9] была предложена эмпирическая зависимость минимально допустимого установившегося замедления j_{ycm} в функции относительного времени λ , которая имеет следующий вид:

$$[j_{ycm}] = j_{max} [1 - \exp(-B\lambda)], \quad (1)$$

где j_{max} – максимально возможное замедление, обусловленное сцепными свойствами АТС,

Значение коэффициента B (величины, обратной постоянной времени в экспоненциальной зависимости). В таблице 1 приведены значения коэффициента B для различных категорий легковых автомобилей (АТС) и типов испытаний.

Введем понятие индекса тормозной динамичности автомобиля, разделив левую и правую часть уравнения (1) на j_{\max}

$$q_{\text{ТОРМ}} = \frac{[j_{\text{уст}}]}{j_{\max}} = 1 - \exp(-B\lambda). \quad (2)$$

Таблица 1. Значения коэффициента B

Категория АТС	Коэффициент B		
	Тип 0	Тип I	Тип II
M_1	2,432	1,424	-
M_2	1,700	1,111	0,995
M_3	1,700	1,111	0,995

Для решения задачи прогнозирования уравнение (2) может быть преобразовано к виду

$$q_{\text{ТОРМ}} = 1 - \exp[-B(\lambda_0 + \Delta\lambda)]. \quad (3)$$

В таблице 2 приведены значения $q_{\text{ТОРМ}}$ для АТС категорий M при различных значениях $\Delta\lambda$. На рис. 1 приведены графики зависимостей индекса тормозной динамичности автомобиля $q_{\text{ТОРМ}}(\Delta\lambda)$ для указанных категорий АТС.

Таблица 2. Прогнозируемые значения показателя $q_{\text{ТОРМ}}$

Категория АТС	Тип испытаний	$\Delta\lambda$				
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
		$q_{\text{ТОРМ}}$				
M_1	0	0,956	0,956	0,973	0,979	0,983
	I	0,841	0,862	0,880	0,896	0,910
M_2	0	0,888	0,906	0,921	0,933	0,943
	I	0,761	0,786	0,810	0,829	0,847
	II	0,723	0,749	0,773	0,794	0,814
M_3	0	0,888	0,906	0,921	0,933	0,943
	I	0,761	0,786	0,810	0,829	0,847
	II	0,723	0,749	0,773	0,794	0,814

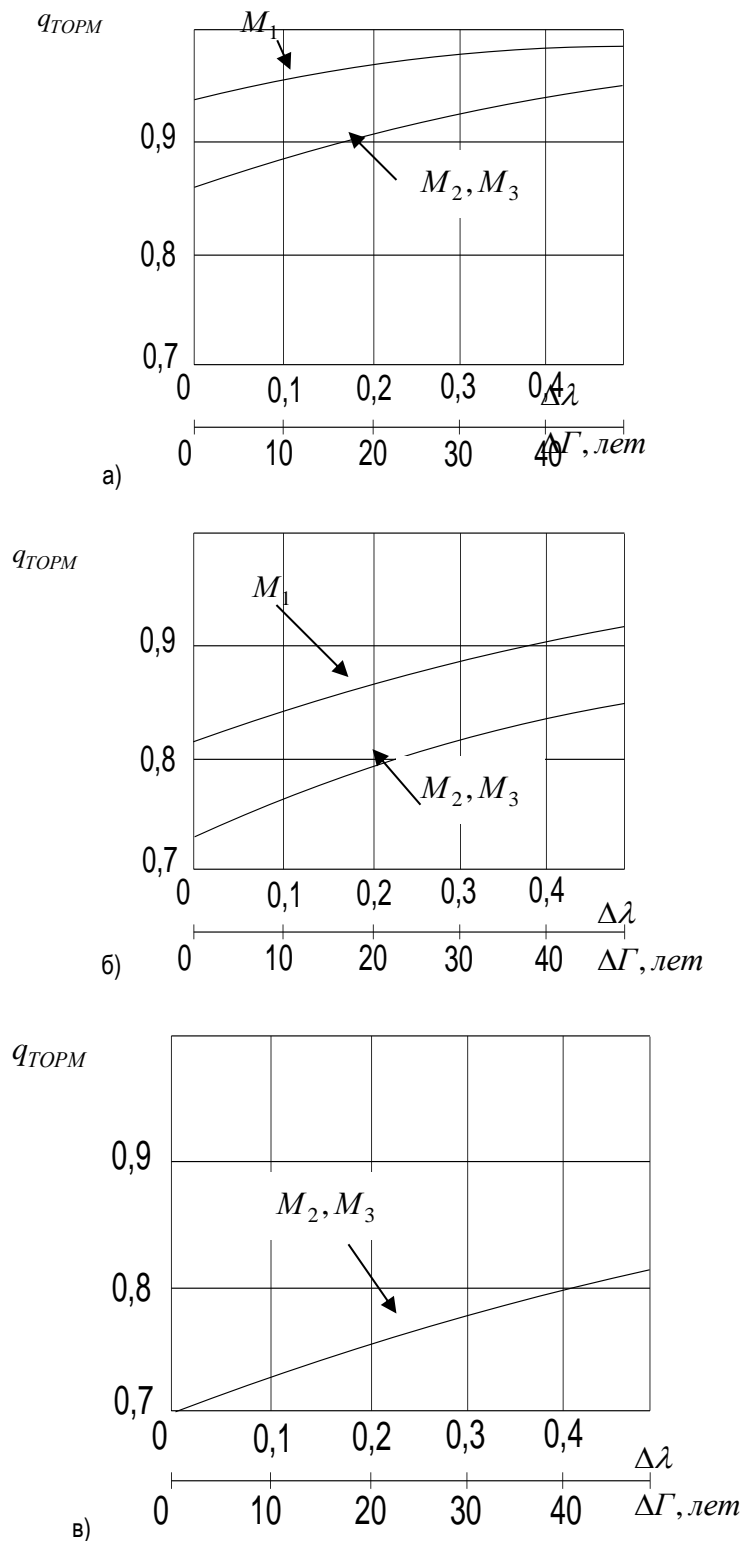


Рис. 1 Зависимость индекса тормозной динамичности автомобиля $q_{ТОРМ}(\Delta\lambda)$ для категорий АТС M_1, M_2, M_3
 а – испытания Тип 0; б - испытания Тип I; в - испытания Тип II.

Для запасной тормозной системы для легкового автомобиля (АТС категории M_1) в работе [10] определено $B = 0,644$. В таблице 3 приведены значения тормозного индекса динамичности $q_{ТОРМ}$ АТС категории M_1 при различной глубине $\Delta\lambda$ прогноза роста требований общества.

Таблица 3. Прогнозируемые значения показателя индекса тормозной динамичности $q_{ТОРМ}$ для запасной тормозной системы автомобилей категории M_1

$\Delta\lambda$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$q_{ТОРМ}$	0,564	0,591	0,617	0,641	0,663

График зависимости индекса тормозной динамичности $q_{ТОРМ}(\Delta\lambda)$ для запасной тормозной системы автомобиля категории M_1 приведен на рис. 2

Анализ результатов прогноза требований общества к эффективности торможения автомобилей запасной тормозной системой показал, что есть перспектива для их роста, поскольку величина $q_{ТОРМ}$ не превышает величины 0,663 при глубине прогноза $\Delta\lambda = 0,5$ (50 лет).

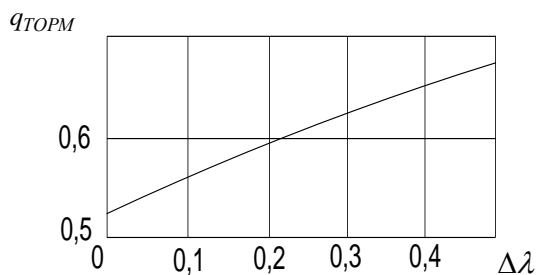


Рис. 2 Зависимость индекса тормозной динамичности $q_{ТОРМ}(\Delta\lambda)$ для запасной тормозной системы автомобиля категории M_1 .

В работе [10] предложен метод прогнозирования требований стандартов (минимально допустимого установившегося замедления $[j_{ycm}]$) к тормозным свойствам АТС. Значение $q_{ТОРМ} \leq 0,653$ дают возможность для реализации роста этих требований.

Совсем другая ситуация складывается с рабочей тормозной системой легковых автомобилей (см. таблицу 3). Величина $q_{ТОРМ}$ для АТС категории M_1 практически приблизилась к единице. Поскольку экспоненциальная зависимость не допускает $q_{ТОРМ} = 1$ (эта величина является асимптотой), то возникает вопрос о целесообразности дальнейшего ужесточения нормативных требований по эффективности торможения АТС указанной категории. Изменение величины нормативного значения замедления автомобиля может оказаться меньше, чем погрешность измерения этой величины при экспериментальных исследованиях. Это лишний раз показывает, что необходимо согласовывать рост нормативных требований с повышением точности измерений замедления автомобиля при испытаниях.

Выводы. Таким образом, предложенный метод прогнозирования требований общества к показателям тормозных свойств легковых автомобилей на этапе предварительного проектирования позволяет сохранить их высокий технический уровень на период проектирования, производства и срока службы изделия. Предложенный для оценки уровня требований общества к тормозным свойствам автомобилей показатель – коэффициент тормозной динамичности $q_{ТОРМ}$ позволили определить для АТС категории M_1 , что при сегодняшних требованиях общества его величина близка к единице. Это означает, что при дальнейшем ужесточении требований нормативных документов величина их изменения будет соизмерима с погрешностью измерений при тормозных испытаниях.

Список использованной литературы:

1. Литвинов А.С., Беленький Ю.Ю., Азбель А.Б., Гринберг Н.С. Исследование управляемости и устойчивости трехосных автомобилей с различными приводами при круговом движении // Автомобильная промышленность. 1980. – № 9. – с. 6–19.
2. Носенков М.А. О безопасном повороте автомобиля // Автомобильная промышленность. 1980. – № 9. – с. 19–20.
3. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 312с.
4. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса. – М. Машгиз, 1949. – 193с.
5. Pauly Axel. Lenkmaschine zur Untersuchung der Eahrdynamik von Kraeffakrzeugen. "Automobiltechn. Z.", 1977, № 718, – с.307–310
6. Лаптев С. А. Комплексная система испытаний автомобилей: формирование, развитие, стандартизация. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 172 с.
7. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.И.Кирчатый, А.А.Бобошко]; под ред. М.А.Подригало. – Х.:ХНАДУ, 2003. –403с.
8. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.А.Карпенко, Е.М.Гецович, А.А.Бобошко, В.М.Ефимчук, А.Н.Матырин]; под ред. М.А. Подригало. – Х.:ХНАДУ, 2003. –403с.
9. Волков В.П. Формирование функциональной стабильности тормозных свойств колесных машин: дис. на получение научн. степени доктора техн. наук: спец. 05.22.02 / Волков Владимир Петрович. – Х.:ХНАДУ, 2005. – 368 с.
10. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин / [М.А. Подригало, В.П.Волков, Ю.В. Тарасов]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – 446 с.

Podrigalo M., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

Getsovich E., Kharkiv National Automobile and Highway University (Ukraine)

Tarasov Yu., Kharkiv National Automobile and Highway University (Ukraine)

Forecasting efficiency requirements brakes of cars

This article discusses a method for predicting society's requirements for the braking performance of cars, which at the preliminary design stage allows them to maintain their high technical level for the period of design, production and product life. Also in the work, an indicator is proposed to assess the level of society's requirements for the braking properties of cars - the coefficient of braking dynamism made it possible to determine for vehicles of category M1 that, with today's requirements of the company, its value is close to unity. This means that with further tightening of the requirements of regulatory documents, the magnitude of their change will be commensurate with the measurement error during braking tests.

Keywords: *braking, forecasting, index of braking dynamism, society requirements, car test.*

Дата надходження до редакції: 04.11.2019

Герук Станіслав Миколайович
кандидат технічних наук, доцент
Житомирський агротехнічний коледж
ORCID: 0000-0002-1051-8175
email mega_sgeruk@ukr.net

Сукманюк Олена Миколаївна
кандидат історичних наук, доцент
Житомирський національний агроекологічний університет
ORCID: 0000-0003-2485-488X
email sukmanyukolena@gmail.com

Калнагуз Олексій Миколайович.
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0003-1710-8416
email fakyltet-mex@ukr.net

Робота присвячена актуальному питанню винайдення і розвитку зарубіжних та вітчизняних електромобілів, який є одним із можливих напрямків у вирішенні питання збереження навколишнього середовища.

Майже 80% глобального автомобільного ринку прямує до заборони бензину і переходу на електромобілі та гібриди. Однак рух цей був до недавнього часу неквапливим, якщо не сказати – повільним.

Популярність електромобілів у світі зумовлена тим, що вони мають ряд переваг у порівнянні з автомобілями із двигуном внутрішнього згорання.

Принцип роботи електромобіля базується на тому, що рух забезпечується роботою двигуна, що використовує для своєї роботи електричну енергію. Електродвигун відіграє ту саму роль, що і двигун внутрішнього згорання, крім того в електромобілі можливе встановлення декількох двигунів, котрі здатні якісно і більш раціонально розподіляти енергію. Акумуляторні батареї відіграють функцію паливного бака, котрий живить двигун енергією, необхідною для того, щоб забезпечити рух автомобіля.

Для України інноваційна діяльність дуже важлива для розвитку нашої країни. Постійний попит дає зрозуміти, що за електрокарами майбутнє. Українці все більше уваги приділяють таким легковим авто, або гібридним. З кожним роком кількість зареєстрованих електроавтомобілів стає все більше.

У статті висвітлені основні етапи розвитку електромобілів та наведені основні проблеми даних транспортних засобів, які свідчать про те, що вони мають тенденцію до постійного покращення.

Ключові слова: електромобілі, розвиток, винахідники, удосконалення, навколишнє середовище.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.9>

Вступ. У даний час великою популярністю користуються електромобілі. Вони мають ряд переваг: економічніші, так як споживають в середньому 10 кВт електроенергії на 100 км; простіші в обслуговуванні – періодичного огляду потребує лише ходова, а силовий агрегат, акумулятори та навісне обладнання – тільки спостереження, обслуговуватися такі автівки можуть на будь-якій СТО, а вартість послуг – в рази менша, ніж у звичайних. З точки зору екології: відсутній шум та забруднення навколишнього середовища. Використання енергії в електромобілях відбувається до п'яти разів ефективніше, ніж у звичайних двигунах. Легкість керування дає можливість позиціонувати електромобілі як екіпажі для жінок і літніх людей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як свідчать дослідження, в літературних джерелах недостатньо висвітлено розвиток електричних автомобілів, тому виникла об'єктивна необхідність більш широко висвітлити етапи даного розвитку.

Метою даного дослідження є висвітлення діяльності винахідників електричних автомобілів.

Об'єкт статті – історія розвитку електричних автомобілів, а предметом – виступають здобутки винахідників.

Методологічною основою дослідження є загальні

принципи об'єктивності, історизму, які передбачають об'єктивний опис і аналіз подій на основі науково-критичного використання різноманітних джерел.

Виклад основного матеріалу. Електромобіль – це автомобіль, який приводиться в рух не двигуном внутрішнього згорання, а одним або декількома електродвигунами, що живляться від акумуляторів або паливних елементів.

Найбільш вдале визначення електромобіля дав у 1984 році О.А. Ставров: «Под термином электромобиль имеется в виду автомобиль, у которого для привода ведущих колес используется электрическая энергия, получаемая от химического источника тока» [1, 2].

Деякі дослідники вважають, що електромобілі є новим видом транспорту, але перший електричний автомобіль з'явився ще до винайдення сучасного двигуна внутрішнього згорання – майже 190 років [3].

Перший етап розвитку електромобілів пов'язаний зі створенням у 1828 році угорським винахідником Аньйос Джеклом візка, який був схожий на сучасний скейтборд із першим варіантом електродвигуна. В 1830-ті роки був сконструйований та побудований електромобіль голландцями Стратіном Гронінгеном та його помічником Кристофером Беккером (1835), Роберт Андерсон із Шотландії (1839) та американці Девенпатор

і Пейджем, сконструювали перші прототипи карет на електричній тязі [1]. Дані електричні екіпажі мали велику вагу та малу швидкість руху, що не перевищувала і 4 км/год. Основною ж проблемою даних машин були одноразові електричні блоки живлення. По суті машина Роберта Андерсона їздила на батареях, і зрозуміло, що дана концепція не завоювала популярності у споживачів.

Подальша еволюція їх розвитку здійснилась після того, як в 1838 році в Росії Б. С. Якобі [4] створив двигун, що працював від батареї гальванічних елементів.

Творець електромобіля Томас Девенпорт в 1842 році створив вже більш цікаву модель, де була втілена концепція електрогнізд без перезарядки. Потрібно сказати, що в Пітсбурзі в той час ходив локомотив, який живився електрикою від рейок.

Француз Гастон Планте у 1865 році розробив прообраз сучасного акумулятора. В 1878 році його удосконалив Камілл Фор. Акумуляторна батарея Фора була менших розмірів і розміщувалась під капотом машини. Автомобілі з таким нововведенням змогли проїхати значні відстані без зупинок на підзарядку.

Подібні акумулятори залишились найпоширенішими і дотепер та використовуються у транспортних засобах для запуску двигунів [3].

На «Парижській виставці електрики», що відбулася у 1881 році публіці був представлений триколісний електромобіль винахідника Густава Трове. Була проведена повноцінна презентація, на якій продемонстрували можливості автомобіля, який зміг розігнатися до 12 км / год і проїхати дистанцію в 26 кілометрів.

У 1884 році англійський винахідник Томас Паркер створює електромобіль з батареями, що підзаряджаються, власного виробництва. Що цікаво, це той самий Паркер, який позбавив пасажирів лондонського метро від диму і гарі, електрифікувавши його через кілька років після винаходу «електрокара».

Другий етап характеризується значною конкуренцією в галузі створення автомобілів, виробництво яких зростало та випускалися серійно. Так, в 1897 році на вулицях Лондона з'явилися і успішно працювали таксі-електромобілі. В 1906 році у Франції А. Верденом було організоване серійне виробництво легкових електромобілів, що мали запас ходу до 80 км і максимальну швидкість до 30 км/год.

В 1899 році інженером І. В. Романовим в Санкт-Петербурзі був побудований перші електромобіль, призначений для перевезення двох людей і який отримав назву «кукушка». Маса електромобіля складала 750 кг, із якої 370 кг займав акумулятор, його заряду вистачало на 60 км при швидкості руху 39 км/год. Також Іполит Володимирович розробив машину омнібус, що перевозила 17 людей зі швидкістю 60 км/год [5, 6].

Ідея створення електромобілів перекочує через океан і осідає в головах американських винахідників. У США розвиток електричних автомобілів набагато відставав від європейських країн, але в кінці XIX століття дана сфера отримала і там швидкий розвиток. Першим з яких стає емігрант з Шотландії житель Айови Вільям Моррісон, який створює 6-ти місний вагон з електроприводом, здатним проїхати 23 кілометри і адаптований до використання на звичайних дорогах. Модель була продемонстрована і отримала широкий розголос на «всесвітній виставці в Чикаго», яка пройшла в 1893 році. Одним із перших електромобілів, що почали випускати

серійно, були автомобілі компанії «Detroit Electric». Вони оснащувалися свинцево-кислотними батареями, які забезпечували рух транспортного засобу до 140 км при швидкості 32 км/год. Ці показники на той час були дуже непоганими. Основними покупцями електромобілів «Detroit Electric» були жінки, так як при запуску непотрібно було б докладати великих фізичних зусиль, як на двигунах внутрішнього згорання, а також дані автомобілі були дуже надійними і простими в експлуатації.

У 1895 році в Америці було проведено перший автомобільний пробіг, переможцем якого став саме електромобіль, а в наступному 1896 році в Америці з'явився перший автодилер, який продавав виключно електромобілі.

Електромобіль Jamais Contente бельгійського пілота і конструктора Каміля Женатци у 1899 році встановив рекорд швидкості в 100 км / ч. Електромобіль-рекордсмен цікавий своєю конструкцією, яка включала два електричні мотори, що забезпечували потужність 68 к.с., а також гальмівною системою яка зупиняла автомобіль за рахунок зміни полюсів підключення до джерела енергії.

Організація масового виробництва автомобілів з двигунами внутрішнього згорання і невеликою вартістю палива при високих техніко-експлуатаційних показниках підвищили конкурентоспроможність автомобіля по відношенню до електромобіля. Тому третій етап характеризується тим, що вже на початку 30-х років XX століття виробництво електромобілів різко скоротилось. Лише в окремих країнах, таких як Великобританія, Німеччина і США, подовжувався їх випуск невеликими партіями. Електромобілі використовувались для перевезення, де вимагалось невеликий пробіг і швидкість.

Перші спроби українські конструкторів створити автомобіль з електричним приводом були ще в 50-ті роки минулого століття. На Львівському автозаводі почали вперше випускати вітчизняні електромобілі з річним планом в 1000 одиниць. Два електромотори розміщувались на поперечній рамі (загальною потужністю до 5,7 кВт), жилилися від 40 акумуляторів та передавали крутний момент на заднє колесо. Для зниження ваги корпус автомобіля був виконаний із алюмінію і фанери. Автомобіль розвивав швидкість 33 км/год і на одній підзарядці міг проїхати до 50 км шляху [7].

В 1973 році у Запорізькому машинобудівному інституті на базі ЗАЗ-968 був побудований дослідний електромобіль «Електрозапорожець», який отримав назву «ЗМИ – електро». Він оснащувався електродвигуном потужністю 4кВт та розвивав максимальну швидкість 60 км/год, але головною перевагою машини став імпульсний напівпровідниковий перетворювач, що вигідно відрізняв український електромобіль від машин зі східчастим регулятором. Така конструкція дозволяла плавно змінювати режими роботи електродвигуна, уникати втрати на опорах, а саме головне – робити автоматичне рекуперативне гальмування з підзарядкою акумуляторних батарей. Акумуляторна батарея машини важила близько 400 кг, а на одній зарядці прототип міг подолати відстань в 100 км [8].

Четвертий етап, починаючи з кінця 60-х років XX століття, характеризується новим підвищенням інтересу до електромобілів, у багатьох розвинутих країнах США, Японії, Німеччини та Англії, що обумовлено головним чином енергетичною кризою, пов'язаною з обмеженими ресурсами нафтового палива для автомобілів з двигунами внутрішнього згорання. Також вкрай важливим було те, що велика насиченість міст автомобільним транспортом викликала різке підвищення

рівня забруднення повітряного середовища відпрацьованими газами ДВЗ. Враховуючи, що електромобілі практично не створюють забруднення токсичними речовинами, а також шуму, вчені та інженери запропонували прийняти спробу за допомогою них вирішити екологічну проблему. Основною причиною застою в розвитку конструкцій електромобілів була відсутність нових джерел струму, які б володіли високою енергоємністю при невеликій вартості.

На початку 90-х р. минулого століття розвиток електричного автомобілебудування почав носити більш масштабний характер. Електричні автомобілі 1990-х років відповідали необхідним екологічним вимогам, але у них був один суттєвий недолік – висока ціна.

Але, враховуючи те, що електромобілі не є основними засобами пересування на вулицях міст, їх роль у розвитку транспорту дуже важлива, так як вони мають великий потенціал і при відповідному розвитку й удосконаленню, вони можуть перевершити машин, які працюють на двигунах внутрішнього згорання.

У 2003 році була заснована компанія «Tesla Motors». Випуск знакового електромобіля Tesla Roadster розпочався у 2008 році та розпочались революційні зміни в автомобільній промисловості.

Tesla представляє електричний седан Model S у 2009 році, який відразу ж завойовує безліч нагород в категоріях «найкращий автомобіль», а також на думку багатьох критиків і аналітиків, стає кращим в світі серед серійних автомобілів будь-якого типу.

Випуск першого електричного кросовера Tesla Model X (2012р.) з унікальним компонуванням салону, незвичайним зовнішнім виглядом і неймовірним технологічним оснащенням, що включає автопілот.

Вперше електромобілі отримують власні офіційні змагання у 2014 році, названі за аналогією з «королевою автоспорту», Formula E. У першому сезоні, в змаганнях брало участь 10 команд, гонщики яких змагалися на електромобілях виконаних у формі гоночних болідів, в цілому з схожими технічними характеристиками. Пілотами деяких команд виступали професійні гонщики, які прийшли в клас гонок на електрокарах з Formula.

Незважаючи на те, що перший електромобіль вийшов більш 100 років тому, його популярність сьогодні тільки зростає. Сьогодні виробники покращують всі складові електричного агрегату, щоб створити стильний, потужний і доступний електрокар. Скоро ці машини будуть не тільки їздити по вулицях усього світу, а ще й літати над ними.

Список використаної літератури:

1. Електромобиль: Техника и экономика /В. А. Щетина, Ю. Я. Морговский, Б. И. Центер, В. А. Богомазов; Под общ. ред. В. А. Щетины – Л.: Машиностроение. Ленинград. Отд-ние, 1987. – 253 с.
2. Ставров О.А. Перспективы создания эффективного электромотоцикла. М.: Наука, 1984. 28 с.
3. История электромобилей: от истоков зарождения в 19-м до взлета и падения в 20-м веке [Електронний ресурс] // Hi-tech.Технологии – Режим доступу до ресурсу: <http://dr-znai.com/istoriya-elektromobilej.html>.
4. Якоби Борис Семенович (1801-1874)[Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.funeral-spb.narod.ru>.
5. Нартов Г. Монорельс Москва – Париж – Нью-Йорк // Юный техник : журнал. – М., 1962. – № 12. – С. 46.
6. Романов Ипполит Владимирович [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://ru.wikipedia.org/wiki/>
7. История украинского электромотоцикла [Електронний ресурс] // Автоновости. Полезные статьи. – Режим доступу до ресурсу: <https://razborka.ua/articles/10483>.
8. Электромобили made in Ukraine: 70 лет истории и перспективы на будущее [Електронний ресурс] // ЭкоТехника. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <https://ecotechnica.com.ua/stati/1064-ukrainskie-elektromobili-istoriya-i-perspektivy.html>

Geruk S.N., Zhytomyr Agricultural College (Ukraine)

Sukmanyuk O.N., Zhytomyr National Agroecological University (Ukraine)

Kalnaguz A.N.? Sumy National Agrarian University (Ukraine)

To the question of the history of development of electric cars

The work is devoted to the urgent issue of the invention and development of foreign and domestic electric vehicles, which is one of the possible directions in solving the issue of environmental conservation. Almost 80% of the global automotive market is heading for a ban on gasoline and the switch to electric cars and hybrids. However, this movement was, until recently, leisurely, if not slow.

The popularity of electric vehicles in the world is due to the fact that they have several advantages compared to cars with an internal combustion engine.

The principle of operation of an electric vehicle is based on the fact that the movement is provided by the operation of an engine that uses electric energy for its work. The electric motor plays the same role as the internal combustion engine, in addition, in the electric car, it is possible to install several engines that are able to distribute energy more efficiently and more rationally. Batteries play the function of a fuel tank, which supplies the engine with the energy necessary to ensure the movement of the car.

For Ukraine, innovation is very important for the development of our country. Constant demand makes it clear that the future of electric cars. Ukrainians are paying more and more attention to such passenger cars, or hybrid ones. Every year the number of registered electric vehicles becomes more and more. The article highlights the main stages of the development of electric vehicles and presents the main problems of these vehicles, which indicate that they tend to be constantly improved.

Keywords: electric cars, development, inventors, improvement, environment.

Дата надходження до редакції: 21.11.2019

Ребрій Ала Миколаївна
ORCID: 0000-0002-3467-2353
email rebrii@ukr.net

Рибенко Ірина Олександрівна
ORCID: 0000-0001-7795-1689
email: fishw36@gmail.com

В статті розглянуті питання використання в навчальному процесі інформаційних технологій, які сприяють підвищенню якості навчального процесу. Інформаційні технології, що впроваджуються в освіті, сприяють більш якійсь графічній підготовці майбутніх фахівців інженерних спеціальностей.

Ключові слова: графічні дисципліни, інформаційні технології, мультимедійні програмні засоби, мультимедійні презентації, інтерактивна дошка.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.10>

Вступ

На теперішній час інформаційні технології - це один з перспективних напрямків інформатизації навчального процесу. Серед сучасних технологій навчання особливе місце в останні десятиріччя займають комп'ютерні технології. Вони збагачують процес навчання, дозволяють зробити його більш ефективним.

Предмет досліджень

Об'єктом дослідження є вдосконалення програмного і методичного забезпечення, матеріальної бази, а також підвищення кваліфікації викладацького складу, що дає можливість успішного застосування сучасних інформаційних технологій в освіті.

Основна частина

Актуальність впровадження в процес навчання мультимедійних технологій зумовлена низкою переваг, які дають можливість отримати застосування цих засобів: стимулювання пізнавального інтересу студентів, комплексне використання аудіо- та візуальних ефектів в процесі навчання, підвищення рівня індивідуалізації навчання, збільшення інформаційної ємності занять без нанесення шкоди якості засвоєння матеріалу.

Особливості освітнього процесу у вищому навчальному закладі істотно відрізняються від шкільних, зумовлюють потребу в мультимедійних технологій в рамках практично всіх досліджуваних дисциплін.

Інженерну освіту неможливо уявити без практичного використання в навчальному процесі новітніх досягнень науково-технічного прогресу, що надає велику допомогу в освоєнні графічних дисциплін. Практика показує, що навчання з використанням сучасних інформаційних технологій є найбільш інтенсивною формою навчання.

Інженерна освіта майбутніх фахівців потребує змін в контексті реалізації Державної програми "Інформаційні та комунікаційні технології в освіті і науці" [1].

Програма передбачає виконання комплексу завдань, які повинні забезпечити:

- підвищення загальної інформаційної грамотності населення;
- оснащення навчальних закладів сучасним комп'ютерним та телекомунікаційним обладнанням;

- впровадження інформаційних та комунікаційних технологій у навчальний процес і проведення наукових досліджень, забезпечення доступу до національних і світових інформаційних ресурсів;

- розроблення, впровадження та легалізацію програмного забезпечення;

- залучення мережевих технічних ресурсів для забезпечення підключення наукових установ та навчальних закладів до Інтернет;

- розвиток технологій дистанційного навчання і використання їх для запровадження в Україні системи навчання протягом усього життя;

- забезпечення захисту прав інтелектуальної власності (авторів та розробників);

- підвищення кваліфікації та перепідготовку кадрів;

- розбудову інфраструктури науково-освітньої телекомунікаційної мережі, підключення до неї наукових установ, наукових бібліотек, центрів науково-технічної інформації за допомогою каналів передачі даних, інтеграцію її з європейською науково-дослідницькою мережею;

- розширення мережі електронних бібліотек навчальних закладів та наукових установ;

- розроблення систем забезпечення інформаційної безпеки функціонування мереж та інформаційних ресурсів.

В даний час істотно змінилася роль викладачів в освітньому процесі. Викладачі мають право на вибір методів викладання, на розробку авторських курсів і технологій навчання. Викладач може ставити перед собою і вирішувати різні завдання, такі, як створення умов для зацікавленого ставлення студентів до свого предмету, розвиток у них здатності до самостійного мислення і творчості. Для реалізації даних цілей необхідно постійно вдосконалювати культуру і техніку викладання, шукати нові методики навчання, відповідати рівню сучасних вимог вищої школи, а також знати і використовувати досвід інших вузів.

Використання мультимедійних засобів у навчальному процесі дозволяє змінити характер навчально-пізнавальної діяльності студентів, активізувати самостійну роботу студентів з різними електронними пристроями навчального призначення. Найбільш ефективним є застосування мультимедіа в процесі оволодіння студентами первинними знаннями, а також відпрацювання навичок та вмінь, необхідних для професійної підготовки [2].

Сучасне геометричне знання є одним з найважливіших елементів фундаментальної загально-інженерної підготовки у вищому навчальному закладі. Важливу роль відіграють в цьому такі навчальні дисципліни як нарисна геометрія, інженерна та комп'ютерна графіка що привносять багатий творчий розвиток в інтелектуальний світ майбутнього інженера.

Нарисна геометрія - це одна з гілок геометрії, яка займається питаннями дослідження геометричних основ побудови зображень предметів на площині, питаннями рішення просторових геометричних завдань за допомогою зображень. Вона вчить грамотно володіти мовою креслення, вмінню складати і вільно читати креслення, вирішувати різні інженерно-технічні завдання. В процесі вивчення дисципліни досягаються й інші цілі, розширюється загальнонауковий кругозір студентів, розвиваються навички інженерного мислення, уважність, спостережливість та інші якості, розвиток яких є одним із завдань навчання і виховання у вищому навчальному закладі. Так як нарисна геометрія є абсолютно новою за змістом дисципліною, її вивчення виявляється досить складним для більшості студентів. Особливі труднощі представляє уявне оперування просторовими фігурами.

Методика викладання нарисної геометрії відпрацьовувалася протягом десятиліть, але, як будь-яка наука, вона розвивається, збагачується новими формами і методами. Останнім часом при вивченні даної дисципліни викладачі стикаються з великими труднощами оволодіння геометричним знанням, наслідком яких є погана успішність студентів.

Не викликає сумнівів той факт, що нарисна геометрія є потужним засобом інтелектуального розвитку студентів у вищому навчальному закладі. Геометрична інтерпретація явищ в будь-яких формах пронизує практично всю систему навчальних дисциплін, як загально-інженерного циклу, так і спеціальних циклів технічної освіти.

Ефективність графо-геометричної підготовки студентів, формування творчої особистості майбутнього інженера забезпечується створенням і використанням нових технологій навчання, які представляють собою відкриті, гнучко-розвинуті системи, що застосовуються в навчально-педагогічному процесі.

Нові інформаційні технології, що впроваджуються в освіту, сприяють її піднесенню на якісно новий рівень. У педагогічній діяльності серед інформаційних технологій особливе місце займають так звані мультимедійні технології.

Одним із найважливіших елементів навчально-методичного комплексу є електронні видання, мультимедійні та інтерактивні навчальні системи. Вони містять у собі всі існуючі можливості сучасних інформаційних технологій.

Використання інтерактивних технологій в процесі вивчення графічних дисциплін дає можливість наочно представляти абстрактні об'єкти (наприклад, площину), уявити умову задачі (наприклад, перетин поверхонь), а також використовувати різні види інформації для сприйняття.

При вивченні нарисної геометрії в великому обсязі можна демонструвати графічний матеріал, який при демонстрації на інтерактивній дошці дозволяє акцентувати увагу на важливих деталях при побудові креслення. Багато розділів дисципліни безпосередньо пов'язані з тривимірним зображенням і вся інформація на інтерактивній дошці представляє об'єкти як на площині, так і в просторі.

Сучасні мультимедійні програмні засоби мають більші можливості у відображенні інформації, вони значно відрізняються від звичних, і надають безпосередній вплив на мотивацію студентів, швидкість сприйняття матеріалу і, таким чином, на ефективність навчального процесу в цілому. Використання мультимедійних технологій істотно впливає на характер подачі інформації, а, отже, і на методи навчання.

Необхідність у додатковій наочності - одна з вагомих причин замислитися про презентацію. Наочність включає в себе різні види демонстрацій, презентацій, показ графічного матеріалу в будь-якій кількості. Мультимедійність додає до традиційних методів навчання використання звукових, анімаційних ефектів. Інтерактивність об'єднує все вище перелічене і дозволяє впливати на віртуальні об'єкти інформаційного середовища, допомагає впроваджувати елементи особистісно орієнтованого навчання, надає можливість студентам повніше розкривати свої творчі здібності.

Візуалізувати за допомогою комп'ютерної презентації можна не тільки те, що важко або неможливо описати словами, але й те, що просто зручніше, акуратніше і наочніше намалювати на комп'ютері, ніж, наприклад, на дошці. Навіть в тих випадках, коли презентацію можна замінити роздатковим матеріалом, вибір найчастіше має сенс зробити на користь презентації. Перевага презентації полягає насамперед в тому, що при використанні цього інструменту саме викладач завжди залишається в центрі уваги, контролює аудиторію, на нього звернені погляди студентів.

Презентація також може бути відмінним каркасом лекції. Наявність такого каркаса в поєднанні з ясно поставленою метою і пред'явленим планом полегшує рішення задач не тільки викладачеві, а й студентам. За даними психологів, людина запам'ятовує 5-10% від почутого матеріалу і 10-15% від побаченого. А якщо це об'єднати, врахувавши те, що основні положення навчального матеріалу конспектуються, активно включити в роботу студентську аудиторію, то можна з повною впевненістю сказати, що при використанні слайдової підтримки лекцій ефективність засвоєння інформації збільшується.

В разі використання презентацій в Power Point при читанні лекцій з нарисної геометрії вкрай небажано робити презентацію із статичних слайдів, так як навіть при покроковій появі нових об'єктів на кресленні студенту необхідно мати в голові образ (повну інформацію) попереднього слайда. Інакше він не розуміє, що нового з'явилось на новому слайді.

Навіть якщо на екрані видно два зображення одночасно (попереднє і нове), то для їх порівняння необхідно переводити очі з одного зображення на інше і назад. В разі великої кількості вже нанесених елементів зображення це зробити досить складно. В даній ситуації адекватною заміною ручного креслення може стати використання ефектів анімації при введенні нових елементів в креслення. Слід зазначити, що використання в слайдах анімації полегшує сприйняття геометричних образів, сприяє виявленню їх характеристик, а також допомагає у формуванні алгоритмів розв'язання задач. Також це дає можливість багаторазового повернення до попередніх слайдів, відсутність необхідності в демонстраційних матеріалах (моделях, плакатах і т.д.), економію часу, отримання студентами якісного навчального матеріалу для підготовки до практичних занять та до виконання розрахунково-графічних робіт.

В процесі читання лекцій дуже важливо правильно розрахувати час подачі матеріалу. В даному випадку викладач

регулює швидкість подачі матеріалу, не просто дивлячись на студентів, а задає її, беручи участь в процесі креслення, що дозволяє досить точно визначити комфортну для студентів швидкість креслення. Викладач бере активну участь в процесі виконання креслення разом зі студентами, що мотивує студентів активніше вникати в процес роботи на лекції.

Використовуючи мультимедійні технології, підготовлені по окремій темі, викладач за скорочений проміжок часу забезпечить цілісне за змістом, але лаконічне за формою начерне викладання основних питань лекції. При цьому виявиться можливим:

- обґрунтувати і розкрити на високому якісному рівні суть усієї досліджуваної теми;
- концентрувати увагу студентів на окремих аспектах даної теми;
- створити умови для мобільного одночасного орієнтування з різних питань досліджуваної теми;

- показати студентам значення досліджуваного матеріалу для їх подальшого навчання у вузі;

- виключити проблемність сприйняття складних, графічно насичених креслень з використанням крейди.

Все це і є однією зі складових формування професійної спрямованості студентів [3].

Висновки

Рішення задач в інтерактивному інформаційному середовищі посилює прикладну направленість навчання за рахунок можливості моделювання різних процесів, а використання інтерактивності об'єднує функції освіти, виховання і розвитку студентів.

Таким чином, інформаційні технології дійсно сприяють підвищенню ефективності процесу навчання у вищих навчальних закладах, інтегрують в собі потужний освітній потенціал, забезпечують сприятливе середовище для формування необхідних майбутнім фахівцям компетенцій.

Список використаної літератури:

1. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1153-2005-П>
2. Синиця М.О. Використання мультимедійних технологій у навчальному процесі ВНЗ як засіб формування педагогічних знань // Професійна педагогічна освіта: становлення і розвиток педагогічного знання: монографія / за ред. проф. О.А. Дубасенюк. – Житомир : Вид-во ЖДУ ім. І. Франка, 2014. – С. 418-438.
3. Козачко А., Козачко О. Мультимедійні технології навчання як засоби формування професійної спрямованості студентів технічних вузів в процесі вивчення інженерної графіки // Актуальні питання гуманітарних наук: міжвузівський збірник наукових праць молодих вчених Дрогобицького державного педагогічного університету ім. Івана Франка.- Вип.11, 2015. - С.260-265

Rebrii A. M.

Rybenko I. A.

Implementation of information technologies in the educational process

The article deals with the applying of information technologies in the educational process that improve the quality of the educational process. Information technologies are introduced into education, which leads to improvement of graphic training of future specialists in engineering specialties.

Implementation of information technology occurs in almost all sectors, but the most urgent solution of this issue the education system requires. It is hard to imagine a higher education institution that has been operating without the development of computer and information technology.

Nowadays, the Internet and computer technology have become an integral part not only of daily life, but also of the educational process as a whole. Students perceive computer technology with much more interest and positives than regular textbooks and manuals.

Information technologies in the educational process allows to change the character of educational and cognitive activity of students, to activate independent work of students with different electronic educational means.

An important element of the educational and methodological complex is the applying of electronic publications, multimedia and interactive educational systems.

The active role of information technology in education is due to the fact that, compared to traditional teaching aids, computer-based learning tools provide new opportunities, as well as enable the implementation of modern pedagogical learning technologies at a higher level, stimulate the development of didactics and teaching methods. Therefore, the use of educational information technologies in education today should be focused on the achievement of a strategic goal - training in higher education institutions not only specialist, but also creatively thinking and acting individual, capable of continuous self-improvement and self-development.

Thus, it is advisable to apply information technologies: animation, presentations, interactive whiteboard, which allow the teacher to communicate with students at the modern technological level, to make the learning process more attractive and effective in order to increase the effectiveness of the perception of the lecture course in graphic disciplines.

While the implementation of interactive methodology in the process of studying graphic disciplines the principles of didactics are implemented: scientific, systematic, consistent, accessible, durable knowledge and clarity. Interactive technologies make it possible to fully implement these principles in learning.

Keywords: *graphic disciplines, information technologies, multimedia software, multimedia presentations, interactive whiteboard.*

Дата надходження до редакції: 14.11.2019

ЗАГАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ЗНАХОДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОЧОК ВЕДЕНОЇ ЛАНКИ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ І З ЗАСТОСУВАННЯМ ТРИГРАННИКА Й ФОРМУЛ ФРЕНЕ

Пилипака Сергій Федорович

доктор технічних наук, професор,
Національний університет біоресурсів і природокористування України
ORCID: 0000-0002-1496-4615
email s.pylypaka@nubip.edu.ua

Чепіжний Андрій В.

кандидат технічних наук
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0002-7540-8313
email snausymu@gmail.com

Кривошип шарнірно з'єднаний з ланкою механізму для більшості плоских механізмів є веденою ланкою. Точка з'єднання кривошипа і веденої ланки описує коло при обертанні. У статті нами запропоновано помістити вершину тригранника в точку з'єднання ланок. При цьому направимо до центру кола орт головної нормалі, а орт дотичної розташуємо по дотичній до кола (сполучимо з вектором швидкості кривошипа). Виходячи з такого розташування, при обертанні кривошипа тригранник також обертатиметься, причому головна нормаль буде збігатися з кривошипом. Траєкторії та швидкість руху кривошипа по колу залежатиме від кутової швидкості обертання кривошипа.

Основна ідея статті полягає в знаходженні кінематичних характеристик руху точки з'єднання кривошипа та веденої ланки, коли вона здійснює відносний рух у системі координат, а рухома система рухається відносно нерухомої за певним законом. Таким чином поворот веденої ланки навколо вершини тригранника та рух разом з ним визначає рух веденої ланки по відношенню до нерухомої системи координат.

Положення веденої ланки знаходиться в проєкціях на орти тригранника та перераховується на осі нерухомої системи. Таким же способом знаходимо абсолютну траєкторію руху точки ланки, що у свою чергу дозволяє визначити швидкість і прискорення цієї ж точки. Отримані залежності загальні для ведених ланок механізмів, які шарнірно з'єднані з кривошипом. Для кожного механізму потрібно лише знайти закон повороту веденої ланки в системі рухомого тригранника. Нами наведено деякі приклади знаходження закону повороту веденої ланки для деяких механізмів, а також побудовано графіки зміни швидкості та прискорення окремих точок веденої ланки.

Ключові слова: механізм, кривошип, тригранник Френе, траєкторія, швидкість, прискорення, вектор, точка, шарнір, ведуча ланка.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2019.4.11>

Постановка проблеми. Кінематичний аналіз плоских механізмів дає можливість знаходити положення ланок, траєкторій, швидкостей і прискорень окремих точок ланки. Досить довго такі розрахунки проводились графічними та графоаналітичними методами. Поява комп'ютерної техніки дозволяє виконувати ці розрахунки на новому рівні залучаючи аналітичний апарат.

Як один із можливих способів вирішення подібних задач нами пропонується використати дві системи координат: рухоми (супровідний тригранник кола) та нерухоми. Відомо, що кут повороту тригранника по відношенню до нерухомої системи координат дорівнює куту повороту кривошипа механізму. Виходячи з цього з'являється можливість дослідження руху веденої ланки, один кінець якої співпадає з вершиною тригранника у системі тригранника. Всі кінематичні характеристики перераховуються в проєкціях на осі нерухомої системи координат.

Аналіз останніх досліджень. Для більшості задач по синтезу механізмів має велике значення дослідження траєкторних кривих точок ланок механізму. До таких задач відносяться задачі створення механізмів, які могли б відтворювати наперед задані криві. Такі задачі вирішувались академіком П.Л. Чебишовим [1]. В прикладній геометрії є праці, які також присвячені знаходженню кінематичних характеристик плоских механізмів [2-4]. В монографії [5] наведено знаходження

множини траєкторних кривих, що утворені за допомогою планетарних механізмів. В праці [6] показано кінематику руху відрізка в площині за заданими умовами, а в праці [7] для визначення положень ланок плоского механізму використано тригранник Френе.

Мета роботи. Метою статті є отримання загальних залежностей для визначення всіх необхідних кінематичних характеристик веденої ланки плоских механізмів: сім'ї положень, траєкторій руху окремих точок, їх швидкостей і прискорень.

Виклад основного матеріалу. У попередніх статтях [8-10] нами розглядався складний рух плоских механізмів. При русі ланки АВ точка А рухається по колу, а точка В описує певну криву. Рух ланки АВ характерний для плоских механізмів із кривошипом ОА, шарнірно з'єднаним із веденою ланкою АВ у точці А. Траєкторією точки А у таких механізмах завжди буде коло (рис. 1,б), а траєкторією точки В – певна крива, яка залежить від закономірності повороту ланки АВ у системі рухомого тригранника Френе навколо його вершини. Ця закономірність визначається для кожного механізму окремо.

Напрямною кривою тригранника є коло радіуса r , для якого кривина є величина, обернена радіусу: $k = 1/r - const$. Розташуємо рухомий супровідний тригранник таким чином,

що орт \bar{n} головної нормалі тригранника збігається з кривошипом OA при його обертанні, орт $\bar{\tau}$ є дотичним до кола. У нашому випадку кут ψ повороту кривошипа OA буде рівним

куту повороту орта дотичної α (рис. 1,а). Отже, $\psi = \alpha = ks$ згідно із $\alpha = \int k ds$.

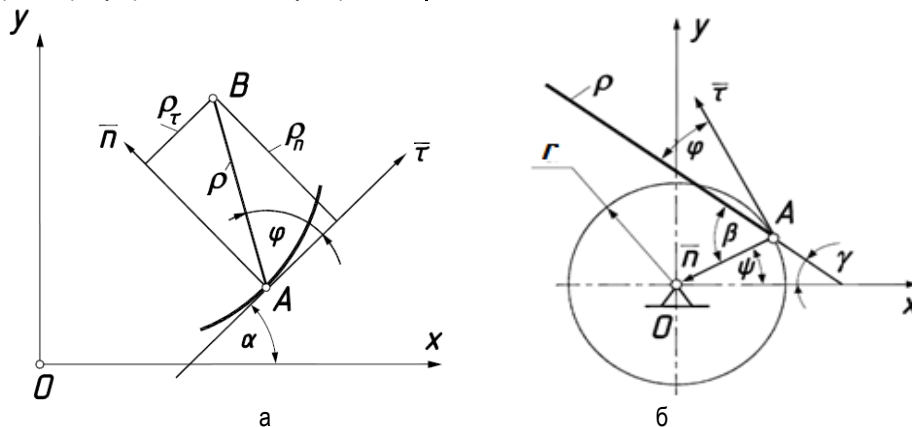


Рис. 1. Ілюстрації до схеми роботи дволанкового плоского механізму:
а) положення ланки AB у системі супровідного тригранника кривої;
б) ланка ρ у системі тригранника кола – траєкторії точки A кривошипа OA

При обертанні кривошипа з постійною кутовою швидкістю ω його точка A , яка є вершиною тригранника, рухається з постійною швидкістю $V = \omega r = \omega/k$. Ця ж точка є початком веденої ланки ρ , яка утворює з ортом $\bar{\tau}$ кут φ і з віссю Ox кут γ (рис. 1, б). Між кутами ψ , φ , і γ існує взаємозв'язок, з якого можна знайти кут φ :

$$\varphi = 90^\circ - (\gamma + ks). \quad (1)$$

Формула (1) є спільною для всіх плоских механізмів із кривошипом, а закономірність зміни кута $\gamma = \gamma(s)$ потрібно знаходити для кожного конкретного механізму. Зважаючи на те, що $k = const$ і $\int k ds = ks$, параметричні рівняння ([9], С. 92, формула (1)), траєкторії точки B у нерухомій системі набирають вигляду:

$$\begin{aligned} x_B &= \rho \cos(\varphi + ks) + \frac{1}{k} \sin(ks); \\ y_B &= \rho \sin(\varphi + ks) - \frac{1}{k} \cos(ks). \end{aligned} \quad (2)$$

У нашому випадку відстань ρ буде постійною величиною, яка дорівнює відстані від шарніра A до заданої точки веденої ланки. У зв'язку з цим вирази для знаходження абсолютної швидкості точки веденої ланки AB запишуться спрощено:

$$\begin{aligned} V_\tau &= \frac{\omega}{k} [1 - \rho(k + \varphi') \sin \varphi]; \\ V_n &= \frac{\omega}{k} \rho(k + \varphi') \cos \varphi. \end{aligned} \quad (3)$$

Проекції абсолютного прискорення W теж спрощуються й набирають вигляду:

$$\begin{aligned} W_\tau &= -\frac{\omega^2}{k^2} [\rho \varphi'' \sin \varphi + \rho(k + \varphi')^2 \cos \varphi]; \\ W_n &= \frac{\omega^2}{k^2} [\rho \varphi'' \cos \varphi - \rho(k + \varphi')^2 \sin \varphi + k]. \end{aligned} \quad (4)$$

Величину швидкості (3) і прискорення (4) знаходимо як корінь квадратний із суми квадратів складових, тобто, як векторну суму. Якщо треба знати напрям вектора швидкості або прискорення, то від проєкцій (3) і (4) потрібно переходити до проєкцій на осі нерухої системи з огляду на відомий кут між рухомою й нерухою системами $\alpha = ks$.

Для демонстрації розробленого підходу кінематичного аналізу плоских механізмів розглянемо конкретні приклади. При русі ланки плоского механізму виникають прискорення, які потрібно враховувати при силовому аналізі. Сукупність елементарних сил інерції ланки може бути замінена силою інерції, прикладеною в центрі мас цієї ланки, тобто в певній її точці. Ми будемо визначати абсолютні швидкість і прискорення в заданій точці веденої ланки. Для цього розглянемо деякі механізми.

Задача 1. Візьмемо дезаксіальний кривошипно-повзунний механізм (рис. 2).

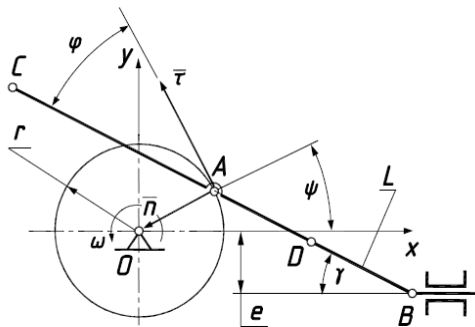


Рис. 2. Схема дезаксильного кривошипно-повзунного механізму

Знайдемо кінематичні характеристики різних точок шатуна L . Щоб знати закономірність зміни кута φ (1), необхідно знайти закон зміни кута $\gamma = \gamma(s)$. Для цього використаємо той факт, що ордината точки A для кривошипа OA і шатуна $AB = L$ загальна. Для точки A – кінця кривошипа OA запишемо:

$$y_A = r \sin \psi = \frac{1}{k} \sin(ks). \quad (5)$$

Для точки A – кінця шатуна $AB = L$ запишемо:

$$y_A = L \sin \gamma - e. \quad (6)$$

Прирівнявши між собою вирази (5) і (6) і вирішивши щодо кута γ , отримаємо:

$$\gamma = -\arcsin \frac{ek + \sin(ks)}{Lk}. \quad (7)$$

Відповідно до (1) вираз для кута φ набуває вигляду:

$$\varphi = 90^\circ - ks + \arcsin \frac{ek + \sin(ks)}{Lk}. \quad (8)$$

Для знаходження швидкості й прискорення довільної точки шатуна необхідно мати першу й другу похідні виразу (8). Перша похідна має вигляд:

$$\varphi' = \frac{k \cos(ks)}{\sqrt{L^2 k^2 - (ek + \sin(ks))^2}} - k. \quad (9)$$

Другу похідну отримуємо диференціюванням виразу (9):

$$\varphi'' = \frac{2k^2(1 + e^2 k^2 - L^2 k^2) \sin(ks)}{2[L^2 k^2 - (ek + \sin(ks))^2]^{3/2}} + \frac{ek^3(3 - \cos(2ks))}{2[L^2 k^2 - (ek + \sin(ks))^2]^{3/2}}. \quad (10)$$

Вирази (8), (9) і (10) дозволяють знаходити всі кінематичні характеристики будь-якої точки шатуна L при заданій відстані ρ від точки A . На рис. 3 побудовані положення шатуна $AB = L$ із певною щільністю повороту кривошипа OA із приростом кута на величину $k\Delta s$ у межах неповного його оберту. Траєкторія початкової точки шатуна (точки A) визначалася за рівняннями (2) при $\rho = 0$. Траєкторія точки B визначалася за цими формулами при $\rho = AB = L$. Сполучення цих точок прямолінійним відрізком при певному значенні параметра s дає положення шатуна у вигляді відрізка прямої.

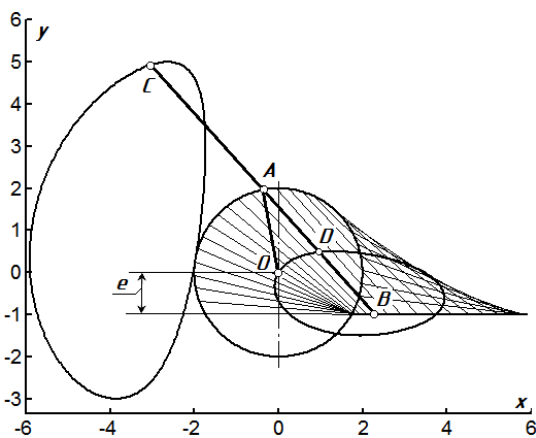


Рис. 3. Однопараметрична множина положень шатуна й траєкторії його окремих точок

На рис. 3 крім положень шатуна AB побудовано траєкторії його окремих точок за рівняннями (2). При $\rho = 0$ отримуємо коло – траєкторію руху шарніра. При $\rho = AB = L$ отримуємо пряму лінію – траєкторію руху повзуну (точки B). Цим підтверджується достовірність отриманих результатів.

Також на рис. 3 зображена траєкторія точки A , побудована при $\rho = 0$, а також траєкторії точок: B – при $\rho = AB = 4$ м, C – при $\rho = -4$ м, D – при $\rho = L/2 = 2$ м. Кривина $k = 0,5$ м⁻¹, $e = 1$ м.

Розглянемо побудову швидкостей точок шатуна. Зробимо це таким чином, щоб наочно було видно напрямки і величини швидкості вздовж траєкторії руху точки. Для цього перейдемо від проєкції швидкості на орти тригранника (3) до проєкції на осі нерухомої системи координат, повернувши їх на кут $\alpha = ks$:

$$\begin{aligned} V_x &= V_\tau \cos(ks) - V_n \sin(ks); \\ V_y &= V_\tau \sin(ks) + V_n \cos(ks). \end{aligned} \quad (11)$$

Залежно від положення шатуна (змінної s) можна знайти координати певної точки (наприклад, точки C при $\rho = -4$) за виразами (2). До координат цієї точки необхідно додати знайдений вектор (11), попередньо помножений на масштабний коефіцієнт m . В результаті отримаємо координати кінця вектора швидкості:

$$\begin{aligned} x_V &= x_C + mV_x; \\ y_V &= y_B + mV_y. \end{aligned} \quad (12)$$

Поєднавши точку з координатами x_C і y_C на траєкторії з координатами кінця вектора x_V і y_V відрізком, отримуємо вектор швидкості в цій точці траєкторії. Збільшуючи змінну s на деяку величину Δs ми зможемо побудувати вектори вздовж траєкторії з необхідною щільністю.

На рис. 4 побудовані вектори швидкостей для точок C і D . Однак наочність погіршується на ділянках траєкторії, наближених до прямої лінії і взагалі зникає на прямолінійних ділянках (наприклад, для траєкторії точки B). Зважаючи це, для такого випадку, можна побудувати графік зміни швидкості вздовж траєкторій руху точок за величиною.

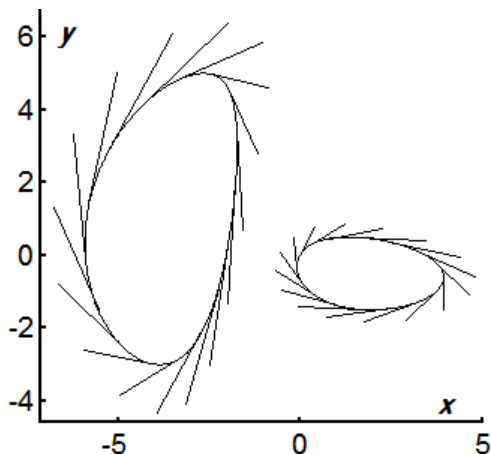


Рис. 4. Розподіл векторів швидкості уздовж траєкторій руху точок C і D

На рис. 5 побудовано графік зміни швидкості для 4-ох точок шатуна, позначених на рис. 3.

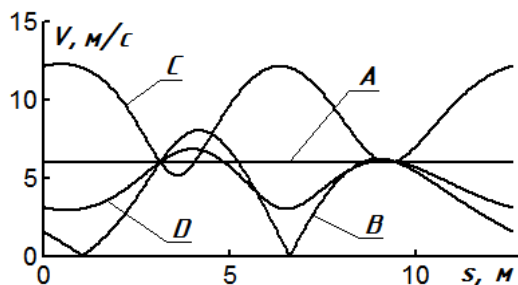


Рис. 5. Графік зміни величини швидкості точок шатуна

Із графіка (рис. 4) видно, що швидкість руху точки A постійна, а швидкість точки B у певний момент дорівнює нулю (у крайніх положеннях повзуна).

У такій же послідовності будемо вектори прискорень, використовуючи вирази (4). На рис. 6 показано наочно розподіл векторів прискорень уздовж траєкторії точок A , C і D , а на рис. 7 – графіки зміни їх величини.

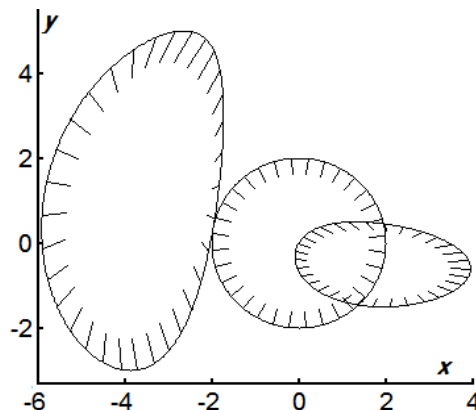


Рис. 6. Розподіл векторів прискорень уздовж траєкторій руху точок A , C і D

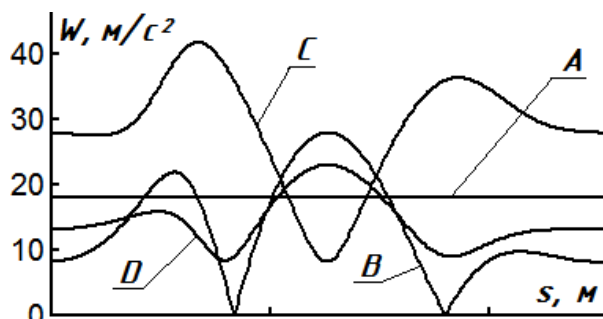


Рис. 7. Графік зміни величини прискорень точок шатуна

Для можливості роботи механізму повинні дотримуватися необхідні співвідношення між його конструктивними параметрами. Це з'ясуємо з виразу (7), у якого дріб по абсолютній величині не повинен перевищувати одиницю.

На рис. 8 показані деякі положення шатуна й траєкторії окремих точок при таких граничних значеннях конструктивних параметрів: $k = 0,5 \text{ м}^{-1}$, $e = 2 \text{ м}$, $L = 4 \text{ м}$. У крайньому положенні повзуна шатун збігається з кривошипом уздовж вертикальної лінії.

На рис. 9 побудовані вектори прискорень уздовж траєкторій точок A , C і D . Маючи аналітичні вирази для побудови векторів швидкостей і прискорень, достатньо просто й швидко отримувати їх наочний розподіл уздовж траєкторій при зміні конструктивних параметрів і місця розташування точки на шатуні.

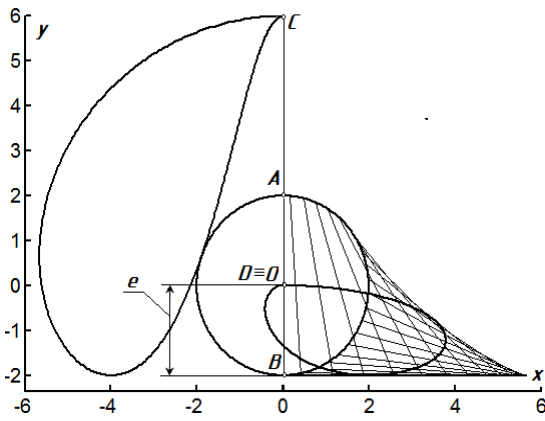


Рис. 8. Однопараметрична множина положень шатуна й траєкторії його окремих точок

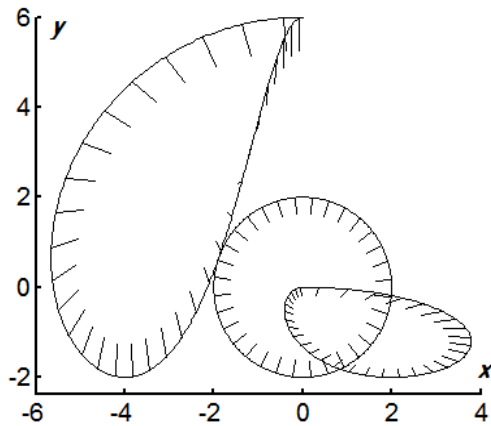


Рис. 9. Розподіл векторів прискорень уздовж траєкторій руху точок A, C і D

Задача 2. Ще один механізм із граничними значеннями конструктивних параметрів ($k = 0,5 \text{ м}^{-1}$, $e = 1 \text{ м}$, $L = 3 \text{ м}$) показаний на рис. 9. На ньому теж зображені деякі положення шатуна й траєкторії точок A, B, C і D. У крайньому положенні повзуна шатун, як і в попередньому випадку, збігається з кривошипом уздовж вертикальної лінії.

На рис. 11 побудовані траєкторії точок A, C і D із векторами прискорень для механізму (5). За щільністю розташування векторів уздовж траєкторії можна судити про швидкість руху точки. Наприклад, для точки C у верхній частині траєкторії щільність розташування векторів нижча, отже, швидкість руху точки буде більшою.

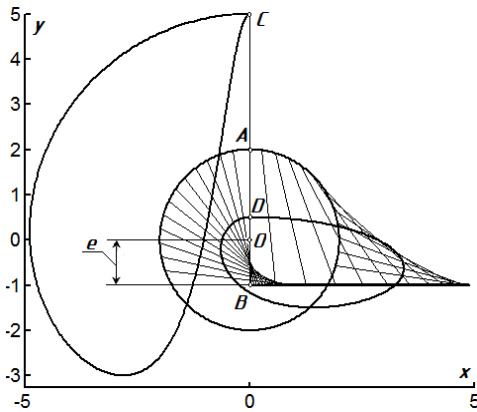


Рис. 10. Однопараметрична множина положень шатуна й траєкторії його окремих точок

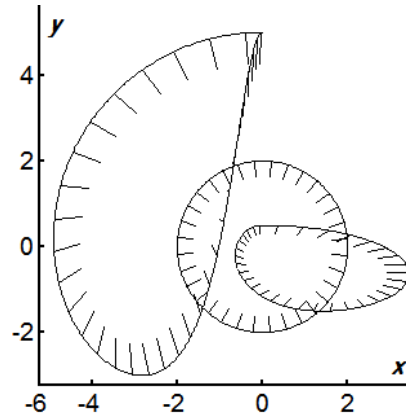


Рис. 11. Розподіл векторів прискорень уздовж траєкторій руху точок A, C і D

Задача . Для порівняння розглянемо ще один механізм – кривошипно-коромисловий із точками A, C, D на коромислі (рис. 12).

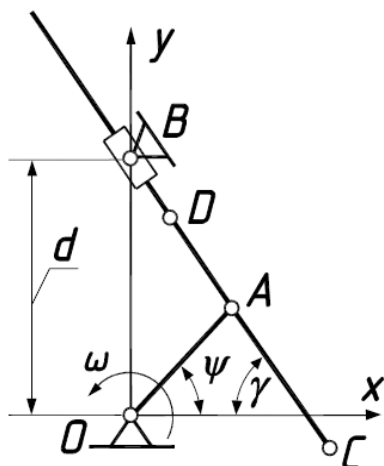


Рис. 12. Схема кривошипно-коромислового механізму

Характерною особливістю кривошипно-коромислового механізму є те, що точка A коромисла рухається по колу, а точка B нерухома. Це забезпечується ковзанням коромисла в коливальному або обертальному камені, закріпленому в точці B.

Для знаходження закономірності зміни кута φ (1) необхідно знати вираз для кута γ . Напрямний вектор коромисла знайдемо як відрізок, що з'єднує точку A із координатами $\{\cos(ks)/k, \sin(ks)/k\}$ із нерухомою точкою з координатами $\{0, d\}$.

Координатами прямого вектора є $\{\cos(ks)/k, d - \sin(ks)/k\}$. Кут γ між напрямним вектором коромисла і віссю Oх визначиться з виразу:

$$\gamma = \arccos \frac{\cos(ks)}{\sqrt{\cos^2 ks + (kd - \sin ks)^2}} = \arccos \frac{\cos(ks)}{\sqrt{1 + k^2 d^2 - 2kd \sin ks}} \quad (13)$$

Згідно виразу (1) вираз для кута φ запишеться:

$$\varphi = 90^\circ - ks - \arccos \frac{\cos(ks)}{\sqrt{1+k^2d^2-2kd \sin ks}} \quad (14)$$

Знаходимо першу й другу похідні виразу (14):

$$\varphi' = -\frac{k(2+d^2k^2-3dk \sin ks)}{1+k^2d^2-2kd \sin ks} \quad (15)$$

$$\varphi'' = \frac{dk^3(d^2k^2-1)\cos ks}{(1+k^2d^2-2kd \sin ks)^2} \quad (16)$$

Вирази (14), (15), (16) достатньо, щоб побудувати всі кінематичні характеристики точок коромисла.

На рис. 13,а побудовані деякі положення коромисла й траєкторії точок A , C і D при $k = 0,5 \text{ м}^{-1}$, $d = 4 \text{ м}$ і віддаленні точок C і D від точки A на відстань $\rho = \pm 4 \text{ м}$. На рис. 13,б побудовано наочне зображення векторів прискорень цих точок уздовж траєкторій їх руху.

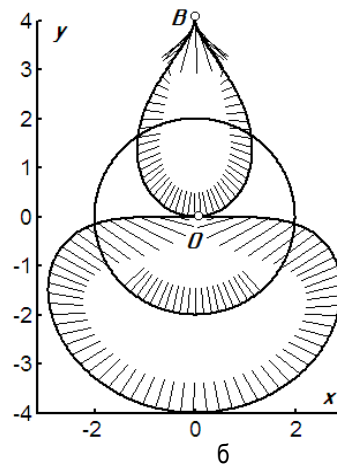
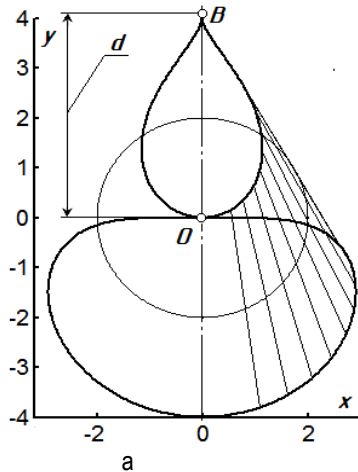


Рис. 13. Зображення кінематичних елементів кривошипно-коромислового механізму:
 а) траєкторії точок і деякі положення коромисла;
 б) розподіл векторів прискорень уздовж траєкторій

Аналізуючи вираз (13), можна побачити, що в разі $1/k = r = d$ кутове прискорення коромисла в системі тригранника буде рівним нулю, тобто кутова швидкість його повороту буде сталою. Сім'ю положень коромисла такого механізму показано на рис. 14. Його характерною особливістю є те, що в разі відсутності відрізка AC рисунок із зображенням сім'ї положень не змінився б. При підйомі точка D , рухаючись по внутрішній кривій, після проходження точки B починає рухатися по зовнішній кривій і з часом займає місце точки C . Відрізок коромисла AD по черзі займає внутрішню й зовнішню області, які розмежовують коло – траєкторія точки A .

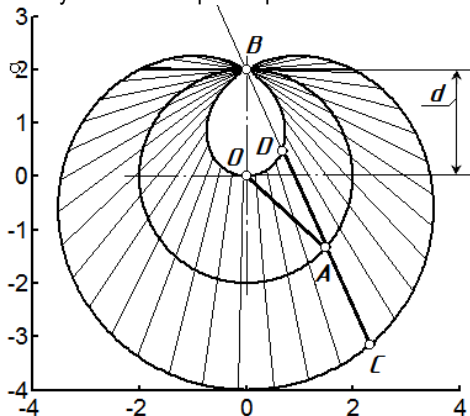


Рис. 14. Траєкторії точок і положення веденої ланки в окремому випадку кривошипно-коромислового механізму

Якщо при роботі механізму, який зображений на рис. 12, за умови, що $d > r$, камінь хитається, то при $d = r$ (рис. 14)

він уже обертається. Ще одна ілюстрація до механізму з каменем, що обертається, при $d < r$ показана на рис. 15.

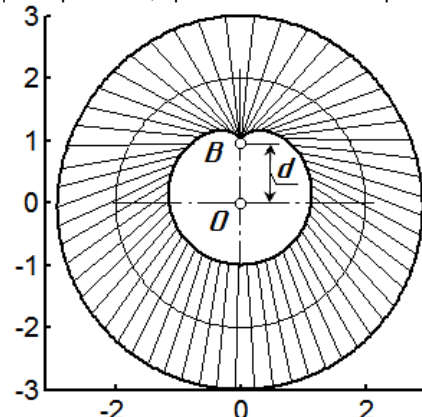


Рис. 15. Траєкторії точок і положення коромисла механізму при $k = 0,5$ і $d = 1$

Задача 4. Розглянемо ще один плоский механізм – так званий лямбдаподібний механізм Чебишова, який дістав назву за подібність у середньому положенні до грецької літери λ (рис. 16,а). Він визначається трьома незалежними параметрами – відстанями r , b і d . Він належить до напрямних механізмів (так званих прямих) і призначений для забезпечення ділянки траєкторії точки B , максимально наближеної до прямої лінії [4]. При цьому $AC = CB = b$ (рис. 16,а) і між величинами r , b і d мають витримуватися певні залежності в заданих межах [4].

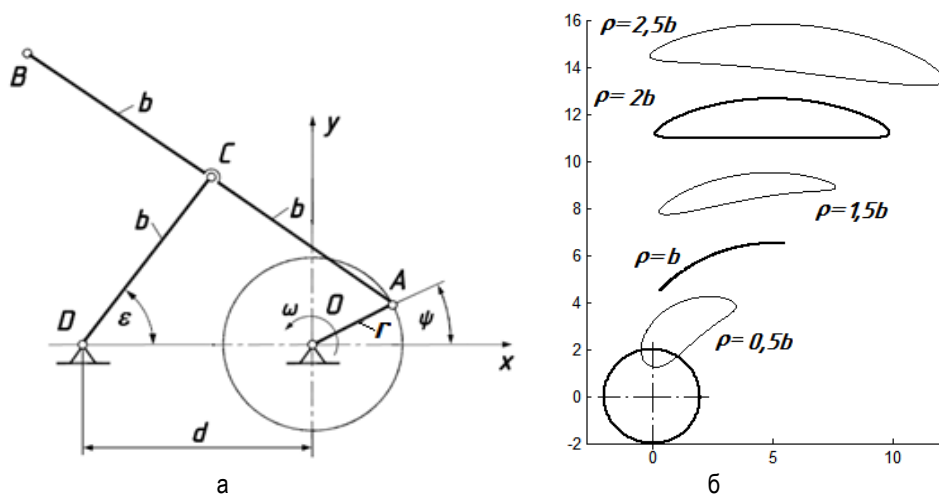


Рис. 16. Графічні ілюстрації до схеми роботи лямбдаподібного механізму Чебишова:
 а) схема механізму із зазначенням трьох параметрів r , b і d ;
 б) траєкторії окремих точок ланки AB при роботі механізму

Наша задача – підібрати серед зазначених меж такі значення параметрів r , b і d , щоб ділянка траєкторії точки B стала максимально наближена до відрізка прямої. Для цього потрібно встановити закономірність зміни кута γ , який входить до спільної для всіх розглянутих механізмів формули (1).

Спочатку знайдемо взаємозв'язок між кутами ψ і ε (рис. 16,а). Виходитимемо із того, що ланки AB і BC мають спільну точку C (рис. 16,а). Запишемо проекції ланок OA , AC і BC на осі Ox і Oy . Проекції кінця A ланки OA запишуться через її довжину r (рис. 1,б):

$$x_A = r \cos \psi; \quad y_A = r \sin \psi. \quad (17)$$

Проекції кінця C ланки AC запишуться, огляду на умову, що вона проходить через точку A , координати якої знайдені в (17):

$$\begin{aligned} x_C &= r \cos \psi - b \cos \gamma; \\ y_C &= r \sin \psi + b \sin \gamma. \end{aligned} \quad (18)$$

$$\gamma = \arccos \left[\frac{d^3 + r(r^2 + 3d^2) \cos \psi}{2bA} + \frac{r^2 d(2 + \cos 2\psi) + r \sin \psi \sqrt{A(4b^2 - A)}}{2bA} \right], \quad (21)$$

$$\text{де } \psi = ks, \quad A = r^2 + d^2 + 2rd \cos ks.$$

Виразу кута γ (21) достатньо, щоб розрахувати й побудувати кінематичні характеристики будь-якої точки веденої ланки AB . Для цього знаходимо закономірність $\varphi = \varphi(s)$ за формулою (1), беремо її першу і другу похідні й використовуємо в спільних залежностях, як це зроблено в розглянутих перед цим механізмах.

На рис. 16,б побудовано траєкторії точок на різних відстанях від точки A . Траєкторію точки B ми отримали при $\rho = 2b$, що є симетричною кривою із прямолінійною ділянкою. Подібна крива наведена на рис. 80 ([4] С. 171). Її вдалося побудувати шляхом підбору параметрів $r = 2$, $b = 6,5$ і $d = 5$ із рекомендованих співвідношень і їх меж. При $\rho = b$ отримуємо дугу кола радіуса b , що зрозуміло із принципу роботи механізму. Це свідчить про достовірність отриманих результатів. На

З іншого боку, запишемо проекції кінця C ланки DC , базуючись на умові, що вона проходить через точку D із координатами $\{-d, 0\}$:

$$\begin{aligned} x_C &= -d + b \cos \varepsilon; \\ y_C &= b \sin \varepsilon \end{aligned} \quad (19)$$

Прирівнявши попарно між собою координати точки C у (18) і (19), одержимо систему двох рівнянь із двома невідомими кутами ε і γ (кут ψ відомий, оскільки кривошип обертається зі сталою кутовою швидкістю й кут ψ змінюється за лінійним законом: $\psi = s/r$):

$$\begin{aligned} r \cos \psi - b \cos \gamma &= -d + b \cos \varepsilon; \\ b \sin \varepsilon &= r \sin \psi + b \sin \gamma. \end{aligned} \quad (20)$$

Розв'язуємо систему (20) відносно кутів ε і γ за допомогою програмного продукту символічної математики «Mathematica». Через громіздкість виразів наводимо розв'язок тільки для кута γ , який нам буде потрібен у подальшому:

рис. 16,б показані траєкторії інших точок ланки AB , у тому числі й коло радіуса r при $\rho = 0$.

Для ланки AB симетричну траєкторію описує тільки точка B при $\rho = 2b$ (не беручи до уваги напрямного кола). Можна прослідкувати трансформацію цієї траєкторії зміною одного із параметрів. На рис. 17,а показані шатунні криві (траєкторії точки B) при $r = 2$, $d = 5$ і змінні параметра b від 4 до 8 через 0,5 лінійних одиниць. На рис. 17,б показано траєкторії точок ланки AB при максимальному значенні параметра $d = 11$, при якому механізм може працювати. Траєкторія точки B перетворюється в краплеподібну симетричну криву. На рис. 17,б зображено ланку AB у крайніх положеннях із нанесеними точками, для яких в одному положенні вибрано індекс «1», а в іншому – «2».

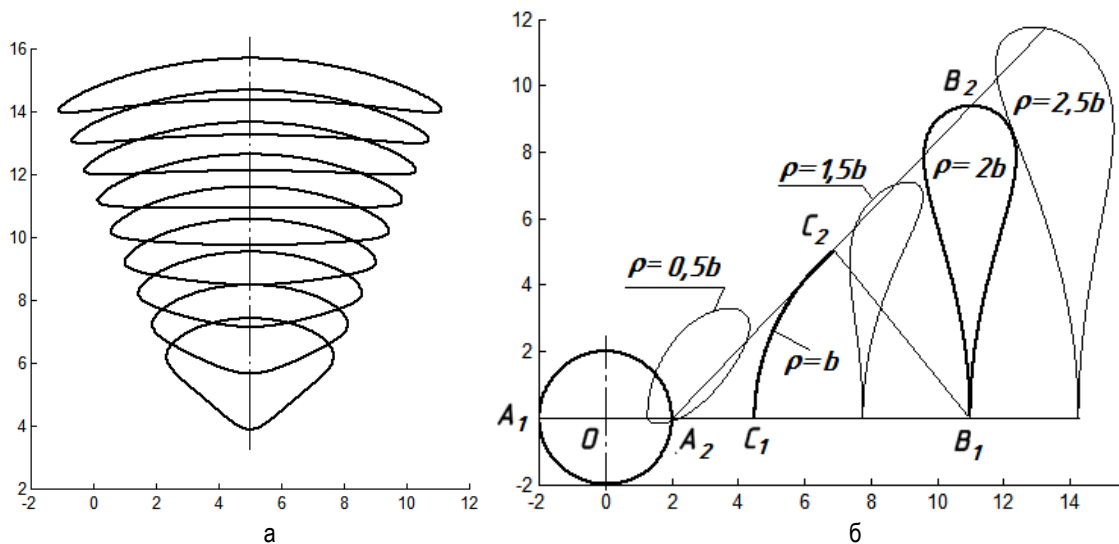


Рис. 17. Траєкторії точок ланки AB :

- а) трансформація траєкторії точки B при зміні параметра b від 4 до 8 через 0,5 лінійних одиниць;
 б) траєкторії окремих точок ланки AB при $r = 2$, $b = 6,5$ і $d = 11$

Векторів прискорень для даного механізму будувати не будемо, зважаючи на громіздкість виразу (21), що призведе ще до більш громіздких виразів похідних. При побудові траєкторних кривих точок веденої ланки показано можливість пошуку траєкторій потрібної форми, включаючи прямолінійні ділянки, за рахунок зміни конструктивних параметрів механізму.

Висновок. Запропонований підхід дає можливість будувати зображення розподілу векторів швидкостей і прискорень

точок веденої ланки вздовж їх траєкторії руху з необхідною щільністю за спільною програмою. Для цього в цю програму слід ввести закон повороту веденої ланки в системі тригранника Френе, який визначається для кожного механізму окремо.

Такий спосіб дає можливість аналізу кінематичних характеристик плоских механізмів з допомогою комп'ютера, що значно пришвидшує та спрощує процес отримання результатів.

Список використаної літератури:

1. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Высшая школа, 1985. 279 с.
2. Бергер Э. Г., Табацков В. П. Способ геометрического и механического образования рациональных кривых 3-го и 4-го порядка. Прикл. геометрия и инж. графика. Київ : Будівельник, 1982. Вып. 33. С. 88–89.
3. Потишко А. В., Кобезская В. С. Воспроизведение некоторых спиралей. Прикл. геометрия и инж. графика. Київ : Будівельник, 1971. Вып. 13. С. 84–85.
4. Зубащенко Г.П., Корченко О.Г., Попкова Т.В., Макаренко М.Г., Щербина В. П. Геометричні методи кінематичного аналізу плоских важільних механізмів вищих класів. Прикл. геометрія та інж. графіка. Київ : КНУБА, 2007. Вип. 77. С. 80–84.
5. Росоха С. В., Куценко Л. М. Геометричне моделювання об'ємів робочих камер роторно-планетарних трохоїдних машин. Харків : УЦЗУ, 2007. 176 с.
6. Пилипака С. Ф., Бабка В. М., Пилипака Т. С. Кінематика відрізка, кінці якого описують задані лінії у площині. Прикл. геометрія та інж. графіка. Київ : КНУБА, 2007. Вип. 77. С. 36–42.
7. Чепіжний А. В., Бабка В. М. Визначення положень ланок плоского механізму за допомогою системи тригранника Френе. Прикладна геометрія та інженерна графіка. Київ : КНУБА, 2012. Вип. 90. С. 20–26.
8. Pylypaka S., Chepyzhnyi A., Kresan T.. Determining Kinematic Characteristics of Planar Mechanisms' Driven Member Using Frenet Trihedron. ТЕКА. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2017. Vol. 17. No. 3. P. 15–23.
9. Чепіжний А. В., Пилипака С. Ф. Визначення траєкторій і прискорень окремих точок плоских механізмів з допомогою тригранника Френе. Науковий вісник НУБіП України : Серія «Техніка та енергетика АПК». 2017. Вип. 258. С. 91–105.
10. Чепіжний А. В. Визначення положень і швидкостей ланок плоских механізмів з допомогою тригранника Френе. Сучасні проблеми моделювання : зб. наук праць. МДПУ ім. Б. Хмельницького. Мелітополь : МДПУ, 2016. Вип. 7. С. 166–171.

Pylypaks S., National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine (Ukraine)

Chepizhnyi A., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

General approach to finding the kinematic characteristics of the drives of plane mechanisms with the application of frenet-serret frame and frenet formulas

The crank pivotally linked to the mechanism link for most planar mechanisms is a driven link. The junction point of the crank and the slave link describes the circle as it is rotated. In the article, we propose to place the apex of the triangles at the point of connection. In this case, we will direct the principal normal normal to the center of the circle, and arrange the tangent tangent tangent

to the circle (combine with the velocity vector of the crank). Based on this location, the crank will also rotate when rotating the crank, with the main normal being the same as the crank. The trajectories and speed of the crank in a circle will depend on the angular speed of rotation of the crank.

The basic idea of the article is to find the kinematic characteristics of the motion of the junction point of the crank and the driven link, when it makes relative motion in the coordinate system, and the moving system moves relatively stationary under a certain law. Thus the rotation of the driven link around the apex of the triangles and the movement together with it determines the motion of the driven link with respect to the fixed coordinate system.

The position of the guided link is in the projections on the triangular orths and is converted to the axis of the fixed system. In the same way, we find the absolute trajectory of movement of the point of the link, which in turn allows us to determine the speed and acceleration of the same point. The dependencies obtained are common to the driven links of the mechanism pivotally connected to the crank. For each mechanism it is only necessary to find the law of rotation of the driven link in the system of rolling triangles. We give some examples of finding the law of the rotation of the driven link for some mechanisms, as well as graphs of change of speed and acceleration of individual points of the driven link.

Keywords: mechanism, crank, Frenet trihedron, trajectory, speed, acceleration, vector, point, hinge, driving link.

Дата надходження до редакції: 07.12.2019