



33

Прикладна механіка
Матеріалознавство
Галузеве машинобудування
Метрологія та інформаційно-
вимірвальна техніка

Applied Mechanics
Material Science
Industry Engineering
Metrology and Information-
Measuring Equipment

ISSN 2079-1747

DOI 10.32820/2079-1747-2024-33

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Машинобудування

Engineering

**Збірник наукових праць
Видається 2 рази на рік
Видається з грудня 2007 р.**

Збірник наукових праць
«Машинобудування» входить до
Категорії Б наукових фахових
видань, включених до Переліку
наукових фахових видань України
(технічні науки), в яких можуть
публікуватися результати
дисертаційних робіт на здобуття
наукових ступенів доктора наук
і доктора філософії (кандидата
наук), наказ МОН України №409
від 17.03.2020 та №320
від 07.04.2022.

УІПА

2024
Харків

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Купріянов О. В., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська, Н. М., д.тех.н., проф.

Члени колегії:

Васілевський О. М., д.тех.н., проф.

Грінченко Г.С., к.тех.н., доц.

Залога В. О., д.тех.н., проф.

Канюк Г. І., д.тех.н., проф.

Кириченко І. Г., д.тех.н., проф.

Кучерук В. Ю., д.тех.н., проф.

Ларшин В. П., д.тех.н., проф.

Литвин О. О., д. физ.-мат. н., проф.

Ловейкін В. С., д.тех.н., проф.

Петраков Ю.В., д.тех.н., проф.

Ромасевич Ю.О., д.тех.н., доц.

Рябчиков М. Л., д.тех.н., проф.

Склярів В. В., д.тех.н., старш. наук. співр.

Соколов В. І., д.тех.н., проф.

Ступницький В. В., д.тех.н., проф.

Супонев В. М., д.тех.н., проф.

Тріщ Р. М., д.тех.н., проф.

Хавін Г. Л., д.тех.н., проф.

Хімічева Г. І., д.тех.н., проф.

Хорошилов О. М., д.тех.н., доц.

Яковлев М. Ю., д.тех.н., проф.

Alper Uysal, Ph.D., Assoc. Prof.

Dagmar Caganova, Ph.D., Assoc. Prof.

Dimitar Dichev, D.Sc., Prof.

Iliya Zhelezarov, Ph.D., Prof.

Milan Edl, Ph.D., Assoc. Prof.

Predrag Dasic, D.Sc., Prof.

Відповідальні редактори

Подольак О.С., к.тех.н., доц.

Грінченко Г.С., к.тех.н., доц.

Випусковий редактор

Фурсова Т.М., к.тех.н., доц.

Відповідальний секретар

Фурсова Т.М., к.тех.н., доц.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-79-17

Факс (057)731-32-36

E-mail: mashynobuduvannia@uipa.edu.ua

<http://jmash.uipa.edu.ua>

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-79-17

Fax (057)731-32-36

Машинобудування

2024, № 33

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації
Серія КВ № 12132-1016Р від 26.12.2006.
ISSN 2079-1747
DOI 10.32820/2079-1747-2024-33

Мови видання:

українська, англійська

Друкується за рішенням Науково-технічної ради
УІПА, протокол № 8 від 26.06.2024 р.

При використанні матеріалів збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Журнал відображено у базах даних:

Національна бібліотека України імені

В. І. Вернадського – <http://www.irbis-nbuv.gov.ua/>

Bielefeld Academic Search Engine –

<https://www.base-search.net/>

Index Copernicus – <http://www.indexcopernicus.com/>

Google Scholar – <http://scholar.google.com.ua/>

OpenAIRE (Open Access Infrastructure for Research
in Europe) – <https://www.openaire.eu/>

WorldCat – <https://www.worldcat.org/>

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2024

ЗМІСТ

<u>Галузеве машинобудування</u>	4
Глянько В.С. Сутність проблеми підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насосу та її вплив на робочий процес	4
Бринюк М.С., Кондратюк О.Л., Марков В.О., Скоркін А.О. Аналіз топології та геометричної точності рухів плоскошліфувального верстату при трьохосьовій обробці в автоматичному циклі на стадії проектування	15
Ломакін А.О. Теоретичні та експериментальні підходи до дослідження додаткових напружень в елементах сталевих канатів при набіганні на блоки та барабани	30
<u>Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка</u>	38
Крамаренко Ю.О., Дрозд В.А. Підвищення якості систем керування насосними агрегатами шляхом використання частотно-керованого електроприводу	38
Канюк Г.І., Цветкова-Канюк А.О. Підвищення якості роботи обладнання електричних станцій та промислових підприємств шляхом використання швидкодіючих прецизійних та енергозберігаючих систем керування	51
Budanov P., Kyrysov I. Qualimetric Method of Quality Assessment of Solar Battery Parameters	64
Мезеря А.Ю., Придворов С.С. Дослідження показників якості спрощеної системи автоматичного регулювання мініГЕС	78
Рудик Ю. І., Тріщ Г. М., Катрич О. О., Хімічева А. І., Малахов І. М., Тимофєєв О. П. Оцінювання якості та прогнозування ризиків процесів системи управління підприємств кваліметричними методами	92
Ломанов К.О., Купріянова К.О., Проценко В.М. Аналіз нормативного забезпечення виробів шкіряної промисловості у напрямку безпечності	102
До уваги авторів	111

СУТНІСТЬ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС

© Глянько В.С.

Сумський державний університет

Інформація про авторів:

Глянько Валерій Сергійович (Hlyanko Valeriy): ORCID: 0009-0005-7282-322X; email: v.hlyanko@pgm.sumdu.edu.ua, Сумський державний університет Сумський державний університет, аспірант кафедри прикладної гідроаеромеханіки, вул. Харківська 116, м. Суми, 40007, Україна.

У статті розглянуто принцип роботи відцентрового насоса та наведено перелік необхідних фітінгів для його ефективної експлуатації. Для опису функціонування відцентрового насоса запропоновано математичне рівняння, яке дозволяє визначити теоретичний напір насоса залежно від кінематичних параметрів руху рідини через робоче колесо. Найбільш поширеними двигунами, що використовуються для приводу відцентрових насосів, є асинхронні електродвигуни. Зазначено, що ключовою особливістю відцентрового насоса є наявність ротора — обертового валу з закріпленими на ньому різноманітними деталями. Під час роботи на ротор діють гармонічні збудження у вигляді сил і моментів інерції неврахованих мас, які спричиняють його вимушені коливання. Загальна математична модель для підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса описує рух суцільної в'язкої рідини за допомогою рівняння Нав'є-Стокса. Наведено вирази, які враховують місцеві втрати на вході та виході ущільнень для збільшення швидкості обертання ротора. Для підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса використовувалися двовимірні балкові елементи типу BEAM 188, а для моделювання ущільнень-опор використовувався комбінований елемент типу COMBI 214. У випадку спрощеного розрахунку швидкості обертання ротора пряма жорсткість ущільнення-опори визначалася з залежності для короткого шпаринного ущільнення. Аналіз амплітудно-частотних характеристик показує, що перехресні жорсткості та прямі і перехресні демпфірування суттєво впливають на збільшення швидкості обертання ротора. Встановлено, що гідродинамічні моменти стають важливим фактором, який впливає на динамічні властивості ротора відцентрового насоса у випадку його сумісних радіально-кутових коливань в шпаринних ущільненнях проточної частини ротора.

Ключові слова: відцентровий насос, ротор, регулювання швидкості обертання, гідродинамічні процеси, рівняння Нав'є-Стокса, ущільнення ротора.

Hlyanko V.S. “The essence of the problem of increasing the rotation speed of the centrifugal pump rotor and its influence on the operating process.”

The article examines the operating principle of a centrifugal pump and provides a list of necessary fittings for its effective operation. A mathematical equation is proposed to describe operation of the centrifugal pump that allows to determinate the pump's theoretical head based on the kinematic parameters of the fluid flow through the pump's impeller. The most common motors used to drive centrifugal pumps are asynchronous electric motors. It is noted that a key feature of the centrifugal pump is the presence of a rotor - a rotating shaft with various attached components. During operation, the rotor is subjected to harmonic excitations in the form of forces and moments of inertia from unbalanced masses, which cause its forced vibrations. The general mathematical model for increasing

the rotational speed of the centrifugal pump rotor describes the motion of a continuous viscous fluid using the Navier-Stokes equation. Expressions are provided that take into account local losses at the inlet and outlet of the seals to increase the rotor's rotational speed. To enhance the rotational speed of the centrifugal pump rotor, two-dimensional beam elements of type BEAM 188 were used. For modeling the seal-supports, a combined element of type COMBI 214 was utilized. In the case of a simplified calculation of the rotor's rotational speed, the direct stiffness of the seal-support was determined based on the dependence for a short clearance seal. The analysis of amplitude-frequency characteristics shows that cross stiffnesses as well as both direct and cross damping significantly affect the increase in the rotor's rotational speed. It has been established that hydrodynamic moments become a significant factor influencing the dynamic properties of the centrifugal pump rotor when it undergoes combined radial-angular oscillations in the clearance seals of the rotor's flow path.

Keywords: centrifugal pump, rotor, rotation speed control, hydrodynamic processes, Navier-Stokes equations, rotor sealing.

Вступ. Відцентрові насоси мають такі основні компоненти: спіральний корпус і робоче колесо, яке встановлене всередині корпусу і закріплене на валу за допомогою шпонки. Вал обертається в підшипниках. Для герметизації отвору, через який вал проходить крізь корпус, використовуються сальники. Рідина потрапляє в корпус насоса через всмоктувальний патрубок і надходить до центру робочого колеса, яке обертається. Під впливом лопатей рідина обертається і відкидається від центру колеса до периферії, а потім потрапляє в спіральну частину корпусу (у спіральних насосах) і переміщується по напірному трубопроводу через нагнітальний патрубок.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження проблеми підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса були проведені такими науковцями, як Кондратенко В. Г. [6], Беда О. І. [2], Матус О. В. [7]. У попередніх роботах оптимізація параметрів відцентрових насосів здійснювалася шляхом удосконалення динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів у розвиненій системі шпаринних ущільнень між ротором та статором [13-15].

У роботі [1] аналізуються особливості робочого процесу заглибного відцентрового насоса з електроприводом при перекачуванні газорідинних сумішей. Надано рекомендації щодо вибору типу розрахункової сітки і параметрів турбулентності. Отримані залежності втрат напору при наявності у перекачуваній рідині.

Васильченко Д. Р. модернізував відцентровий насос на основі машини-аналога насоса ЗКО 32-150, проектуючи робоче колесо з використанням емпіричних формул. Основними перевагами нової гідромашини є зменшення загальних габаритів насоса в осьовому напрямку завдяки зменшенню кількості ступенів з 3 до 2 (вилучення одного робочого колеса та направляючого апарату) та скорочення довжини валу [4].

Мошенцев Ю. Л. розробив розрахунок модернізації відцентрового насоса для системи побутового водопостачання. На підставі розрахунків визначені основні конструктивні розміри насоса з можливими незначними відхиленнями, які не впливають на проведення компоновочного конструювання [8]. Проектований відцентровий насос має витрату рідини $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ і здатен всмоктувати з висоти 5,3 м. ККД насоса $\eta = 0,73$.

Характеристика радіальної сили відвідного відцентрового насоса представлена у роботах [3, 7]. Оптимізація вібраційних параметрів відцентрових насосів здійснюється шляхом удосконалення динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів у розвиненій системі шпаринних ущільнень між ротором та статором [5].

Розрахункові та експериментальні дані, що визначають величини та напрями сил, докладно викладені в роботах [9-11].

Філіпович Ю. Ю. вивчав тривалість заповнення відцентрового насоса в автоматизованій насосній станції за допомогою вакуумної системи, враховуючи поздовжній профіль всмоктувального трубопроводу. Він також досліджував, як параметри вакуумної установки впливають на її роботу [12].

Алгоритми керування, засновані на концепції зворотних задач динаміки та мінімізації локальних функціоналів миттєвих значень енергій, забезпечують стійкість до параметричних збурень і стабілізують динамічні та статичні характеристики електропривода [16].

Постановка проблеми. Опукла форма лопатей ротора відцентрового насоса забезпечує сильніший напір рідини та покращене нагнітання, при цьому робоче колесо обертається в напрямку нагнітання опуклою стороною лопатей. Відцентровий насос має бути оснащений такими фітінгами та пристроями: приймальний зворотний клапан із сіткою для утримання в корпусі, засувка на всмоктувальному патрубку, розташована біля насоса, вакуумметр для вимірювання вакууму на всмоктувальній стороні, кран для випуску повітря під час заповнення, зворотний клапан на напірному трубопроводі, засувка на напірному трубопроводі, манометр на напірному патрубку для вимірювання тиску, створеного насосом, запобіжний клапан (не показаний) на напірній трубі, та пристрій для відсікання насоса.

Наразі проблема підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса висвітлена недостатньо, оскільки при модернізації насоса значну увагу приділяють його проточній частині, ігноруючи перехресні жорсткості та пряме і перехресне демпфірування, які значно впливають на підвищення швидкості обертання ротора. Це дослідження присвячене аналізу шляхів підвищення швидкості обертання ротора насоса з урахуванням зазначених аспектів.

Виклад основного матеріалу. Головне рівняння відцентрового насоса дозволяє визначити теоретичний напір насоса в залежності від кінематичних параметрів руху рідини через робоче колесо насоса. При його похідному вважається, що рух рідини відбувається без гідравлічних втрат (тобто рідина ідеальна) і рух рідини є струменевим. Відцентрові насоси мають стабільну продуктивність, забезпечуючи постійну ефективність та можливість роботи з високою швидкістю обертання, що дозволяє зменшити їхні конструктивні розміри. Це також сприяє використанню прямого приводу насосів від електродвигунів. Найпоширенішими двигунами для приводу відцентрових насосів є асинхронні електричні двигуни [17].

Основною відмінністю відцентрового насосу є наявність ротора – обертового вала з закріпленими на ньому різного типу деталями. Під час роботи на ротор діють гармонійні збудження у вигляді сил та моментів інерції невідновлених мас, що призводить до його вимушених коливань.

Отже, коливання ротора є необхідною складовою роботи таких машин незалежно від їхніх розмірів і умов роботи, визначаючи вібраційний стан машини. Сучасні технології потребують одночасного збільшення тиску та подачі різних рідин та газів. У відцентрових машинах ці параметри досягаються, головним чином, за рахунок збільшення частоти обертання роторів, що призводить до зменшення їхніх габаритних та масових характеристик, що особливо важливо для турбонасосних агрегатів (ТНА) ракетних двигунів. Однак зі зростанням частоти обертання виникає проблема вібраційної надійності машини.

Вібраційний стан швидкісного відцентрового насосу в значній мірі визначається гідродинамічними процесами, які відбуваються в заповнених рідиною під тиском кільцевих зазорах між обертовими та нерухомими елементами проточної частини (шпаринних ущільненнях). Залежно від конструкції та умов роботи ущільнення можуть як зменшувати віброактивність ротора, так і, навпаки, спричиняти його динамічну нестійкість. Це підкреслює необхідність подальшого дослідження гідродинамічних процесів у шпаринних

ущільненнях при спіральному русі рідини в шпарині (модель шпаринного ущільнення довільної довжини) з метою уточнення їх якісного і кількісного впливу на динамічні характеристики ротора відцентрового насоса [5].

Загальна математична модель для збільшення швидкості обертання ротора відцентрового насоса описується рівнянням Нав'є-Стокса для руху суцільної в'язкої рідини. У випадку турбулентного потоку використовують рівняння Нав'є-Стокса, які усереднюються по Рейнольдсу. Розглядається задача потоку рідини в гладкій шпарині під дією заданого перепаду тиску Δp . Ротор зміщений відносно осі втулки на величину ексцентриситету e і виконує прецесійний рух з частотою Ω , де власна частота обертання ротора - ω .

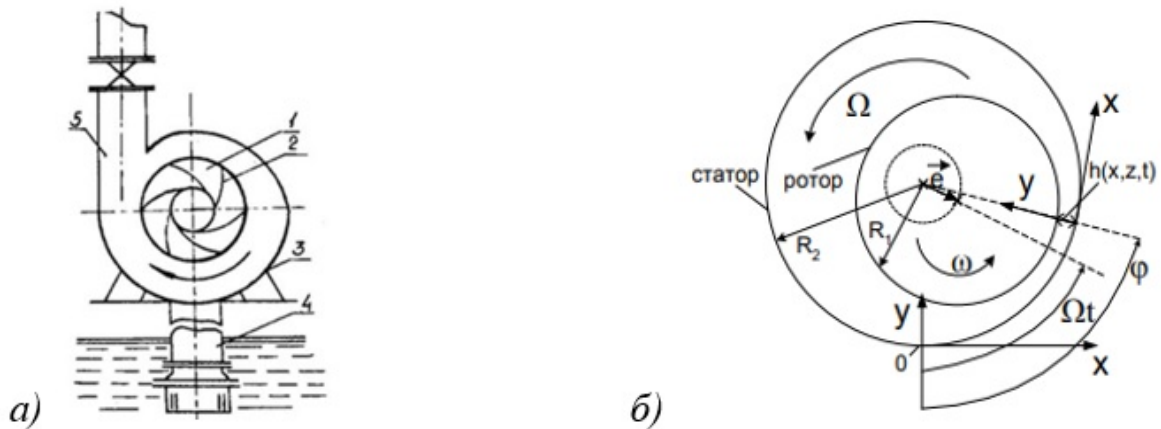


Рис. 1 – Схема відцентрового насоса – а) та прецесійного руху ротора у шпаринному ущільненні – б)

1 – колесо; 2 – лопатки; 3 – опора; 4 – підвод; 5 – відведення

Зазор ущільнення h знаходиться на площині ($x = \varphi - R_2$). Зазор шпаринного ущільнення значно менший за його радіус, тому вплив кривизни можна вважати незначним. Функцію зазору, а також функції x -их і y -их компонент швидкості на стінці ротора можна представити в наступній формі:

$$h = R_2 - R_1 - e \cdot \cos(\Omega t - \frac{x}{R_2}) \quad v_x = R_1 \omega + e \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega t - \frac{x}{R_2}) \quad v_y = e \cdot \Omega \cdot \sin(\Omega t - \frac{x}{R_2})$$

Рівняння Нав'є-Стокса, які усереднені по Рейнольдсу, після оцінки порядку членів, мають вигляд:

$$\begin{cases} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \rho \frac{\partial}{\partial y} \overline{u'v'}; \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} = 0; \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \rho \frac{\partial}{\partial y} \overline{w'v'}. \end{cases}$$

Одержана система рівнянь доповнюється рівнянням нерозривності:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0;$$

Рівняння Рейнольдса та рівняння нерозривності усереднюються по зазору ущільнення і переходять до розв'язання двовимірної задачі, використовуючи усереднені швидкості і тиск по зазору. Для усереднення конвективних членів рівнянь по зазору необхідно використовувати гіпотезу про профіль швидкості. Функція профілю окружної швидкості складається з напірної і зсувної компонент, тоді як профіль осової швидкості обумовлений лише напірною компонентою:

$$0 \leq y' \leq \frac{h}{2} \quad u = u_{p\max} \left[4 \frac{y'}{h} \left(1 - \frac{y'}{h} \right) \right]^m + 0.5 v_x \cdot \left[2 \frac{y'}{h} \right]^m; \quad \frac{h}{2} \leq y' \leq h \quad u = u_{p\max} \left[4 \frac{y'}{h} \left(1 - \frac{y'}{h} \right) \right]^m + v_x - 0.5 v_x \cdot \left[2 \left(1 - \frac{y'}{h} \right) \right]^m;$$

$$u_{p\max} = u_p(y' = \frac{h}{2}); \quad w = w_{\max} \left[4 \frac{y'}{h} \left(1 - \frac{y'}{h} \right) \right]^m; \quad w_{\max} = w(y' = \frac{h}{2}).$$

З урахуванням цього, усереднені по зазору квадрати швидкостей можна представити у вигляді:

$$I_{xx} = \frac{1}{h} \int_0^h u^2 dy = a_1 \cdot \overline{u_p^2} + b_1 \cdot \overline{u_p} \cdot v_x + c_1 \cdot v_x^2 \quad I_{xz} = \frac{1}{h} \int_0^h u \cdot w \cdot dy = a_1 \cdot \overline{u_p} \cdot \overline{w} + d_1 \cdot v_x \cdot \overline{w}$$

$$I_{zz} = \frac{1}{h} \int_0^h w^2 dy = a_1 \cdot \overline{w^2}$$

Рівняння Рейнольдса і рівняння нерозривності, усереднені по зазору ущільнення ротора відцентрового насосу, представлені наступними формулами:

$$\rho \left(\frac{\partial \overline{u_p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (a_1 \cdot \overline{u_p^2} + b_1 \cdot \overline{u_p} \cdot \kappa \cdot v_x + c_1 \cdot \kappa^2 \cdot v_x^2) + \frac{v_x \cdot v_y}{h} + \frac{\partial}{\partial z} (a_1 \cdot \overline{u_p} \cdot \overline{w} + d_1 \cdot \overline{w} \cdot \kappa \cdot v_x) \right) = - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x} - \frac{\mu \cdot k_x}{h^2} \cdot \overline{u_p} \cdot \text{Sign} \Phi$$

$$\rho \left(\frac{\partial \overline{w}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (a_1 \cdot \overline{w^2}) + \frac{\partial}{\partial x} (a_1 \cdot \overline{u_p} \cdot \overline{w} + d_1 \cdot \overline{w} \cdot \kappa \cdot v_x) \right) = - \frac{\partial \overline{p}}{\partial z} - \frac{\mu \cdot k_z}{h^2} \cdot \overline{w}$$

$$h \frac{\partial \overline{u_p}}{\partial x} + u_p \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial \overline{w}}{\partial z} + w \frac{\partial h}{\partial z} = - \overline{u_c} \frac{\partial h}{\partial x} + v_x \frac{\partial h}{\partial x} - v_y$$

де $\overline{u_c}$ – окружна зсувна швидкість осереднена по зазору (вважається, що $\overline{u_c} = 0.5 \cdot \omega \cdot R_1$); $\overline{u_p}$ – окружна напірна швидкість осереднена по зазору; $\overline{w}$ – осова напірна швидкість осереднена по зазору; v_x, v_y – x-а і y-а компоненти швидкості на стінці ротора; $\overline{p}$ – тиск усереднений по зазору; k_x, k_z – модифіковані коефіцієнти опору тертя.

Вирази, що використовуються для урахування місцевих втрат на вході і виході ущільнення для збільшення швидкості обертання ротора відцентрового насосу, можуть бути представлені наступними формулами:

$$z = 0: P_1 = p_{\text{вх}} + \rho \frac{\zeta_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2}{2}$$

На вході в ущільнення

$$z = l: P_2 = p_{\text{вих}} + \rho \frac{\zeta_{\text{вих}} w_{\text{вих}}^2}{2}$$

На виході з ущільнення

де $p_{вх}$ – тиск усередині ущільнення на вхідній кромці; $p_{вих}$ – тиск усередині ущільнення на вихідній кромці; P_1 – тиск в камері перед ущільненням, P_2 – тиск в камері за ущільненням.

Для аналізу динаміки ротора за допомогою методу скінченних елементів у програмному комплексі ANSYS була побудована балкова модель ротора відцентрового насоса з урахуванням жорсткісних і демпфіруючих характеристик ущільнень робочих коліс, розвантажувального диску та ущільнень-опор (рис. 2).

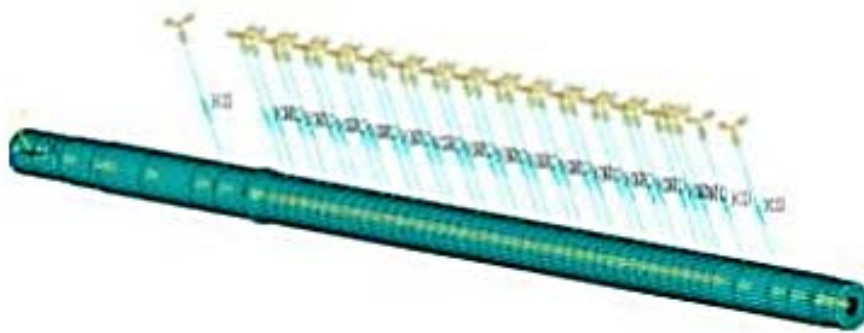
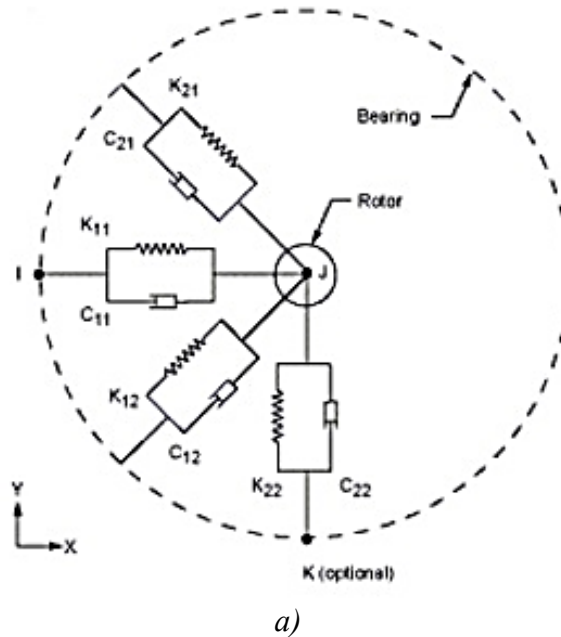


Рис. 2 – Елемент COMBI214 – а) та балкова модель ротора – б)

Для збільшення обертової швидкості ротора відцентрового насоса використовувались балкові двовимірні елементи BEAM 188. Для моделювання ущільнень-опор використовувався комбінований елемент COMBI 214, який урахує як прямі, так і поперечні жорсткості і демпфірування, що дозволило провести більш точний аналіз динаміки ротора.

Виконано статичний, модальний і гармонійний аналізи моделі ротора. Отримано величини статичного і динамічного прогинів, форми коливань і амплітудно-частотні характеристики. Це дозволяє визначити критичні швидкості коливань та синхронні орбіти точок осі ротора.

Блок-схема алгоритму розрахунку представлена на рис. 3; на рис. 4 – радіальні деформації ротора (а) та та синхронні орбіти точок осі ротора (б).

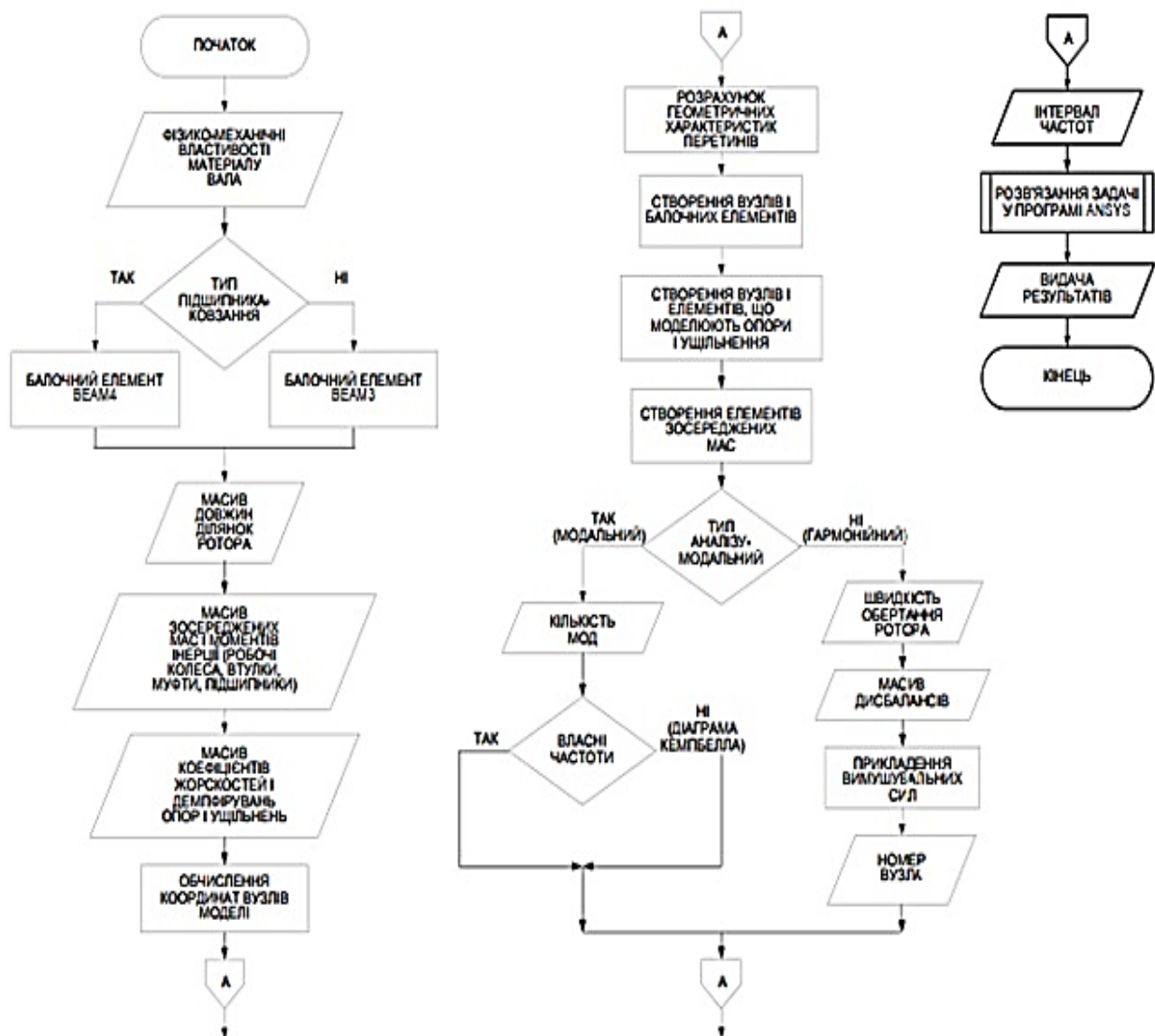


Рис. 3 – Блок-схема алгоритму розрахунку

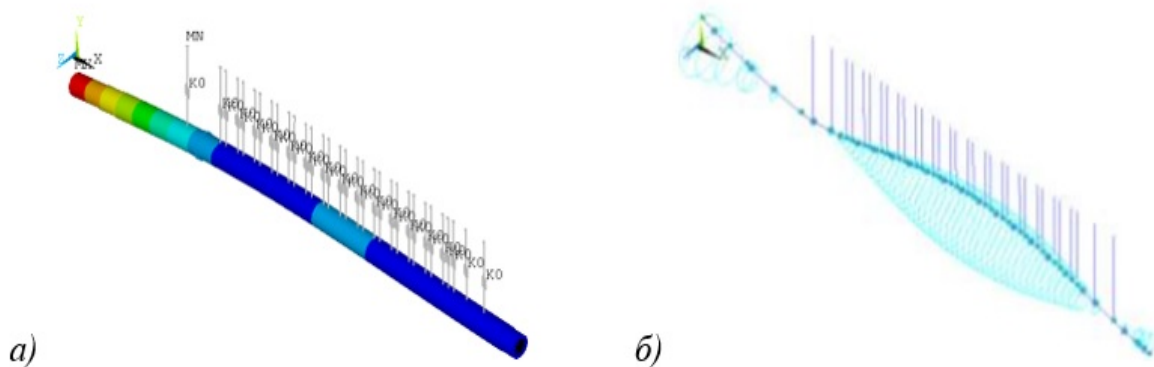


Рис. 4 – Радіальні деформації ротора – а)
та та синхронні орбіти точок осі ротора – б)

Була проведена серія розрахунків з метою підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса. Ці розрахунки дозволили визначити вплив прямої і перехресної жорсткості, а також прямого демпфірування ущільнень-опори на власні частоти ротора відцентрового насоса (таблиці 1–3 та рисунки 5–7).

Таблиця 1 – Власні частоти ротора в залежності від прямої жорсткості ущільнення опори

Частота	ω_1 , Гц	ω_2 , Гц	ω_3 , Гц	ω_4 , Гц
Жорсткість, Н/м				
$K = 5.281 \cdot 10^6$	40.101	40.101	101.22	101.22
$K = 5.281 \cdot 10^5$	35.221	35.221	99.953	99.953
$K = 5.281 \cdot 10^4$	34.659	34.659	99.820	99.820
$K = 5.281 \cdot 10^3$	34.602	34.602	99.807	99.807

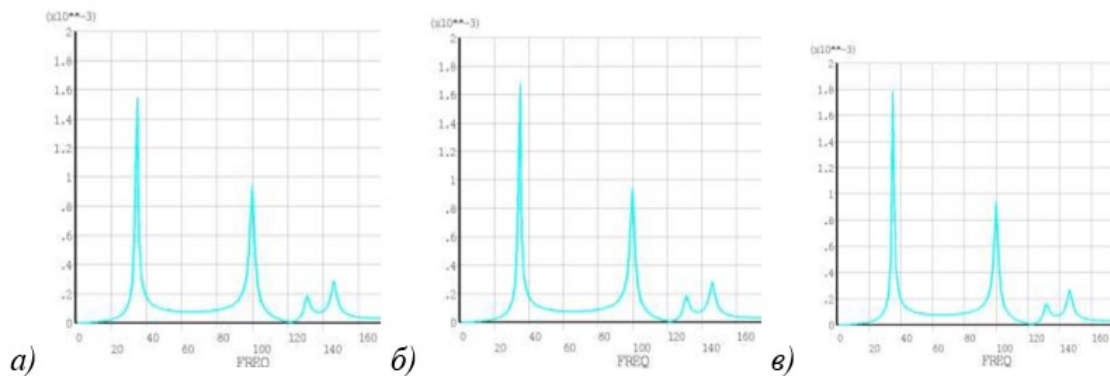


Рис. 5 – Амплітудно-частотні характеристики при різних прямих жорсткостях ущільнення-опори: а) $K = 5.281 \cdot 10^3$, б) $K = 5.281 \cdot 10^4$, в) $K = 5.281 \cdot 10^5$

Таблиця 2 – Власні частоти ротора в залежності від перехресної жорсткості ущільнення опори

Частота	ω_1 , Гц	ω_2 , Гц	ω_3 , Гц	ω_4 , Гц
Жорсткість, Н/м				
$k = 2.22 \cdot 10^7$	54.579	91.099	104.55	106.60
$k = 2.22 \cdot 10^6$	37.601	42.304	100.54	101.86
$k = 2.22 \cdot 10^5$	39.865	40.333	101.15	101.28
$k = 2.22 \cdot 10^3$	40.077	40.124	101.21	101.22

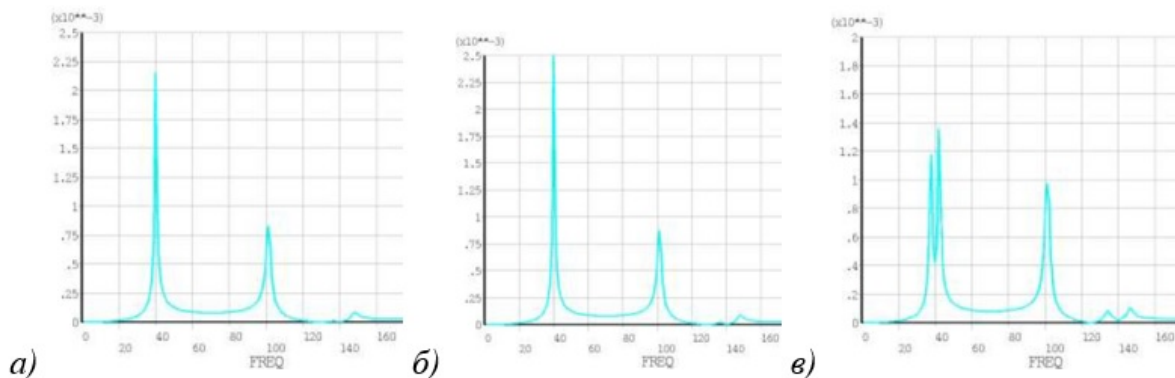


Рис. 6 – Амплітудно-частотні характеристики при різних перехресних жорсткостях ущільнення-опори: а) $k = 2.22 \cdot 10^3$, б) $k = 2.22 \cdot 10^5$, в) $k = 2.22 \cdot 10^6$

Під час варіювання однієї змінної інші параметри залишалися незмінними і відповідали своїм розрахунковим значенням для даного ротора. У випадку спрощеного розрахунку швидкості обертання ротора відцентрового насоса пряма жорсткість ущільнення-опори визначалась за залежністю для короткого шпаринного ущільнення.

Таблиця 3 – Власні частоти ротора в залежності від прямого демпфірування ущільнення опори

Частота	ω_1 , Гц	ω_2 , Гц	ω_3 , Гц	ω_4 , Гц
Демпфірування, $H \cdot c/m$				
$C = -1.46 \cdot 10^5$	54.579	91.099	104.55	106.60
$C = -1.46 \cdot 10^4$	54.579	91.099	104.55	106.60
$C = -1.46 \cdot 10^3$	54.579	91.099	104.55	106.60
$C = -1.46 \cdot 10^2$	54.579	91.099	104.55	106.60

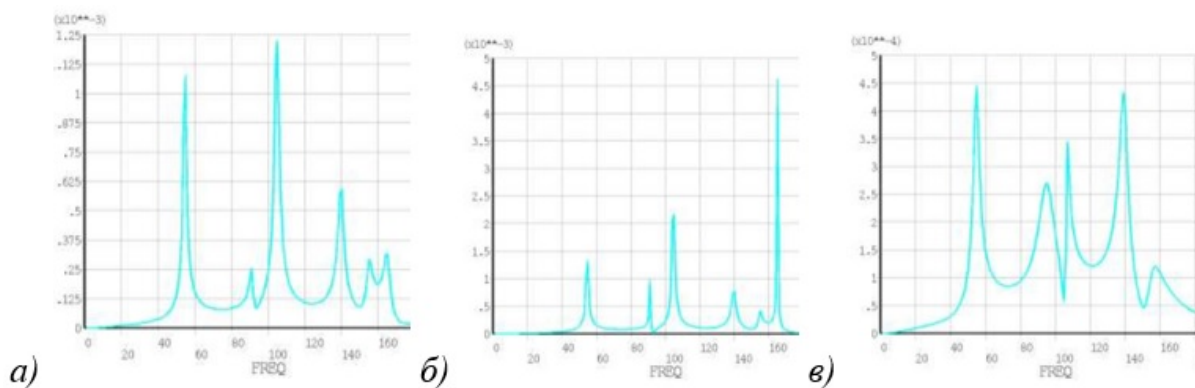


Рис. 7 – Амплітудно-частотні характеристики при різних прямих демпфіруваннях ущільнення-опори: а) $C = -1.46 \cdot 10^2$, б) $C = -1.46 \cdot 10^3$, в) $C = -1.46 \cdot 10^4$

Аналіз амплітудно-частотних характеристик підтверджує, що перехресні жорсткості та прямі і перехресні демпфірування мають значний вплив на підвищення швидкості обертання ротора відцентрового насоса.

Висновки. Була проведена аналіз будови, переваг, недоліків та застосування відцентрових насосів. Виділено, що підвищення швидкості обертання ротора може бути досягнуте за рахунок зменшення їхніх габаритних та масових характеристик, а також застосування випуклої форми лопатей ротора. Досліджено, що гідродинамічні моменти є значущим фактором, що впливає на динамічні властивості ротора у випадку здійснення сумісних радіально-кутових коливань в шпаринних ущільненнях проточної частини ротора.

Список використаних джерел:

1. Беда О. І. Аналіз впливу пружної сили на динаміку ротора / О. І. Беда // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма 3-ї Всеукраїн. міжвузів. наук.-техн. конф., м. Суми, 22–25 квіт. 2014 р.: у 2-х ч. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч. 1. – С. 176.
2. Беда О. І. Динамічні характеристики ротора відцентрового насоса з урахуванням особливостей гідродинамічних процесів в шпаринних ущільненнях довільної довжини : автореф. ... канд. техн. наук: 05.02.09. – Суми : СумДУ, 2015. – 20 с.
3. Васильєв С. В. Технічне обґрунтування високопродуктивного перекачування води основним пожежним автомобілем / С. В. Васильєв // Проблеми пожежної безпеки. – 2016. – № 39. – С. 56-62.
4. Васильченко Д. Р. Модернізація консольного насоса ЗКО 32-150 шляхом скорочення кількості ступенів / Д. Р. Васильченко, А. М. Головін, І. П. Гречка // Праці ТДАТУ. – 2016. – Вип. 18, т. 2. – С. 12-148. DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-128-147.

5. Горовий С. О. Оціночний розрахунок гідродинамічних властивостей опорно-ущільнювальних вузлів відцентрового насоса з вільнопривідним валом / С. О. Горовий // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія : Механізація та автоматизація виробничих процесів. – 2017. – Вип. 10. – С. 23–28.
6. Кондратенко В. Г. Деякі аспекти підвищення енергоефективності роботи шахтних відцентрових насосів / В. Г. Кондратенко // Наукові праці ДонНТУ. Серія: Електротехніка і енергетика. – 2020. – № 2. – С. 48–51.
7. Матус О. В. Основні несправності валу відцентрового насоса / О. В. Матус // Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь : зб. тез 7-ї всеукр. наук.-практ. конф. (31 берез. 2021 р.). – Житомир : ЖАТК. – С. 207–208.
8. Мошенцев Ю. Л. Проектування відцентрового насоса : метод. вказівки / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2009. – 56 с.
9. Мошпорізі М. Оптимізація режимів роботи насосної станції водопостачання / М. Мошпорізі // Електромеханічні системи, методи моделювання та оптимізації : Всеукраїнська наук.-техн. конф. молодих вчених і спеціалістів, 19–21 квітня 2006 р. : тези доп. – Київ, 2006. – С. 35.
10. Островерхов М. Я. Система автоматичного регулювання напору насосної установки з властивостями слабкої чутливості до параметричних збурень / М. Я. Островерхов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. – 2016. – Вип. 175. – С. *.
11. Островерхов М. Я. Керування електромеханічними системами на основі мінімізації локальних функціоналів миттєвих значень енергій / М. Я. Островерхов // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – 2013. – Вип. 1. – С. 40–47.
12. Філіпович Ю. Ю. Розрахунок часу заливу водою відцентрового насоса з урахуванням поздовжнього профілю усмоктувальної труби / Ю. Ю. Філіпович // Вісник НУВГП. Технічні науки : зб. наук. праць. – Рівне : НУВГП, 2021. – Вип. 4(96). – С. 15–25.
13. Шевченко Н. Г. Удосконалення методики визначення характеристики відцентрового насоса при добичі нафтогазової продукції / Н. Г. Шевченко // Промислова гідраліка і пневматика. Секція «Гідромашини і гідропневмоагрегати» : матеріали 18-ї Міжнародної наук.-техн. конф. АС ПГП. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – С. 56.
14. Шудрик О. Л. Підвищення ефективності використання відцентрових насосів за рахунок вдосконалення математичних моделей робочого процесу : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / О. Л. Шудрик. – Харків, 2018. – С. 137–153.
15. Mathematical modeling of the working process of hydraulic machines / Drankovsky V. E., Myronov K. A., Tynyanova I. I., Rezvaya K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. - Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. – 406 p.
16. Krupa Y. Calculation of the Spatial Flow in the Francis High-Head Turbine Using the CFD Software Package / Y. Krupa // Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – 2021. – no 2. – Pp. 87–93. DOI: 10.20998/2411-3441.2021.2.13.
17. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs / Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. // IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv). – Kharkiv, 2018. – Pp. 205–209. DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559548.

References:

1. Beda, OI 2014, 'Analiz vplyvu pruzhnoji syly na dynamiku rotora' [Analysis of the impact of elastic force on rotor dynamics], *Suchasni tekhnologiji u promyslovomu vyrobnyctvi: materialy ta prohrama III Vseukrajinsjkoji mizhvuzivsjkoji naukovy-tekhnichnoji konferenciji, m. Sumy, 22–25 kvitnja 2014 r, Part 1*.
2. Beda, OI 2015, 'Dynamichni kharakterystyky rotora vidcentrovogho nasosa z urakhuvannjam osoblyvostej ghidrodynamichnykh procesiv v shparynnykh ushiljennjakh doviljnoji dovzhyny' [Dynamic characteristics of the centrifugal pump rotor considering the features of hydrodynamic processes in clearance seals of arbitrary length], *Kand.tekhn.n. abstract, Sumskiy derhavniy universitet, Sumy*.
3. Vasylyjev, SV 2016, 'Tekhnichne obgruntuvannja vysokoproduktyvnogho perekachuvannja vody osnovnym pozhezhnym avtomobilem' [Technical justification for high-performance water pumping by the main fire truck], *Problemy pozhezhnoji bezpeky*, no 39, Pp. 56–62.
4. Vasylychenko, DR, Gholovin, AM & Ghrechka, IP 2016, 'Modernizacija konsoljnogho nasosa ZKO 32-150 shljakhom skorochennja kiljosti stupeniv' [Modernization of the ZKO 32-150 cantilever pump by reducing the number of stages], *Praci TDATU*, iss 18, vol. 2, Pp. 12–148. DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-128-147.
5. Ghorovij, SO 2017, 'Ocinochnyj rozrakhunok ghidrodynamichnykh vlastyvostej oporno-ushhiljnjuvalnykh vuzliv vidcentrovogho nasosa z viljnopryvidnym valom' [Estimated calculation of the hydrodynamic properties of the bearing-seal assemblies of a centrifugal pump with a free-driven shaft], *Visnyk Sumsjkogho nacionaljnogho aghrarnogho universytetu. Serija Mekhanizacija ta avtomatyzacija vyrobnychych procesiv*, iss 10, Pp. 23–28.
6. Kondratenko, VGh 2020, 'Dejaki aspekty pidvyshhennja energhoefektyvnosti robotyshakhtnykh vidcentrovych nasosiv' [Some aspects of improving the energy efficiency of mine centrifugal pump operation], *Naukovi praci DonNTU. Serija: «Elektrotekhnika i energhetyka»*, no 2, Pp. 48–51.

7. Matus, OV 2021, 'Osnovni nespravnosti valu vidcentrovogho nasosa' [*Major faults of the centrifugal pump shaft*], *Perspektivy i tendenciji rozvytku konstrukcij ta tekhnichnogho servisu sil'sjkozhospodarsjkykh mashyn i znarjadj (31 bereznja 2021 roku)*, ZhATK, Zhytomyr.
8. Moshencev, JuL & Ghoghorenko, OA 2009, *Proektuvannja vidcentrovogho nasosu [Design of a centrifugal pumps]*, NUK, Mykolajiv.
9. Moshnoriz, M 2006, 'Optymizacija rezhyziv roboty nasosnoji stanciji vodopostachannja' [*Optimization of operating modes for the water pumping station*], *Elektromekhanichni systemy, metody modeljuvannja ta optymizaciji (19–21 kvitnja 2006 r.)*, Kyiv.
10. Ostroverkhov, MJa 2016, 'Systema avtomatychnogho rehuljuvannja naporu nasosnoji ustanovky z vlastyostjamy slabkoji chutlyvosti do parametrychnykh zburenj' [*Automatic pressure control system for the pumping plant with low sensitivity to parametric disturbances*], *Visnyk Kharkivsjkogho nacionaljnogho tekhnichnogho universytetu sil'sjkozhogho gospodarstva imeni Petra Vasylenka. Tekhnichni nauky*, iss 175.
11. Ostroverkhov, 2013, 'Keruvannja elektromekhanichnymy systemamy na osnovi minimizaciji lokalnykh funkcionaliv myttjevykh znachenj energhij' [*Control of electromechanical systems based on minimization of local instantaneous energy functionals*], *Elektromekhanichni i energhozberighajuchi systemy*, iss 1, Pp. 40-47.
12. Filipovych, JuJu 2021, 'Rozrakhunok chasu zalyvu vodoju vidcentrovogho nasosa z urakhuvannjam pozdovzhnjogho profilju usmoktuval'noji truby' [*Calculation of the filling time of a centrifugal pump considering the longitudinal profile of the suction pipe*], *Visnyk NUVGhP. Tekhnichni nauky*, iss 4, Pp. 15-25.
13. Shevchenko, NGh 2017, 'Udoskonalennja metodyky vyznachennja kharakterystyky vidcentrovogho nasosa pry dobychi naftoghazovoji produkciji' [*Improving the methodology for determining the performance characteristics of a centrifugal pump in oil and gas production*], *Promyslova ghidravlika i pnevmatyka. Sekcija «Ghidromashyny i ghidropnevmoaghreghaty»*, Pp. 56.
14. Shudryk, OL 2018, 'Pidvyshhennja efektyvnosti vykorystannja vidcentrovvykh nasosiv za rakhunok vdoskonalennja matematychnykh modelej robochogho procesu' [*Improving the efficiency of centrifugal pumps through the enhancement of mathematical models of the operating process*], *Kand.tekhn.n. thesis*, Kharkiv.
15. Drankovsky, VE, Myronov, KA, Tynyanova, II, Rezvaya, KS, Krupa, YeS & Kukhtenkov, YuM 2022, *Matematyчне modeljuvannja robochoho protsesu hidromashyn [Mathematical modeling of the working process of hydraulic machines]*, NTU "KhPI" Publ., Kharkiv.
16. Krupa, Y 2021, 'Calculation of the Spatial Flow in the Francis High-Head Turbine Using the CFD Software Package'. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*, NTU "KhPI" Publ., Kharkiv, no. 2, Pp. 87–93. DOI: 10.20998/2411-3441.2021.2.13.
17. Rezvaya, K, Krupa, E, Shudryk, A, Drankovskiy, V & Makarov, V 2018, 'Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs', *3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv)*, IEEE Publ., Kharkiv, Pp. 205–209. DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559548.

Стаття надійшла до редакції 21 березня 2024 року.

DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2024-33-15-29>
УДК 621.9.01

АНАЛІЗ ТОПОЛОГІЇ ТА ГЕОМЕТРИЧНОЇ ТОЧНОСТІ РУХІВ ПЛОСКОШЛІФУВАЛЬНОГО ВЕРСТАТУ ПРИ ТРЬОХОСЬОВІЙ ОБРОБЦІ В АВТОМАТИЧНОМУ ЦИКЛІ НА СТАДІЇ ПРОЕКТУВАННЯ

© Бринюк М.С., Кондратюк О.Л., Марков В.О., Скоркін А.О.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Бринюк Максим Сергійович (Bryniuk Maksym): ORCID: <http://orcid.org/0009-0005-2974-8818>; e-mail: Maksimysimi@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри машинобудування, транспорту і зварювання, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Кондратюк Олег Леонідович (Kondratyuk Oleh): ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3263-0483>; e-mail: kondratyuk.mot@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, кандидат технічних наук, доцент; доцент кафедри машинобудування, транспорту і зварювання, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Марков Владлен Олегович (Markov Vladlen): ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0625-6934>; e-mail: marik.markov.1997@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри машинобудування, транспорту і зварювання, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Скоркін Антон Олегович (Skorkin Anton): ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3032-83414>; e-mail: Antonskorkin20@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, кандидат технічних наук, доцент, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Щоб підвищити надійність обробки на триосьовому плоскошліфувальному верстаті з ЧПК, відповідно до ключового питання точності обробки, у цій статті запропоновано аналіз геометричної точності та метод проектування верстатів даного типу. Створено геометричну модель розповсюдження похибки на основі теорії багатотільних систем і методу однорідного перетворення координат. Експериментально підтверджено, що модель має ідеальну точність передбачення. Ключові геометричні похибки були проаналізовані за допомогою ортогонального дизайну та перевірки параметрів методів Design of Experiments (DoE). Методи DoE - це спосіб визначення оптимальних налаштувань процесу, що супроводжується мінімальними витратами на дослідження та максимальною швидкістю отримання результату. Налагоджуючи процес, технолог може діяти методом спроб і похибок. Після аналізу витрат і відстеження похибок була створена модель витрат і якості для ключових геометричних змінних похибок на основі надійної теорії проектування. Нарешті допуски ключових геометричних змінних похибок були розподілені відповідно до цієї моделі. Результати показують, що метод може реалізувати розумний та оптимальний розподіл геометричної точності, а потім покращити точність обробки шліфуванням та, зрештою, підвищити надійність обробки на шліфувальних верстатах в цілому.

Ключові слова: плоскошліфувальний верстат, багатокорпусна система, рухи, геометрична похибка, модель поширення похибки, міцна конструкція, точність обробки.

Bryniuk M., Kondratyuk O., Markov V., Skorkin A. “Analysis of the topology and geometric accuracy of motions of a grinding machine during three-axis machining in an automatic cycle at the design stage”

In order to increase the reliability of processing on a three-axis CNC flat grinding machine, in accordance with the key issue of processing accuracy, this article proposes an analysis of geometric accuracy and a design method for machines of this type. A geometric model of error propagation was created based on the theory of multibody systems and the method of uniform coordinate transformation. It is experimentally confirmed that the model has perfect prediction

accuracy. Key geometric errors were analyzed using an orthogonal design and Design of Experiments (DOE) parameter validation. DOE methods serve as a means to determine optimal process settings with minimal research costs and maximum speed in obtaining results. During process setup, technicians can proceed through trial and error. After cost analysis and error tracking, a cost and quality model was established for key geometric error variables based on robust design theory. Subsequently, the error tolerances of the key geometric variables were allocated according to this model. The results indicate that the method enables a reasonable and optimal distribution of geometric accuracy, thereby enhancing the accuracy of grinding processing and overall processing reliability on grinding machines.

Keywords: surface grinding machine, multi-body system, movements, geometric error, error propagation model, robust design, processing accuracy.

Вступ

У процесі проектування та виготовлення верстатів точність є ключовим фактором для забезпечення їх надійності. Крім того, серед усіх видів похибок, що впливають на точність обробки, геометричні похибки деталей конструкцій верстатів є основними джерелами похибок, які становлять від 25% до 35% [5-7]. Тому, щоб підвищити надійність обробки та забезпечити необхідну якість заготовки, необхідно аналізувати геометричну точність верстатів на стадії їх проектування. У традиційному точному проектуванні інженери розподіляють допуски параметрів залежно від свого досвіду. Оскільки кожна похибка по-різному впливає на точність обробки, і складність контролю точності також різна, ці традиційні методи не можуть задовольнити вимоги високої точності [4]. Таким чином, необхідно створити модель поширення геометричної похибки та ідентифікувати ключові геометричні похибки. Після завершення моделювання похибок та визначення основної геометричної похибки розподіл геометричної точності може бути застосований на практиці при проектуванні та виготовленні верстатного обладнання.

Створення точної моделі поширення геометричної похибки є першим кроком для проектування геометричної точності. В даний час в моделюванні похибок широко використовуються теорія багатотільних систем і метод однорідного перетворення координат [12].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Проведено аналіз різних наукових робіт, присвячених задачі розрахунку точності технологічної оброблювальної системи, як одній із актуальних при вирішенні проблеми керування точністю, оцінки точності верстата на стадії проектування, встановлення окремих параметрів, що визнають точність обробки та ін., в яких використані різні наукові підходи. В результаті аналізу встановлено, що значна частина наукових результатів належить науковим школам професорів: В.Е. Пуша, А.С. Пронікова, В.Т. Портмана, Б.М. Базрова, М.Г. Косова. Закладені ними наукові основи геометричної точності верстатів є фундаментом сучасних напрямків досліджень. Особливу увагу приділено роботам В.Т. Портмана [5-7], в яких запропоновано варіаційний метод розрахунку точності машин, який дозволяє побудувати баланс точності верстата з врахуванням багаточисельних джерел похибок. Використання в ньому фундаментальної властивості похибок – їх дуже малої величини у порівнянні із номінальним розміром – дозволяє отримати аналітичні вирази, які пов'язують в явному вигляді вхідні і вихідні характеристики точності верстата.

У сфері аналізу та ідентифікації ключових геометричних похибок Волошиним В.Н., Луцівим В.В. розглянуто формоутворюючу структуру п'ятикоординатного фрезерного верстата з ЧПК [1, 3, 4].

Авторами приведена структура моделі вихідної точності верстата, яка включає взаємопов'язані блоки: 1 – координатний код формоутворюючої системи; 2 – джерела похибок; 3 – функція формоутворення; 4 – похибка положення ланок формоутворюючої

системи; похибки схеми формоутворення; 5 – задана (номінальна) оброблювана поверхня; 6 – баланс точності верстата; 7 – реальна оброблювана поверхня; 8 – базова поверхня; 9 – похибки форми і розташування; 10 – похибка форми. Приведено основні положення варіаційного методу розрахунку точності металорізальних верстатів. Створено математичну модель для аналізу чутливості до похибок матричним диференціальним методом та ідентифіковано ключові джерела геометричних похибок через коефіцієнт чутливості обчислення та аналізу похибок. Автори проаналізували чутливість об'ємної похибки щодо 37 компонентів похибки відповідно та використали результати аналізу при точному проектуванні та виготовленні п'ятикоординатного фрезерного верстата з ЧПК [1].

У сфері розподілу точності Решетов Д.Н. і Портман В.Т. запропонували оптимальний метод розподілу точності відповідно до інтегрованої точності та вартості шліфувальних верстатів [5]. Також було встановлено параметри надійності приблизної моделі за методологією поверхні відгуку та проаналізували надійність точності обробки різних робочих положень і чутливість для мінімальної надійності, що відповідає робочим положенням вузлів шліфувального верстата. На основі цього аналізу оптимізовано розподіл допусків змінних похибок, дотримуючись принципу пропорційності точності. Однак ці дослідження не поєднували ідентифікацію ключової геометричної похибки з розподілом точності для застосування до остаточного проектування верстатів.

Метою роботи є аналіз геометричної точності та створення нового способу проектування шліфувальних верстатів. Запропонувати геометричну модель поширення похибки на основі теорії багатотільних систем та методу однорідного перетворення координат.

Виклад основного матеріалу

1. Аналіз топології та геометричної похибки для тривісного плоскошліфувального верстата з ЧПК

1.1 Аналіз топології шліфувального верстата

Тривісний плоскошліфувальний верстат з ЧПК включає такі функціональні компоненти: передня та задня станина, робочий стіл, колона, шпиндельна коробка, шпиндель і шліфувальний круг (див. рис. 1).

Робочий стіл переміщується поперечно вздовж напрямної по осі X, який знаходиться на передній станині верстата, колона рухається поздовжньо вздовж напрямної осі Y і знаходиться на задній станині, а коробка шпинделя рухається вертикально вздовж напрямної по осі Z, яка зібрана на колоні. Шпиндель і шліфувальний круг встановлені на шпиндельній коробці. Топологічний аналіз використовується для опису зв'язків кожного типового типу тіло

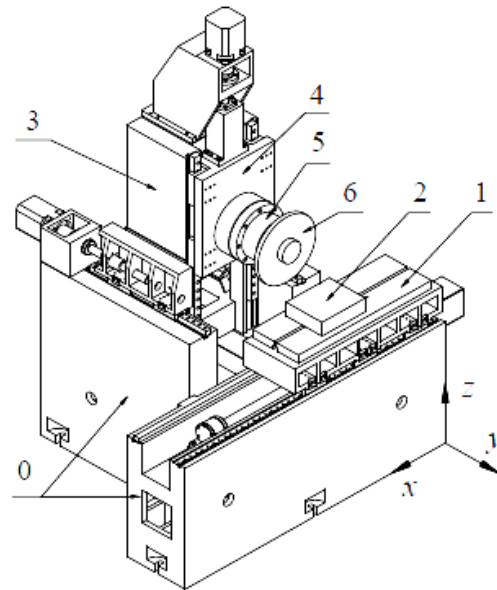


Рис. 1 - Триосьовий плоскошліфувальний верстат з ЧПК (0-передня-задня станина верстата, 1-робочий стіл, 2-заготовка, 3-колона, 4-шпиндельна коробка, 5-шпиндель, 6-шліфувальний круг)

багатотільної системи. Щоб зручно встановити модель похибки, необхідно проаналізувати топологію тривісного плоскошліфувального верстата з ЧПК, який сам є багатотілоподібною системою.

Топологія шліфувального верстата показана на рис. 2, як масив примітивних тіл $L^0(K)$ (див. табл.1).

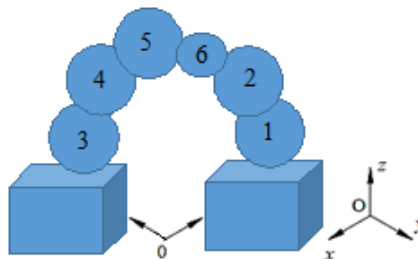


Рис. 2 - Топологія шліфувального верстата

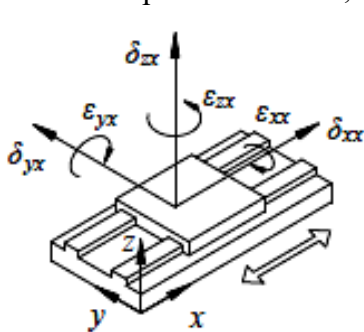
Таблиця 1 - Масив примітивних тіл

K	1	2	3	4	5	6
$L^0(K)$	1	2	3	4	5	6
$L^1(K)$	0	1	0	3	4	5
$L^2(K)$	0	0	0	0	3	4
$L^3(K)$	0	0	0	0	0	3
$L^4(K)$	0	0	0	0	0	0

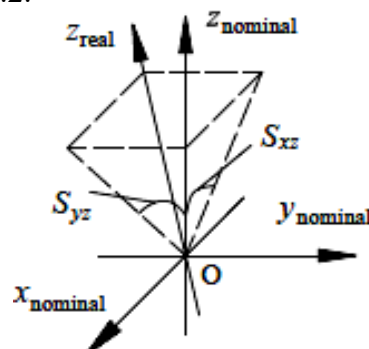
1.2 Аналіз геометричної похибки шліфувального верстата.

Геометричні похибки – це комбінація тих похибок, які впливають на геометрію машини та компоненти, які є в структурному циклі машини [7-10]. У механіці тверде тіло — це ідеалізація твердого тіла, що має шість ступенів свободи, тоді як положення або рух у тривимірному просторі має лінійну та кутову складові похибки. Візьмемо як приклад вал подачі X , коли робочий стіл рухається вздовж напрямної X -напрямку як призматичний шарнір, компоненти лінійної похибки є трьома трансформаціями вздовж осі як одне позиціонування та дві похибки прямолінійності, тобто похибки горизонтальної та вертикальної прямолінійності, тоді як компоненти кутової похибки становлять одну похибку крену та дві похибки нахилу, які називаються кутом та поворотом (див. рис.3). У символах похибок перший нижній індекс вказує напрямок похибки, а другий нижній індекс вказує напрямок руху.

Геометричні похибки валу подачі Y та валу подачі Z подібні до валу подачі X . Крім того, існує три похибки прямокутності між цими трьома валами подачі, як показано на рис.3. всебічно, є 21 геометрична похибка, як зазначено в табл.2.



а) Похибки



б) Похибки прямокутності

Рис. 3- Похибки суміжних типових тіл

Таблиця 2 - Геометричні похибки шліфувального верстата

Напрямок руху	Лінійні похибки			Кутові похибки			Похибки прямокутності
	x	y	z	x	y	z	
x	δ_{xx}	δ_{yx}	δ_{zx}	ϵ_{xx}	ϵ_{yx}	ϵ_{zx}	S_{xy}
y	δ_{xy}	δ_{yy}	δ_{zy}	ϵ_{xy}	ϵ_{yy}	ϵ_{zy}	S_{yz}
z	δ_{xz}	δ_{yz}	δ_{zz}	ϵ_{xz}	ϵ_{yz}	ϵ_{zz}	S_{xz}

2. Створення математичної моделі та експериментальне підтвердження поширення геометричної похибки

2.1 Система координат поверхонь тривісного шліфувального верстата з ЧПК.

Базова система координат на станині верстата та локальна система координат на кожному компоненті будуються таким чином:

(1) Базова система координат $O_o x_o y_o z_o$ побудована на станині верстата, напрямки x , y , z в ідеалі збігаються з напрямками руху валу подачі X , Y , Z ;

(2) Локальні системи координат $O_i x_i y_i z_i$ ($i = 1 \sim 6$) побудовані для кожного компонента, показаного на рисунку 1, і кожен напрямок цих систем координат відповідно паралельний. Для зручності моделювання похибок передбачається, що це системи координат збігаються друг з одним.

2.2 Аналіз руху та опис тривісного плоскошліфувального верстата з ЧПК

Як згадувалося раніше, шліфувальний верстат є системою з кількома тілами, коли два сусідніх типових тіла в системі здійснюють відносний рух, цей рух можна розділити на два етапи: відносний нерухомий на початку та відносний рух після цього. Виходячи з цієї гіпотези, перетворення положення та орієнтації між двома сусідніми типовими тілами є множенням наступних чотирьох матриць, як показано у формулі (1): матриця перетворення ідеального положення та орієнтації та матриця похибок, коли тіла є відносно статичними, перетворення ідеального положення та орієнтації матриця та матриця похибок, коли тіла відносно рухаються. [3-4].

$$T_{ij} = T_{ijp} T_{ijpe} T_{ijs} T_{ijse} \quad (1)$$

Таким чином, можна запропонувати матриці перетворення положення та орієнтації між кожним компонентом шліфувального верстата.

2.2.1 Матриці перетворення положення та орієнтації, коли типові тіла є відносно статичними

Як показано на рис.1, заготовка закріплена на робочому столі, шпиндель і шліфувальний круг встановлені на шпиндельній коробці. Крім того, коли враховуються лише похибки прямокутності типові тіла є відносно статичними. Таким чином, матриці перетворення положення та орієнтації виводяться, як показано в наступних формулах. Усі матриці, які не згадуються, є одиничними.

$$T_{03pe} = \begin{pmatrix} 1 & -S_{xy} & 0 & 0 \\ S_{xy} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad T_{34pe} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & S_{xz} & 0 \\ 0 & 1 & -S_{yz} & 0 \\ -S_{xz} & S_{yz} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

2.2.2 Матриці перетворення положення та орієнтації, коли типові тіла відносно рухаються

Заготовка фіксується на робочому столі, шпиндель і шліфувальний круг встановлені на шпиндельній коробці. Отже, всі матриці перетворення між ними є одиничними.

Коли робочий стіл рухається вздовж станини верстата на відстань x , матриці перетворення є наступними за матрицями, показаними у формулах.

$$T_{01s} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad T_{01se} = \begin{pmatrix} 1 & -\varepsilon_{zx} & \varepsilon_{yx} & \delta_{xx} \\ \varepsilon_{zx} & 1 & -\varepsilon_{xx} & \delta_{yx} \\ -\varepsilon_{yx} & \varepsilon_{xx} & 1 & \delta_{zx} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Таким же чином матриці можуть бути виведені, коли колона рухається вздовж станини верстата на відстань Y і коли шпиндель рухається вздовж колони на відстань Z .

2.3 Геометрична модель поширення похибки шліфувального верстата

Припустимо, що однорідна координата формуючої точки на шліфувальному колі знаходиться в локальній системі координат ($O_6 x_6 y_6 z_6$) та записана наступною формулою:

$P_t = (P_{tx} P_{ty} P_{tz} 1)^T$, то однорідна координата цієї утворюючої точки в базовій системі координат ($O_0 x_0 y_0 z_0$) повинна бути врахована в наступній формулі (2). $L^m(t)$ і $L^{m-1}(t)$ – усі оператори показані в табл.1.

$$P_{0t} = \left(\prod_{m=r, L^r(t)=0}^{m=1} T_{L^m(t) L^{m-1}(t)} \right) P_t \quad (2)$$

Припустимо, що однорідна координата формування точки на заготовці в локальній системі координат ($O_2 x_2 y_2 z_2$) показана в наступній формулі: $P_w = (P_{wx} P_{wy} P_{wz} 1)^T$, Тоді однорідна координата цієї твірної точки в координатній системі координати $O_0 x_0 y_0 z_0$ повинна бути такою, як зазначено у наступній формулі:

$$P_{0w} = \left(\prod_{n=r, L^n(w)=0}^{n=1} T_{L^n(w) L^{n-1}(w)} \right) P_w$$

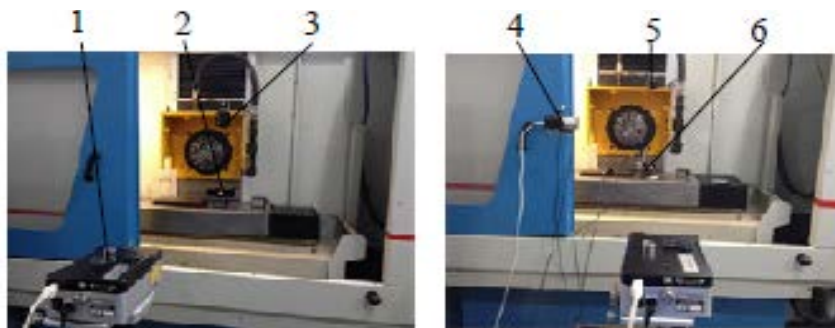
В ідеальній ситуації P_{0t} і P_{0w} повинні збігатися в робочому просторі в процесі обробки, однак на практиці P_{0t} і P_{0w} неминуче будуть відхилятися один від одного через різного роду похибки. Відхилення між ними є саме похибкою обробки, тобто формулою (3). У формулі E_x , E_y і E_z є тривимірними (x, y, z) компоненти похибки обробки.

$$E = (E_x E_y E_z 1)^T = P_{0t} - P_{0w}, \quad (3)$$

Формула (3) являє собою модель поширення геометричної похибки в триосьовому плоскошліфованому верстаті з ЧПК і складається з 21 змінної.

2.4 Експериментальна перевірка ефективності моделі поширення геометричної похибки

Похибки вимірюються за допомогою системи лазерного інтерферометра Lasertex LS10, лінійним методом Конкретний експеримент полягає в наступному. По-перше, робочий стіл і колона будуть нерухомі під час експерименту; по-друге, 19 точок вимірювання встановлюються в межах робочого діапазону в напрямку z ; нарешті, тривимірні (x, y, z) похибки зміщення точки формування на шліфувальному колі та 21 геометрична похибка вимірюються в 19 точках. Схема вимірювання похибок показані на рис.4.



(а) вимірювання похибок прямолінійності б) вимірювання похибок позиціонування

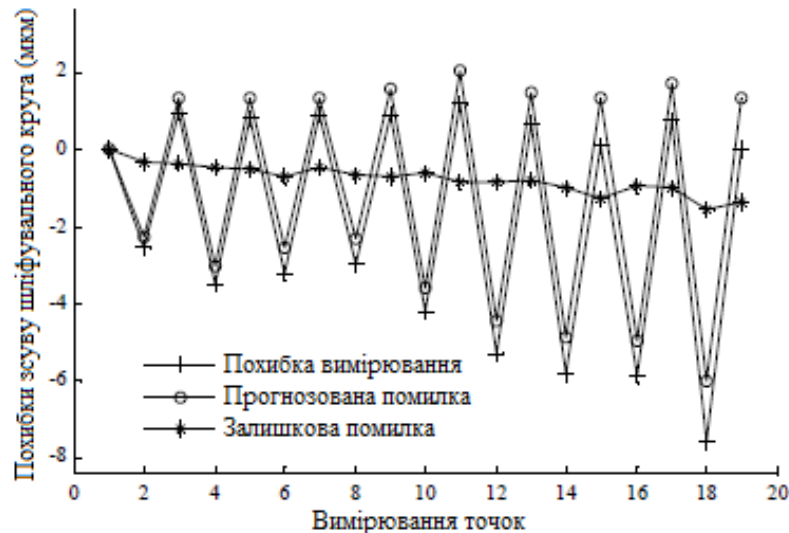
Рис. 4 – Схема вимірювання похибок

(1. Лазер Lasertex LS10, 2. Інтерферометр прямолінійності, 3. Рефлектор прямолінійності, 4. Компенсатор середовища Lasertex LS10, 5. Лінійний відбивач, 6. Лінійний інтерферометр)

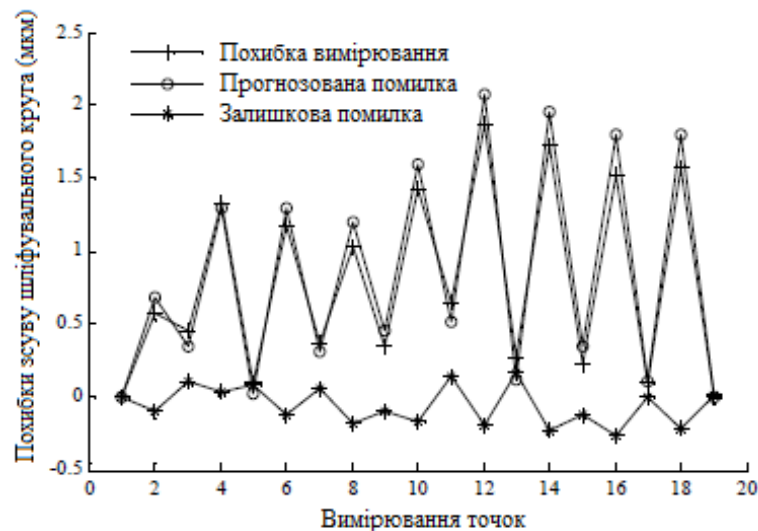
Похибки розташування формуючої точки на шліфувальному кругу вимірюються, як зазначено вище. Прогнозовані похибки обчислюються шляхом підстановки вимірної 21 геометричної похибки у формулу (2). Потім легко застосувати перевірку шляхом порівняння вимірних і прогнозованих похибок. Результати порівняння наведені на рис. 5 і табл. 3. Залишкові похибки отримують за вирахуванням вимірних похибок і прогнозованих похибок.

Таблиця 3 - Індекс ефективності моделі поширення геометричної похибки

Похибка розподілу	Похибки	Максимальне абсолютне значення (мкм)	Середнє значення (мкм)
x	Виміряно	7.575	-1.8132
	Залишок	1.570	-0.7470
y	Виміряно	1.875	0.7763
	Залишок	0.272	-0.0595
z	Виміряно	11.325	-5.7474
	Залишок	0.975	0.2552



(а) похибка розмірного зсуву шліфувального круга по X



(б) похибка розмірного зсуву шліфувального круга по Y

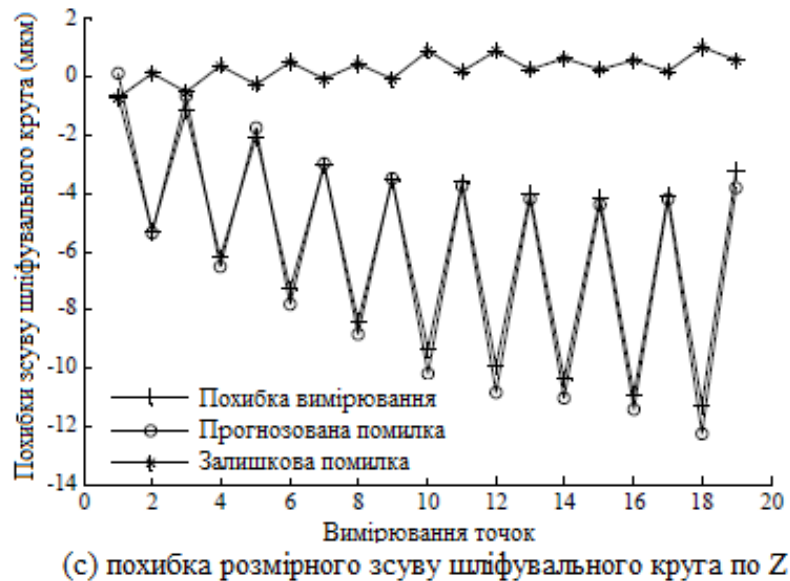


Рис. 5. - Порівняння вимірних похибок із прогнозованими. На основі аналізу даних на рис.5 і табл.3 легко з'ясувати, що прогнозовані похибки можуть сягати 80% вимірних похибок при мінімумі і 95% при максимумі. Таким чином, модель геометричного пагування має ідеальну точність прогнозування.

3. Ідентифікація ключової геометричної похибки для тривісного плоскошліфувального верстата з ЧПК

Ключові геометричні похибки - це змінні похибки, які сильно впливають на точність обробки, тобто вони чутливі до похибок обробки. Візьмемо для прикладу тривісний плоскошліфувальний верстат з ЧПК, змінні похибки, які мають великий вплив на Z -вимірну складову похибки обробки, можна розглядати як ключові геометричні похибки. У цьому документі ключові геометричні похибки ідентифікуються за допомогою ортогонального проектування та тестування параметрів методів DoE.

3.1 Ортогональне проектування та тестування параметрів 21 змінної геометричної похибки методів DoE

Ортогональне проектування — це метод DoE, який використовується для організації та наукового аналізу багатофакторного експерименту, передбачає одночасно зміну різних параметрів для визначення оптимальних значень за допомогою ортогональної таблиці. Крім того, наскільки важливі зміни для результату експерименту, можна проаналізувати за допомогою дисперсійного аналізу.

Для ортогонального проектування 21 змінних геометричних похибок вибирається ортогональна таблиця $L_{54}(3^{25})$, в якій кожен фактор має три різні значення. Таблиця змінних значень підтверджується з урахуванням даних експерименту виміру похибок, як зазначено в табл.4.

Результати розраховуються за допомогою MATLAB та аналізуються за допомогою дисперсійного аналізу, як показано в табл.5. Символ «*» означає дуже значний [14].

Одиницею лінійної похибки в таб.4 є міліметр (мм), а одиницею кутових похибок і похибок прямокутності є радіан (рад), $0,01/1000=10 \times 10^{-6}=10$ рад. Для $F\alpha$ в табл.5 $\alpha=0,01$ або 0,05.

Таблиця 4 - Таблиця значень ортогонального проектування

Рівні	δ_{xx}	δ_{xy}	δ_{xz}	δ_{yx}	δ_{yy}	δ_{yz}	δ_{zx}
1	5	4	2	0,4	3	1	0,2
2	9	10	6	1,2	6	2	0,6
3	13	16	10	2	9	3	1
Рівні	δ_{zy}	δ_{zz}	ε_{xx}	ε_{xy}	ε_{xz}	ε_{yx}	ε_{yy}
1	0,4	5	1	3	3	2	1
2	1,2	9	2	5	6	5	2
3	2	13	3	7	9	8	3
Рівні	ε_{yz}	ε_{zx}	ε_{zy}	ε_{zz}	S_{xy}	S_{yz}	S_{xz}
1	1	2	1	1	3	1	6
2	2	5	3	2	10	2	14
3	3	8	5	3	17	3	22

У таблиці 5 наведено результати по 13 змінним геометричної похибки: δ_{yx} , δ_{yy} , δ_{zx} , δ_{zy} , δ_{zz} , ε_{xx} , ε_{xy} , ε_{xz} , ε_{yx} , ε_{yy} , ε_{yz} , S_{yz} , S_{xz} .

Таблиця 5 - Таблиця дисперсійного аналізу ортогонального проектування

Змінні	Квадратична сума	Ступінь свободи	Середнє квадратичне відхилення	Значення функції (F)	Fa	Рівень скасування знака
δ_{xx}	6.4037e-09	2	3.2019e-09	9.6056e-01	3.3541;5.4881	
δ_{xy}	4.5593e-09	2	2.2796e-09	6.8389e-01	3.3541;5.4881	
δ_{xz}	8.4259e-09	2	4.2130e-09	1.2639e+00	3.3541;5.4881	
δ_{yx}	2.6044e-05	2	1.3022e-05	3.9067e+03	3.3541;5.4881	*
δ_{yy}	2.4875e-05	2	1.2437e-05	3.7312e+03	3.3541;5.4881	*
δ_{yz}	1.0115e-08	2	5.0574e-09	1.5172e+00	3.3541;5.4881	
δ_{zx}	6.0287e-06	2	3.0144e-06	9.0431e+02	3.3541;5.4881	*
δ_{zy}	2.3415e-05	2	1.1707e-05	3.5122e+03	3.3541;5.4881	*
δ_{zz}	5.8073e-04	2	2.9037e-04	8.7110e+04	3.3541;5.4881	*
ε_{xx}	9.6337e-08	2	4.8169e-08	1.4451e+01	3.3541;5.4881	*
ε_{xy}	2.1280e-07	2	1.0640e-07	3.1921e+01	3.3541;5.4881	*
ε_{xz}	8.2400e-07	2	4.1200e-07	1.2360e+02	3.3541;5.4881	*
ε_{yx}	7.0667e-07	2	3.5334e-07	1.0600e+02	3.3541;5.4881	*
ε_{yy}	6.3348e-08	2	3.1674e-08	9.5022e+00	3.3541;5.4881	*
ε_{yz}	1.9596e-07	2	9.7980e-08	2.9394e+01	3.3541;5.4881	*
ε_{zx}	4.5370e-09	2	2.2685e-09	6.8056e-01	3.3541;5.4881	
ε_{zy}	1.2470e-08	2	6.2352e-09	1.8706e+00	3.3541;5.4881	
ε_{zz}	7.9593e-09	2	3.9796e-09	1.1939e+00	3.3541;5.4881	
S_{xy}	3.9815e-09	2	1.9907e-09	5.9722e-01	3.3541;5.4881	
S_{yz}	7.9748e-08	2	3.9874e-08	1.1962e+01	3.3541;5.4881	*
S_{xz}	6.9433e-06	2	3.4717e-06	1.0415e+03	3.3541;5.4881	*
Обнулювальний	3.1548e-08	8	3.9435e-09	1.1831e+00	2.3053;3.2558	
Упереджене	9.0000e-08	27	3.3333e-09			
Всього	6.7031e-04	53				

3.2 Параметричний тест 21 змінної геометричної похибки

Параметричний тест також проводимо методом DoE, який використовується для аналізу чутливості до відгуку відносно кожного фактора конструкції незалежно, тобто аналізу впливу на відгук шляхом зміни лише одного фактора за раз. Відповідно до формули (3) виводиться формула (4). Перевірка параметрів 21 змінної геометричної похибки виконується на основі формули (4). Символ u_i ($i=1,2,\dots,21$) вказує на 21 змінну геометричної похибки.

Усі початкові значення 21 змінної геометричної похибки дорівнюють нулю, значення мікрозміни змінних лінійної похибки становить 0,001мм, значення мікрозміни кутових похибок і похибок прямокутності становлять 10 рад.

Наступні дві речі можна знайти шляхом аналізу результатів перевірки параметрів, як показано в табл.6.

1) Для кожної змінної лінійної похибки відхилення похибки обробки чисельно дорівнює значенню мікрозміни, але значення може бути додатним або від'ємним. Крім того, похибки напрямку x можуть спричинити відхилення розмірної похибки обробки X , а також похибки напрямку Y та Z .

2) Існує велика різниця у відхиленні похибки обробки, спричиненій кожною кутовою похибкою або похибкою перпендикулярності, але абсолютне значення в основному однакове. Крім того, існує ефект посилення між змінними геометричної похибки та похибкою обробки. Усі похибки, які впливають на Ez , є чутливими змінними похибок і потребують ретельного контролю в процесі проектування верстатів.

Таблиця 6 - Результати перевірки параметрів

Змінні похибки		Результат відхилення		
		$\Delta Ex/mm$	$\Delta Ey/mm$	$\Delta Ez/mm$
Лінійні	δ_{xx}	1.00e-03	0	0
	δ_{xy}	-1.00e-03	0	0
	δ_{xz}	-1.00e-03	0	0
	δ_{yx}	0	1.00e-03	0
	δ_{yy}	0	-1.00e-03	0
	δ_{yz}	0	-1.00e-03	0
	δ_{zx}	0	0	1.00e-03
	δ_{zy}	0	0	-1.00e-03
	δ_{zz}	0	0	-1.00e-03
Кутова	ε_{xx}	0	0	5.00e-04
	ε_{xy}	0	0	-4.50e-04
	ε_{xz}	0	-5.00e-05	-4.50e-04
	ε_{yx}	0	0	-5.00e-04
	ε_{yy}	0	0	5.50e-04
	ε_{yz}	5.00e-05	0	5.50e-04
	ε_{zx}	-5.00e-04	5.00e-04	0
	ε_{zy}	4.50e-04	-5.50e-04	0
	ε_{zz}	4.50e-04	-5.50e-04	0
Прямокутність	S_{xy}	5.00e-04	-5.50e-04	0
	S_{yz}	0	0	-4.50e-04
	S_{xz}	0	0	5.50e-04

4. Розподіл допусків ключових змінних геометричних похибок

Функція втрати якості від точності обробки виведена з використанням методології поверхні відгуку відповідно до теорії робастного проектування. (проектування якісних систем (інжиніринг якості) називається робастним проектуванням. Це такий підхід до проектування, який полягає у зменшенні розкидів вихідних характеристик шляхом використання таких методів, які зменшують чутливість до джерел розкидів. Точки вибірки виходять з використанням латинського гіперкуба оптимальної форми методу DoE та програмного забезпечення Isight, після чого після аналізу витрат та відстеження похибок

створюється модель якості та вартості обробки. Допуски ключових змінних геометричних похибок: розподіляються за моделлю.

4.1 Функція втрати якості від точності обробки

Якісна характеристика точності обробки відноситься до типу STB (чим менше, тим краще), і легко зрозуміти, що функція потері якості є функцією ключових змінних геометричних похибок, як зазначено в наступній формулі. $V = (v_1, v_2 \dots v_{11})$ вказує на 11 ключових геометричних похибок, K — коефіцієнт втрати якості, який є константою.

$$L(y) = Ky^2 = G(V)$$

Якщо Y (якісна характеристика продукції) характеризує випадковість, тобто $L(y)$ є випадковою величиною, то функцію потері якості можна виразити через її очікуване значення [15], як показано у формулі (5). Сучасна теорія точного механічного проектування вказує на те, що геометричні погрішності станків є випадковими величинами, слідуючи, погрішності обробки, викликані цими погрішностями, а також є випадковими величинами, тоді як функцію якості точності обробки можна виразити формулою (5).

$$E\{L(y)\} = KE\{y^2\} = K(\sigma_y^2 + \mu_y^2) \quad (5)$$

Відповідно до формули (3), функція втрат якості точності обробки складна та нелінійна, і важко безпосередньо визначити очікуване значення функції. Як аналізувалося вище, функція втрати якості точності обробки виводиться з використанням методології поверхні відгуку, як показано у формулі (6).

$$\hat{L}(y) = \hat{G}(V) = a_0 + \sum_{i=1}^{11} b_i v_i + \sum_{i < j}^{11} c_{ij} v_i v_j + \sum_{i=1}^{11} d_i v_i^2$$

У цій формулі a_0, b_i, c_{ij}, d_i всі невідомі коефіцієнти, всього 78 пунктів. Ці коефіцієнти будуть вирішуватися шляхом розрахунку ряду точок вибору.

$$C_q(y) = E\{\hat{L}(y)\} = a_0 + \sum_{i=1}^{11} b_i \mu_{v_i} + \sum_{i < j}^{11} c_{ij} \mu_{v_i} \mu_{v_j} + \sum_{i=1}^{11} d_i (\mu_{v_i}^2 + \sigma_{v_i}^2) \quad (6)$$

Загалом можна вважати, що геометричні похибки підкоряються нормальному розподілу, тоді середнє значення μ , дисперсія σ та допуск T змінних геометричної похибки мають співвідношення, як зазначено в наступній формулі (7):

$$\begin{cases} \mu = 0 \\ T = 6\sigma \end{cases} \quad (7)$$

Згідно з формулами (6) та (7), функція втрати якості точності обробки може відповідати допуску, як показано у формулі (8).

$$C_q(T) = a_0 + \sum_{i=1}^{11} d_i \left(\frac{T_i}{6} \right)^2 \quad (8)$$

4.2 Модель «вартість-якість» для відхилень ключових змінних геометричних похибок

Загалом витрати на продукт протягом усього життєвого циклу включають витрати на виробництво і вартість використання. Більше того, що вища якість продукції, то вища вартість виробництва та нижча вартість використання.

Отже, вартість використання прямопропорційна втрати якості продукту [7, 9], як зазначено у формулі (9), де коефіцієнт пропорційності λ є константою.

$$C_u(T) = \lambda E\{L(y)\} = \lambda C_q(T) \quad (9)$$

Моделі допустимих витрат на обробку вибираються для вираження зв'язків між виробничою вартістю та припущеннями похибок після відстеження ключових геометричних похибок. Для 11 ключових геометричних похибок відповідні зв'язки з точністю деталей шліфувальних верстатів є такими [5, 8]:

(1) δ_{zz} відповідає накопиченій похибці кроку гвинта, пов'язаної з точністю виготовлення пари гвинтів та гайок;

(2) δ_{zy} , δ_{zx} , ε_{xz} , ε_{xy} та ε_{yx} відповідають похибкам прямолінійності напрямних у вертикальній площині;

(3) ε_{yz} відповідає похибці прямолінійності напрямних у горизонтальній площині;

(4) ε_{xx} та ε_{yy} відповідають похибкам паралельності напрямних;

(5) S_{xz} і S_{yz} пов'язані з похибками прямолінійності та довжиною напрямних.

Прямолінійність та паралельність напрямних пов'язані з геометрією напрямних, яка відповідає розміру плоского елемента; тоді як крок гвинта можна представити як розмір елемента позиціонування.

Відповідно до наведеного вище аналізу, для цих десяти похибок:

δ_{zy} , δ_{zx} , ε_{xz} , ε_{xy} , ε_{yx} , ε_{yz} , ε_{xx} , ε_{yy} , S_{xz} і S_{yz} - модель допусків за ціною обробки вибираємо як геометричний розмір, що належить плоскому елементу;

для похибок позиціонування δ_{zz} вибирається модель стійкого допуску для обробки розміру геометричної форми, що належить елементу позиціонування [8], моделі показані в наступних формулах:

$$C(T) = \begin{cases} 5.0261e^{-15.8903T} + \frac{T}{0.3927T + 0.1176} & T \leq 0.165 \\ 1.273338 & T > 0.165 \end{cases}$$

$$C(T) = \begin{cases} 13.3114Te^{\frac{0.0438}{T}} + 7.6593e^{-25.1731T} & T \leq 0.11 \\ 1.463467 & T > 0.11 \end{cases}$$

Тоді собівартість виробництва всього шліфувального верстата є сумою всіх витрат, зазначених у формулі (10):

$$C_m(T) = \sum_{i=1}^{11} C_i(T_i) \quad (10)$$

Відповідно до формули (8)~(10) цільова функція мінімальної вартості та якості розподілу допусків ключових змінних геометричної похибки пропонується у вигляді наступної формули:

$$QC(T) = WC_q(T) + (1-W)[C_m(T) + C_u(T)]$$

$W \in (0 \sim 1)$ — це ваговий коефіцієнт, який зазвичай дорівнює 0,5, щоб визначити, що якість продукції має пріоритет над вартістю. Насамкінець виходить модель «витрати-якість» для розподілу допусків. Ключові змінні геометричні похибки представлені у формулі (11):

4.3 Проектування в розподілі допусків ключових змінних геометричних похибок.

По-перше, прийнято 11 геометричних похибок у якості змінних і похибок обробки по осі Z в якості цільової, на основі даних експерименту з вимірювання похибок, точки вибору отримуються з використанням оптимального латинського гіперкуба DoE. Потім коефіцієнти моделі апроксимації поверхні відклику, то є функція потереі якості, вирішуються з використанням цих точок вибору на підставі формули (8), як показано в таблиці 7.

Таблиця 7 - Коефіцієнти апроксимаційної моделі поверхні відгуку

Коефіцієнт	a_0	d_1	d_2	d_3
Значення	-3.595e-07	0.7723	0.9551	0.9989
Коефіцієнт	d_4	d_5	d_6	d_7
Значення	-19134.8719	-2444.9415	-504.2572	-6378171
Коефіцієнт	d_8	d_9	d_{10}	d_{11}
Значення	-19605.4703	-20217.9712	-19748.3418	2584.6473

Щоб переконатися, що апроксимаційна модель поверхні відгуку може замінити реальну модель для подальших досліджень, проводиться адаптивний тест, результат якого показаний в таблиці 8, де R^2 - коефіцієнт детермінації, R_a^2 - скоригований коефіцієнт детермінації, всі вони використовуються для перевірки надійності апроксимаційної моделі. Значення надійності моделі знаходиться у допустимому діапазоні ($> 0,9$).

Таблиця 8 - Результати перевірки надійності моделі

	$L(y)$
R^2	0.9999
R_a^2	0.997

Первичні допуски ключових змінних похибок, підтверджені відповідно до загальної точності, і можуть забезпечити наявний стан відповідно до стандарту, як показано в табл. 9.

Таблиця 9 - Допуски змінних геометричної похибки

Змінна	δ_{zx}	δ_{zy}	δ_{zz}	ε_{xx}
Допуск/мм	0.005-0.010	0.005-0.010	0.005-0.015	0-0.04/1000
Змінна	ε_{xy}	ε_{xz}	ε_{yx}	ε_{yy}
Допуск/мм	0-0.04/1000	0-0.04/1000	0-0.04/1000	0-0.04/1000
Змінна	ε_{yz}	S_{yz}	S_{xz}	
Допуск/мм	0-0.04/1000	0-0.04/300	0-0.02/500	

Прийнявши $W= 0,7$, $\lambda = 1$, згідно з моделлю «витрати-якість», розподіл допусків ключових змінних геометричної похибки оптимізується, як показано в табл. 10.

Таблиця 10 - Стійкі розрахункові значення допусків змінних геометричної похибки

Змінна	δ_{zx}	δ_{zy}	δ_{zz}	ε_{xx}
Допуск/мм	0.0100	0.0097	0.0149	0.0393/1000
Змінна	ε_{xy}	ε_{xz}	ε_{yx}	ε_{yy}
Допуск/мм	0.0303/1000	0.0298/1000	0.0333/1000	0.0276/1000
Змінна	ε_{yz}	S_{yz}	S_{xz}	
Допуск/мм	0.0333/1000	0.0388/300	0.0030/500	

Висновки

1) Встановлено модель поширення геометричної похибки та експериментально підтверджено, що модель має ідеальні прогнозні характеристики.

2) Ключові змінні геометричні похибки були ідентифіковані за допомогою ортогонального проектування та перевірки параметрів методом DoE.

Змінними є наступні 11: δ_{zy} , δ_{zx} , ϵ_{xz} , ϵ_{xy} , ϵ_{yx} , ϵ_{yz} , ϵ_{xx} , ϵ_{yy} , S_{xz} і S_{yz}

3) Функція втрати якості точності обробки була виведена з використанням методології поверхні відгуку відповідно до теорії робастного проектування. Модель точності обробки «витрати-якість» була створена після аналізу витрат та відстеження похибок. На основі досліджень, наведених вище, допуски ключових змінних геометричних похибок розподілені.

Дослідження показують, що теоретична основа та практичне забезпечення високої ефективності, економічності та розумного розподілу геометричної точності шліфувального верстата може значно підвищити точність обробки, продуктивність шліфувального верстата та забезпечити високу надійність усієї системи.

Список використаних джерел:

1. Волошин В. Н. Формоутворюючі можливості пятикоординатного фрезерного верстату з ЧПУ / В. Н. Волошин, В. В. Луців // Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. 7-ї міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. – Тернопіль, 2018. – Т. 1. – С. 56–57.
2. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах : монографія / Ю. М. Кузнецов, І. В. Луців, О. В. Шевченко, В. Н. Волошин ; упоряд. Ю. М. Кузнецов. – Київ ; Тернопіль : Терно-граф, 2011. – 692 с.
3. Lutsiv I. Shape forming system model of lathes two-carriage tool systems / I. Lutsiv, V. Voloshyn, V. Buhovets // Scientific journal of the Ternopil national technical university. – 2018 – № 3. – Pp. 80-87.
4. Lutsiv I. Definition of component elements position errors of integrated self-adjusting equipment for turning / I. Lutsiv, V. Voloshyn, V. Buhovets // Technological Complexes. – 2016. – № 1. – Pp. 98-105.
5. Решетов Д. Н. Точность металлорежущих станков / Д. Н. Решетов, В. Т. Портман. – М. : Машиностроение, 1986. – 336 с.
6. Портман В. Т. Универсальный метод расчета точности механических устройств / В. Т. Портман // Вестник машиностроения. – 1981. – № 7. – С. 12-16.
7. Портман В. Т. Модель выходной точности станка / В. Т. Портман, В. Г. Шустер // Вестник машиностроения. – 1983. – № 9. – С. 30-33.
8. Ивахненко А. Г. Точность формообразования на гексаподах / А. Г. Ивахненко, О. Н. Подленко // СТИН. – 2007. – № 9. – С. 2–6.
9. Марчук В. І. Автоматизоване управління точністю оброблення деталей : монографія / В. І. Марчук, В. Т. Михалевич. – Луцьк : РВВ ЛНТУ, 2013. – 184 с.
10. Струтинський В. Б. Підвищення точності металорізальних верстатів на основі чисельних розрахунків еліпсоїдів жорсткості / В. Б. Струтинський, В. М. Чуприна, О. Я. Юрчишин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Технології в машинобудуванні. – 2015. – № 40. – С. 78–84.
11. Струтинський В. Б., Дрозденко В. М. Динамічні процеси в металорізальних верстатах : монографія. Київ : Основа-Принт, 2010. 440с.
12. Математичне моделювання систем і процесів : навч. посіб. / П. М. Павленко, С. Ф. Філоненко, О. М. Чередніков, В. В. Трейтак. – Київ : НАУ, 2017. – 392 с.
13. Румбешта В. О. Системи керування якістю виготовлення виробів : курс лекцій по курсу / В. О. Румбешта. – Київ : НТУУ «КПІ», 2000. – 85 с.
14. Єгоршин О. О. Довідник з математичної статистики з прикладами обчислень у MatLab. Ч. 2 : навч.-практ. посіб. / О. О. Єгоршин, Л. М. Малярець, Б. В. Сінкевич. – Харків : Вид. ХНЕУ, 2009. – 508 с.
15. Бахрушин В. Є. Методи аналізу даних : навч. посіб. / В. Є. Бахрушин. – Запоріжжя : КПУ, 2011. – 268 с.

References:

1. Voloshyn, VN & Lutsiv, VV 2018, 'Formoutvoriuiuchi mozhlyvosti piatykoordynatnoho frezernoho verstatu z ChPU' [Form-forming capabilities of a five-coordinate CNC milling machine], Aktualni zadachi suchasnykh tekhnolohii, Vol. 1, Pp. 56–57.

2. Kuznietsov YuM, Lutsiv, IV, Shevchenko, OV, & Voloshyn, VN 2011, *Tekhnologichne osnashchennia dlia vysokoefektyvnoi obrobky detalei na tokarnykh verstatakh [Technological equipment for highly efficient processing of details on lathes]*, Terno-hraf, Kyiv.
3. Lutsiv, I, Voloshyn, V & Buhovets, V 2018, 'Shape forming system model of lathes two-carriage tool systems', *Scientific journal of the Ternopil national technical university*, no 3, Pp. 80-87.
4. Lutsiv, I, Voloshyn, V & Buhovets, V 2016, 'Definition of component elements position errors of integrated self-adjusting equipment for turning', *Technological Complexes*, no 1, Pp. 98-105.
5. Reshetov, DN & Portman, VT 1986, *Tochnost metallorezhushchykh stankov [Accuracy of metal cutting machines]*, Mashynostroeniye, Moskva.
6. Portman, VT 1981, 'Universal'nyj metod rascheta tochnosti mehanicheskikh ustrojstv' [Universal method of calculating the accuracy of mechanical devices], *Vestnik mashinostroeniya*, no 7, Pp. 12-16.
7. Portman, VT & Shuster, VH 1983, 'Model' vyhodnoj tochnosti stanka' [Model of machine tool output accuracy], *Vestnik mashinostroeniya*, no 9, Pp. 30-33.
8. Yvakhnenko, AH & Podlenko, ON 2007, 'Tochnost' formoobrazovaniya na geksapodah' [Accuracy of forming on hexapods], *STYN*, no 9, Pp. 2-6.
9. Marchuk, VI & Mykhalevych, VT 2013, *Avtomatyzovane upravlinnia tochnistiu obroblennia detalei [Automated control of the accuracy of parts processing]*, RVV LNTU, Luts'k.
10. Strutynskiy, VB, Chupryna, VM & Yurchyshyn, OYa 2015, 'Pidvyshchennia tochnosti metalorizalnykh verstativ na osnovi chyselnykh rozrakhunkiv elipsoidiv zhorstkosti' [Increasing the accuracy of metal cutting machines based on numerical calculations of stiffness ellipsoids], *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Tekhnolohii v mashynobuduvanni*, no 40, Pp. 78-84.
11. Strutynskiy, VB & Drozdenko, VM 2010, *Dynamichni protsesy v metalorizalnykh verstatakh [Dynamic processes in metal cutting machines: monograph]*, Osnova-Prynt, Kyiv.
12. Pavlenko, PM, Filonenko, SF, Cherednikov, OM & Tretyak, VV 2017, *Matematychni modeliuvannia system i protsesiv [Mathematical modeling of systems and processes]*, NAU, Kyiv.
13. Rumbeshta, VO 2000, *Systemy keruvannia yakistiu vyhotovlennia vyrobiv [Product quality management systems]*, NTUU «KPI», Kyiv.
14. Yehorshyn, OO, Maliarets, LM & Sinkevych, BV 2009, *Dovidnyk z matematychnoi statystyky z prykladamy obchyslen u MatLab. Ch. 2 [Handbook of mathematical statistics with examples of calculations in MatLab: educational and practical guide. Part 2]*, Vyd. KhNEU, Kharkiv.
15. Bakhrushyn, VYe 2011, *Metody analizu danykh [Methods of data analysis]*, KPU, Zaporizhzhia.

Стаття надійшла до редакції 25 квітня 2024 року.

ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ПІДХОДИ ДО ДОСЛІДЖЕННЯ ДОДАТКОВИХ НАПРУЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ СТАЛЕВИХ КАНАТІВ ПРИ НАБІГАННІ НА БЛОКИ ТА БАРАБАНИ

© Ломакін А. О.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Ломакін Андрій Олександрович (Lomakin Andrii): ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6729-3168>; e-mail: lomakin@uipa.edu.ua, Українська інженерно-педагогічна академія, кандидат технічних наук, доцент кафедри практичної психології, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

У статті розглядаються теоретичні та експериментальні підходи до дослідження додаткових напружень, що виникають в елементах сталевих канатів при набіганні на блоки та барабани. Постановка проблеми висвітлює важливість цього питання для широкого кола галузей промисловості, де використовуються сталеві канати, та необхідність підвищення їх міцності, надійності й довговічності. В основній частині роботи наведені різноманітні формули для визначення додаткових напружень, запропоновані вітчизняними та зарубіжними дослідниками, такими як Маліновський В.А., Нікітін І.Ф., Глушко М.Ф., Сергєєв С.Т., Бенойт Дж., Ісааксен І., Ернст У., Лейдер, Шмідт К. та іншими. Зазначається, що більшість цих формул застосовна лише для спіральних канатів і не враховує конструктивні особливості канатів подвійної звивки. Порівняння значень додаткових напружень, отриманих розрахунковим способом і експериментальним шляхом, проведене Нікітиним І.Ф., демонструє значні розбіжності між ними. Далі детально розглядаються експериментальні методи визначення напружень, застосовані різними дослідниками. Особлива увага приділяється дослідом Нікітіна І.Ф., який використовував спеціальні П-подібні тензорезистори для вимірювання деформацій діаметрально протилежних пасм дротів у канаті, що дозволило виключити вплив вигину та скручування. Наводяться осцилограми додаткових напружень, отримані в його експериментах, та підкреслюється, що це були прямі виміри саме додаткових напружень. Інші дослідники, такі як Вік та Шиффнер Г., наклеювали тензодатчики на зовнішнє пасмо дротів і вимірювали сумарні напруження розтягу й вигину, отримуючи відповідні осцилограми. У роботі Шмідта К. представлено результати трьох серій експериментів з непрямого визначення додаткових напружень, які базувалися на вимірюванні моменту внутрішнього конструкційного тертя, прогину каната при поперечному навантаженні та визначенні втомної міцності при знакозмінному вигині на блоках. Узагальнюючи результати різних дослідів, Шмідт К. робить висновок про величину подвійної амплітуди коливань напружень у дроті при потраплянні його на випуклу та ввігнуту сторони каната для різних конструкцій канатів і якості їх змащення. Водночас автор підкреслює, що в усіх цих дослідях додаткові напруження розглядалися як повністю сформовані силами тертя ковзання між дротами при їх відносному зсуві, що не враховує низку інших факторів.

Ключові слова: сталеві канати; додаткові напруження; набігання на блоки та барабани; теоретичні підходи; експериментальні підходи; формули для визначення напружень; тензорезистори; осцилограми напружень; момент внутрішнього тертя; втомна міцність.

Lomakin A. “Theoretical and experimental approaches to studying additional stresses in elements of steel wire rope during winding on sheaves and drums”

The article discusses theoretical and experimental approaches to studying additional stresses that arise in elements of steel wire ropes during winding on sheaves and drums. The problem statement highlights the importance of this issue for a wide range of industries utilizing steel wire ropes and the necessity to increase their strength, reliability, and durability. The main part of the work presents various formulas for determining additional stresses, proposed by domestic and foreign researchers such as V.A. Malinovsky, I.F. Nikitin, M.F. Glushko, S.T. Sergeev, J. Benoit, I. Isaacsen, U. Ernst, Leider, K. Schmidt, and others. It is noted that most of these formulas are applicable only to spiral ropes and do not account for the design features of double-lay ropes. The comparison of additional stress values calculated and experimentally obtained by I. F. Nikitin demonstrates significant discrepancies between them. Further, the article examines experimental methods for determining stresses used by various researchers in detail. Special attention is given to I.F. Nikitin's experiments, where U-shaped strain gauges were used to measure deformations of diametrically opposite strands of wires in the rope, excluding the influence of bending and torsion. The oscillograms of additional stresses obtained in his experiments are presented, emphasizing these were direct measurements of additional stresses. Other researchers, like Vik and G. Schiffner, glued strain gauges on the outer strands of wires and measured combined stresses of tension and bending, obtaining corresponding oscillograms. K. Schmidt's work presents results from three series of experiments for indirectly determining additional stresses, based on measuring internal construction friction torque, rope deflection under transverse loading, and determining fatigue strength under alternating bending on sheaves. Summarizing the results of various experiments, K. Schmidt concludes on the magnitude of double amplitude stress oscillations in the wire when it falls on the convex and concave sides of the rope for different rope constructions and lubrication quality. However, the author emphasizes that in all these studies, additional stresses were considered as fully formed by sliding friction forces between wires during their relative displacement, which does not account for several other factors.

Keywords: steel wire ropes; additional stresses; winding on sheaves and drums, theoretical approaches; experimental approaches; formulas for stress determination; strain gauges; stress oscillograms; internal friction torque; fatigue strength.

Постановка проблеми

У наш час дуже важко уявити розвиток основних галузей промисловості без застосування сталевих канатів. У гірничодобувній промисловості стальний канат є основною тяговою ланкою, яка забезпечує транспортування корисних копалин на поверхню. Робота машинобудівних і металургійних підприємств з їхніми засобами механізації немислима без використання сталевих канатів. Для більшості конструкцій вантажопідйомних і будівельних машин стальний канат є невід'ємним і найважливішим елементом. Сучасний рівень розвитку техніки висуває все нові й нові вимоги до підвищення міцності, надійності й довговічності сталевих канатів. Одним з місць концентрації напружень у канаті є ділянки набігання каната на блоки і барабани. Оскільки у цих місцях виникають локальні додаткові напруження, що істотно впливають на втомну і руйнівну міцність каната. Дослідженням питань виникнення додаткових напружень в елементах канатів займалися представники багатьох вітчизняних і закордонних шкіл, серед них Маліновський В.А. [1, 2], Нікітін І.Ф. [3-5], Глушко М.Ф. [6], Сергєєв С.Т. [7-9], Флоринський Ф.В., Почтаренко Є.С., Шмідт К. [10], Шіффнер Г. [11], Бенойт Дж., Фейрер К., Ернст У. та інші.

Основний матеріал

У науковій та технічній літературі питанню додаткових напружень у сталевих канатах приділяється достатньо уваги. При цьому практично всі автори розглядали гвинтовий

елемент у канаті як гнучку нитку на шорсткуватій поверхні осердя, а в якості граничного критерію приймали силу тертя-ковзання на цій поверхні. Для визначення додаткових напружень різні автори пропонували такі формули:

Маліновський В.А. [1, 2] – $\max \sigma_d = \Delta t_0 / f_i$

Δt_0 – надлишкове натягнення,

f_i – площа перерізу гвинтового елемента.

Але дана формула застосовна тільки для спіральних канатів, а для канатів подвійної звивки дає середнє додаткове напруження по перерізу пасма.

Нікітін І.Ф. [3, 4] – $\sigma_d = \sigma_r \left(e^{\mu \left[\frac{r \cos^2 \alpha}{R \sin \alpha} + \left(\varphi_0 + \frac{\pi}{2} \right) \sin \alpha \right]} - 1 \right);$

Глушко М.Ф. [6] – $\sigma_d = \sigma_r \left(e^{\mu \frac{(x-l) \sin^2 \alpha}{r \cos \alpha}} - 1 \right);$

Сергєєв С.Т. [7-9] – $\sigma_d = \sigma_r \left(e^{\frac{1}{\rho} - (x-l)} - 1 \right);$

Бенойт Дж. [1] – $\sigma_d = \sigma_r \left(e^{\mu \frac{\delta}{2} \sin \alpha} - 1 \right), \sigma_d = \pm \mu \frac{\delta}{2} \sigma_r \cdot \sin \alpha;$

Ісааксен І. [1] – $\sigma_d = \mu \sigma_r \pi \sin \alpha;$

Ернст У. [1] – $\sigma_d = \sigma_r \left(e^{\mu \sin \alpha \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right)} - 1 \right);$

Лейдер [1] – $\sigma_d = \sigma_r (e^{\mu \varphi \sin \alpha} - 1);$

Шмідт К. [10] – $\sigma_d = \sigma_r (e^{\mu \sin \alpha (\varphi_0 - \varphi)} - 1),$

де e – основа натурального логарифма;

R – радіус блоку або барабану;

r – радіус каната;

α – кут звивки дротів каната;

μ – коефіцієнт тертя між дротом і осердям;

φ_0 та φ – початковий і поточний полярні кути в перерізі каната;

ρ – радіус кривизни осі згину каната на блоці або барабані;

l – довжина перехідної ділянки, на якій відбувається загасання додаткових напружень,
 x – координата вздовж осі каната, що відраховується від точки набігання.

Усі наведені вище формули придатні тільки для спіральних канатів.

Порівняння значень додаткових напружень, отриманих розрахунковим способом і отриманих експериментальним шляхом Нікітіним І.Ф., наведено на Рис. 1.

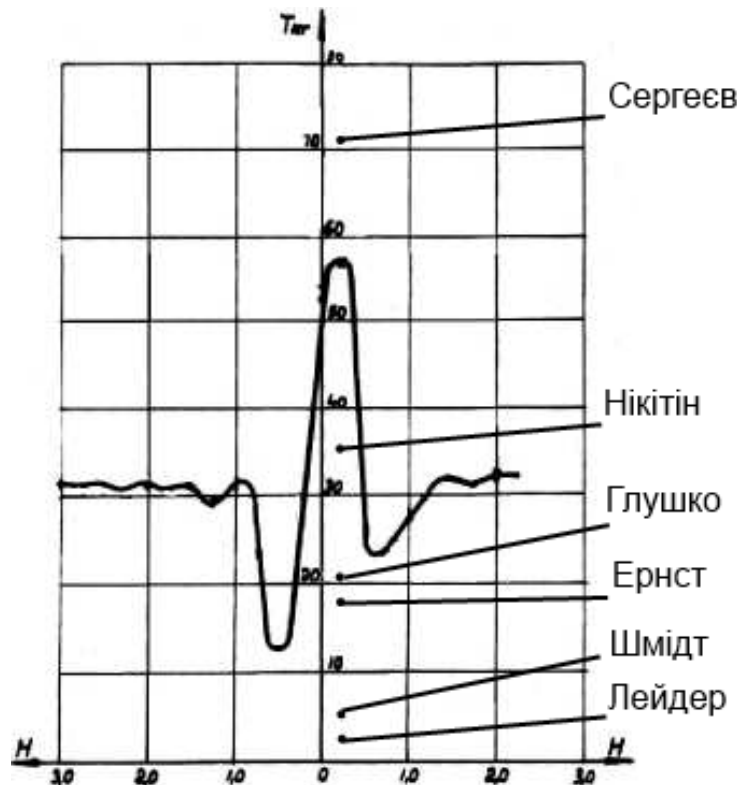


Рис. 1 – Порівняння значень додаткових напружень, отриманих розрахунковим способом і отриманих експериментальним шляхом

Розглянемо наявні експериментальні методи визначення напружень. Слід відзначити, що в чистому вигляді ці напруження визначав Нікітін І.Ф. [3, 4], який застосовував спеціальні П-подібні тензорезистори, що дозволили вимірювати деформації діаметрально протилежних пасм дротів і таким чином виключити вплив вигину і скручування Рис. 2.

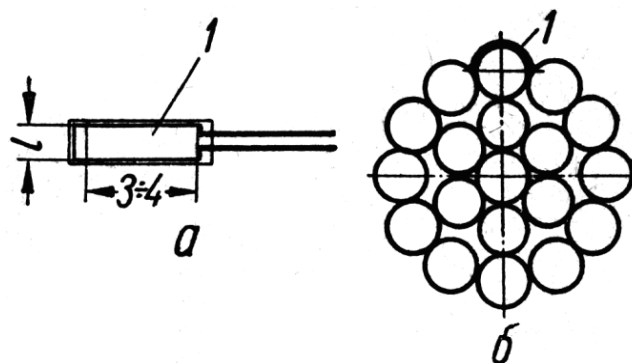


Рис. 2 – Досліджуваний канат в експериментах Нікітіна І.Ф.

а) П-подібний тензорезистор; б) спосіб установки тензорезистора на канат

Для дослідів був обраний спіральний канат точкового дотику конструкції 1+6+12 діаметром 6 мм, $\delta_1 = 1,2$ мм, $\delta_2 = 1,2$ мм, $h_1 = 46$ мм, $h_2 = 65$ мм. На випробовуваний зразок каната наклеювалися від чотирьох до семи датчиків.

Навішування каната проводилось так, щоб датчики в момент набігання каната на блок знаходилися з боку випуклості.

Як бачимо з осцилограм, Рис. 3, максимальні додаткові напруження $\max \sigma_d$ при $D/d = 25$ складають (0,80-0,87) σ_r а при $D/d = 44$ і тих же навантаженнях – (0,58-0,70) σ_r . Тут σ_r – напруження розтягу дроту в прямій гілці каната.

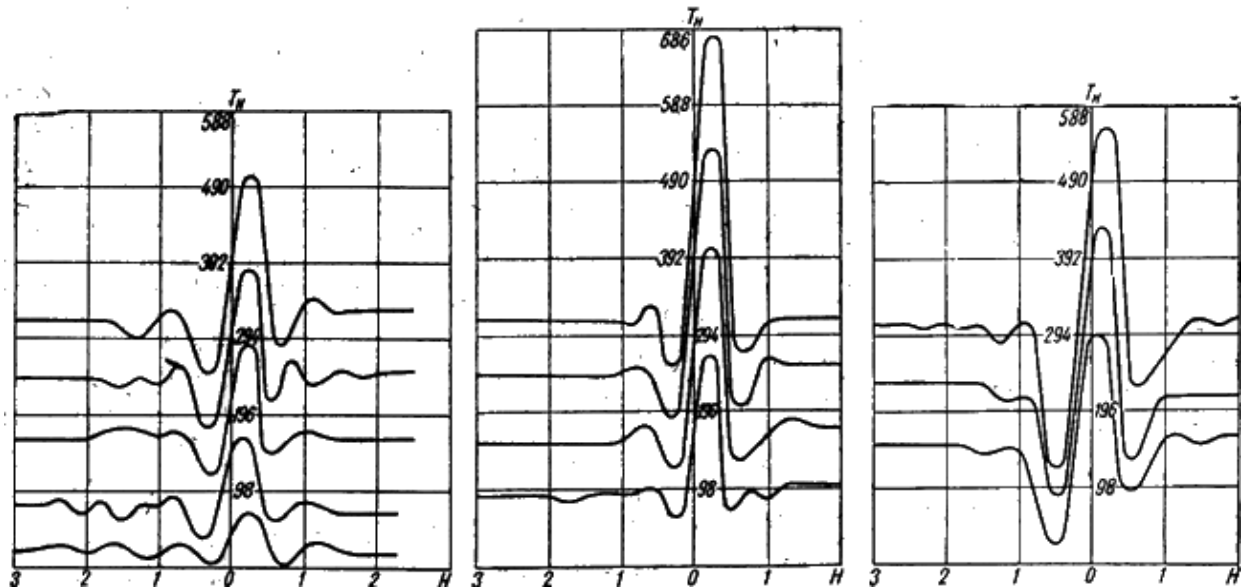


Рис. 3. – Осцилограми додаткових напружень в дослідженнях Нікітіна І.Ф.

Інші дослідники наклеювали тензодатчики на зовнішнє пасмо дротів на випуклому боці каната і вимірювали таким чином сумарні напруження розтягу і вигину, одержуючи осцилограми типу наведених на Рис. 4.

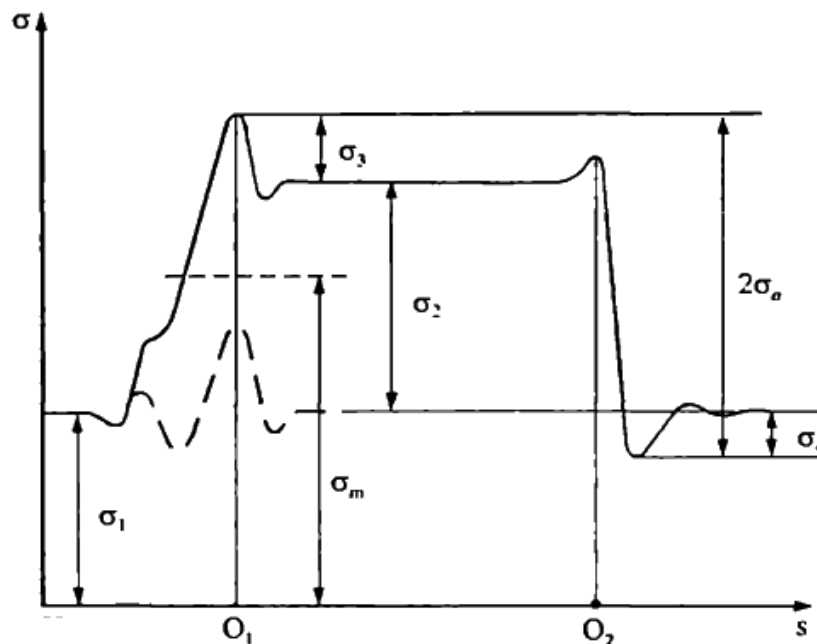


Рис. 4. – Осцилограма нормальних напружень в волокні каната при обгинанні циліндричної поверхні

Так чинили Вік [1] та Шиффнер Г. [10]. Типова осцилограма для зовнішнього дроту каната 6x19(1+9+9)+о.с. діаметром 35,7 мм при співвідношенні $D/d=28,8$ з роботи [10] наведена на Рис. 5. У цій же роботі досліджувалася залежність величини піку нормальних напружень у точці набігання $\sigma_3 = \max \sigma_d$ від числа відпрацьованих циклів. Встановлено, що на початку випробувань $\max \sigma_d = (0,25 \div 0,3) \bar{\sigma}_r$, а в ході роботи каната відбувається збільшення цих напружень. Наприклад, при відпрацюванні канатом половини числа циклів до руйнування максимальні додаткові напруження становлять 40-60% від середніх

напружень розтягу при $\bar{\sigma}_r = 150$ Н/мм², 40-50% при $\bar{\sigma}_r = 300$ Н/мм² і 35-42% при $\bar{\sigma}_r = 600$ Н/мм². Автор пояснює таке збільшення $\max \sigma_d$ більшенням защемлення пасм в міжпасповому контакті в ході роботи каната.

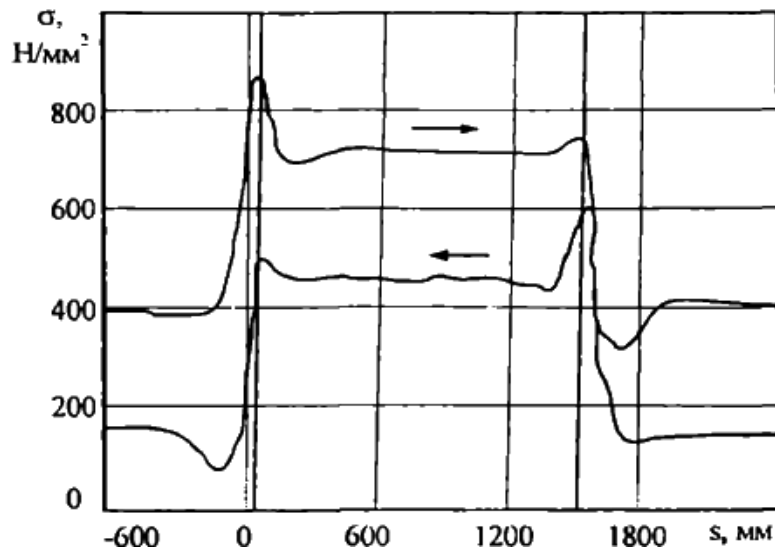


Рис. 5. – Типова осцилограма для зовнішнього дроту каната 6x19(1+9+9)+о.с. діаметром 35,7 мм при співвідношенні $D/d=28,8$.

Три серії експериментів з непрямого визначення додаткових напружень виконав Шмідт К. [10]. У першій серії він визначав момент внутрішнього конструкційного тертя при набіганні каната на блок і збіганні з нього, для чого в досліді вимірювалися різниці плечей жорсткості. Потім за чисельним значенням моменту тертя розрахунковим шляхом визначалися додаткові напруження.

У другій серії дослідів канат піддавався хвилоподібному вигину шляхом поперечного прикладання навантаження через систему рухомих і нерухомих роликів, при цьому вимірювався прогин каната в процесі навантаження і розвантаження, і по різниці між ними також розрахунковим шляхом визначалися додаткові напруження.

У третій серії проводилися досліді з визначення втомної міцності при знакозмінному вигині на блоках в області малоциклової втоми, тобто при навантаженнях близьких до руйнівних. Для цього на блоках випробовувалися окремо дроти, пряжки і канати, які були виготовлені з такого ж дроту, будувалися криві втомної міцності $N(\sigma_r)$, а потім по зсуву між кривими визначалися додаткові напруження в пряжці і в канаті в порівнянні з окремим дротом. Як і інші автори, Шмідт К. при постановці і обробці своїх дослідів виходив з припущення, що додаткові напруження повністю формуються силами тертя ковзання між дротами при їх відносному зсуві. Зрозуміло, що така постановка не враховує цілий ряд інших факторів.

Оцінка результатів проводилася за подвійною амплітудою коливань напружень $2\sigma_a$ в дроті при потраплянні його на випуклу і ввігнуту сторони каната. Узагальнюючи результати всіх дослідів, Шмідт робить висновок, що величина $2\sigma_a$ при якісному змащенні під час вигину на блоках в області кранових співвідношень D/d становить 40-60% від величини середнього напруження розтягу для канатів 6x7+о.с., 80-120% для канатів ТК 6x19 + о.с. і 120-160% для канатів ТК 6x37 + о.с.. При неякісному змащенні або наявності корозії наведені значення можуть збільшуватися вдвічі. Менші значення відповідають канатам односторонньої звивки, а більші - хрестовій, що суперечить результатам інших дослідників [11].

В досліджах Нікітіна І.Ф. [3, 4] зі спіральними канатами встановлено, що пік зміщений від точки набігання на чверть кроку звивання каната в бік зігнутої на блоці ділянки. У дослідженнях інших дослідників [10] з канатами подвійної звивки пік напружень відноситься до точки набігання, хоча не вказується, як саме визначалася його координата. З огляду на механіку формування перехідної ділянки є підстави вважати, що і в канатах подвійної звивки пік напружень зміщений на чверть кроку звивки відносно точки набігання, але в відомих досліджах на це, можливо, не було звернено увагу.

Висновки

Провівши порівняльний аналіз теоретичних підходів до дослідження додаткових напружень в елементах сталевих канатів при набіганні на блоки та барабани, можна зробити висновок, що існуюча практика визначення додаткових напружень, які виникають у канаті при набіганні його на шків або барабан, дуже далека від результатів, отриманих експериментально. Багато авторів, крім Нікітіна І.Ф. і Сергєєва С.Т., навіть не враховують у розрахунку діаметр шківа, що збільшує його наближеність та точність. А аналіз експериментальних підходів свідчить про наявність різних підходів, які потребують узагальнення та подальшого розвитку і впровадження у вигляді комплексного експериментального дослідження.

Список використаних джерел:

1. Малиновский В. А. Стальные канаты. Ч. 1: Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования / В. А. Малиновский. – Одесса : Астропринт, 2001. – 188 с.
2. Малиновский В. А. Стальные канаты. Ч. 2: Основы теории изгиба и взаимодействия с опорной поверхностью / В. А. Малиновский. – Одесса : Астропринт, 2002. – 180 с.
3. Никитин И. Ф. Дополнительные усилия при переходе каната из прямого в изогнутый / И. Ф. Никитин // Стальные канаты, вып. 4 / И. Ф. Никитин. – Киев : Изд-во Техника, 1967. – С. 81–84.
4. Никитин И. Ф. Распределение напряжений в канате при пробегании его по блоку / И. Ф. Никитин // Стальные канаты, вып. 3 / И. Ф. Никитин. – Киев : Изд-во Техника, 1966. – С. 130–139.
5. Никитин И. Ф. Процесс формирования изогнутого каната при набегании его на шкив / И. Ф. Никитин, Н. Н. Фидровская // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2009. – Вип. 4. – С. 46–52.
6. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты / М. Ф. Глушко. – Одесса : Астропринт, 2013. – 327 с. – (Репр. изд).
7. Сергеев С. Т. Теоретическое исследование переходных процессов при набегании каната на блок / С. Т. Сергеев // Стальные канаты, вып. 1 / С. Т. Сергеев. – Киев : Техника, 1964. – С. 108–115.
8. Сергеев С. Т. Фактические усилия в элементах набегающего на блок каната / С. Т. Сергеев // Стальные канаты, вып. 2 / С. Т. Сергеев. – Киев : Техника, 1965. – С. 116–121.
9. Сергеев С. Т. Оценка влияния радиуса кривизны набегающей на блок ветви каната в переходном процессе / С. Т. Сергеев // Стальные канаты, вып. 2 / С. Т. Сергеев. – Киев : Техника, 1965. – С. 181–185.
10. Schmidt K. Die sekundäre Zugbeanspruchung der Drahtseile aus der Biegung / K. Schmidt // VDI. – 1965. – № 13. – pp. 181–184.
11. Schiffner G. Spannungen in Laufenden Drahtseilen Dissertation / G. Schiffner ; Universitat Stuttgart. – Stuttgart, 1986. – 173 p.

References:

1. Malinovskiy, VA 2001, *Stal'nyye kanaty. Ch. 1: Nekotoryye voprosy tekhnologii, rascheta i proyektirovaniya* [Steel Ropes. Part 1: Some Issues of Technology, Calculation and Design], Astroprint, Odessa.
2. Malinovskiy, VA 2002, *Stal'nyye kanaty. Ch. 2: Osnovy teorii izgiba i vzaimodeystviya s opornoy poverkhnost'yu* [Steel Ropes. Part 2: Fundamentals of Bending Theory and Interaction with the Support Surface], Astroprint, Odessa.
3. Nikitin, IF 1967, "Dopolnitel'nyye usiliya pri perekhode kanata iz pryamogo v izognuty" [Additional Efforts in the Transition of the Rope from Straight to Curved], *Stal'nyye kanaty*, iss 4, Pp. 81-84.
4. Nikitin, IF 1966, "Raspredeleniye napryazheniy v kanate pri probeghanii yego po bloku" [Stress Distribution in a Rope Running over a Block], *Stal'nyye kanaty*, iss 3, pp. 130-139.
5. Nikitin, IF & Fidrovskaya, NN 2009, "Protseess formirovaniya izognutogo kanata pri nabeganii yego na shkiv" [The Process of Forming a Curved Rope When Running onto a Sheave], *Mashynobuduvannya*, iss 4, Pp. 46-52.

6. Glushko, MF 2013, *Stal'nyye pod'yemnyye kanaty [Steel Hoisting Ropes]*, Astroprint, Odessa.
7. Sergeyev, ST 1964, "Teoreticheskoye issledovaniye perekhodnykh protsessov pri nabeganii kanata na blok" [*Theoretical Study of Transient Processes in Rope Running onto a Block*], *Stal'nyye kanaty*, iss 1, Pp. 108-115.
8. Sergeyev, ST 1965, "Fakticheskiye usiliya v elementakh nabegayushchego na blok kanata" [*Actual Forces in the Elements of a Rope Running onto a Block*], *Stal'nyye kanaty*, iss 2, Pp. 116-121.
9. Sergeyev, ST 1965, "Otsenka vliyaniya radiusa kriviny nabegayushchey na blok vetvi kanata v perehodnom protsesse" [*Evaluation of the Effect of the Radius of Curvature of the Rope Branch Running onto the Block in the Transient Process*], *Stal'nyye kanaty*, iss 2, pp. 181-185.
10. Schmidt, K 1965, "Die sekundare Zugbeanspruchung der Drahtseile aus der Biegung", *VDI*, iss 13, Pp. 181-184.
11. Schiffner, G 1986, "Spannungen in Laufenden Drahtseilen" [*Stresses in Running Wire Ropes*], Ph.D. thesis, Universitat Stuttgart.

Стаття надійшла до редакції 18 червня 2024 року.

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ НАСОСНИМИ АГРЕГАТАМИ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ЧАСТОТНО-КЕРОВАНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ

© Крамаренко Ю.О., Дрозд В.А.

Українська інженерно-педагогічна академія»

Інформація про авторів:

Крамаренко Юрій Олександрович (Kramarenko Yurii): ORCID: 0009-0005-1937-9756; e-mail: kramarenkoura@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Дрозд Володимир Анатолійович (Drozd Volodymyr): ORCID: 0009-0001-4335-7558; e-mail: volodyadroz2296@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

У статті розглянуто напрямки вирішення актуальної науково-технічної задачі підвищення якості роботи насосних агрегатів електричних станцій та промислових підприємств при їх автоматизованому керуванні. Наведені аналітичні залежності та експериментальні енергетичні характеристики насосних агрегатів які встановлюють взаємозв'язки між основними параметрами – тиском та об'ємною подачею та параметрами керуючого впливу – частотою обертання насоса що є собою модель управління. Встановлено, що найбільш надійним і незалежним від властивостей конкретного об'єкта управління методом оптимізації є пошукові алгоритми, які при розрахунку використовують значення струмів і напруг, а найбільш прийнятним методом оптимізації енергоспоживання для перетворювачів зі скалярним керуванням є метод мінімізації споживаної потужності. Показані характеристики продуктивності відцентрового насоса при дросельному та частотному регулюванні. Наведено, що додаткового енергозбереження при частотному керуванні асинхронним двигуном можна отримати шляхом розробки такого алгоритму управління, який оптимізував би магнітний потік. Оптимізація магнітного потоку дозволяє дещо знизити споживану потужність шляхом зниження рівня напруги при роботі в сталому режимі. Показано, що максимальний енергозберігаючий режим може бути здійснений такими способами: підтримкою сталості $\cos\phi$; підтримкою постійного ковзання; керуванням з використанням моделі двигуна; за допомогою пошукових алгоритмів. Наведені приклади механізмів і процесів, які підтверджують, що використання для них частотно-регульованих асинхронних електроприводів з системою технологічної автоматики дозволяє підвищити якість керованих процесів в перехідних і встановилися режимах і забезпечити суттєві ресурсо- та енергозбереження.

Ключові слова: якість систем керування, насосний агрегат, енергозбереження, частотне керування.

Kramarenko Y., Drozd V. “Improving the quality of pump unit control systems through the use of frequency-controlled electric drive”

The article discusses approaches to addressing the current scientific and technical challenge of improving the operation quality of pump units in electric stations and industrial enterprises through automated control. Analytical dependencies and experimental energy characteristics of pump units are provided, establishing relationships between key parameters such as pressure, volumetric flow rate, and control parameters such as pump rotation frequency, forming a control model. It is established that search algorithms are the most reliable and independent method of

optimization, regardless of specific control object properties, utilizing current and voltage values in calculations. For converters with scalar control, the most acceptable energy optimization method is power consumption minimization. Performance characteristics of centrifugal pumps under throttle and frequency regulation are demonstrated. Additional energy savings in frequency-controlled asynchronous motors can be achieved by developing algorithms optimizing magnetic flux. Magnetic flux optimization allows to reduce power consumption by lowering voltage levels during steady-state operation. It is presented that maximum energy-saving modes can be implemented through methods such as maintaining a constant power factor, ensuring consistent slip, motor model-based control, and utilizing search algorithms. Examples of mechanisms and processes confirm that the use of frequency-controlled asynchronous electric drives with technological automation systems enhances the quality of controlled processes in transient and steady states, ensuring significant resource and energy savings.

Keywords: quality of control systems, pump unit, energy saving, frequency control.

Постановка проблеми та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями

Розвиток математичної теорії машин змінного струму, створення вдосконалених силових напівпровідникових приладів та перетворювачів на їх основі, використання сучасних засобів управління, включаючи мікропроцесорні, дозволили створити високоякісні та надійні системи регульованих асинхронних електроприводів, які стають основним видом електроприводу. Із загальної кількості регульованих приводів, що продаються, електроприводи змінного струму склали 68 %, електроприводи постійного струму – 15 %, механічні та гідравлічні приводи – 17 %. Тенденція зростання частки регульованих асинхронних електроприводів, що впроваджуються, об'єктивно збережеться і надалі, так як масовий регульований електропривод може бути реалізований тільки на базі асинхронних двигунів.

Широке використання регульованих електроприводів призвело до того, що сучасний електропривод є не тільки енергосиловою основою, що дозволяє забезпечити виробничі механізми необхідною механічною енергією, а й засобом управління технологічними процесами, оскільки завдання реалізації якості виробничих процесів в даний час в більшості випадків покладаються на системи управління, регульованими електроприводами у поєднанні із системами технологічної автоматики. У зв'язку зі зростанням цін на енергоносії, зокрема на електроенергію, та обмеженими можливостями збільшення потужності енергогенеруючих установок проблема енергозбереження, у тому числі зниження електроспоживання, набуває особливої актуальності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Керування режимами роботи насосів та вентиляторів здійснюється системами автоматичного керування (САК), що входять до загальної автоматизованої системи керування (АСК) електричних станцій та промислових підприємств. Для підвищення якості роботи насосів необхідне ефективне управління, яке засноване на методах системного аналізу, математичного моделювання тощо. Розвиток та удосконалення таких ефективних систем керування містить у собі значні резерви енерго- та ресурсозбереження, які можуть бути визначені та реалізовані як для окремих об'єктів керування, так і для до комплексних систем [1].

Основний принцип енергозбереження при автоматизованому керуванні довільними технологічними об'єктами докладно наведено у роботах [1, 2]. Останнім часом з метою підвищення якості роботи насосних агрегатів впроваджуються частотне керування, яке дозволяє заощадити чимало електроенергії [3]. Наряду з цим в літературі достатньо повно розглядається та вирішується питання оптимізації роботи насосних агрегатів [4–10]. При цьому досліджуються питання ефективності як окремих одиночних насосів [6], так і групи

двох насосів, які працюють паралельно або послідовно та удосконалюються методики вибору потужності насосів та їх характеристик при заданому технологічних параметрів [4, 5]. Однак питання визначення та підтримки оптимальних режимів роботи насосів при частотному керуванні та зміні навантаження у широкому діапазоні розкрито не повністю. Ефективність роботи насосних агрегатів у широкому діапазоні витрат рідини має не тільки наукове, але й практичне значення для електричних станцій та промислових підприємств як України, так і світу. Особливо це актуально для виробництв, які працюють на змінних навантаженнях [5]. Перспективним напрямом підвищення якості роботи насосних агрегатів є удосконалення їх конструкцій [7, 8], впровадження новітніх матеріалів [9] та підвищення ефективності систем керування [10]. В існуючій науково-технічній літературі бракує науково-обґрунтованої методики визначення оптимальних режимних параметрів насосних агрегатів промислових підприємств з точки зору мінімуму втрат енергії, що й визначає актуальність роботи.

Постановка мети та завдання дослідження

Метою даної є підвищення якості роботи насосних агрегатів шляхом використання частотного керування та визначення ефективності такого способу.

Виклад основного матеріалу

Енергетична ефективність асинхронних електроприводів

Постійні втрати асинхронного електроприводу не залежать від його навантаження і залишаються практично незмінними за постійної швидкості. Водночас змінні втрати, до яких віднесені втрати до міді статора та ротора, залежать від навантаження. Існує велика кількість механізмів, у яких навантаження електроприводу залежить від характеристик механізму, на які можна вплинути в процесі проектування, налагодження та навіть експлуатації.

Як приклад розглянемо багаторухові електроприводи таких механізмів як рольганги, механізми переміщення крана, повороту платформи екскаватора, різних транспортних машин і т.д. Досить часто електроприводи механізмів виконують двох або багаторуховими для зменшення їх моменту інерції, що дозволяє поліпшити динаміку процесів.

У всіх цих механізмах швидкість двигунів, як правило, однакова, а розподіл статичного навантаження, якщо не вжито спеціальних заходів, виявляється нерівномірним.

Причиною нерівномірного навантаження двигунів є незначна відмінність механічних статичних характеристик двигунів. На рис. 1 представлені механічні характеристики двох однакових асинхронних двигунів при живленні від мережі.

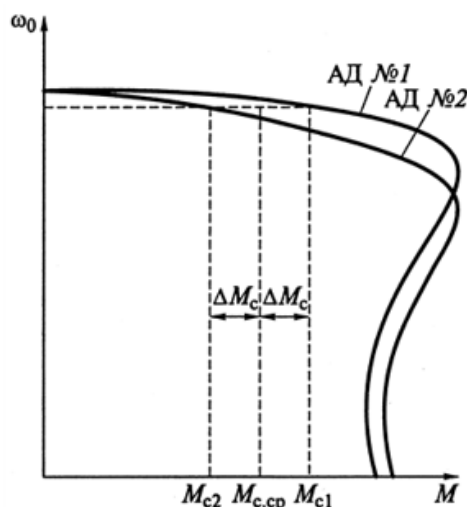


Рис. 1 - Розподіл моменту навантаження між двома паралельно працюючими двигунами

При однаковій частоті обертання моменти двигунів відповідно для двигуна № 1 та двигуна № 2 визначаються виразами:

$$M_{c1}=M_{c.c.p}+\Delta M_c; M_{c2}=M_{c.c.p}-\Delta M_c,$$

де $M_{c.c.p}$ – середнє значення статичного моменту, $M_{c.c.p}=(M_{c1}+M_{c2})/2$; ΔM_c – відхилення статичного моменту від середнього.

Очевидно, що аналогічна картина спостерігатиметься і в електроприводах, що регулюються. Причиною є як розкид параметрів окремих двигунів, і відмінність у налаштуваннях систем управління. Оцінимо вплив нерівномірності поділу навантажень на втрати енергії у двигуні.

Змінні втрати енергії у двигуні (втрати в міді статора та ротора) можна виразити через механічні змінні:

$$\Delta P_M = M\omega_0 s(1+a), \quad (1)$$

де $a=R_1/R_2'$.

Так як робота двигуна в руховому режимі відбувається на лінійній ділянці механічної характеристики, то ковзання двигуна можна досить точно виразити через його момент:

$$s = \frac{M}{\beta\omega_0}, \quad (2)$$

де β – жорсткість лінійної ділянки механічної характеристики, $\beta=M_{ном}/\omega_0 S_{ном}$.

Тоді:

$$\Delta P_M = \frac{1+\alpha}{\beta} M^2 \quad (3)$$

Втрати в міді в номінальному режимі роботи двигуна (при $M=M_{ном}$) складуть:

$$\Delta P_{ном} = \frac{1+\alpha}{\beta} M_{ном}^2. \quad (4)$$

Тоді при роботі двигуна з моментом, відмінним від номінального, втрати в міді.

$$\Delta P_M = \Delta P_{M.ном} \left(M / M_{ном} \right)^2$$

Для наведеного вище прикладу втрати в міді першого двигуна становитимуть

$$\Delta P_{M(1)} = \Delta P_{M.ном} \left(\frac{M_{c.c.p} + \Delta M_c}{M_{ном}} \right)^2, \quad (5)$$

для другого –

$$\Delta P_{M(2)} = \Delta P_{M.ном} \left(\frac{M_{c.c.p} - \Delta M_c}{M_{ном}} \right)^2, \quad (6)$$

а сумарні втрати у двох двигунах

$$\Delta P_{M\Sigma} = 2\Delta P_{M.ном} \frac{M_{c.c.p}^2 + \Delta M_c^2}{M_{ном}^2}. \quad (7)$$

Очевидно, що якщо двигуни завантажені однаково, то сумарні втрати у двох двигунах

$$\Delta P_{\Sigma} = 2\Delta P_{\text{м.ном}} \frac{M_{\text{с.ср}}^2}{M_{\text{ном}}^2},$$

тобто менше на величину додаткових втрат

$$\Delta P_{\Sigma \text{ дод}} = 2\Delta P_{\text{м.ном}} \frac{M_{\text{с}}^2}{M_{\text{ном}}^2} \quad (8)$$

Як приклад виконаємо розрахунок втрат у міді у двох двигунах типу МТМ412-6, що працюють на загальне навантаження. Двигуни мають такі номінальні дані: $P_{\text{ном}}=22$ кВт; $\omega_{\text{ном}}=100,51$ с⁻¹; $s_{\text{ном}}=0,04$; $R_1=0,218$ Ом; $R_2'=0,1922$ Ом.

Втрати у міді у номінальному режимі роботи відповідно до формули (4) становитимуть $\Delta P_{\text{ном}}=1,95$ кВт $=0,09P_{\text{ном}}$.

Якщо $M_{\text{с.ср}}=0,5M_{\text{ном}}$, то при $\Delta M_{\text{с}}=0,2M_{\text{ном}}$ втрати у двигуні з більшим навантаженням відповідно до формули (5) складуть $\Delta P_{\text{м(1)}}=0,72\Delta P_{\text{м.ном}}=0,49\Delta P_{\text{ном}}=0,956$ кВт, а в двигуни з меншим навантаженням відповідно до формули (6) $\Delta P_{\text{м(2)}}=0,32\Delta P_{\text{м.ном}}=0,09\Delta P_{\text{ном}}=0,176$ кВт.

Сумарні втрати у двох двигунах $\Delta P_{\Sigma}=0,58\Delta P_{\text{м.ном}}=1,131$ кВт.

При рівномірному розподілі навантаження $P_{\Sigma}=0,5P_{\text{м.ном}}=0,975$ кВт.

Додаткові втрати у міді при нерівномірному розподілі навантаження $\Delta P_{\Sigma \text{ дод}} = 0,08\Delta P_{\text{м.ном}}=0,156$ кВт.

Якщо $\Delta M_{\text{с}}=0,5M_{\text{ном}}$, то додаткові втрати у міді обох двигунів зростуть до величини $\Delta P_{\Sigma \text{ дод}}=0,5\Delta P_{\text{м.ном}}=0,975$ кВт.

На перший погляд, економія енергії за рахунок вирівнювання навантажень цих двигунів незначна, але слід врахувати дві обставини. По-перше, витрати на вирівнювання навантажень двигунів, як правило, невеликі. Так, у разі використання двигунів з фазним ротором це може бути зроблено за рахунок невеликої зміни додаткових опорів ланцюга ротора. У системах ТПН–АД і ТПЧ–АД це вимагатиме більш ретельного налаштування регуляторів електроприводів та більш точного формування сигналів завдань на електроприводи. По-друге, при масовому використанні таких електроприводів сумарна економія енергії може бути відчутною.

Аналогічні рекомендації можуть бути дані і для головних електроприводів багатоклітьових прокатних станів, намоточно-розмотувальних пристроїв, в яких технологічний процес відбувається з певним натягом матеріалу, що обробляється. Очевидно, що робота таких електроприводів із мінімально необхідним натягом супроводжується зменшенням втрат у двигунах.

Режими енергозбереження в електроприводах із напівпровідниковими перетворювачами

Деякі сучасні напівпровідникові перетворювачі у вигляді додаткової функції містять так званий режим енергозбереження. Розглянемо можливості цього режиму з прикладу перетворювача частоти зі скалярним управлінням.

Засобом додаткового енергозбереження при частотному керуванні асинхронним двигуном є розробка такого алгоритму управління, який оптимізував би магнітний потік. Оптимізація магнітного потоку дозволяє дещо знизити споживану потужність шляхом зниження рівня напруги при роботі в сталому режимі. У перехідних режимах слід використовувати регулювання з номінальним потоком, тому що робота з оптимальним за умовами енергозбереження магнітним потоком пов'язана з істотним зменшенням здатності перевантажувального двигуна, що не дозволяє досягти необхідного динамічного моменту.

Для того щоб оцінити ефективність оптимізації магнітного потоку, можна скористатися Г-подібною схемою заміщення асинхронного двигуна в статичних режимах для аналізу режимів роботи АД, що встановилися. Завдання полягає в тому, щоб при заданому моменті навантаження та заданій швидкості ротора визначити такі значення частоти та амплітуди напруги, при яких забезпечується мінімум втрат у двигуні. Так як при фіксованих моменті та швидкості механічна потужність не змінюється, то мінімум втрат відповідає мінімуму споживаної потужності та максимуму коефіцієнта корисної дії (ККД) двигуна. Отримання аналітичного виразу для амплітуди та частоти напруги утруднено через складність системи рівнянь асинхронного електроприводу, яка включає векторні величини та комплексні опори, що залежать від ковзання та швидкості обертання магнітного поля. Натомість наведемо результати чисельного розв'язання цих рівнянь без урахування можливої зміни параметрів схеми заміщення. Алгоритм рішення виглядає так:

- задається момент навантаження M_c та кутова швидкість ω ;
- задається чинне значення напруги U_1 , прикладеного до двигуна;
- чисельно знаходиться така швидкість ω_0 , яка при розрахунку електромагнітного моменту M дає результат $M=M_c$;
- розраховуються сумарні втрати енергії у двигуні;
- у процесі розрахунку визначається точка з мінімумом втрат енергії та всі параметри, що відповідають цій точці.

Проаналізуємо деякі результати моделювання за вказаним алгоритмом для двигуна типу 4A160S2, що має $P_{\text{ном}}=15$ кВт. На рис. 2 показані залежності втрат від амплітуди напруги та моментів навантаження при $\omega=\omega_{\text{ном}}$ (а) та $\omega=0,5\omega_{\text{ном}}$ (б).

Як бачимо на рис. 2, а, можливість зниження втрат є лише за моментів опору $M_c < 0,6M_{\text{ном}}$. Вочевидь, що з зниженні швидкості діапазон моментів навантаження, у якому доцільно знижувати напругу, зменшується (див. рис. 2, б). У цьому випадку не розглядається можливість збільшення напруги, оскільки воно призведе до насичення магнітного кола.

Можливості економії споживаної потужності при різних швидкостях та моментах двигуна типу 4A160S2 показана у вигляді діаграми на рис. 3, що наочно ілюструє економію споживаної потужності в залежності від швидкості і моменту статичного навантаження двигуна типу 4A160S2. Очевидно, що можливості економії знижуються зі збільшенням моменту навантаження та зменшення швидкості. У точці $M_c=0,05M_{\text{ном}}$, $\omega=\omega_{\text{ном}}$ можна додатково зберегти 3,6% номінальної потужності. Якщо порівняти потужність, яка

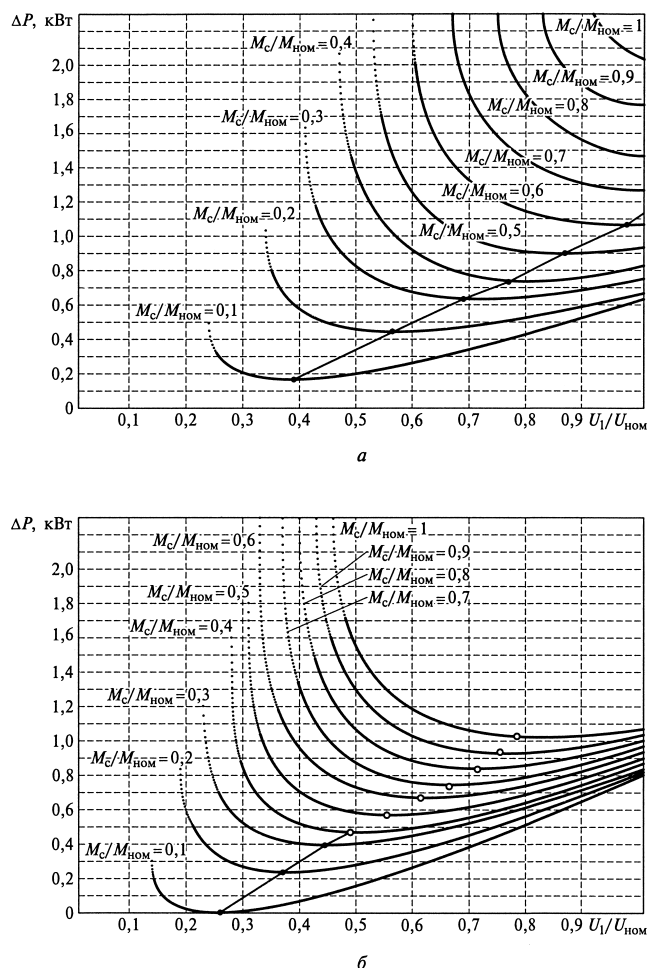


Рис. 2 - Залежність втрат ΔP в АД типу 4A160S2 від амплітуди напруги при постійній швидкості та різних моментах навантаження при $\omega=\omega_{\text{ном}}$ (а) та $\omega=0,5\omega_{\text{ном}}$ (б)

споживається в даному режимі до і після введення оптимізації, то отримана економія складе 40%. Однак вираз економії споживаної потужності у відсотках від номінальної потужності дає наочніше, не залежить від робочої точки, уявлення про можливий ефект.

Аналогічні розрахунки було проведено двигуна типу 4A80A4, має $P_{\text{ном}}=1,1$ кВт. У точці $M_c=0,05M_{\text{ном}}$, $\omega=\omega_{\text{ном}}$ можна заощадити до 13% номінальної потужності. При розрахунку цієї ж точки для двигуна типу 4A1250M4 ($P_{\text{ном}}=110$ кВт) одержано 2,4% економії. Це підтверджує відомий факт збільшення ефективності енергозберігаючого режиму із зменшенням потужності двигуна.

Енергозберігаючий режим може бути здійснений такими способами:

- 1) підтримкою сталості $\cos\varphi$;
- 2) підтримкою постійного ковзання;
- 3) керуванням з використанням моделі двигуна;
- 4) за допомогою пошукових алгоритмів.

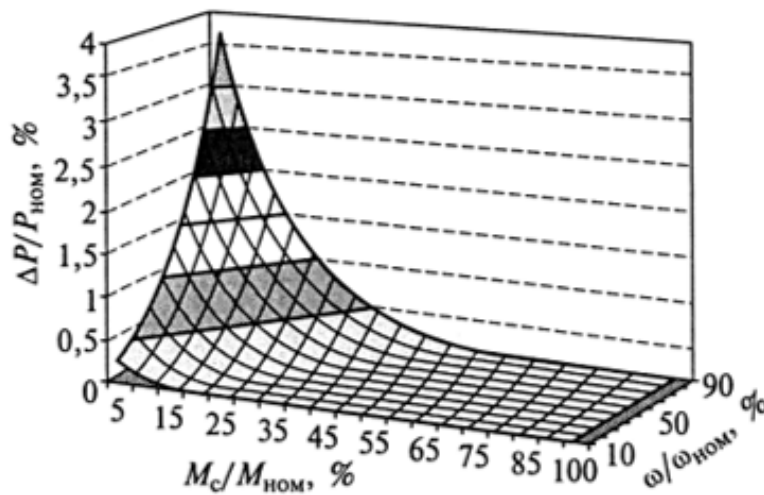


Рис. 3 - Діаграма економії енергії, що споживається двигуном типу 4A160S2

Перелічені способи оптимізації, крім останнього, використовують інформацію про параметри двигуна, яка, як правило, невідома. Завантажувати систему скалярного управління завданнями ідентифікації не є доцільним. Тому найбільш надійним і незалежним від властивостей конкретного об'єкта управління методом оптимізації є пошукові алгоритми, які при розрахунку використовують значення струмів і напруг.

У цьому випадку оптимальний режим досягається шляхом мінімізації споживаної потужності, розрахованої за формулою

$$P_1 = 3U_1 I_1 \cos\varphi_1. \quad (9)$$

У процесі роботи система керування ітеративно (ступінчасто) змінює рівень напруги для відшукування точки мінімального енергоспоживання. Критерієм пошуку може також бути максимум $\cos\varphi_1$ або мінімум споживаного струму. Знаходження максимуму $\cos\varphi_1$ не дає переваг перед мінімізацією потужності з точки зору обчислювальної складності, оскільки $\cos\varphi$ розраховується також через вектори струму та напруги. Перевага в даному випадку полягає в тому, що максимум $\cos\varphi$ виражений більш явно, ніж мінімум потужності, і він легше локалізується. Недоліком є невідповідність максимального та оптимального $\cos\varphi$. Перевага мінімізації струму полягає у спрощенні реалізації алгоритму. Однак це спрощення несуттєво, тому що на практиці доводиться використовувати процедури обробки та фільтрації сигналів із

датчиків струму. Додаткове введення до розрахунку вектора напруги не призводить до помітного ускладнення, так як можна використовувати задане значення цього вектора при здійсненні ШІМ векторної. Розрахунок косінусоїдальної функції також проводиться порівняно просто навіть при використанні відносно нескладних мікроконтролерів. Крім того, регулювання мінімуму струму не відповідає регулювання мінімуму потужності.

При здійсненні енергозберігаючого алгоритму виникає проблема зниження здатності двигуна при зменшенні напруги живлення. Система управління має відновлювати магнітний потік при механічному збуренні, тобто. реагувати збільшення струму. Критичний момент у цьому випадку пропорційний квадрату напруги і може бути розрахований за формулою:

$$M_k = \frac{3U_1^2}{2\omega_0 \left(R_1 + \sqrt{R_1^2 + \omega_{0e}^2 (L_{1\sigma} + L_{2\sigma})^2} \right)}. \quad (10)$$

Таким чином, найбільш прийнятним методом оптимізації енергоспоживання для перетворювачів зі скалярним керуванням слід визнати метод мінімізації споживаної потужності.

Пошуковому алгоритму може знадобитися кілька десятків секунд виявлення оптимальної точки, що робить його непридатним до використання у механізмах циклічного дії з малими циклами. Це зумовлює доцільність застосування алгоритму пошуку мінімуму споживаної потужності в електроприводах, які тривалий час працюють з постійними навантаженнями, значно меншими від номінальних.

Характерним прикладом є станції гарячого та холодного водопостачання, системи опалення будівель, насоси електростанцій та інше. Механізми цих станцій, обрані з максимальної продуктивності, значну частину часу працюють із меншою продуктивністю, що визначається зміною потреби у різні періоди часу. За деякими даними, середньодобове завантаження насосів холодного водопостачання становить 50...55 % максимального. Існуючі системи водопостачання з нерегульованим електроприводом не забезпечують помітного зниження потреб потужності при зменшенні витрати води, а також обумовлюють при цьому істотне зростання тиску (напору) в системі, що призводить до витоків води і несприятливо позначається на роботі технологічного обладнання та мереж водопостачання.

Проілюструємо добре відому енергетичну та технологічну неефективність дросельного регулювання подачі води насосом. Потужність, що споживається насосом, визначається за формулою:

$$P = \frac{QHg\rho}{\eta}, \quad (11)$$

де P – Потужність, кВт; Q – подача, м³/с; H – натиск, м; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ρ – щільність рідкого середовища, кг/м³; η – ККД насоса.

На рис. 4 показані характеристики продуктивності відцентрового насоса при дросельному та частотному регулюванні. Крива 1 характеризує роботу нерегульованого електроприводу на номінальній частоті обертання, крива 3 характеризує роботу магістралі при відкритій повністю заслінці. Значення витрати та напору води наведено на рис. 4 у відносних одиницях при використанні як базові величини номінальної витрати $Q_{\text{ном}}$ і номінального напору $H_{\text{ном}}$. При номінальній витраті та натиску насос працює у точці A , а потужність, споживана насосом, пропорційна площі прямокутника $OKAL$. Зі зменшенням витрати при нерегульованому електроприводі (на рис. 4 для прикладу показаний витрата води, що становить $0,6H_{\text{ном}}$) за рахунок дросельного регулювання відбувається зміна опору магістралі (крива 4), насос працює в точці кривої 1.

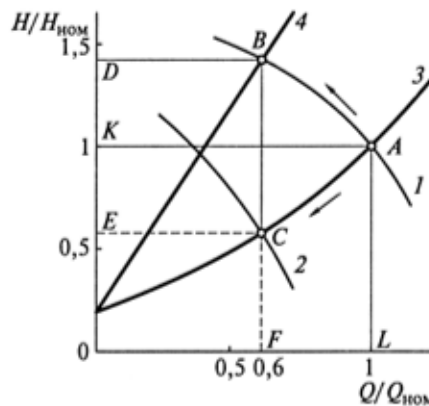


Рис. 4 - Характеристики продуктивності відцентрового насоса при дросельному та частотному регулюванні

На те, що при дросельному регулюванні витрати (подачі) води зростає натиск (тиск) в системі і практично не вдається знизити енергоспоживання, слід звернути особливу увагу. Враховуючи, що зростання вартості електроенергії має випереджальний характер порівняно з вартістю інших витрат, проблема енергозбереження при роботі насосів холодного та гарячого водопостачання набуває першорядного характеру. Додатковим аргументом на користь необхідності впровадження на насосних станціях енергозберігаючих технологій є суттєві втрати (відпливу) води в системі водопостачання, чому сприяє підвищення тиску (напору) у системі при дросельному регулюванні насосів.

Таким чином, наведені міркування об'єктивно підтверджують необхідність переходу від систем дросельного регулювання насосних агрегатів до систем автоматичного управління ними шляхом автоматичної підтримки необхідного технологічного параметра, зокрема, напору (тиску) при витраті води, що змінюється за рахунок застосування частотно-регульованих асинхронних електроприводів [5, 7 8, 9].

Можливості енергозберігаючого керування при регулюванні швидкості електроприводу в порівнянні з дросельним регулюванням проілюстровані на рис. 4. За рахунок зменшення швидкості насос працює при зниженні витрати в точці на кривій 2 при незмінній характеристиці магістралі (крива 3). Потужність, яка споживається електроприводом у цьому випадку, пропорційна площі прямокутника $OECF$, що наочно ілюструє можливості суттєвого зниження енергоспоживання при впровадженні регульованих електроприводів насосів. Поряд із цим зменшується при зниженні витрати води та натиск у системі, що призводить до зменшення втрат (витоків) води.

Наведемо методики для наближеної порівняльної оцінки енергоспоживання за зміни подачі відцентрових насосів з допомогою дросельного регулювання (ДР) і частотного регулювання (ЧР) швидкості АТ насоса [6].

Як вказувалося вище, режим роботи насосної установки, що встановився, при постійній швидкості приводного електродвигуна визначається точкою перетину характеристики насоса, що відповідає цій частоті, і характеристики магістралі, підключеної до насоса. Характеристикою насоса є залежність напору H від витрати Q , яку з достатньою мірою точності можна представити у вигляді:

$$H = H_{0н} (\omega / \omega_{ном})^2 - (CQ)^2, \quad (12)$$

де $H_{0н}$ – напір насоса при $Q=0$ і $\omega=\omega_{ном}$; $\omega_{ном}$ – номінальна швидкість електродвигуна; C – конструктивний коефіцієнт насоса, $C=(H_{0н}-H_{ном})/Q_{ном}^2$; $Q_{ном}$ та $H_{ном}$ – номінальні витрати та натиск.

Характеристика магістралі визначається наступним виразом:

$$H=H_c+(RQ)^2, \quad (13)$$

де H_c – статичний натиск (протидавлення), що відповідає $Q=0$ (закритої засувки); R – коефіцієнт опору магістралі, $R=(H_{ном}-H_c)/Q_{ном}^2$.

Характеристики способів регулювання відцентрового насоса та магістралі наведено на рис. 5.

Потужність, яку споживає насосна установка з мережі:

$$P_1=P_{мех}/\eta_1,$$

де $P_{мех}$ – потужність валу двигуна насоса, $P_{мех}=M_c\omega$; M_c – статичний момент навантаження на валу двигуна; η_1 – ККД двигуна.

Регулювання подачі дросельною заслінкою ґрунтується на зміні опору магістралі. У цьому випадку при $\omega=\omega_{ном}=\text{const}$ робоча точка механізму переміщається Q - H -характеристикою, що відповідає номінальній швидкості двигуна, у бік зниження подачі до точки перетину з новою характеристикою магістралі (точки 1, 2, 3 на рис. 5).

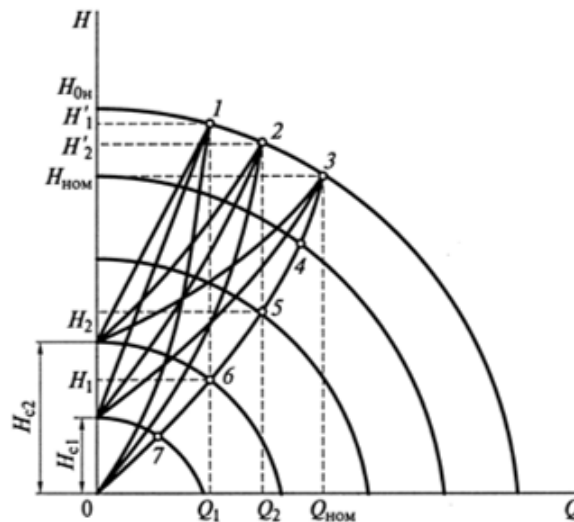


Рис. 5 - Характеристики способів регулювання відцентрового насоса:

1, 2, 3 – робочі точки при дросельному регулюванні подачі; 4, 5, 6, 7 – робочі точки при регулюванні подачі за рахунок зміни частоти обертання двигуна

При електричному способі регулювання подачі робоча точка переміщається за постійною характеристикою магістралі (точки 4, 5, 6, 7 на рис. 5). При цьому зі зменшенням подачі зменшується і необхідний напір, що призводить до зниження статичної потужності, необхідної для роботи насоса із заданою витратою води порівняно з дросельним регулюванням.

Розглянемо ККД двигуна при різних способах регулювання подачі без урахування втрат у сталі та втрат від струму холостого ходу.

При частотному управлінні, що здійснюється при сталості абсолютного ковзання,

$$\eta_1=1/(1+\omega_{ном}/\omega s_{ном}/(1-s_{ном})(1+a)),$$

де $s_{ном}$ – номінальне ковзання двигуна; a – відношення активних опорів фази статора R_1 та ротора R'_2 , $a=R_1/R'_2$.

При регулюванні дросельною заслінкою, коли $\omega = \omega_{\text{ном}} = \text{const}$, ККД двигуна постійний і обчислюється за формулою $\eta_1 = (1 - s_{\text{ном}}) / (a s_{\text{ном}} + 1)$.

Щоб отримати розрахункові вирази функції від витрати, ковзання двигуна можна виразити через витрату. Для цього у формулі (12) замінімо $(\omega / \omega_{\text{ном}})^2$ на $[(1 - s) / (1 - s_{\text{ном}})]^2$ і, вирішивши його спільно з виразом (13) щодо s , отримуємо:

$$s = 1 - (1 - s_{\text{ном}}) \sqrt{h_c + Q^2 (1 - h_c)} = 1 - (1 - s_{\text{ном}}) A, \quad (14)$$

$$h_c = H_c / H_{0\text{н}}; Q^* = Q_{\text{ном}}; A = \sqrt{h_c + Q^2 (1 - h_c)}.$$

Залежність вираженого у відносних одиницях моменту на валу турбомеханізму при роботі його на мережу з постійними параметрами має вигляд:

$$\mu = \mu_{0c} \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^2 + (1 - \mu_{0c}) \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \sqrt{\frac{(\omega / \omega_{\text{ном}})^2 - h_c}{1 - h_c}}, \quad (15)$$

де μ – відносний момент на валу турбомеханізму, $\mu = M / M_{\text{смах}}$ ($M_{\text{смах}}$ – максимальний статичний момент на валу механізму, що має місце при $\omega = \omega_{\text{ном}}$); μ_{0c} – статичний момент на валу (M_{0c}) при $Q^* = 0$ (закритій засувці), виражений у відносних одиницях, $\mu_{0c} = M_{0c} / M_{\text{смах}}$.

Вирази (14) і (15) дозволяють виразити момент, ККД, швидкість і потужність, що споживається з мережі, функції від витрати води при заданому протитиску. Для універсального використання розрахункових формул доцільно визначати потужність P_1 у відносних одиницях ($P_1^* = P_1 / P_6$), прийнявши як базове значення потужності P_6 максимальну статичну потужність на валу двигуна $P_{\text{смах}}$ при $\omega = \omega_{\text{ном}}$, тобто $P_6 = P_{\text{смах}} = M_{\text{смах}} \omega_{\text{ном}}$.

Якщо рахувати, що $M_{\text{смах}} = M_{\text{ном}}$ ($M_{\text{ном}}$ – номінальний момент двигуна, $M_{\text{ном}} = P_{\text{ном}} / \omega_{\text{ном}}$), то базова потужність $P_6 = P_{\text{ном}}$.

Вирази для розрахунку P_1 при різних способах регулювання подачі насоса приймають наступний вигляд:

- при дросельному регулюванні:

$$P_1^* = \frac{[\mu_{0c} + (1 - \mu_{0c}) Q^*] (1 + a s_{\text{ном}})}{1 - s_{\text{ном}}}, \quad (16)$$

- при частотному регулюванні:

$$P_1^* = \left[\mu_{0c} A^3 + (1 - \mu_{0c}) A^2 Q^* \right] \left[1 + \frac{s_{\text{ном}} (1 + a)}{(1 - s_{\text{ном}}) A} \right]. \quad (17)$$

Вирази (16) і (17) дозволяють розрахувати споживану насосом потужність при дросельному і частотному регулюванні залежно від витрати рідини Q^* і зробити порівняльну оцінку для способів регулювання, що розглядаються. Як випливає з (16) і (17), при дросельному регулюванні для заданого значення Q^* споживана потужність P_1 залежить від μ_{0c} , a , $s_{\text{ном}}$, а при частотному регулюванні – від h_c , μ_{0c} , a , $s_{\text{ном}}$. Задаючи ці параметри для конкретних умов роботи насосного агрегату та вибраного двигуна або відрізка серії двигунів можна розрахувати значення $P_1^* = f(Q^*)$. У табл. 3 наведено відносні значення споживаної потужності P_1^* у функції відносної витрати Q^* для дросельного та частотного регулювання при $\mu_{0c} = 0,4$; $a = 1$; $s_{\text{ном}} = 0,04$.

Використовуючи формули (16) та (17), можна отримати відомі залежності, що ілюструють виграш у споживанні активної енергії при частотному регулюванні порівняно з

дросельним регулюванням. На рис. 6 наведено залежності $P_1^*=f(Q^*)$ при дросельному та частотному регулюванні, побудовані за даними для $h_c=0$. Задаючи витрату (Q_i^*) можна розрахувати споживану потужність при дросельному (P_{1i}^*) і частотному регулюванні (P_{1i}^{*2}) і визначити вигоду у споживаній потужності $\Delta P_{1i}^*=P_{1i}^*-P_{1i}^{*2}$, що дозволяє розрахувати зниження річних витрат вартості електроенергії при частотному регулюванні асинхронних електроприводів насосних агрегатів порівняно з дросельним регулюванням.

Як впливає з результатів зі збільшенням статичного напору h_c знижується економія електроенергії при впровадженні частотно-регульованого асинхронного електроприводу, однак при будь-яких значеннях h_c система технологічної автоматизації забезпечує підтримку постійного тиску в системі незалежно від витрати, що дозволяє уникати непотрібних надлишків тиску, властивих дросельному регулюванню. Це дуже важливо, оскільки в комунальній сфері для існуючих систем, що не перебувають в аварійному стані, кожна зайва атмосфера, а це тиск 10 м водяного стовпа, викликає додатково 2...7 % втрат води за рахунок витоку [6].

Для оцінки впливу початкового статичного моменту (μ_{0c}) на споживану потужність, в табл. 1 наведено залежності $P_1^*=f(Q^*)$ для дросельного та частотного регулювання при $\mu_{0c}=0$ та $h_c=0$.

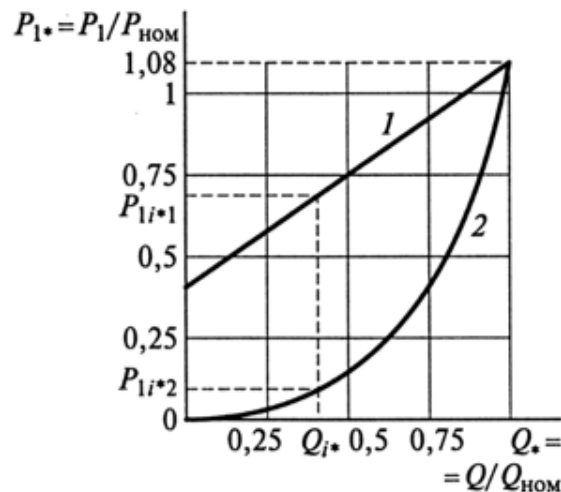


Рис. 6 - Залежність $P_1^*=f(Q^*)$ при дросельному (крива 1) і частотному (крива 2) регулюванні

Порівнюючи дані бачимо, що при зниженні μ_{0c} вигода споживаної потужності при використанні частотно-регульованих електроприводів зменшується.

Таблиця 1. Потужність, що споживається електроприводом відцентрового насоса, для різних способів регулювання при початковому статичному моменті $\mu_{0c}=0$ і статичному натиску води $h_c=0$.

Спосіб регулювання	Q^*					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
P_1^* при дросельному регулюванні	0	0,22	0,44	0,66	0,88	1,08
P_1^* при частотному регулюванні	0	0,01	0,08	0,24	0,56	1,08

Висновки

Наведені приклади механізмів і процесів, а їх кількість можна збільшити, підтверджують, що використання для них частотно-регульованих асинхронних електроприводів з системою технологічної автоматики дозволяє підвищити якість керованих процесів в перехідних і встановилися режимах і забезпечити суттєві ресурсо- та енергозбереження.

Список використаних джерел:

1. Энергосберегающее управление и повышение технико-экономической эффективности насосных установок тепловых и атомных электростанций / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря и др. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/8. – С. 58–62.
2. Мезеря А. Ю. Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций / А. Ю. Мезеря, Г. И. Канюк, И. П. Лаптинов // Вісник НТУ “ХПІ”: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2014. – № 12. – С. 90–97.
3. Опыт использования частотного регулирования на энергоблоках 200 МВт / А. С. Мазуренко, В. А. Арсирый, А. Е. Денисова, Л.В. Иванова // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : 15-я Междунар. науч.-техн. конф. (14-17 сент. 2015 г.). – Харьков ; Белое Озеро.
4. Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation / Francesco Pugliese, Francesco De Paola, Nicola Fontana, Maurizio Giugni, Gustavo Marini // Renewable Energy. – 2016. – Vol. 99. – Pp. 180–187.
5. Olszewski P. Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps / Pawel Olszewski // Applied Energy. – 2016. – Vol. 17. – P. 527–539.
6. A data-driven methodology to support pump performance analysis and energy efficiency optimization in Waste Water Treatment Plants / Dario Torregrossa, Joachim Hansen, France scHernández-Sancho, Alex Cornelissen, George sSchutz, Ulrich Leopold // Applied Energy. – 2017. – Vol. 208. – Pp. 1430–1440.
7. Анализ параметров работы тягодутьевых машин с различными углами установки лопаток рабочих колес / В. А. Арсирый, В. О. Макаров, Ю. Н. Сербова, О. В. Вишневская // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 3. – С. 35–38.
8. Перекрест А. Л. Системы активного регулирования параметров насосных комплексов / А. Л. Перекрест, Т. В. Коренькова, Д. И. Родькин. – Кременчуг : ЧП Щербатых А.В., 2011. – 180 с.
9. Adnan A. A. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow / Adnan Aslam Noon Man-Hoe Kim // Wear. – 2016. – Vol. 364–365. – Pp. 103–111.
10. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры : учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с., ил.

References:

1. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU et al 2012, ‘Enerhosberehaiushchee upravlenye y povishenye tekhniko-ekonomycheskoi efektyvnosti nasosnikh ustanovok teplovikh i atomnikh elektrostantsyi’ [Energy-saving control and enhancement of the technical and economic efficiency of pump units in Thermal and Nuclear Power Plants], Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovikh tekhnolohiyi, no 3/8, Pp. 58-62.
2. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU & Laptynov, IP 2014, ‘Model enerhosberehaiushcheho upravleniya nahnetatelnyim ustanovkam teplovikh elektrostantsyi’ [Model of energy-saving control for supercharger systems in Thermal Power Plants], Visnyk NTU “KhPI”: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia, no 12, Pp. 90-97.
3. Mazurenko, AS, Denysova, AE & Yvanova, LV 2015, ‘Opit ispolzovanyia chastotnoho rehulyrovanyia na enerhoblokakh 200 MVt’ [Experience with frequency regulation on 200 MW power units], Sovershenstvovanyie turboustanovok metodamy matematycheskoho y fyzycheskoho modelyrovanyia, Kharkov.
4. Pugliese, F, De Paola, F, Fontana, N, Giugni, M & Marini, G 2016, ‘Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation’ Renewable Energy, Vol. 99, P. 180–187.
5. Olszewski, P 2016, ‘Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps’ Applied Energy, Vol. 17, P. 527–539.
6. Torregrossa, D, Hansen, J, scHernández Sancho, F, Cornelissen, A, sSchutz, G & Leopold, U 2017, ‘A data-driven methodology to support pump performance analysis and energy efficiency optimization in Waste Water Treatment Plants’, Applied Energy, Vol. 208, Pp. 1430–1440.
7. Arsyryi, VA, Makarov, VO, Serbova, YuN & Vyshnevskaiia, OV 2014, ‘Analyz parametrov raboti tiahodutevikh mashyn s razlychnymy uhlamy ustanovky lopatok rabochykh koles’ [Analysis of operating parameters of draft fans with various blade angles of impellers], Kholodylna tekhnika ta tekhnolohiia, no 3, Pp. 35–38.
8. Perekrst, AL, Korenkova, TV & Rodkyn, DY 2011, Systemi aktyvnoho rehulyrovanyia parametrov nasosnikh kompleksov [Active control systems for pump complex parameters], ChP Shcherbatykh A.B., Kremenichuh.
9. Adnan, AA 2016, ‘Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow’, Wear, Vol. 364–365, Pp. 103–111.
10. Cherkasskyi, VM 1984, Nasosi, ventyliatori, kompressori [Pumps, Fans, Compressors], Enerhoatomyzdat, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 25 травня 2024 року.

DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2024-33-51-63>

УДК 621.22.018.8

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ЕЛЕКТРИЧНИХ СТАНЦІЙ ТА ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ШВИДКОДІЮЧИХ ПРЕЦИЗІЙНИХ ТА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

© Канюк Г.І., Цветкова-Канюк А.О.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Канюк Геннадій Іванович (Kaniuk Gennadii): ORCID: 0000-0003-1399-9039; Українська інженерно-педагогічна академія, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Цветкова-Канюк Анна Олександрівна (Tsvetkova-Kanyuk Anna): ORCID: 0009-0009-9059-4052; e-mail: annacvetkovakanuk@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

У статті розглянуто питання створення та удосконалення уніфікованих прецизійних швидкодіючих та енергозберігаючих систем керування обладнанням промислових підприємств. Показано загальний принцип функціонування електрогідравлічних систем стеження та зв'язок між електронним керуючим пристроєм і виконавчим механізмом об'єкта керування. Виконано аналіз існуючих принципів побудови та принципових схемних рішень прецизійних швидкодіючих систем керування та регулювання та тенденцій їхнього перспективного розвитку. Показано, що найефективнішими і найперспективнішими в цьому плані є мехатронні (зокрема електронно-гідравлічні) системи стеження. Розроблено уніфіковану структуру електрогідравлічних систем стеження та загальні принципи взаємодії її окремих структурних елементів (підсистем). Показано принципи енергозберігаючого керування технологічними об'єктами, викладено процедуру створення на їх основі енергозберігаючих систем керування. Намічено шляхи синтезу найбільш ефективного типового варіанта принципової схеми для використання в швидкодіючих прецизійних електрогідравлічних системах. Виконано порівняльний аналіз електричних та електрогідравлічних механізмів: розглянуто їх переваги, недоліки, визначено переважні (переважні) галузі застосування. На основі цього аналізу розроблено досить простий алгоритм попередньої (без детального теоретичного аналізу) оцінки переваги типу приводу для мехатронної системи. Наведено варіанти узагальненої принципової схеми електрогідравлічного перетворювача з розімкнутою (для приводів поступального та поворотного руху) та замкнутою (для приводів обертального руху) циркуляцією. Показано загальну процедуру організації енергозберігаючого автоматичного керування довільним технологічним об'єктом. Уточнено узагальнену функціональну та структурну схеми енергозберігаючої системи керування з використанням еталонної моделі (спостерігача стану) об'єкта керування.

Ключові слова: якість систем керування, електрогідравлічний перетворювач, енергозбереження, прецизійне керування, швидкодія.

Kaniuk G., Tsvetkova-Kaniuk A. “Improving the quality of operation of the equipment in power plants and industrial enterprises by using fast-acting, precision, and energy-saving control systems”

The article deals with the creation and improvement of unified, precision high-speed, and energy-saving equipment control systems for industrial enterprises. The general principle of operation

of electrohydraulic tracking systems, the connection between the electronic control device, and the executive mechanism of the control object are presented. An analysis of the existing construction principles and schematic solutions of high-precision, high-speed control and regulation systems, as well as the trends of their prospective development, was performed. It is shown that the most effective and promising in this regard are mechatronic (particularly electronic-hydraulic) tracking systems. A unified structure of electrohydraulic tracking systems and the general principles of interaction of its individual structural elements (subsystems) have been developed. The principles of energy-saving control of technological objects are shown, and the procedure for creating energy-saving control systems based on them is outlined. The methods for synthesizing the most effective typical version of the principle scheme for use in high-speed precision electrohydraulic systems are demonstrated. A comparative analysis of electric and electrohydraulic mechanisms was performed: their advantages and disadvantages were considered, and the predominant fields of application were determined. Based on this analysis, a simple algorithm for the preliminary assessment (without detailed theoretical analysis) of the advantage of the type of drive for a mechatronic system has been developed. Variants of the generalized principle diagram of an electrohydraulic converter with open (for translational and rotary motion drives) and closed (for rotary motion drives) circulation are given. The general procedure for organizing energy-saving automatic control of an arbitrary technological object is shown. The generalized functional and structural scheme of the energy-saving control system using the reference model (state observer) of the control object has been clarified.

Keywords: quality of control systems, electro-hydraulic converter, energy saving, precision control, speed.

Постановка проблеми та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями

Оснoву створення нових енерго- та ресурсозберігаючих технологій складають швидкодіючі прецизійні автоматизовані пристрої та системи, здатні з максимальною швидкістю та точністю виконувати задані, часом досить складні, послідовності технологічних операцій.

У галузі традиційних технологій створення та розвиток мехатронних систем обумовлено постійно зростаючими вимогами до автоматизації промислового виробництва, підвищення його продуктивності та якості продукції, що випускається. У цьому плані мехатронні системи, за рахунок ефективного синтезу механічних та електронних елементів, дозволяють створювати принципово нові механізми, машини та технологічні системи – швидкодіючі, прецизійні, високоінтелектуальні, що дозволяють виконувати складні різноманітні операції без участі людини. Ці фактори зумовлюють інтенсивний прогрес у розвитку мехатронних систем та зростання частки мехатроніки серед інших технологічних методів.

Одна з сучасних тенденцій промислового розвитку ряду розвинених у технологічному відношенні країн полягає у створенні номенклатурних дрібносерійних виробництв. При цьому, для того, щоб зв'язати між собою різнорідні складні машини і мати певні уявлення про стан виробничої системи, що змінюється в часі, необхідна реалізація дуже складних інформаційних функцій. Таким функціям цілком задовольняють мехатронні системи.

Особливий науковий та практичний інтерес становлять мехатронні системи з електрогідравлічними виконавчими механізмами (ЕГВМ). Такі системи, поєднуючи в собі високі питомі енергетичні характеристики електрогідравлічних механізмів з інтелектуальними та інформаційними можливостями керуючої мікропроцесорної електроніки, дозволяють з високою точністю та швидкістю відтворювати керуючі дії, що змінюються за довільними, в т.ч. та заздалегідь невідомим, законам.

Мехатронні пристрої з електрогідравлічними виконавчими механізмами, що стежать, можуть розглядатися як найбільш перспективний в даний час підклас мехатронних систем – електрогідравлічні системи стеження (ЕГСС). При впровадженні таких систем ефективно

вирішуються важливі та актуальні проблеми енерго- та ресурсозбереження у різних галузях техніки.

Основна наукова проблема створення швидкодіючих прецизійних ЕГСС полягає в ефективному синтезі наукових методів та теорій, що належать до об'єктів та процесів різної фізичної природи, – механічних, гідравлічних, електричних, електронних, інформаційних.

Ця проблема призводить до необхідності розробки на основі існуючих загальних методів та теорій спеціальної системної та конкретизованої теоретичної бази, яка б дозволяла швидко та ефективно, з мінімальними витратами часу та засобів, створювати ЕГСС з високими показниками точності та швидкодії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

У зв'язку з важливістю та актуальністю проблеми, розробкам та дослідженням ЕГСС присвячено значну кількість робіт наукових шкіл та колективів як в Україні, так і в зарубіжжі.

Вихідною науковою базою для створення та дослідження ЕГСС слід вважати фундаментальні, універсальні плани роботи в галузі гідравлічних приводів, теорії автоматичного управління, технічної кібернетики. Різноманітними теоретичними та прикладними завданнями у цій галузі займаються наукові школи НТУ «КПІ», Національного авіаційного університету, НТУ «ХПІ», Вінницького національного технічного університету та інші [1-6]. Розроблені системи прецизійного та енергозберігаючого керування впроваджено при керуванні паровими турбінами [7], гідравлічними турбінами [8], компресорними агрегатами доменних печей [9], нагнітальними установками [10], системами низькопотенційний комплексів електростанцій [11] та інше.

Незважаючи на велику кількість різноманітних, цікавих та корисних робіт у цій галузі, в даний час відсутня достатньо систематизована та універсальна теоретична база для створення та дослідження прецизійних швидкодіючих ЕГСС, що ускладнює та уповільнює процеси їх розробки та впровадження. Існуючі методи є або загальні метатеорії, які вимагають конкретизації та наповнення конкретними прикладними методиками, математичними моделями та технічними рішеннями, або спрямовані на вирішення приватних завдань: типові конструкторське проектування, перевірочні розрахунки та параметричну оптимізацію вже існуючих або спроектованих систем. У цьому плані необхідні конкретизовані прикладні теорії та методики, які б охоплювали початкові, ключові та найбільш наукомісткі етапи створення швидкодіючих прецизійних ЕГСС: концептуальне проектування, математичне моделювання, структурний синтез (включаючи синтез ефективних регуляторів), динамічний аналіз, раціональний вибір параметрів.

Постановка мети та завдання дослідження

Метою даної є розробка та удосконалення уніфікованих структур прецизійних швидкодіючих та енергозберігаючих систем керування, які можуть використовуватися в енерго- та ресурсозберігаючих технологічних процесах різних галузей промислово-господарського комплексу.

Виклад основного матеріалу

ЕГСС є різновидом або підкласом загального класу мехатронних систем, побудованих на основі синтезу елементів механіки, електроніки та технічної кібернетики, в якій як виконавчий механізм використовується ЕГСП [12].

Основною функцією ЕГСС, як замкнутої системи автоматичного управління, що стежить, є відтворення із заданою точністю вхідного (що задає) впливу, яке, в загальному випадку може змінюватися по довільному, в тому числі наперед невідомому закону.

Одним з основних елементів у структурі ЕГСС є електрогідравлічний привід (ЕГП), що включає джерело гідравлічної енергії, електрогідравлічний підсилювач і виконавчий гідродвигун (рис. 1).

Загальний принцип функціонування ЕГСС наведено на рис. 1. При подачі на вхід системи зовнішнього (що задає) впливу в електронному керуючому пристрої (керуючої ЕОМ) на основі закладених алгоритмів формується керуючий вплив, що забезпечує відтворення впливу з заданою точністю і швидкістю. Ця дія реалізується (відпрацьовується) електрогідравлічним виконавчим механізмом (ЕГП) за допомогою перетворення в електрогідравлічному підсилювачі електричних сигналів керуючого впливу відповідні закони зміни гідравлічних параметрів (витрати і тиску) робочої рідини, що надходить у гідродвигун від джерела гідравлічної енергії. Гідродвигун забезпечує необхідний закон руху об'єкта управління, параметри якого фіксуються чутливими елементами (датчиками).

Зв'язок між електронним керуючим пристроєм (керуючої ЕОМ з відповідним алгоритмічним та програмним забезпеченням), з одного боку, і виконавчим механізмом та об'єктом управління з іншого боку забезпечується за допомогою пристроїв зв'язку з об'єктом (ПЗО), що являють собою апаратні засоби загального інтерфейсу зв'язку з об'єктом та включають ЦАП, АЦП, підсилювачі потужності.

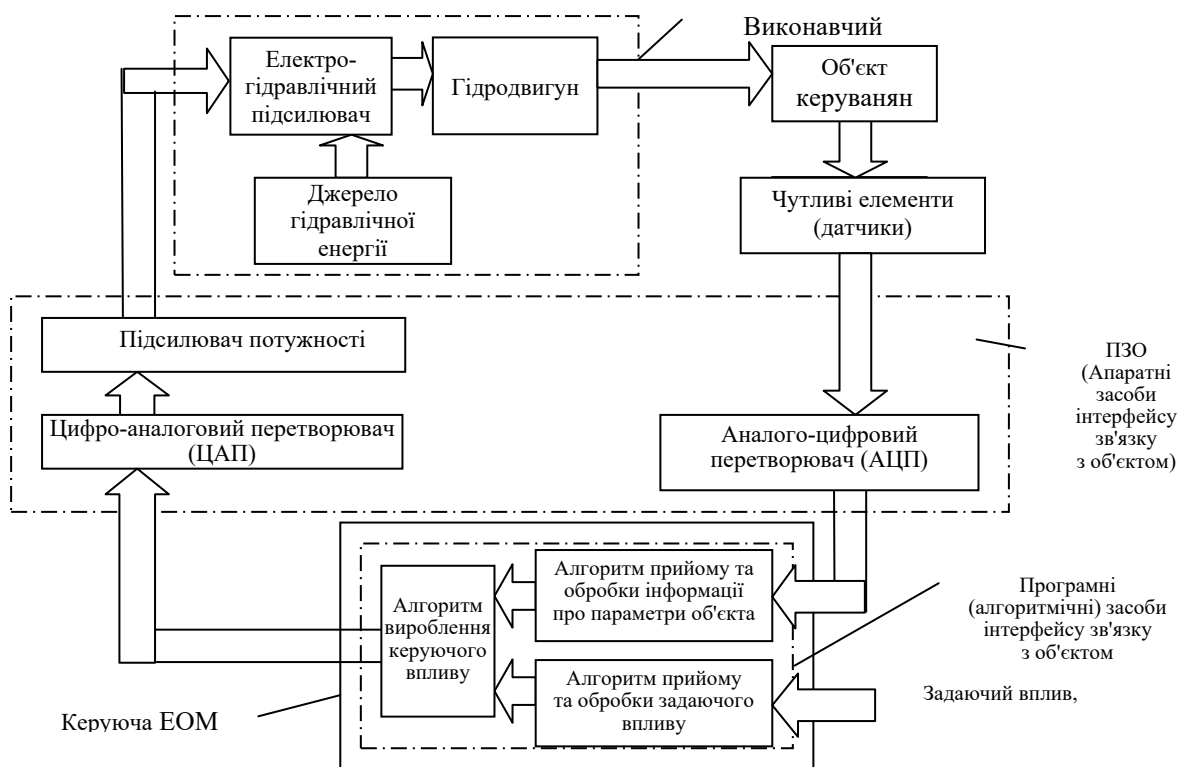


Рис. 1 - Загальна структура ЕГСС

Виконано порівняльний аналіз електричних та електрогідравлічних механізмів: розглянуто їх переваги, недоліки, визначено переважні (переважні) галузі застосування. На основі цього аналізу, а також з урахуванням рекомендацій, наведених у [12], розроблено досить простий алгоритм попередньої (без детального теоретичного аналізу) оцінки переваги типу приводу для мехатронної системи (рис. 2) [13]. Визначальними показниками є значення номінальної потужності N_n та постійного часу виконавчого механізму T_d , необхідне значення якої можна оцінити за заданими показниками швидкодії – часу регулювання (часу перебігу перехідного процесу) τ_p або смузі пропускання (частоті зрізу) ω_n : при аперіодичному

перехідному процесі постійна часу САУ становить приблизно третину загального часу перебігу перехідного процесу [13].

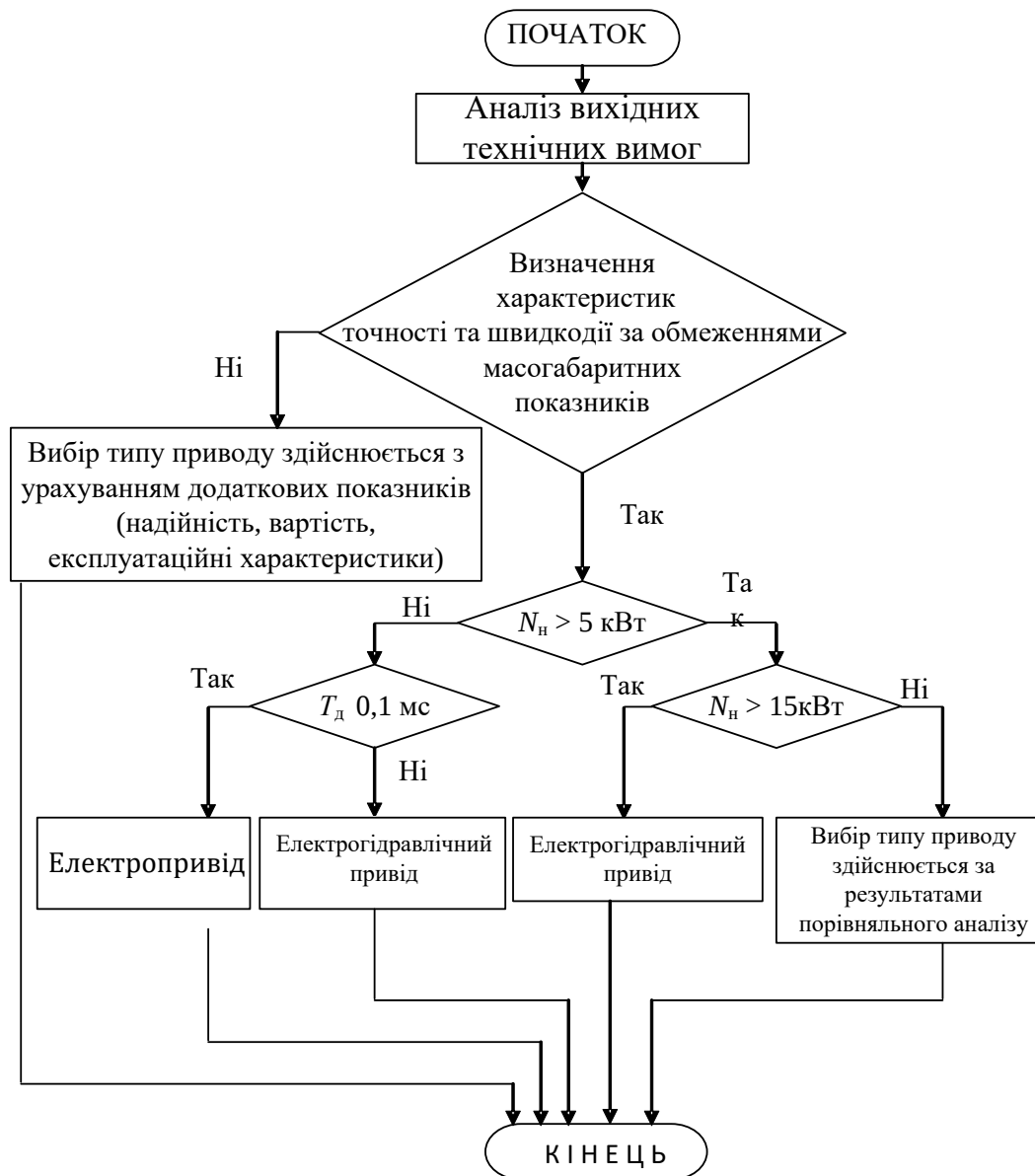


Рис. 2 - Алгоритм попереднього вибору типу приводу

Аналіз існуючих схемних рішень ЕГП дозволяє синтезувати найбільш ефективний типовий варіант принципової схеми для використання швидкодіючих прецизійних ЕГСС. Таким варіантом представляється одноканальний ЕГП роздільного виконання з об'ємно-дросельним регулюванням швидкості (як дросельний регулятор швидкості використовується пропорційний електрогідравлічний підсилювач (сервоклапан) з електрогідравлічним керуванням від аналогового або дискретного (цифрового) електронного регулятора (зокрема – від широтно-імпульсного) дроселювання потоків робочої рідини як на вході, так і на виході з автономним (обмеженою потужністю) насосно-акумуляторним джерелом живлення постійного тиску (з регульованим аксіально-поршневим насосом, що має електричний вхід), з об'ємним гідродвигуном поступального поворотного або обертального руху, із замкнутою (для приводу обертального руху), або розімкнутою (для приводів поступального та поворотного руху) циркуляцією робочої рідини.

Така схема представляється найбільш універсальною та ефективною: об'ємно-дросельне регулювання, з одного боку, забезпечує три керовані входи (насос, сервоклапан та гідроаккумулятор), що підвищує можливості ефективного керування (дросельне регулювання забезпечує максимальну точність та швидкодію при роботі в найбільш відповідальних режимах, а об'ємне регулювання – енергетичну економічність під час роботи у менш відповідальних режимах). Наявність у системі живлення гідравлічного акумулятора (при цьому може використовуватися гідроаккумулятор з елементом управління процесами зарядки та розрядки) підвищує енергетичну ефективність приводу, може збільшувати його швидкодію (особливо при подоланні короточасних пікових навантажень), а також згладжувати пульсацію тиску напірної лінії.

Інші типи приводів (струменеві, гідроімпульсні, хвильові) є менш універсальними (можуть застосовуватися для відтворення обмежених режимів руху та навантаження). Доцільність використання таких приводів має аналізуватись у кожному конкретному випадку.

Варіанти узагальненої принципової схеми ЕГП із розімкнутою (для приводів поступального та поворотного руху) та замкнутою (для приводів обертального руху) циркуляцією наведені на рис. 3, 4.

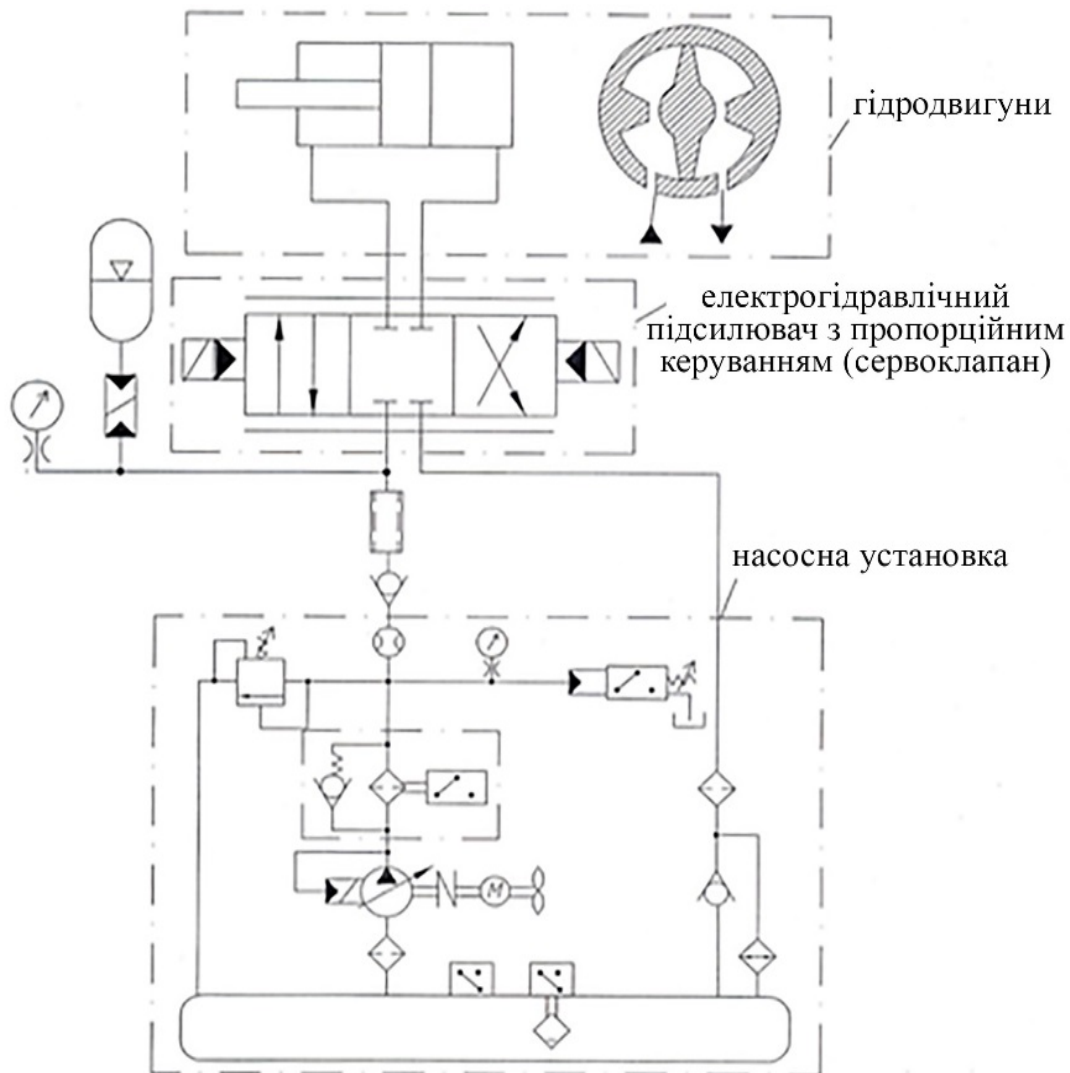


Рис. 3 - Узагальнена принципова схема ЕГП із розімкнутою циркуляцією робочої рідини (для приводів поступального поворотного руху)

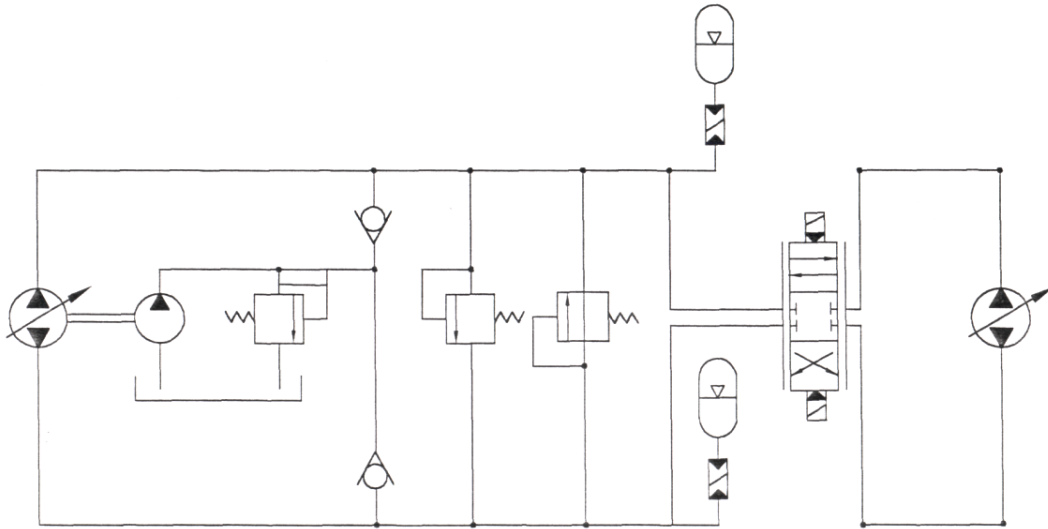


Рис. 4 - Узагальнена принципова схема ЕГП із замкнутою циркуляцією робочої рідини (для приводу обертального руху)

Допоміжні гідравлічні пристрої (баки, кондиціонери робочої рідини, фільтри, клапани, апаратура контролю та діагностики) повинні забезпечувати надійну роботу приводу.

Гідроприводи поворотного руху потребують, як правило, індивідуальної розробки. Багато швидкодіючих прецизійних електрогідравлічних системах автоматичного регулювання потрібні неповноповоротні технологічні переміщення без додаткових передавальних механізмів (наявність таких механізмів зменшує жорсткість зв'язку двигуна з робочим органом і, як наслідок, істотно знижує точність і швидкодію системи). Проблеми створення високодинамічних та надійних неповноповоротних гідродвигунів пов'язані з конструктивними та технологічними особливостями моментних гідроциліндрів (проблеми міцності, точності виготовлення сполучених деталей, опор, ущільнень тощо).

При створенні енергозберігаючих систем керування, будь-який технологічний об'єкт може бути охарактеризований наступним набором векторів:

- вектор вихідних (визначальних, контрольованих) параметрів $\vec{X}_{\text{вих}}$;
- вектор вхідних регульованих параметрів $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}$;
- вектор нерегульованих вхідних параметрів $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}$;
- вектор внутрішніх параметрів $\vec{X}_{\text{вн}}$;
- вектор зовнішніх збурювальних впливів, що мають постійно-періодичний характер $\vec{\xi}_{\text{п}}$;
- вектор зовнішніх випадкових збурювальних впливів $\vec{\xi}_{\text{в}}$;
- вектор параметрів, що визначають керовані втрати енергії $\vec{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}}$;
- вектор параметрів, що визначають некеровані втрати енергії $\vec{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}}$.

Побудова математичних моделей складних об'єктів та функціональних взаємозв'язків полягає у виявленні та відображенні всіх основних найбільш суттєвих факторів та співвідношень. Не слід без необхідності перевантажувати моделі другорядними та малозначними параметрами та впливами, а забезпечення необхідної точності моделей може бути досягнуто шляхом використання математичних методів наближення функцій та апроксимації експериментальних характеристик.

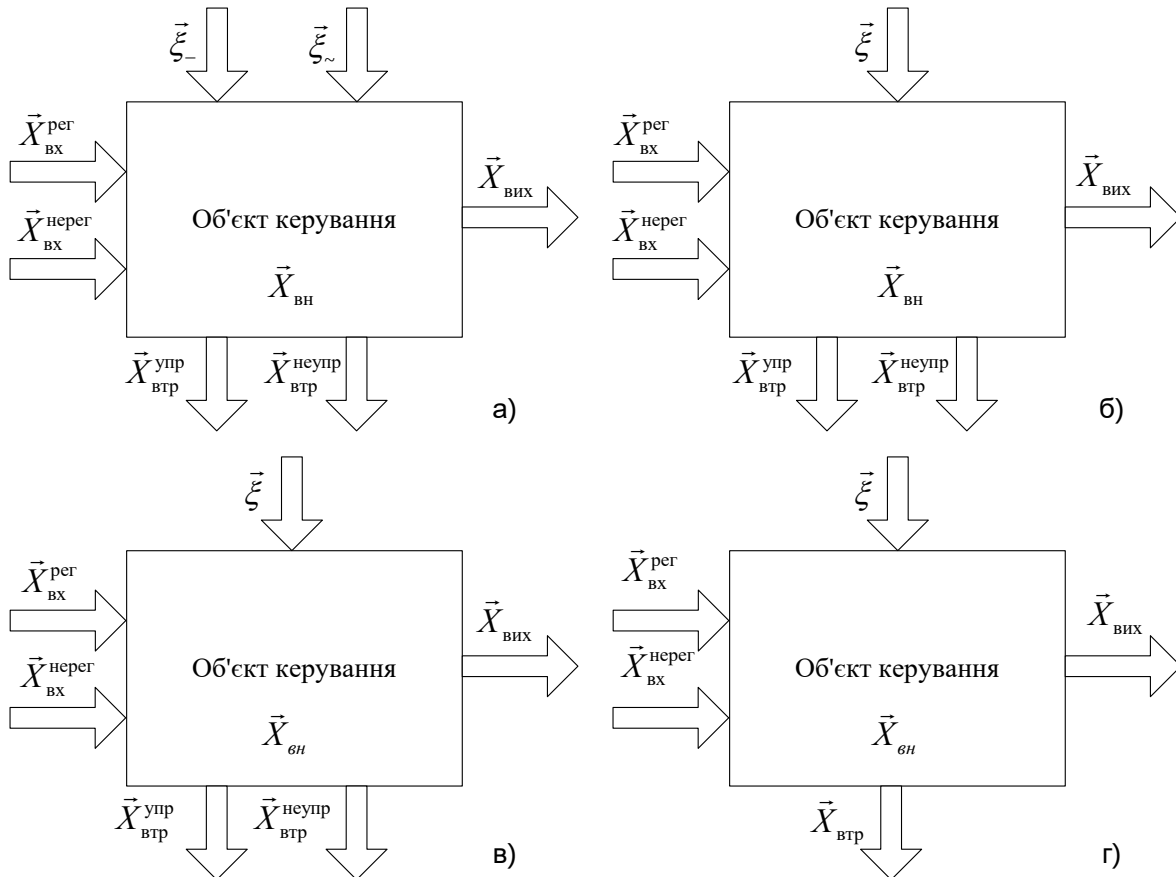


Рис. 5 - Узагальнена векторна структурна схема довільного технологічного об'єкта в залежності від ступеня спрощення

Для спрощення процесу моделювання (на шкоду точності), вектор втрат і зовнішніх збурень можуть бути об'єднані, тобто:

$$\vec{X}_{втр} = \vec{X}_{втр}^{упр} + \vec{X}_{втр}^{неупр} ;$$

$$\vec{\xi} = \vec{\xi}_{-} + \vec{\xi}_{\sim} ,$$

тоді структурна схема спрощується, як показано на рис. 5. б).

З іншого боку, спрощення призводять до втрати цінної інформації, правильне використання якої може сприяти підвищенню рівня енергоефективності об'єкта, визначення резервів енергозбереження, своєчасної діагностики змін характеристик об'єкта, визначення необхідності ремонту та ін.

Так, наприклад, некеровані втрати енергії в технологічному об'єкті (рис. 6) не залежать від входніх регульованих параметрів: $\vec{X}_{втр}^{неупр} = f(\vec{X}_{вх}^{рег}) = const$, але можуть залежати від вихідних: $\vec{X}_{втр}^{неупр} = f(\vec{X}_{вих}) \neq const$, тобто. залежати опосередковано від входніх регульованих. Поряд з цим мають місце втрати, незалежні ні від входніх та внутрішніх регульованих, ні від вихідних параметрів: $\vec{X}_{втр}^{неупр} = f(\vec{X}_{вих}; \vec{X}_{вх}^{рег}; \vec{X}_{вн}) = const$.

Величина керованих втрат $\vec{X}_{втр}^{упр}$ визначає діапазон можливого енергозбереження, який можна реалізувати в процесі управління (верхня заштрихована область на рис. 6.), а також

визначає загальну та поточну ефективність САУ об'єкта та ступінь його керованості $K_y = \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}} / \bar{X}_{\text{втр}}$.

У той же час величина некерованих втрат $\bar{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}}$ характеризує технічний стан устаткування (діагностика) і входить у визначення ступеня керованості об'єкта $K_y = \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}} / (\bar{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}} + \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}})$.

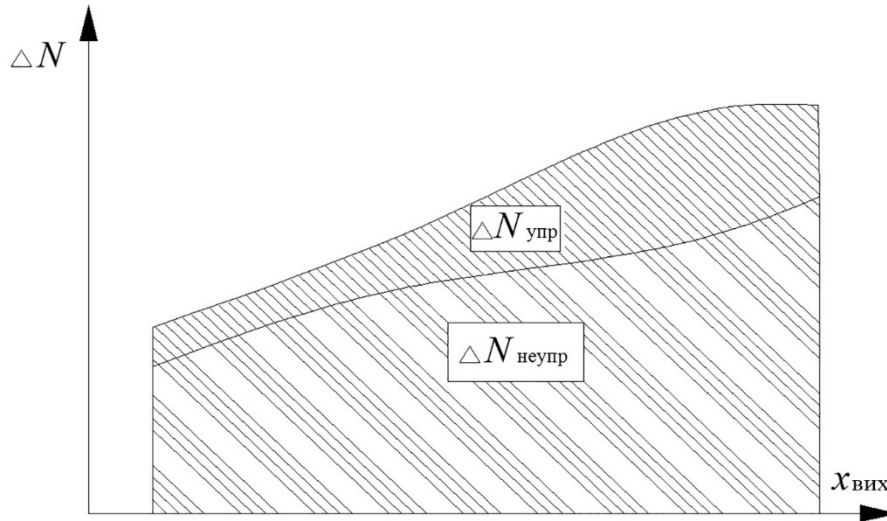


Рис. 6 - Керовані та некеровані втрати енергії

Визначення внутрішніх параметрів $\bar{X}_{\text{вн}}$ також сприяє отриманню повнішої інформації та раціональному використанню як потенціал зовнішнього регулювання, а й внутрішнього потенціалу керованого об'єкта.

Загальна процедура організації енергозберігаючого автоматичного керування об'єктом може бути представлена таким чином:

1. Аналітичні функціональні взаємозв'язки між параметрами (математичні моделі) можуть бути представлені в наступному вигляді:

- загальна (початкова) модель

$$F(\bar{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \bar{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \bar{X}_{\text{вн}}; \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}}; \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}}; \bar{X}_{\text{вих}}; \bar{\xi}; \bar{\xi}_{\sim}) = 0,$$

або $F(\bar{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \bar{X}_{\text{вн}}; \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{р}}; \bar{X}_{\text{вих}}; \bar{\xi}) = 0$ – для спрощеної схеми

- модель (функція) керування (вектор вихідних параметрів)

$$\bar{X}_{\text{вих}} = f_{\text{вих}}(\bar{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \bar{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \bar{X}_{\text{вн}}; \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}}; \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}}; \bar{\xi}; \bar{\xi}_{\sim}),$$

або $\bar{X}_{\text{вих}} = f_{\text{вих}}(\bar{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \bar{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \bar{X}_{\text{вн}}; \bar{X}_{\text{втр}}; \bar{\xi})$ – для спрощеної схеми

- модель керованих енергетичних втрат

$$\bar{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}} = f_{\text{втр}}(\bar{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \bar{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \bar{X}_{\text{вн}}; \bar{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}}; \bar{\xi}; \bar{\xi}_{\sim})$$

- модель некерованих енергетичних втрат

$$\vec{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}} = f_{\text{втр}} \left(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}}; \vec{\xi}_{-}; \vec{\xi}_{\sim} \right)$$

- модель загальних енергетичних втрат

$$\vec{X}_{\text{втр}} = f_{\text{втр}} \left(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{\xi}_{-}; \vec{\xi}_{\sim} \right),$$

або $\vec{X}_{\text{втр}} = f_{\text{втр}} \left(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{\xi} \right)$ – для спрощеної схеми

- модель керуючого впливу

$$\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} = f_{\text{упр}} \left(\vec{X}_{\text{вих}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}}; \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}}; \vec{\xi}_{-}; \vec{\xi}_{\sim} \right),$$

або $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} = f_{\text{упр}} \left(\vec{X}_{\text{вих}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{втр}}; \vec{\xi} \right)$ – для спрощеної схеми

2. Мінімізація функції (функціоналу) енергетичних втрат:

$$\Phi = \min \left\{ \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}} + \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}} \right\}, \text{ або } \Phi = \min \left\{ \vec{X}_{\text{втр}} \right\}$$

в якому, як аргументи, використовуються вектори регульованих вхідних впливів і внутрішніх регульованих параметрів:

$$\vec{X}_{\text{втр}} = f_{\text{втр}} \left(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \vec{X}_{\text{вн}} \right), \text{ або } \vec{X}_{\text{втр}} = f_{\text{втр}} \left(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} \right)$$

при заданих значеннях вектора вихідних параметрів:

$$\vec{X}_{\text{вих}} = \vec{X}_{\text{вих}}^{\text{зад}},$$

та заданих обмеження на інші параметри:

$$\vec{X}_{\text{вн}} = \left[\vec{X}_{\text{вн}} \right];$$

$$\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}} = \left[\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}} \right].$$

Мінімізація функціоналів $\Phi = \min \left\{ \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}} = f_{\text{втр}} \left(\vec{X}_{\text{вн}} \right) \right\}$ і $\Phi = \min \left\{ \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}} = f_{\text{втр}} \left(\vec{X}_{\text{вн}} \right) \right\}$

здійснюється шляхом покращення конструктивних характеристик об'єкта, модернізації (реновації) його основних вузлів, використання сучасних матеріалів та технічних рішень та ін.

3. Визначення функціональних співвідношень для вектора регульованих вхідних параметрів, що забезпечують мінімальні значення втрат на всіх основних режимах роботи (при різних значеннях вектора вихідних параметрів $\vec{X}_{\text{вих}}$)

$$\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} = f_{\text{упр}} \left[\vec{X}_{\text{вих}}^{\text{зад}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \min \left\{ \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{упр}}; \vec{X}_{\text{втр}}^{\text{неупр}} \right\}; \vec{\xi}_{-}; \vec{\xi}_{\sim} \right],$$

або $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} = f_{\text{упр}} \left[\vec{X}_{\text{вих}}^{\text{зад}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \min \left\{ \vec{X}_{\text{втр}} \right\}; \vec{\xi} \right]$ – для спрощеної схеми.

4. Дослідження впливу варіацій параметрів, що допускають цілеспрямовану зміну ($\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}$, $\vec{X}_{\text{вн}}^{\text{рег}}$) на функцію енергетичних втрат.

5. Побудова функціональних (рис. 7) та структурних (рис. 8) схем САУ, які забезпечують технічну реалізацію програми енергозберігаючого управління.

При цьому є досить ефективним використання в структурі САУ еталонної моделі (спостерігач стану) об'єкта (рис. 7.).



Рис. 7 - Узагальнена функціональна схема енергозберігаючої САУ із спостерігачем стану

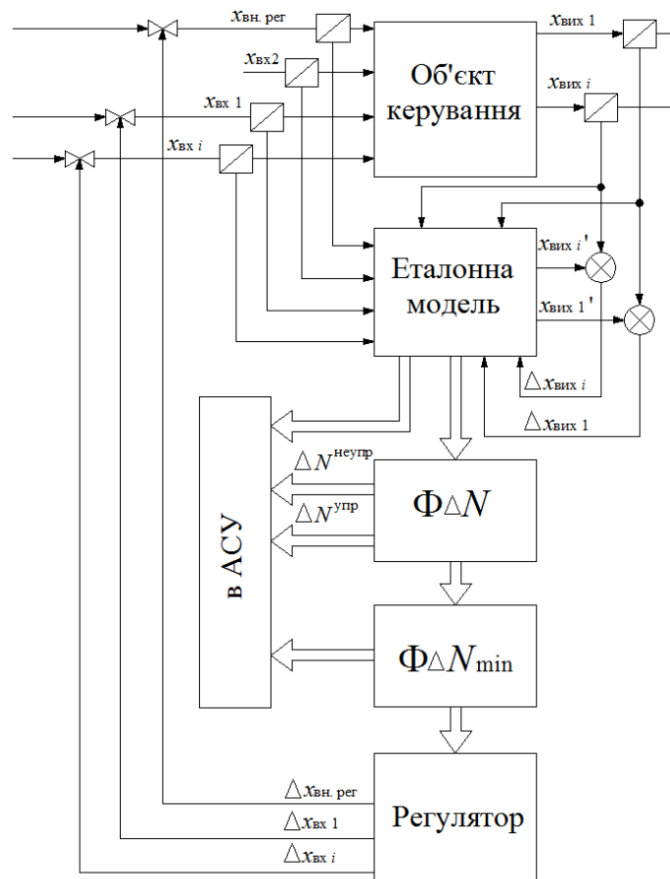


Рис. 8 - Структурна схема енергозберігаючої САУ із спостерігачем стану

Висновки:

1. Виконано аналіз існуючих принципів побудови та принципових схемних рішень прецизійних швидкодіючих САУ та САР та тенденцій їх перспективного розвитку. Показано, що найбільш ефективними та перспективними у цьому плані є мехатронні (зокрема – електронно-гідравлічні) слідкуючі системи.
2. Розроблено уніфіковану структуру ЕГСС та загальні принципи взаємодії її окремих структурних елементів (підсистем).
3. Проблема створення інформаційного забезпечення ЕГСС полягає, головним чином, у синтезі ефективних алгоритмів управління електрогідравлічними виконавчими механізмами, що забезпечують необхідну якість регулювання робочих процесів (швидкість, точність, стійкість, діапазон регулювання, енергетичну ефективність тощо). Ця проблема може бути вирішена шляхом розвитку та вдосконалення методів загальної прикладної теорії оптимального управління динамічними системами та їх адаптацію до конкретних особливостей використовуваних ЕДІМ.
4. Набули подальшого розвитку принципи енергозберігаючого управління технологічними об'єктами, викладено процедуру створення на їх основі енергозберігаючих САУ.
5. Уточнено узагальнену функціональну та структурну схеми енергозберігаючої САУ з використанням еталонної моделі (спостерігача стану) об'єкта управління.

Список використаних джерел:

1. Рогачов А. І. Енергозберігаюче управління нестационарними режимами технологічних процесів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.07 / А. І. Рогачів. – Харків, 2008. – 36 с.
2. Дуель М. О. Автоматизовані системи управління технологічними процесами енергоблоків теплових електростанцій (розробка, дослідження, впровадження) : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.07 / М. О. Дуель. – Харків, 1998. – 36 с.
3. Горелік О. Х. Удосконалення системи автоматизованого управління енергоблоків атомних та теплових електростанцій для підвищення їх експлуатаційної надійності : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.07 / О. Х. Пальник. – Харків, 2007. – 36 с.
4. Рюмшин М. О. Синтез, розробка та впровадження автоматизованих систем управління технологічними процесами металургійного та прокатного виробництва : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.07 / М. О. Рюмшин. – Харків, 2007. – 36 с.
5. Северін В. П. Моделі і методи оптимізації показників якості систем автоматичного управління енергоблоком атомної електростанції : автореф. дис. ... д-ра техн. н. : 05.13.07 / В. П. Северин. – Харків, 2007. – 35 с.
6. Канюк Г. І. Моделі і методи структурного і параметричного синтезу прецизійних електрогідравлічних слідкуючих систем автоматизованих випробувальних стендів : дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.07 / Г. І. Канюк. – Харків, 2009. – 35 с.
7. Прецизійні системи автоматичного регулювання турбогенераторних установок / Г. І. Канюк, А. Ю. Мезеря, О. М. Близниченко, В. Є. Мельников, І. А. Бабенко // Енергозбереження, енергетика, энергоаудит. – 2014. – № 11. – С. 12–27.
8. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control system / G. Kanjuk A. Mezerya, V. Melnikov, N. Antonenko, A. Chebotarev // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2018. – № 6/2. – С. 70–78.
9. Оптимальное энергосберегающее автоматизированное управление турбокомпрессорными агрегатами / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, Е. Н. Близниченко, М. А. Попов. – Харьков : Мадрид, 2014. – 144 с.
10. Energy Efficient Control by the Group of Oil Pumping Stations Operation / G. I. Kaniuk, A. Yu. Mezerya, V. N. Kniazeva, T. N. Fursova, E. N. Blyznychenko // Problemele energeticii regionale. – 2021. – no 4. – Pp. 13–22.
11. Підвищення ефективності роботи систем низькопотенційного комплексу електростанцій шляхом оптимального керування витратою циркуляційної води / Г. І. Канюк, А. Ю. Мезеря, А. М. Чеботарьов, Г. С. Близниченко // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – 2020. – Вип. 4. – С. 34–39.
12. Канюк Г. І. Перспективи використання електронно-гідравлічних пристроїв у сучасних енерго- та ресурсозберігаючих енергетичних системах / Г. І. Канюк // Вісник Харківського державного політехнічного університету. – 1999. – № 44. – С. 39–40.
13. До вибору типу виконавчого механізму для мехатронних систем / Г. І. Канюк, О. М. Шуванов, Є. М. Близниченко, М. В. Логвінов // Вісник національного технічного університету "ХПІ". – 2002. – Т. 2, № 7. – С. 120–125.

References:

1. Rohachov, AI 2008, 'Enerhozberihaiuche upravlinnia nestatsionarnymy rezhymamy tekhnologichnykh protsesiv' [*Energy-saving control of non-stationary modes of technological processes*], Doct.tekhn.n. abstract, Kharkiv.
2. Duel, MO 1998, 'Avtomatyzovani systemy upravlinnia tekhnologichnymy protsesamy enerhoblokiv teplovykh elektrostantsii (rozrobka, doslidzhennia, vprovadzhennia)' [*Automated control systems for the technological processes of power units in thermal power plants*], Doct.tekhn.n. abstract, Kharkiv.
3. Horielik, OX 2007, 'Udoskonalennia systemy avtomatyzovanoho upravlinnia enerhoblokiv atomnykh ta teplovykh elektrostantsii dlia pidvyshchennia ix ekspluatashchinoi nadiinosti' [*Improvement of the automated control system for power units of nuclear and thermal power plants to enhance their operational reliability*], Doct.tekhn.n. abstract, Kharkiv.
4. Riumshyn, MO 2007, 'Syntez, rozrobka ta vprovadzhennia avtomatyzovanykh system upravlinnia tekhnologichnymy protsesamy metalurhiinoho ta prokatnoho vyrobnytstva' [*Synthesis, development, and implementation of automated control systems for the technological processes of metallurgical and rolling production*], Doct.tekhn.n. abstract, Kharkiv.
5. Severin, VP 2007, 'Modeli i metody optymizatsii pokaznykiv yakosti system avtomatychnoho upravlinnia enerhoblokom atomnoi elektrostantsii' [*Models and methods for optimizing the quality indicators of automatic control systems for nuclear power plant units*], Doct.tekhn.n. abstract, Kharkiv.
6. Kaniuk, HI 2009, 'Modeli i metody strukturnoho i parametrychnoho syntezu pretsyziinykh elektrohivaylichnykh sledkuiuchykh system avtomatyzovanykh vyprobuvalnykh stendiv' [*Models and methods for structural and parametric synthesis of precision electrohydraulic tracking systems of automated test stands*], Doct.tekhn.n. thesis, Kharkiv.
7. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU, Blyznychenko, OM, Melnykov, VYe & Babenko, IA 2014, 'Pretsyziini systemy avtomatychnoho rehuliuвання turbogeneratorykh ustanovok' [*Precision automatic control systems for turbogenerator plants*], *Enerhozberezhennia, enerhetyka, enerhoaudit*, no 11, Pp. 12-27.
8. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU, Melnykov, VYe, Antonenko, N & Chebotarev, A 2018, 'Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control system' *Skhidno-Yevropeyskyi zhurnal передовykh tekhnologii*, no 6/2, Pp. 70-78.
9. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU, Blyznychenko, OM & Popov, MA 2014, *Optymalnoe enerhosberehaiushchee avtomatyzirovannoe upravlenye turbokompresornymu ahrehatamy* [*Optimal energy-saving automated control of turbocompressor units*], Madryd, Kharkov.
10. Kaniuk, GI, Mezeria, AYU, Kniazeva, VN, Fursova, TN & Blyznychenko, EN 2021, 'Energy Efficient Control by the Group of Oil Pumping Stations Operation', *Problemele energeticii regionale*, no 4. Pp. 13-22.
11. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU, Chebotarov, AM & Blyznychenko, HS 2020, 'Pidvyshchennia efektyvnosti roboty system nyzkopotentsiinoho kompleksu elektrostantsii shliakhom optymalnoho keruvannia vytratoi tsyrkuliatsiinoi vody' [*Improving the efficiency of low-voltage power station complexes through optimal control of circulating water flow*], *Elektromekhanichni i enerhozberihaiuchi systemy*, iss. 4, Pp. 34-39.
12. Kaniuk, HI 1999, 'Perspektyvy vykorystannia elektronno-hidravlichnykh prystroiv u suchasnykh enerho-ta resursozberihaiuchykh enerhetychnykh systemakh' [*Perspectives of using electro-hydraulic devices in modern energy- and resource-saving power systems*], *Visnyk Kharkivskoho derzhavnoho politekhnichnoho universytetu*, no 44, Pp. 39-40.
13. Kaniuk, HI, Shuvanov, OM, Blyznychenko, YeM & Lohvinov, MV 2002, 'Do vyboru typu vykonavchoho mekhanizmu dlia mekhatronnykh system' [*Choosing the type of actuator for mechatronic systems*], *Visnyk natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI"*, Vol. 2, no 7, Pp. 120-125.

Стаття надійшла до редакції 28 травня 2024 року.

QUALIMETRIC METHOD OF QUALITY ASSESSMENT OF SOLAR BATTERY PARAMETERS

© Budanov P., Kyrysov I.

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Information about the authors:

Budanov Pavlo (Буданов Павло Феофанович) ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1542-9390>; e-mail: pavelfeofanovich@ukr.net, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy, candidate of technical sciences, associate professor of Department of Electrical Engineering and Power Engineering, 16 Universitetska st., Kharkiv, 61003, Ukraine.

Kyrysov Ihor (Кирисов Ігор Геннадійович) ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0214-8880>; e-mail: kirisovuipa1980@gmail.com, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy, Senior teacher of Department of Electrical Engineering and Power Engineering, 16 Universitetska st., Kharkiv, 61003, Ukraine.

The article investigates a qualitative method for estimating the parameters of a photovoltaic converter in a solar battery using MATLAB/Simulink circuit modeling systems. This method correlates the power parameters of solar cells with lighting, ambient temperature, and the geometric dimensions of the area of the receiving surface of the photovoltaic converter. The developed qualitative method enhances the accuracy and stability of volt-ampere and volt-watt characteristics, determining the actual output power and efficiency of the photovoltaic converter. Analytical expressions are obtained for calculating the initial parameters, considering real geometric structural changes of the surface layer of the photoelectric converter, including macro- and micro-cracks, as well as local inhomogeneities. These analytical expressions allow to calculate such parameters of the solar cell as short-circuit current, open-circuit voltage, and maximum power output, accounting for the size of the receiving surface area of the converter. A computational experiment was conducted in MATLAB/Simulink circuit modeling systems. It confirmed the influence of the geometric surface characteristics on the output parameters of the photoelectric converter, utilizing fractal geometry computation. The results of theoretical studies on the correspondence of the value of the fractal dimension to a certain value of the area, as well as the power dependence of the geometric topological surface on the value of the fractal dimension, have been confirmed. A comparison between the theoretical results and practical experiments showed a discrepancy of up to 5% in obtained data. The algorithm for building a mathematical model of a photovoltaic solar cell converter in MATLAB/Simulink circuit modeling systems, taking into account the area of the active sensing surface, was developed and presented. The proposed qualitative evaluation method is applicable for controlling the input and output parameters of the photovoltaic converter at the stage of assembly, rejection of solar modules, panels and the whole during the construction of various options of photovoltaic modules of solar power plants.

Keywords: solar cell, solar battery, photoelectric converter, qualitative surface evaluation method.

Буданов П.Ф., Кирисов І.Г. “Кваліметричний метод оцінки якості параметрів сонячних батарей”

У статті досліджується кваліметричний метод оцінки параметрів фотоелектричного перетворювача сонячної батареї за допомогою систем схемотехнічного моделювання MATLAB/Simulink, що дозволяє пов'язати параметри потужності сонячних елементів з освітленням, температурою навколишнього середовища з геометричними розмірами площі сприймаючої поверхні фотоелектричного перетворювача. Розроблений кваліметричний метод оцінки параметрів фотоелектричного перетворювача сонячної батареї, дозволяє

підвищувати точність, стабільність вольт-амперної та вольт-ватної характеристик і визначити реальне значення величини вихідної потужності та ККД фотоелектричного перетворювача. Отримані аналітичні вирази, для обчислення вихідних параметрів, з врахуванням реальних геометричних структурних змін поверхневого шару фотоелектричного перетворювача, при наявності ушкоджуючих дефектів в вигляді макро- та мікротріщин и локальних неоднорідностей. Отримані аналітичні вирази, дозволяють розрахувати такі параметри сонячного елемента як струму короткого замикання, напруги холостого ходу, максимальної вихідної потужності з урахуванням величини реальної площі сприймаючої поверхні фотоелектричного перетворювача.

Проведений обчислювальний експериментом у системах схемотехнічного моделювання MATLAB/Simulink, який підтвердив вплив геометричних характеристик поверхні на вихідні параметри фотоелектричного перетворювача, на основі використання обчислювального апарата фрактальної геометрії. Підтверджені результати теоретичних досліджень, про відповідність величини фрактальної розмірності, певному значенню площі, а також про степеневу залежність геометричної топологічної поверхні від величини фрактальної розмірності.

Проведено порівняння теоретичних результатів з результатами практичного експерименту, яке показало розходження отриманих даних до 5%.

Розроблений та представлений алгоритм побудови математичної моделі фотоелектричного перетворювача сонячної батареї у системах схемотехнічного моделювання MATLAB/Simulink з врахуванням площі активної сприймаючої поверхні.

Запропонований кваліметричний метод оцінки, може бути практично використаний для контролю вхідних та вихідних параметрів фотоелектричного перетворювача на етапі збірки, відбраковування сонячних модулів, панелей і цілому при побудові різних варіантів фотоелектричних модулів сонячних електростанцій.

Ключові слова: сонячний елемент, сонячна батарея, фотоелектричний перетворювач, кваліметричний метод оцінки поверхні.

Statement of the problem

In the world, the power of solar power station increases continuously. The promising direction of increasing the energy efficiency of supply systems, raise the energy independence – it is the question of using the photovoltaic energy as in the autonomic power supply system as in the work on the system workload. In this case, the producers and distributors of solar power station refer to general equipment characteristics without taking into account more precise customization to the specific needs of the customer. The widespread use of energy equipment of the renewable energy need for a wide range of scientific research, simulation the process and complex of power energy systems, which connected with the optimization of process in the different criteria management and regulation the equipment regimes.

As a main instrument of researching the same power systems uses the method of mathematic simulation, in the result, which appears the task of creating the mathematic model, which consider the certain number of output parameters as in statistic and in dynamic regimes of function.

The main problem, that scientists and developers are facing during the creating the mathematic models of different levels and power, is the quite limited volume of information, that manufacturers of solar power plant components in electrical equipment specifications provide.

This work suggests the method of simulating the objects of solar energy by the using of simulation area MATLAB/Simulink, which allows the project manager is responsible for the selection of equipment according to the specific task. In result, it allows to increase the technical and economic indicators of function the solar power stations on the step of engineering and selection of component systems.

Analysis of recent studies and publications

The photoelectric transmission of solar radiation on this step the technical development is the most of promising production technologies of power energy. Compare with the others technological of renewable energy, the competitive advantages are the accessibility, quite long term of function, zero mechanical loss, possibility of generating units with a wide range of capacities with the closest approximation the productive powers to the supply objects, sustainability, quiet [1-4].

To identify the characteristics and researching of behavior of the solar photovoltaic system in the different regimes of function the simulation MATLAB/Simulink – is the significant tool.

Simscape, which is the part of area Simulink, has a block of solar panels, which made an easier the process of building the model and allows to get the changing in the simulation process with the full demonstration of results [5-10].

The area of simulation MATLAB/Simulink suggests the options of ready blocks for the simulation of real physical processes. The researches use the power supply system stability modelling and analysis capabilities [11-14].

Authors in work [15-19] claim that the defining technical parameters for the evaluation of technical and economic parameters of effective the solar panels are the nominal capacity, size and term of function. The technical parameters as an idle voltage, short circuit current, current at maximum power point and others have a little effect on the economic effective and are approximately equal for all types of solar panels.

The simulation on the step of engineering allows to evaluation of parameters the solar models and give the results the initial parameters are already in the design phase, make the analysis to determine how to improve the technical and economic performance of solar power plants.

Statement of the task

Considering the relevance of the proposed issue the task of developing the model of solar photovoltaic battery in MATLAB/Simulink with the purpose of researching the connection of power parameters photo elements with the level of illumination, temperature of surrounding and geometric surface dimensions, evaluation of technical and economic parameters of system in the different regimes of function and in the specified capacity range, taking into account the thermal processes is the actual task.

Presentation of the main study.

Describing the model of photo element of solar battery

The photo element is the main element for the creating of photovoltaic module. The extended component library SimElectronics, which in the library Simscape of surrounding MATLAB /Simulink, has a block Solar Cell (fig. 1), which simulates the real photo element behavior. [1,4-6]

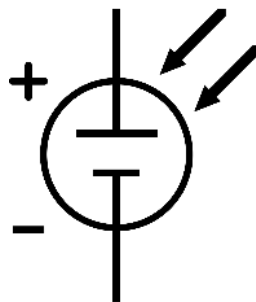


Fig 1 - Block Image Solar Cell

The model of block Solar Cell shows the photo element as a parallel combination of current sources, two exponential diodes and a parallel resistor R_p , which are connected consistently with resistance R_s (fig. 2).

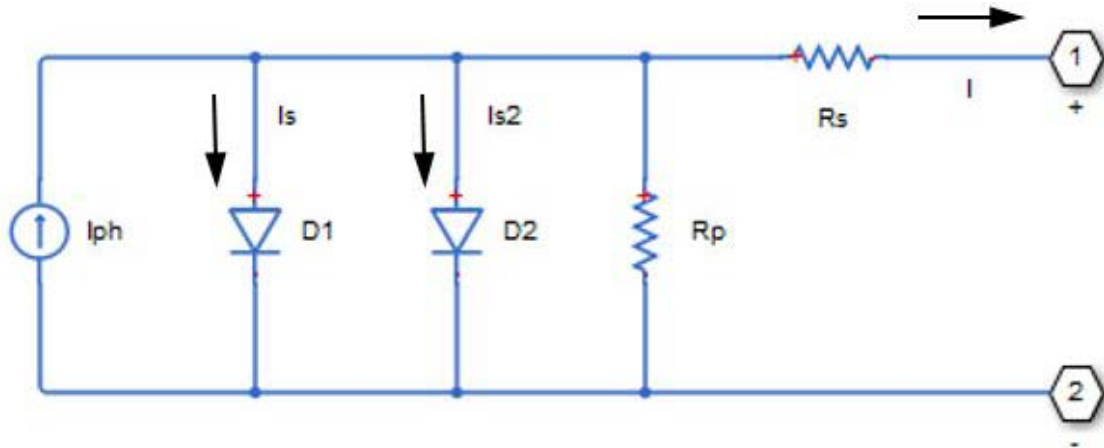


Fig. 2 - Block Equivalent Solar Cell

Photoelectric output current I , is determined by the expression:

$$I = I_{ph} - I_{s1} \left[e^{\frac{e(U+IR_s)}{N_1 kT}} - 1 \right] - I_{s2} \left[e^{\frac{e(U+IR_s)}{N_2 kT}} - 1 \right] - \frac{U+IR_s}{R_p}. \quad (1)$$

where:

$$I_{ph} = I_{ph0} \cdot \frac{I_r}{I_{r0}} - \text{photocurrent};$$

I_r – photocell illuminance (light intensity) in Wt/m^2 ;

I_{ph0} – photocurrent, which produces during the illuminance I_{r0} ;

I_{s1}, I_{s2} – saturation currents of the first and second diodes respectively;

k – Boltzmann's constant;

T – temperature of photo element;

e – elementary charge;

N_1, N_2 – low intensity ratios of the first and second diodes respectively;

U – voltage on the photo element.

The block realizes the opportunity or the evaluation whole parameters of expression (1) - so-called 8-parameter model, or the evaluation only two the first coherent expressions (1) - so-called 5-parameter model, by the next assumption:

–saturation current of second diode is zero;

–resistance of parallel resistor infinitely high.

During the choosing the 5-parameter model may or uses the parameters of expression (1) $\{I_{ph0}, I_{r0}, I_{s1}, N_1, R_s\}$, or set short circuit current I_{sc} and no-load voltage U_{oc} , which are used the model for calculation I_{ph0} and I_{s1} .

Photoelectric force I_{ph} also is defined by the temperature of photo element. In model realized the next dependence I_{ph} from T :

$$I_{ph}(T) = I_{ph} \cdot (1 + TIPH1 \cdot (T - T_{meas})), \quad (2)$$

where:

$TIPH1$ – temperature coefficient of first order;

T_{meas} – temperature, in which I_{ph} was measured I_{ph} .

The analysis of the existing models given above showed that the following expressions (3), (4), (5), (6) are proposed to take into account the size of the geometric surface area of the solar cell when determining the short-circuit current and voltage [1]:

$$I_N = \frac{F_o \cdot e}{h \cdot \nu} \cdot (1 - R) \cdot \eta \cdot K_c \cdot S_\Sigma - I_{ON} \left[\exp \left(\frac{e \cdot (U_V + I_N \cdot R_p)}{A \cdot k \cdot T} \right) - 1 \right] - \frac{U_V + I_N}{R_s} \quad (3)$$

$$U_N = \left(\frac{kT}{e} \right) \cdot \ln \left(\frac{\left[\frac{F_o \cdot e}{h \cdot \nu} \cdot (1 - R) \cdot \eta \cdot K_c \cdot S_\Sigma \right] - I_N}{I_0} + 1 \right) \quad (4)$$

where:

F_0 – is the input light flux;

e – electron charge;

h – Planck's constant;

ν – frequency of the incident light flux;

R – coefficient of reflection of the light flux from the frontal surface;

η – coefficient of reflected light flux of the frontal surface;

K_c integral carrier collection coefficient;

S_G – total geometric area of the receiving surface of the semiconductor layer of the photoelectric converter.

k – Boltzmann's constant;

T – absolute temperature

A – diode coefficient (depending on the current flowing through the coefficient A can vary from 1 to 2 (diffusion or recombination currents, respectively);

R_p – series resistance;

R_s – shunt resistance.

U_V – output voltage;

$$P_{\max} = U_{oc} \cdot I_{sc} \cdot F_Z \quad (5)$$

$$\eta_{KPD} = \frac{P_{\max}}{P_p} = \frac{I_{sc} \cdot U_{oc} \cdot F_Z}{P_p} = \frac{I_m \cdot U_m}{P_p} \quad (6)$$

where:

I_m i U_m – are the values of current and voltage corresponding to the point of greatest power

η_{KPD} – efficiency factor of the photoelectric converter;

$P_{\max}$ – the maximum output power of the solar cell;

P_p – power of radiation incident on the solar cell;

I_{sc} – short-circuit current;

U_{oc} – no-load voltage;

F_Z – filling factor of the current-voltage characteristic of the photoelectric converter.

The analysis of the existing analytical expressions (3 - 6) showed that they introduce a restriction on the change in the size of the area of the receiving surface ($S_G = \text{const}$), which leads to the inaccuracy of constructing the volt-ampere and volt-watt characteristics.

In the work, it is proposed to model the characteristics of a solar cell taking into account the size of the area of the receiving surface, which affects the amount of output power and efficiency of the solar battery, according to expression (7)

$$S_{REAL} = S_G \cdot \alpha^{d-d_f} \quad (7)$$

where:

S_{REAL} – real area of the receiving surface of the photoelectric converter, which has fractal properties;

d – topological Euclidean dimension ($d_1 = 1$ for a straight line, $d_2 = 2$ for a plane, $d_3 = 3$ for a volume);

d_f – fractal dimension of the surface structure of the semiconductor layer of the photoelectric converter;

α – measurement scale dimensionless coefficient that satisfies the condition $\alpha < 1$.

Model for building the characteristics of panel the solar elements

To model the parameters of the solar cell, an algorithm for building a mathematical model of the surface of the semiconductor layer of the photovoltaic converter of the solar battery was developed and presented in Fig. 3 [1,7-9].

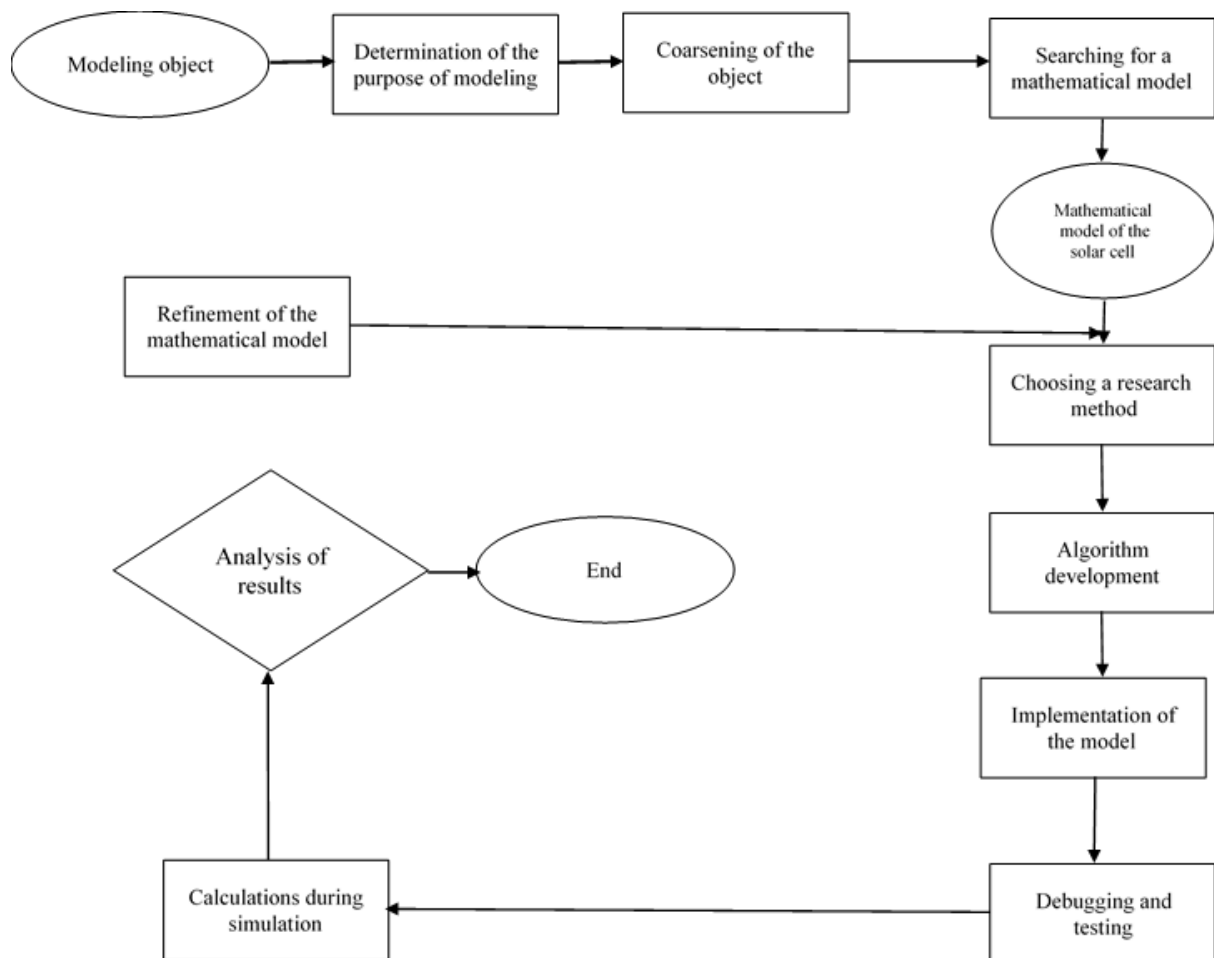


Fig. 3 - Algorithm for building a mathematical model of a solar cell in MATLAB/Simulink schematic modeling systems taking into account the area of the active surface

The values of short-circuit current, no-load voltage, maximum power and temperature coefficients, which are given in the manufacturer's passport data, were used as input parameters for the study of the solar cell.

The output parameters of the solar battery model are the maximum power, efficiency, the filling factor of the volt-ampere and volt-watt characteristics and the dependence of the output power of the solar battery on the operating voltage.

The basis for building a solar cell model is a single solar cell model.

A general mathematical description of a solar cell and a solar cell is presented, which allows to develop a simulation algorithm for a solar cell and to present the model in one of the modeling languages.

To implement the algorithm for constructing a mathematical model of a solar cell, the MATLAB/Simulink circuit modeling system computer was used [1,13-15].

For the researching the processes in solar battery and for building the characteristics in surrounding Simscape was made the model (fig. 4).

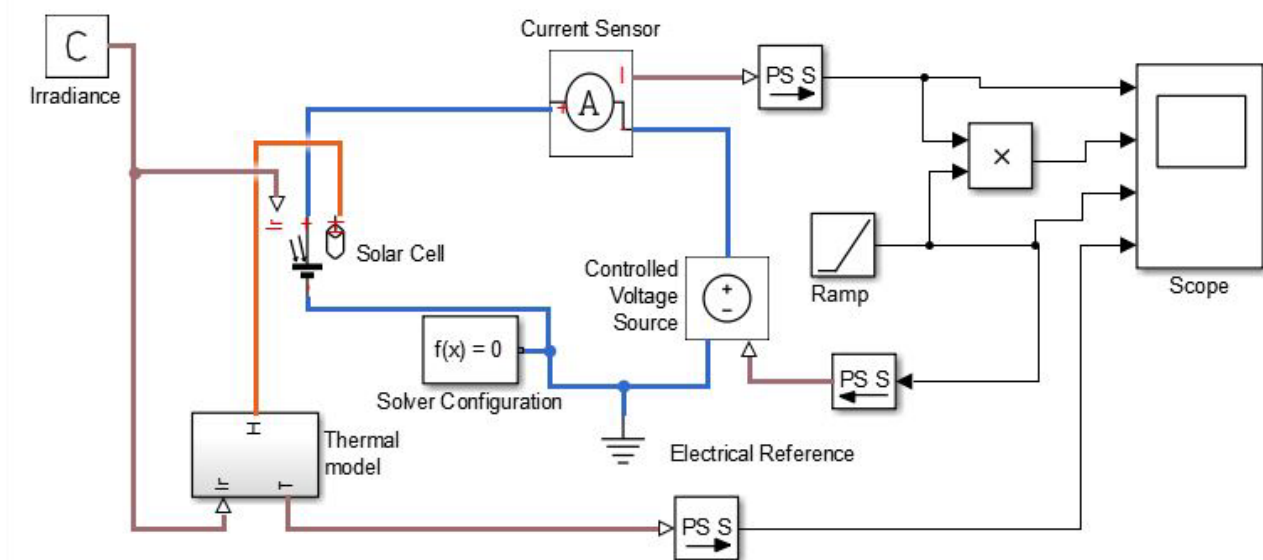


Fig. 4 - Simscape-model for researching the solar cell

The initial data for modeling were the parameters of the Axioma energy P 0.43-D solar cell, which are listed in Tab. 1

Table 1 -Characteristics of solar cell Axioma energy P 0,43-D

Electrical parameter	Parameter values
Power MPPT (Pmax)	0,43 Bt
Short-circuit current (Isc)	0.88 A
No-load voltage (Voc)	0.46 B
Current MPPT (Impp)	0,86 A
Voltage MPPT (Vmpp)	0,44 B

The intensity of the sunlight from the Irradiance unit is delivered to the port of entry «Ir» the block Solar panel and so into every photocell. Also, it enters the Thermal model unit, where a corresponding heat flow is formed, which enters the input port «H» block Solar panel.

Intensity of solar light sequentially multiplied by the area of the photocell panel and its albedo. So, the thermal flow, which comes to the solar panel and added to the interior heat of photocells, is evaluated.

The temperature of photo elements is measured by the sensor of temperature, in which the indicator comes to the block output port «T». The photo elements heats and start to give a thermal to the surrounding. This process simulates by the blocks of convective and radiation heat transfer.

The electrical terminals of the solar panel are connected by an electric circuit, which consist of the ammeter Current Sensor and ideal voltage sources Controlled Voltage Source, which is managing the input signal, that is supplied from the unit Ramp. The Ramp linear waveform change unit generates a signal in the range from 0 to the idle voltage value of the solar panel. That scheme allows to evaluate of volt-ampere characteristics of solar panel and define the maximum of electric power, producing by the panel.

The measured current value and output signal of the Ramp unit shall be supplied to the Scope oscilloscope Scope and block of signal multiplication, in which the value of power of solar panel is evaluated.

Based on the simulation results presented in Table 2, dependence graphs were constructed, which are shown in Fig. 5 (a-k).

Table 2 - Solar cell parameters for simulation using MATLAB/Simulink circuit simulation systems

Parameters	Units of measurement	Numerical values of experiments									
		№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10
Air temperature	K	298									
Area	m ²	0,0025	0,002499	0,002498	0,002497	0,002495	0,00249	0,002487	0,002484	0,002481	0,00248
Heat capacity of silicon	J/kg*c	840									
Energy gap	eV	1,11									
Initial temperature	*C	25									
Irradiance	W/m ²	1000									
Short circuit current I _{sc}	mA	4,850	4,710	4,629	4,625	4,548	4,548	4,536	4,136	4,125	4,06
Dimming coefficient of current-voltage characteristic Q _f	-	1,5									
Series resistance	Om	0,0047	0,0047	0,0046	0,0043	0,0042	0,0040	0,0038	0,0036	0,0036	0,0035
Thermal coefficient Teis	-	3,38									
Plate thickness	m	0,003									
Open circuit voltage V _{OC}	B	0,46	0,45	0,44	0,42	0,41	0,38	0,35	0,33	0,32	0,31

The curves in the graphs of Fig. 5 (a-k) show the dependence of the current and output power on the voltage of the solar cell. To confirm the results of the simulation of the solar cell operation process in the MATLAB/Simulink circuit modeling systems, a laboratory setup was created, which is shown in Fig. 6,7.

The laboratory installation includes the following devices:

1. Solar battery AB330-72P (120 photocells)
2. Ammeter
3. Voltmeter
4. Axioma energy P 0.43-D solar cell
5. Multimeter
6. Computers
7. Oscilloscope

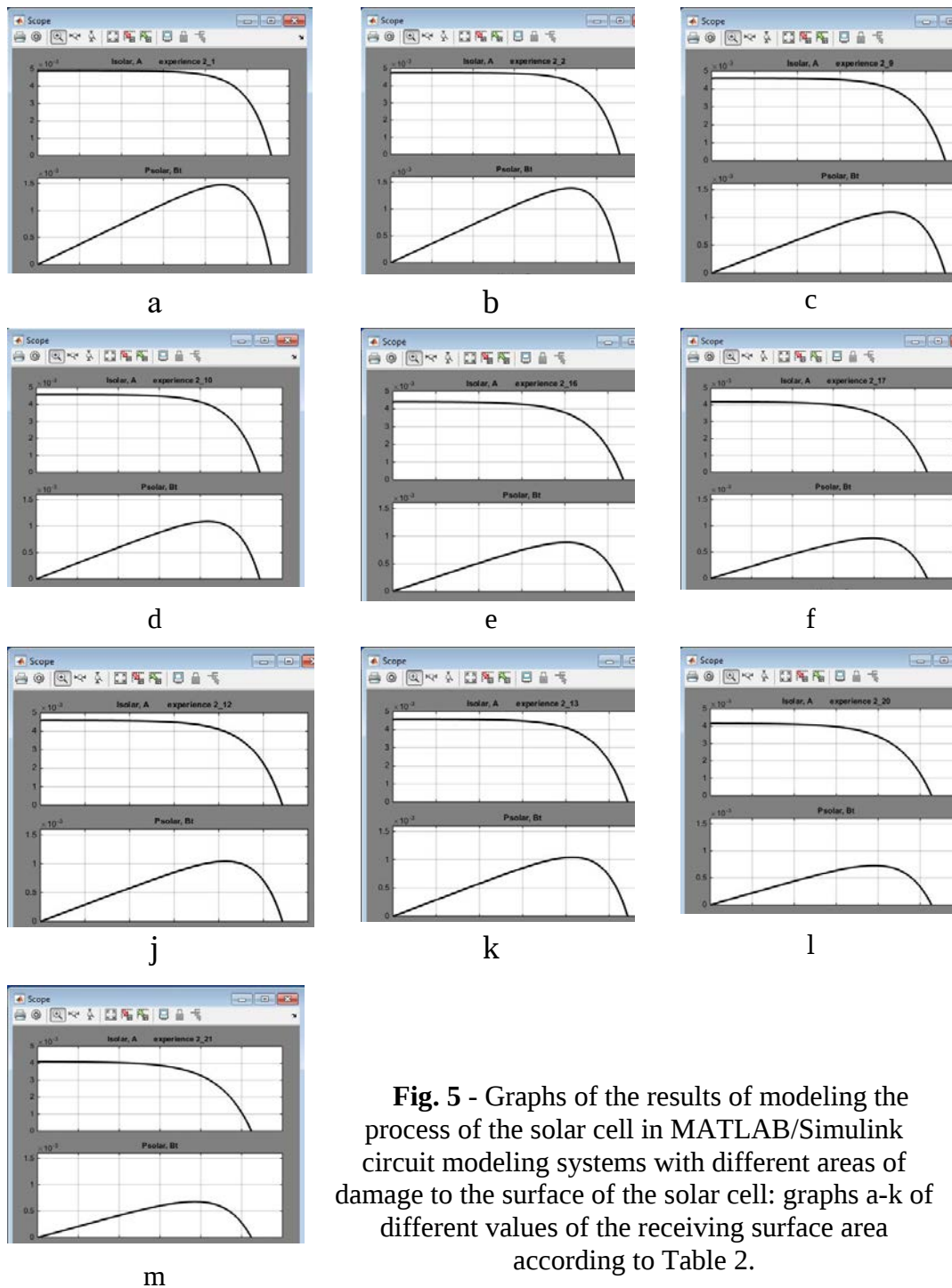


Fig. 5 - Graphs of the results of modeling the process of the solar cell in MATLAB/Simulink circuit modeling systems with different areas of damage to the surface of the solar cell: graphs a-k of different values of the receiving surface area according to Table 2.

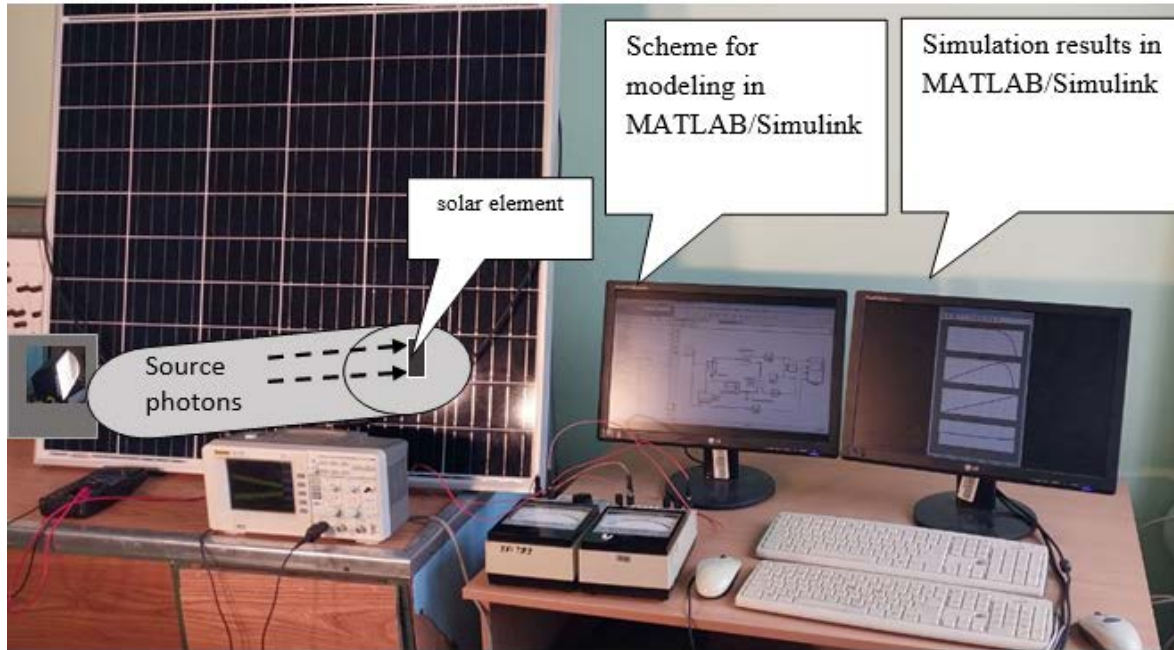


Fig. 6 - Laboratory model of an experimental setup for conducting a physical experiment on a solar cell of a solar battery

The measuring scheme of the experimental setup for conducting a physical experiment on a solar cell photoelectric converter is shown in Fig. 7

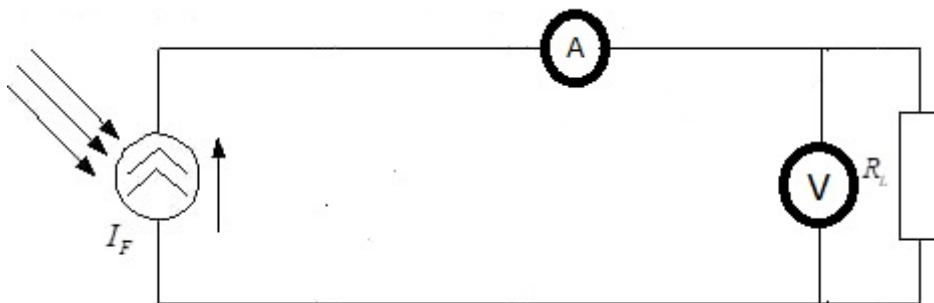


Fig. 7 - Measuring scheme of the laboratory installation

The following input parameters were selected for the experimental study of the photovoltaic converter of the solar battery: different levels of illumination and the spectral composition of incident radiation, shading of individual photocells, the coefficient of loss of incident radiation, characteristics of the semiconductor material of the solar cell and its passport parameters, operating temperature, fluxes of solar radiation, coefficient losses, which takes into account the influence of destructive factors and aging of the receiving surface of the structure of the solar cell, coefficients of dispersion of technological parameters, the solar cell of the solar panel.

The initial data for processing the primary values were the parameters of the Axioma energy P 0.43-D solar cell and the AB330-72P solar panel, which are listed in Table 1.3.

To conduct the experiment, defects in the form of scratches were artificially created on the surface of the photovoltaic converter of the solar battery, cf. Gradually increasing the area of damage to the surface of the solar cell photoelectric converter from 0.000001 m² to 0.00001 m², the current and voltage of the photoelectric converter were measured. The results of the experiment are presented in the table. 4

Table 3 - AB330-72P solar battery parameters

Electrical parameter	Parameter values
Maximum Power ($P_{\max}$)	330 W
Voltage at Maximum Power (V_{mpp})	37.5 V
Current at Maximum Power (I_{mpp})	8.8 A
Open Circuit Voltage (V_{oc})	45.9 V
Short Circuit Current (I_{sc})	9.12 A
Panel Efficiency	17.01 %

Table 4 - The results of the study of the parameters of the photoelectric converter of the solar battery, with different areas of damage [1]

N n\N	$S_{\text{dam}}, \text{m}^2$	$\Delta S_{\text{dam}}, \text{m}^2$	I, mA	U, W
1	0,0025	0	4,850	0,46
2	0,002499	0,000001	4,710	0,45
3	0,002498	0,000002	4,629	0,44
4	0,002497	0,000003	4,625	0,44
5	0,002496	0,000004	4,614	0,44
6	0,002495	0,000005	4,548	0,44
7	0,002494	0,000006	4,577	0,43
8	0,002493	0,000007	4,569	0,43
9	0,002492	0,000008	4,556	0,43
10	0,002491	0,000009	4,549	0,43
11	0,00249	0,00001	4,548	0,43

To compare the results obtained with the help of MATLAB/Simulink circuit modeling systems and experimental studies, a graph of the dependence of the area of the active surface of the solar cell photovoltaic converter on the load current and voltage was obtained.

From the graph of Fig. 8 it follows that as the value of the load current decreases, the area of the active receiving surface decreases. This can be explained by the fact that with damage to the internal structure of the semiconductor layer of the solar cell photovoltaic converter (that is, the appearance of micro- and macropores, cracks in the structure of the semiconductor layer), the internal (shunting) resistance increases, which leads to a decrease in the photocurrent and, accordingly, a decrease in the output voltage and efficiency of the photovoltaic solar cell and the entire solar cell.

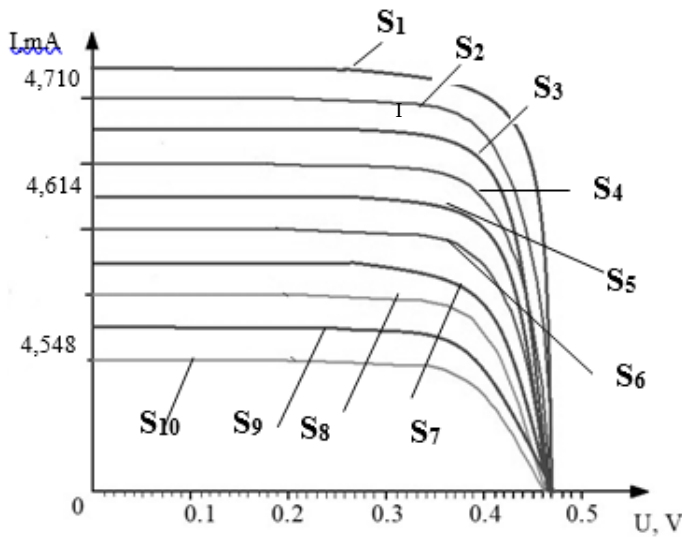


Fig. 8 - The volt-ampere characteristics of the solar cell were obtained with the help of experimental studies

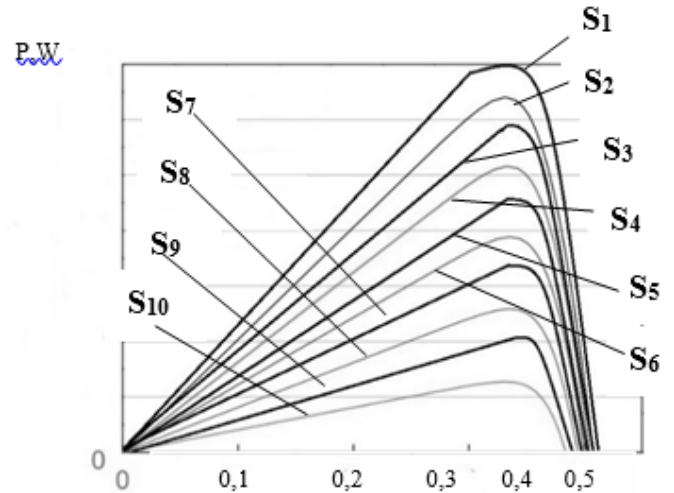
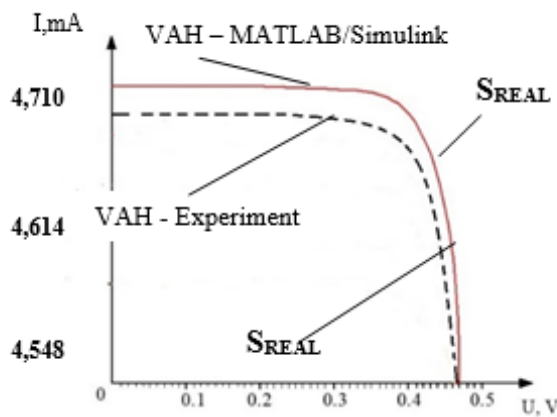
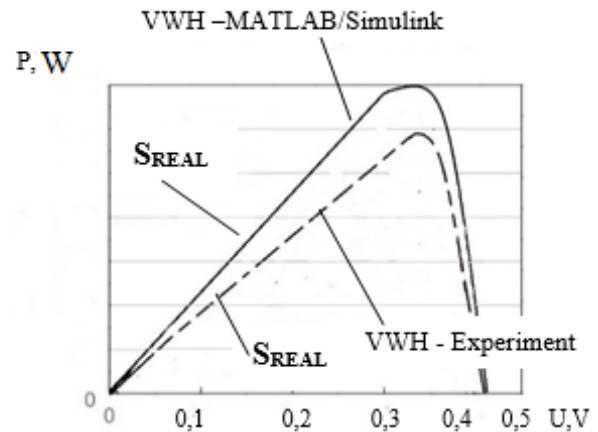


Fig. 9 - The volt-watt characteristics of the solar cell were obtained with the help of experimental studies



a)



b)

Fig. 10 - Graphs of the comparison of the obtained theoretical results with the data of experimental studies: a) graph of VAH; b) graph of VWH photoelectric converter of a solar battery

Thus, in order to achieve stability and accuracy of the volt-ampere and volt-watt characteristics of the photovoltaic converter of the solar battery, it is necessary to take into account the size of the area of the active receiving surface in analytical expressions when modeling solar cells.

A comparison of theoretical and experimental data (Fig. 10) showed the adequacy of the proposed models of the solar cell taking into account the real size of the surface reproduction area, since the differences are no more than 5%.

Using the results of simulation may make a conclusion that the using Simscape-model adequately reproduces processes, which are in photo voltaic systems.

The significant possibilities of simulating the physical process, are the basis of the library Simscape, allows making a comprehensive study of photovoltaic efficiency.

Conclusions

The designed method of the evaluation the parameters of photovoltaic batteries in surrounding MATLAB/Simulink allows to connect the power parameters of photo elements with the level of lightening, the temperature of surrounding and geometrical size of surface.

Implemented the researching results simplifies the measuring of input and output parameters of the photo electrical modules for the building of solar stations and for evaluating the effectiveness of proposed solutions.

The results of simulation allow to make a conclusion that the model takes into account the main factors, which influences on the function of the solar photovoltaic panel and, in general, adequately displays the initial characteristics of the solar module.

The next researches are needed to direct to refine model parameters by the purpose to bring model results closer to real performance indicators.

As a result of the comparison of modeling and experimental data, an adequate model with a difference of no more than 5% was obtained, which is an acceptable result for modeling.

Список літератури:

1. Development of a Solar Element Model Using the Method of Fractal Geometry Theory / Budanov P., Kyrsov, I., Brovko, K., Rudenko, D., Vasiuchenko, P., Nosyk, A. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2021. – Т. 3. – №. 8. – С. 75-80.
2. Руденко, Д. В. Моделювання фізичних процесів роботи сонячних фотоелектричних батарей / Д. В. Руденко, П. В. Васюченко // *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. – 2019. – Том 30(69), № 2. – С. 42–47.
3. Nguyen X. H. Mathematical modeling of photovoltaic cell/module/arrays with tags in MATLAB/Simulink / Nguyen X. H., Nguyen M. P. // *Environmental Systems Research*. – 2015. – Vol. 4 (24). – P. 7–22.
4. MATLAB/Simulink Modelling of Solar Photovoltaic Cell / Salmi T., Bouzguenda M., Gastli A., Masmoudi A. // *International Journal of Renewable Energy Research*. – 2012. – Vol. 2, № 2. – P. 213–218.
5. Marcelo Gradella Villalva Comprehensive Approach to Modeling and Simulation of Photovoltaic Arrays / Marcelo Gradella Villalva, Jonas Rafael Gazoli, and Ernesto Ruppert Filho,, *IEEE Transactions on Power Electronics*. – VOL. 24, no 5. – Pp. 1198–1208.
6. J. Surya Kumari Mathematical Modelling and Simulation of Photovoltaic Cell Using MATLAB/Simulink Environment and PLECS Blockset / Surya Kumari, Ch. Sai Babu // *International Journal of Electrical and Computer Engineering (IJECE)*. – 2012. – Vol. 2, no. 1. – Pp. 26–34.
7. MATLAB/Simulink Based Modelling of Solar Photovoltaic Cell / Tarak Salmi, Mounir Bouzguenda, Adel Gastli, Ahmed Masmoudi // *International Journal Of Renewable Energy Research*. – 2012. – Vol. 2, no. 2. – Pp. 213–218.
8. Patil Sahebrao N. Design and simulation of MPPT algorithm for solar energy system using Simulink model / Patil Sahebrao N., Prasad R. C. // *International Journal of Research in Engineering and Applied Sciences*. – 2014. – Vol. 2, iss 1. – P. 37–40.
9. Laudani A. High performing extraction procedure for the one-diode model of a photovoltaic panel from experimental I–V curves by using reduced forms / Laudani A., Riganti Fulginei F., Salvini A. // *Sol. Energy*. – 2014. – Vol. 103. – P. 316–326.
10. Lineykin S. An improved approach to extract the single-diode equivalent circuit parameters of a photovoltaic cell/panel / Lineykin S., Averbukh M., Kuperman A. // *Renew. Sustain. Energy Rev.* – 2014. – Vol. 30. – P. 282–289.
11. Cubas J. Victoria M. On the analytical approach for modeling photovoltaic systems behavior / Cubas J., Pindado S. // *Power Sources*. – 2014. – Vol. 247. – P. 467–474.
12. A new method for determining the characteristics of solar cells / Peng L., Sun Y., Meng Z., Wang Y., Xu Y. // *Power Sources*. – 2013. – Vol. 227. – P. 131–136.
13. Cubas J. Explicit Expressions for Solar Panel Equivalent Circuit Parameters Based on Analytical Formulation and the Lambert W-Function / Cubas J., Pindado S., Manuel C. // *Energies*. – 2014. – Vol. 7. – P. 4098–4115.
14. Roedem B. Thin-film PV module review: Changing contribution of PV module technologies for meeting volume and product needs / B. Roedem // *Refocus*. – 2006. – Vol. 7, no. 4. – P. 34–39.
15. Cucchiola F. A profitability assessment of small-scale photovoltaic systems in an electricity market without subsidies / Cucchiola F., D'Adamo I., Gastaldi M. // *Energy Convers. Manag.* – 2016. – P. 62–74.
16. Villala M. G. Comprehensive approach to modeling and simulation of photovoltaic arrays / Villala M. G., Gazoli J. R., Filho E. R. // *IEEE Transactions on Power Electronics*. – 2009. – Vol. 24, iss 5. – P. 1198–1208.
17. Stanly L. S. Grid connected solar photovoltaic system with Shunt Active Filtering capability under transient load conditions / Stanly L. S., Divya R., Nair M. G. // *IEEE International Conference on Advancements in Power and Energy*. – 2015. – P. 345–350.

18. Mints P. PV – the story so far how is the PV industry progressing in its bid to be considered mainstream? / P. Mints // *Refocus*. – 2006. – Vol. 7, no. 6. – P. 34-36.
19. A new strategy for improved spectral performance in solar power plants / Imenes A.G. et al. // *Solar Energy*. – 2006. – Vol. 80, no. 10. – P. 1263–1269.

References:

1. Budanov, P, Kyrsov, I, Brovko, K, Rudenko, D, Vasiuchenko, P & Nosyk, A 2021, 'Development of a Solar Element Model Using the Method of Fractal Geometry Theory', *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 3, no 8, Pp. C. 75–80.
2. Rudenko, DV & Vasyuchenko, PV 2019, 'Modeliuvannia fizychnykh protsesiv roboty soniachnykh fotoelektrychnykh batarei' [Modeling of physical processes of operation of solar photovoltaic batteries], *Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni V. I. Vernadskoho. Seriya: Tekhnichni nauky*, Vol. 30(69), no 2, Pp. 42–47.
3. Nguyen, XH & Nguyen MP 2015, 'Mathematical modeling of photovoltaic cell/module/arrays with tags in MATLAB/Simulink', *Environmental Systems Research*, Vol. 4 (24), Pp. 7-22.
4. Salmi, T, Bouzguenda, M, Gastli, A & Masmoudi, A 2012, 'MATLAB/Simulink Modelling of Solar Photovoltaic Cell', *International Journal of Renewable Energy Research*, Vol. 2, no 2, Pp. 213-218.
5. Marcelo Gradella Villalva, Jonas Rafael Gazoli & Ernesto Ruppert Filho 2009, 'Comprehensive Approach to Modeling and Simulation of Photovoltaic Arrays', *IEEE Transactions on Power Electronics*, Vol. 24, no 5, Pp. 1198-1208.
6. J. Surya Kumari & Ch. Sai Babu 2012, 'Mathematical Modelling and Simulation of Photovoltaic Cell Using MATLAB/Simulink Environment and PLECS Blockset', *International Journal of Electrical and Computer Engineering (IJECE)*, Vol. 2, no 1, Pp. 26-34.
7. Tarak Salmi, Mounir Bouzguenda, Adel Gastli & Ahmed Masmoudi 2012, 'MATLAB/Simulink Based Modelling of Solar Photovoltaic Cell', *International Journal Of Renewable Energy Research*, Vol.2, no.2, Pp. 213-218.
8. Patil Sahebrao N & Prasad, RC 2014, 'Design and simulation of MPPT algorithm for solar energy system using Simulink model', *International Journal of Research in Engineering and Applied Sciences*, Vol. 2, iss. 1, Pp. 37-40.
9. Laudani A, Riganti Fulginei F & Salvini, A 2014, 'High performing extraction procedure for the one-diode model of a photovoltaic panel from experimental I–V curves by using reduced forms', *Sol. Energy*, Vol. 103, Pp. 316-326.
10. Lineykin, S, Averbukh, M & Kuperman, A 2014, 'An improved approach to extract the single-diode equivalent circuit parameters of a photovoltaic cell/panel', *Renew. Sustain. Energy Rev*, Vol. 30, Pp. 282-289.
11. Cubas, J, Pindado, S & Victoria, M 2014, 'On the analytical approach for modeling photovoltaic systems behavior', *Power Sources*, Vol. 247, Pp. 467-474.
12. Peng, L, Sun, Y, Meng, Z, Wang, Y & Xu, Y 2013, 'A new method for determining the characteristics of solar cells', *Power Sources*, Vol. 227, Pp. 131-136.
13. Cubas, J, Pindado, S & Manuel, C 2014, 'Explicit Expressions for Solar Panel Equivalent Circuit Parameters Based on Analytical Formulation and the Lambert W-Function', *Energies*, Vol. 7, Pp. 4098-4115
14. Roedem, B 2006, 'Thin-film PV module review: Changing contribution of PV module technologies for meeting volume and product needs', *Refocus*, Vol. 7, no. 4, Pp. 34-39.
15. Cucchiella, F, D'Adamo, I & Gastaldi, M 2016, 'A profitability assessment of small-scale photovoltaic systems in an electricity market without subsidies', *Energy Convers. Manag*, Pp. 62-74.
16. Villalva, MG, Gazoli, JR & Filho, ER 2009, 'Comprehensive approach to modeling and simulation of photovoltaic arrays', *IEEE Transactions on Power Electronics*, Vol. 24, Issue 5, Pp. 1198-1208.
17. Stanly, LS, Divya, R & Nair, MG 2015, 'Grid connected solar photovoltaic system with Shunt Active Filtering capability under transient load conditions', *IEEE International Conference on Advancements in Power and Energy*, Pp. 345-350.
18. Mints, P 2006, 'PV – the story so far how is the PV industry progressing in its bid to be considered mainstream?', *Refocus*, Vol. 7, no. 6, Pp. 34-36.
19. Imenes, AG et al 2006, 'A new strategy for improved spectral performance in solar power plants', *Solar Energy*, Vol. 80, no. 10, Pp. 1263-1269.

Стаття надійшла до редакції 01 червня 2024 року.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ СПРОЩЕНОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ МІНІГЕС

© Мезеря А.Ю., Придворов С.С.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Мезеря Андрій Юрійович (Mezerya Andrey): ORCID: 0000-0003-2946-9593; e-mail: mezzerya@ukr.net; Українська інженерно-педагогічна академія, кандидат технічних наук; доцент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Придворов Сергій Сергійович (Pridvorov Sergii): ORCID: 0009-0004-5164-4997; e-mail: spridv@ukr.net, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

У статті наведено дослідження показників якості регулювання для повної та спрощеної математичної моделі гідроагрегату мініГЕС. Показана актуальність задачі подальшої оптимізації схем автоматики та структур мініГЕС в умовах дистанційного керування (без обслуговуючого персоналу). Розроблено математичну модель АСУТП, яка відповідає існуючій структурі та заснована на використанні системи інженерних та наукових розрахунків MATLAB. Базою при моделюванні перехідних процесів та аналізі роботи агрегатів мініГЕС використовувалась загальна структурна схема системи регулювання без аналізу її конструктивних форм. Модель для дослідження характеристик гідроагрегату, базується на схемі з оборотнім зв'язком. Елементи моделі представлені у вигляді передатних функцій. Виконано порівняльне моделювання спрощеної системи та системи, яка містить усі зв'язки. Для обох схем отримано параметри перехідних процесів по частоті обертання та обертаючому моменті. Наведено, що час перехідного процесу більше для спрощеної системи завдяки коливальному перехідному процесу, але перерегулювання частоти однакове для обох видів моделі для любых видів перехідних процесів (пуск, набір та скидання навантаження). Показано, що виконання моделювання при відсутності обмежень не має практичного сенсу та носить інформативний характер, що ставить задачу введення обмежень. Проведено порівняльне дослідження моделей з різними величинами постійної часу агрегату, яке показало, що перерегулювання збільшується для моделей з меншим значення постійної часу, але час перехідного процесу майже однаковий. Доведено, що система регулювання зі спрощеною моделлю в цілому стійка, але забезпечує перехідні процеси з коливаннями та може бути використана якщо не потребується високі якості регулювання.

Ключові слова: показники якості регулювання, системи керування, мініГЕС, енергозбереження, математичне моделювання.

Mezerya A., Pridvorov S. “Research of the quality indicators of the simplified automatic regulation system of a mini-HPP”

The article provides a study of regulation quality indicators for both complete and simplified mathematical model of a mini-HPP hydro unit. The relevance of further optimizing the automation schemes and structures of the mini-HPP under remote control conditions (without service personnel) is demonstrated. A mathematical model of the automated control system has been developed, reflecting the existing structure and based on the MATLAB system for engineering and scientific calculations. The general structural diagram of the control system, without analysis of its structural forms, was used as a basis for modeling transient processes and analyzing the operation of

mini-HPP units. The model for studying the characteristics of the hydraulic unit is based on a circuit with a reversible connection. Elements of the model are presented in the form of transfer functions. A comparative simulation of a simplified system and a system containing all connections was performed. For both schemes, parameters of transient processes in terms of rotation frequency and torque were obtained. It is shown that the transient time is longer for the simplified system due to the oscillating transient, but the frequency overshoot is the same for both types of models for any type of transients (start-up, loading, and unloading). It is demonstrated that modeling without restrictions does not have practical significance and is informative in nature, highlighting the need for introducing restrictions. A comparative study of models with different values of the unit's time constant was conducted, showing that overregulation increases for models with a smaller time constant, but the duration of the transition process remains almost the same. It is proven that the regulation system with a simplified model is generally stable but provides transient processes with oscillations and can be used if high-quality regulation is not required.

Keywords: quality indicators of regulation, control systems, mini-HPP, energy saving, mathematical modeling.

Постановка проблеми та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями

Статистична служба Європейського союзу (Eurostat) вважає, що Україна потенційно здатна виробляти з відновлюваних джерел не менше 74% від енергії, що виробляється в країні, тоді як зараз даний рівень становить близько 6%. [1]

На сучасних мініГЕС, так як і на ГЕС з гідроагрегатами великих потужностей, встановлені складні системи автоматичного управління та технологічної автоматики, які контролюють та регулюють понад 20 параметрів, та є дорогим обладнанням. Разом з тим, на мініГЕС немає потреби у контролі такої кількості параметрів через спрощені режими їхньої роботи.

Усе це веде до необґрунтованого збільшення капітальних витрат під час будівництва ГЕС і собівартості виробленої електроенергії.

Крім того, на даний час на ГЕС малої потужності працюють в основному аналогові системи автоматичного управління та системи технологічної автоматики на базі електромагнітних та електромеханічних реле, завдяки чому знижується надійність роботи станції.

Управління ГЕС малої потужності здійснюється обслуговуючим персоналом на щитах та пультах управління, які встановлені безпосередньо у машинному залі станцій, що також призводить до підвищення експлуатаційних витрат станції.

Для ГЕС малої потужності актуальним завданням є подальша оптимізація схем автоматики та структур енергоблоку, особливо в умовах дистанційного керування роботою станції. Це дає можливість зменшити вартість мініГЕС (завдяки спрощенню системи управління), зменшити чисельність обслуговуючого персоналу та дозволяє економити на побутових та виробничих приміщеннях. Таким чином, використання оптимальних систем автоматичного управління ГЕС малої потужності дасть Україні значний економічний зиск та забезпечить широке поширення ГЕС малої потужності з метою більш ефективного використання відновлюваних джерел енергії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

В останні роки у всьому світі стали більше уваги приділяти розвитку установок перетворення відновлюваних видів енергії в електроенергію, децентралізації та створенню самозабезпечених енергорайонів. При цьому аварії, катастрофічні за економічними збитками і навіть небезпечні з точки зору обороноздатності країни, при землетрусах стають лише

локальними наслідками. Відновлюються сотні раніше необґрунтовано занедбаних мініГЕС та будуються нові на гідротехнічних спорудах об'єктів неенергетичного призначення.

У зв'язку з цим, актуальність та важливість використання мініГЕС відображено у нормативному акті України [2]. Дослідження цього питання досить докладно висвітлено у літературі [3-15]. Існуючі дослідження водного потенціалу для мініГЕС [7] показали великий потенціал і можливу суттєву економію енергії. Реальні перспективи використання мініГЕС відбито у [3, 12, 13], які експлуатаційні характеристики [5]. Проведено дослідження питань як будівництва нових станцій [4], так і модернізації існуючих [6]. Розглянуто питання використання мініГЕС у геотермальних установках [9], проведено дослідження раціонального вибору типу генераторів [14]. Також увага приділяється стандартизації гідроелектростанцій [8, 10, 15] та моделювання гідроагрегатів [11].

Нині у світі інтенсивно будуються мініГЕС, особливо у КНР, Індонезії, Малайзії, державах Південної Америки та Африки. У світі працює вже понад 150 000 мініГЕС, а в перспективі можливості набагато більші. У зв'язку з цим розробляються заходи щодо зниження капітальних витрат, особливо здешевлення силового устаткування, оскільки у вартості вартості устаткування на мініГЕС доходить до 40-60% [3, 6].

Незважаючи на успішне вирішення низки важливих завдань у цьому напрямку, не до кінця вирішеними залишаються завдання експлуатації мініГЕС без обслуговуючого персоналу з використанням спрощеної системи регулювання, що забезпечує при цьому необхідні показники якості регулювання. Дослідженню цього питання та присвячена ЦЯ робота.

Постановка мети та завдання дослідження

Метою даної є дослідження показників якості спрощеної системи регулювання гідроагрегатами мініГЕС для їх управління без обслуговуючого персоналу.

Виклад основного матеріалу

На цей час склалася структура АСУТП мініГЕС і успішно застосовується на практиці. Особливості сучасної АСУТП пов'язані з використанням мікропроцесорної техніки та сучасних виконавчих елементів.

У цій роботі розроблена математична модель АСУТП, що відповідає встановленій структурі і заснована на використанні широко застосовуваної в даний час системи інженерних і наукових розрахунків MATLAB. Система MATLAB використана для виконання процесу моделювання та дослідження характеристик та особливостей роботи математичної моделі АСУТП.

Структура та характеристики елементів математичної моделі АСУТП

Незважаючи на велику різноманітність конструкцій елементів автоматичного регулятора гідроагрегатів (АРТ), принципові схеми пристроїв регулювання, так само як і їх склад ланок є досить однотипними. Це дає можливість при моделюванні перехідних процесів та аналіз роботи агрегатів ГЕС базуватися на загальній структурній схемі системи регулювання та характеристиках основних її ланок, не торкаючись їх конструктивної форми.

Структурна схема типового автоматичного регулятора турбіни, що широко застосовується, наведена на рис. 1. Основними її складовими ланками є: чутливий елемент 1, що сприймає відключення частоти обертання агрегату φ , суматор впливів Σ , підсилювач 3, обмежувач відкриття 4, сервомотор 5, що визначає вихідну величину регулятора відкриття турбіни α . Є ще дві ланки зворотний зв'язок: постійний статизм 6 і тимчасовий статизм – изодром 7, і навіть ланка впливу прискорення обертання агрегату 2. По характеристикам і рівнянням ланок структурної схеми визначаються залежність між вхідний і вихідний величинами АРТ, що його впливом геть перехідний процес.

У цій структурній схемі не враховується фізична природа кожної ланки, а розглядаються лише показники у відносних величинах. Базовою величиною прийнято вплив чутливого елемента частоти обертання η , пропорційне відхилення частоти агрегату від заданого значення. Такий підхід до розгляду структури АРТ є універсальним, що суттєво спрощує його подання та дослідження без втрати фізичного змісту.

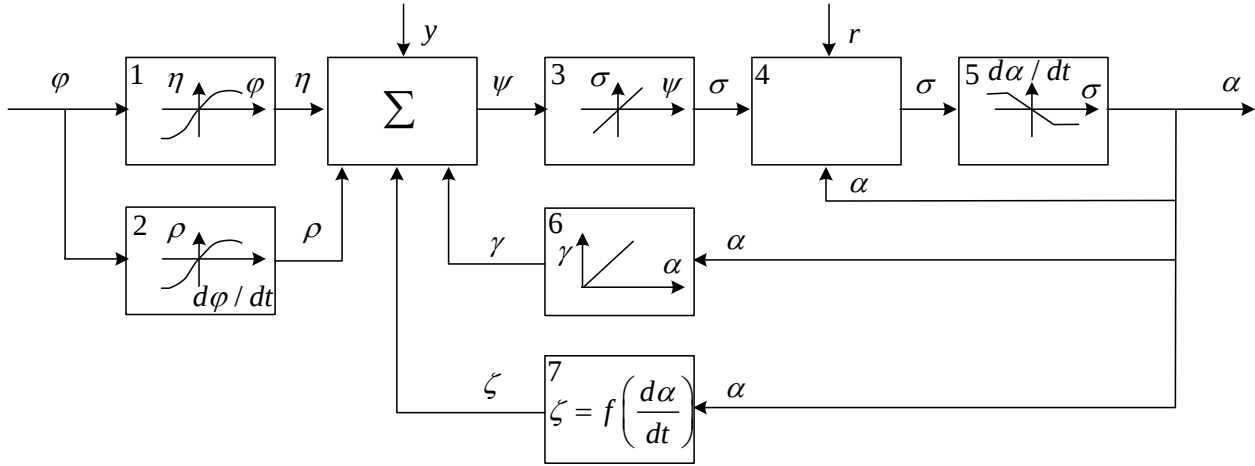


Рис. 1 – Типова структурна схема АРТ

Характеристики елементів АРТ такі.

Чутливий елемент

Чутливий елемент вимірює відхилення частоти агрегату від заданого значення і момент розглядається як пропорційна ланка, яка відповідає співвідношенню:

$$\eta = \varphi$$

на лінійній ділянці показники. У той самий час зона дії чутливого елемента має обмеження (як ділянки насичення), що визначається співвідношенням:

$$\varphi \geq \varphi_{\text{нас}}, \quad \eta = \eta_{\text{нас}}.$$

Для електрогідравлічного типу чутливий елемент має наступний показник $\varphi_{\text{нас}} = 0,03 \div 0,05$ (у відносному вираженні).

Суматор

На суматор надходять такі сигнали:

- сигнал чутливого елемента η , пропорційний відхилення частоти агрегату від заданого значення;
- стабілізуючі сигнали – статизм γ , ізодромний сигнал ζ , вплив на прискорення частоти обертання;
- керуючий сигнал y , що викликає усунення статичної характеристики АРТ.

На виході суматора формується загальний регулюючий вплив ψ , що дорівнює:

$$\psi = \eta + \gamma + \zeta + \rho + y.$$

Підсилювач-перетворювач

Підсилювач-перетворювач формує сигнал переміщення головного золотника. Працює як пропорційна ланка:

$$\sigma = \psi.$$

При $\alpha < \alpha_2$ сигнал проходить через ланку обмеження 4 без зміни. При $\alpha \geq \alpha_2$ настає обмеження сигналу σ . Сигнал σ викликає рух сервомотора, тобто зміна відкриття гідротурбіни α .

Сервомотор

Сервомотор є інтегруючою ланкою. Залежність між зміною відкриття і зміщенням головного золотника має наступний характер:

$$\frac{d\alpha}{dt} = f_c(\sigma)$$

або

$$\alpha = \int f_c(\sigma) \cdot dt + \alpha_0$$

Знак $\frac{d\alpha}{dt}$ обернений знак σ . При позитивному значенні σ $\frac{d\alpha}{dt} < 0$ сервомотор рухається на закриття турбіни. Крім того, характеристика сервомотора складається із трьох зон: Зона нечутливості при $\sigma < \sigma_{\text{нас}}$, $\frac{d\alpha}{dt} = \left| \frac{d\alpha}{dt} \right|_{\text{пр}}$ (має місце гранична швидкість на відкриття та закриття золотника);

Зони граничних швидкостей на відкриття та закриття можуть мати різне значення перехідного процесу (тобто від величини гідравлічного удару)

$$\left| \frac{d\alpha}{dt} \right|_{\text{пр.відк.}} \neq \left| \frac{d\alpha}{dt} \right|_{\text{пр.зак.}}$$

Загальний вигляд характеристики сервомотор показано на рис 2.

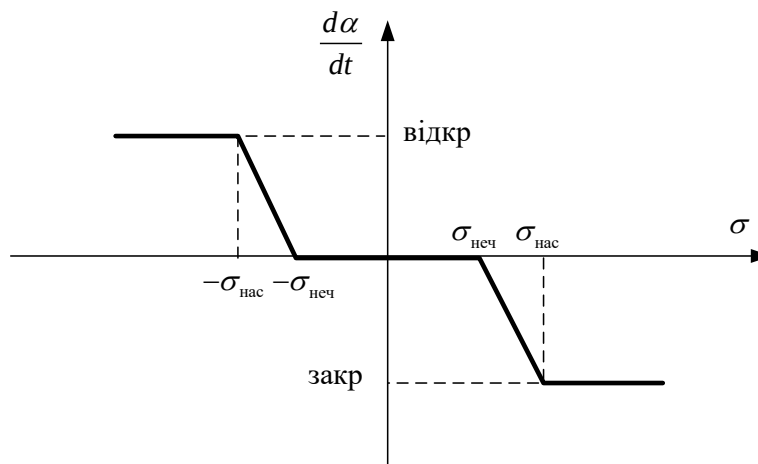


Рис. 2 – Загальний вигляд характеристики сервомотору

У сучасних регуляторах величини нечутливості $\sigma_{\text{неч}}$ та насичення $\sigma_{\text{нас}}$ мають такі значення:

$$\sigma_{\text{неч}} = \pm 0,0001 \div 0,00015,$$

$$\sigma_{\text{нас}} = 0,02 \div 0,05$$

За відхиленням частоти φ нечутливість не перевищує значення $\pm 0,01 \div 0,015 \%$, що знаходиться в межах допустимого. Таким чином, наближена характеристика сервомотора має вигляд:

$$T_{s1} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = -\sigma,$$

де T_{s1} – постійна часу сервомотора, що визначає нахил його характеристики. При цьому нехтуємо величиною зони нечутливості. Діапазон значень величини T_{s1} може бути визначений за відомим часом повного ходу сервомотора $T_{сєрв}$ від $\alpha=1$ до $\alpha=0$ залежно:

$$T_{сєрв} = \frac{1}{d\alpha/dt} = \frac{T_{s1}}{\sigma}.$$

Величина T_{s1} є важливим показником роботи сервомоторів. Іншим важливим показником роботи сервомотора є граничний час сервомотора T_s , що визначається співвідношенням:

$$T_s = \frac{1}{|d\alpha/dt|_{\text{нр}}}$$

і час повного ходу сервомотора, що дає, якщо

$$\sigma \geq \sigma_{\text{нас}}.$$

Ланки, що забезпечують стабілізацію системи

Цими ланками є: ланка 6 (статизм системи), ланка 7 (ізодром), ланка 2 (вплив на прискорення), ланка 4 (обмежувач відкриття).

Ланка «статизм»

Статична характеристика АРТ дає зв'язок між частотою обертання агрегату і величиною відкриття α в режимі, що встановився, відповідному рівнянню:

$$\varphi + \gamma + y = 0.$$

Рівняння цієї ланки:

$$\gamma = \varphi_{\text{ост}} \cdot \alpha.$$

Коефіцієнт $\varphi_{\text{ост}}$ можна приймати рівним:

$$\varphi_{\text{ост}} = 0 \div (0,04 \div 0,06).$$

При $\varphi = 0$ регулятор має астатичне налаштування.

Ізодром

Рівняння ідеального ізодрому має вигляд:

$$T_i \frac{d\zeta}{dt} + \zeta = \delta \cdot T_i \frac{d\alpha}{dt},$$

де T_i – Постійна часу ізодрому,

δ – тимчасовий статизм.

При $T_i=2$ рівняння ізодрому набуває вигляду:

$$\frac{d\zeta}{dt} = \delta \cdot \frac{d\alpha}{dt}, \quad \text{або} \quad \zeta = \delta \cdot \frac{d\alpha}{dt}.$$

У цьому випадку ізодром перетворюється на статичну ланку та величина δ еквівалентна нерівномірності, що залишається.

За наявності початкового збурення ζ_0 і $\frac{d\alpha}{dt} = 0$ рівняння ізодрому набуває вигляду:

$$T_i \frac{d\zeta}{dt} + \zeta = 0$$

і має рішення

$$\zeta = \zeta_0 \cdot e^{-t/T_i}.$$

Реальна характеристика ізодрому істотно нелінійна і визначається так званим «вільним ходом» (при $\left| \frac{d\zeta}{dt} \right| < \left| \frac{d\zeta}{dt} \right|_{\min}$, $\zeta = 0$, що характерно для гідравлічних ізодромів і практично відсутня для електричних) та зоною насичення.

$$|\zeta| \leq |\zeta|_{\text{нас}}.$$

З урахуванням сказаного приймаємо характеристику ізодрому лінійною, що має обмеження у вигляді насичення. Налаштування ізодромів зазвичай знаходяться в таких межах:

- тимчасовий статизм $\delta = 0,15 \div 1$;
- Постійна часу $T_i = 2 \div 12$ с.

На початку передачі сигналу від зміщення сервомотора до АРТ можлива наявність люфту, величина якого повинна бути зведена до мінімуму.

Вплив по прискоренню агрегату

Цей блок АРТ є стабілізуючим та сприяє підвищенню швидкодії. Рівняння ідеальної ланки впливу прискорення має вигляд:

$$\rho = T_\rho \frac{d\varphi}{dt}.$$

У діапазоні прискорення $\frac{d\varphi}{dt}$, що відповідає реальним умовам можливе створення такої ланки. Багато АРТ це ланка немає, так як стабілізація системи переважно здійснюється ізодромом.

Обмежувач відкриття.

Ця ланка пов'язує три величини: сигнали зміщень золотника $\sigma_{\text{вх}}$, $\sigma_{\text{вих}}$ та відкриття α . Рівняння ланки:

$$\begin{aligned} \alpha &< \alpha_2; \sigma_{\text{вх}} = \sigma_{\text{вих}}; \\ \alpha &< \alpha_2; \sigma_{\text{вих}} &\geq 0. \end{aligned}$$

Найбільш поширена схема АРТ є схема, зворотний зв'язок якої здійснюється від основного сервомотора турбіни. Модель для дослідження характеристик гідрогенератора, керованого від АРТ, базується на розглянутому регуляторі. Характеристики елементів такої системи досліджені за допомогою програмної системи MATLAB, що широко застосовується для подібних цілей. Елементи моделі представлені як передатних функцій. Параметри моделі та її елементів визначено у відносних одиницях.

Структура системи керування гідроагрегатом (СКГ)

Для формування повної моделі системи необхідно включити генератор (агрегат) до зворотного зв'язку АРТ, що показано на рис. 3. при цьому агрегат підключений до енергосистеми як джерело енергії, а енергосистема – як приймач.

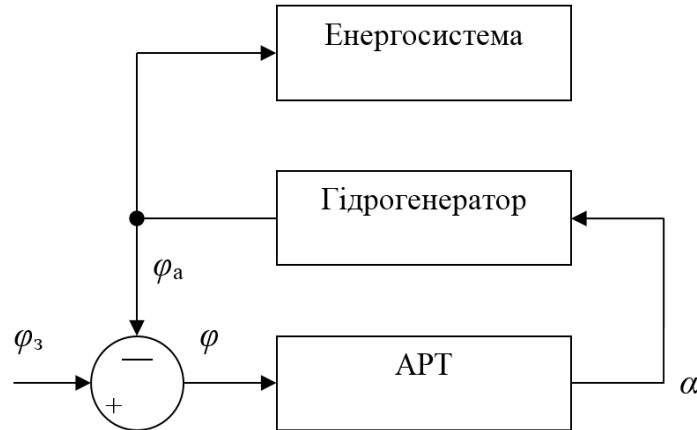


Рис. 3 – Структура системи керування гідроагрегатом

Тут прийняті такі позначення:

φ_z – задана частота мережі (50 Гц);

φ_a – частота електроенергії, що виробляється агрегатом;

φ – відхилення частоти агрегату від заданого значення ($\varphi = \varphi_z - \varphi_a$);

α – відкриття головного золотника;

Система керування є статичною.

Передавальні функції елементів СКГ та розрахунок їх параметрів

Як згадувалося вище параметри моделі (крім часових показників) визначаються у відносних одиницях. Визначимо вид та параметри передавальних функцій елементів системи.

Агрегат

Передатна функція агрегату $W_a(P)$ у загальному вигляді визначається із відомого рівняння руху механічної системи [16]:

$$T_a \dot{\varphi} = m - m_a,$$

де T_a – постійна часу агрегату, с;

$\dot{\varphi}$ – похідна за часом від частоти обертання агрегату;

m, m_a – повний момент турбіни та момент генератора;

P – оператор перетворення Лапласа.

Передатна функція $W_a(P)$ має вигляд:

$$W_a(P) = \frac{K_a}{T_a \cdot P},$$

де K_a – коефіцієнти передачі агрегату:

$$K_a = \frac{\varphi}{m}.$$

Визначення точної величини K_a важко, тому що вона залежить від цілого ряду параметрів роботи гідротурбіни та від їх обліку (натиск, "жорсткий", "пружний" удари і т.д.). У той же час для отримання хоча б приблизного значення цієї величини можна скористатися існуючою методикою, де наведено сімейство залежностей $\varphi = f(m)$ для різних значень параметра α . Для $\alpha \approx 0,2$ отримаємо:

$$K_a = \frac{-0,8}{0,2} = -4$$

Відповідно передавальна функція $W_a(P)$ набуде наступного вигляду:

$$W_a(P) = -\frac{4}{T_a \rho}$$

Якщо прийняти $T_a = 10\text{с}$ (гідроагрегат потужністю 115000 кВт) отримаємо:

$$W_a(P) = -\frac{0,4}{T_a \rho}$$

При $T_a = 5\text{с}$:

$$W_a(P) = -\frac{0,8}{T_a \rho}$$

Чутливий елемент

Чутливий елемент є пропорційною ланкою з попереднім значенням коефіцієнта передачі, що дорівнює 1 і з рівнем обмеження по виходу, рівним $\varphi_{\text{нас}} = 0,03 \div 0,05$. При цьому виділення сигналу φ відхилення частоти агрегату від заданого значення $\varphi = \varphi_z - \varphi_a$ перед чутливим елементом увімкнено вузол порівняння. Таким чином, попередні параметри чутливого елемента наступні:

$$K_{re} = 1; \varphi_{\text{нас}} = 0,03 \div 0,05$$

Надалі при моделюванні перехідних процесів можлива зміна попередніх параметрів, що стосується всіх елементів моделі. Це необхідно при дослідженні та налаштуванні параметрів моделі.

Суматор

Суматор також є пропорційним елементом із коефіцієнтом передачі K_Σ

$$K_\Sigma = 1$$

та без зони обмеження. Суматор представлений у моделі у вигляді елемента порівняння, що підсумовує всі сигнали, що надходять на нього.

Підсилювач-перетворювач

Є пропорційною ланкою з попереднім значенням коефіцієнта передачі $K_{уп}$

$$K_{уп} = 1$$

та з обмеженням по виходу, прийнятим за величиною $\psi_{\text{нас}} = \pm 1$.

Сервомотор

Є інтегруючою ланкою з постійного часу T_s , коефіцієнтом передачі K_s . Якщо нехтувати зоною нечутливості, що становить $\sigma_{\text{нер}} = \pm(0,01 \div 0,015)\%$, отримаємо:

$$K_s = 1$$

із зоною обмеження $\sigma_{\text{нас}} = \pm 0,02 \div 0,05$.

За такого підходу передатна функція сервомотора має вираз:

$$W_s(P) = \frac{K_s}{T_s P}$$

У разі виконання підсилювача сервомотора з жорстким зворотним зв'язком сервомотор може бути представлений як аперіодична ланка:

$$W_s(P) = \frac{K_s}{T_s P + 1}$$

При моделюванні необхідно перевірити ці два уявлення сервомотора.

Ланки, що забезпечують стабілізацію системи

Тут розглянуті передатні функції ланок: «статизм», ізодром, прискорення агрегату, обмеження відкриття.

Ланка «статизм».

Ця ланка пропорційна з коефіцієнтом $K_{\text{ст}}$:

$$K_{\text{ст}} = \frac{\gamma}{\alpha} = \gamma_{\text{ост}}$$

Розмір цього коефіцієнта перебуває у межах:

$$K_{\text{ст}} = 0,04 \div 0,06$$

Цей зворотний зв'язок є негативним.

Ізодром.

Передаточна функція ланки може бути подана у вигляді:

$$W_i(P) = \frac{T_i P}{T_i P + 1}$$

Цей зворотний зв'язок є негативним.

Прискорення.

Передаточна функція ланки може бути подана у вигляді:

$$W_y(P) = \frac{T_y P}{T_y P + 1}$$

Як диференціююча ланка першого порядку.

Цей зв'язок у схемі моделі є позитивним.

Обмежувач відкриття.

Ця ланка не внесено в модель системи у зв'язку з тим, що вона виконує практично ті ж функції, що й вузол обмеження в самому сервомоторному блоці. Основні міркування щодо вибору параметрів даної ланки викладені у попередньому розділі і, у разі потреби, вона може бути внесена до досліджуваної моделі.

Математична модель системи СКГ та її дослідження

Відповідно до структурної схеми СКГ складено її математичну модель, наведену на рис. 4. Параметри елементів моделі вибрані у попередніх розділах звіту та представлені у відносних одиницях. Тут же відмічені основні елементи моделі:

- А – задатчик еталонної частоти гідроагрегату;
- В – вузол порівняння еталонної частоти та її дійсного значення (на виході вузла формується відхилення дійсного значення частоти від її еталонного значення φ);
- С – чутливий елемент (пропорційна ланка з обмеженням);
- D – задатчик статизму системи;
- Е – суматор;
- F – підсилювач-перетворювач (з обмеженням);
- G – сервомотор ($T_s = 1,6\text{с}$, $K_s = 1$);
- H – ланка «статизм» ($K_c = 0,1$);
- I – ізодром ($T_i = 2\text{с}$);
- J – ланка прискорення ($T_y = 5\text{с}$);
- K – гідроагрегат ($K_a = -4$, $T_a = 10\text{с}$);
- L – суматор моментів агрегату та навантаження;
- M, N – масштабні коефіцієнти процесів φ^* та M^* ;
- O – елемент індикації (змішувач та дисплей);
- P – елементи моделювання навантаження.

Надалі для дослідження моделі змінювалися окремі параметри моделі, що відбивалося на досліджуваній схемою моделі і відповідних їй перехідних процесах. Наведена модель відображає керування агрегатом, що має постійну часу $T_a = 10\text{с}$. На індикацію перехідних процесів виведено процеси $\varphi^*(t)$ та $M^*(t)$. Дана модель формує у зазначений послідовності наступні перехідні процеси: пуск агрегату вхолосту, начерк навантаження $\Delta M = +0,25$, начерк навантаження $\Delta M = +0,5$, скидання навантаження $\Delta M = -0,75$ до холостого ходу.

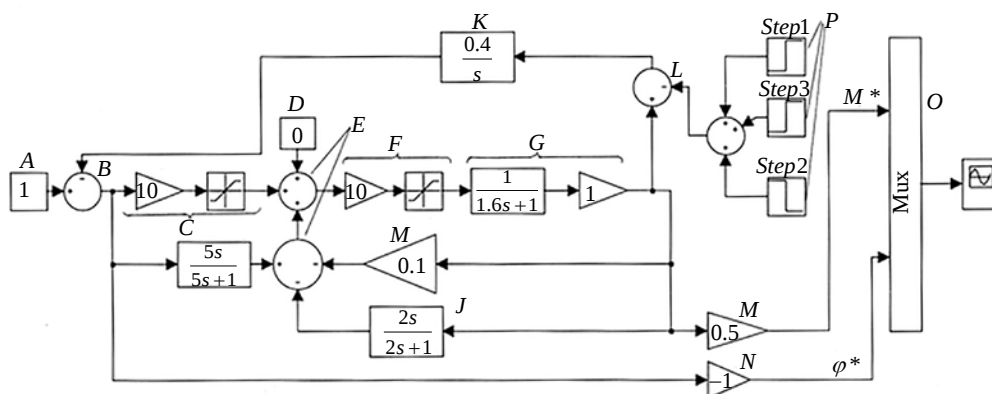


Рис. 4 – Математична модель СКГ

На рис. 5 для якісної ілюстрації (без кількісного аналізу) наведено ці перехідні процеси. Надалі при моделюванні СКГ використовується саме ця модель, що реалізує зазначені вище режими роботи.

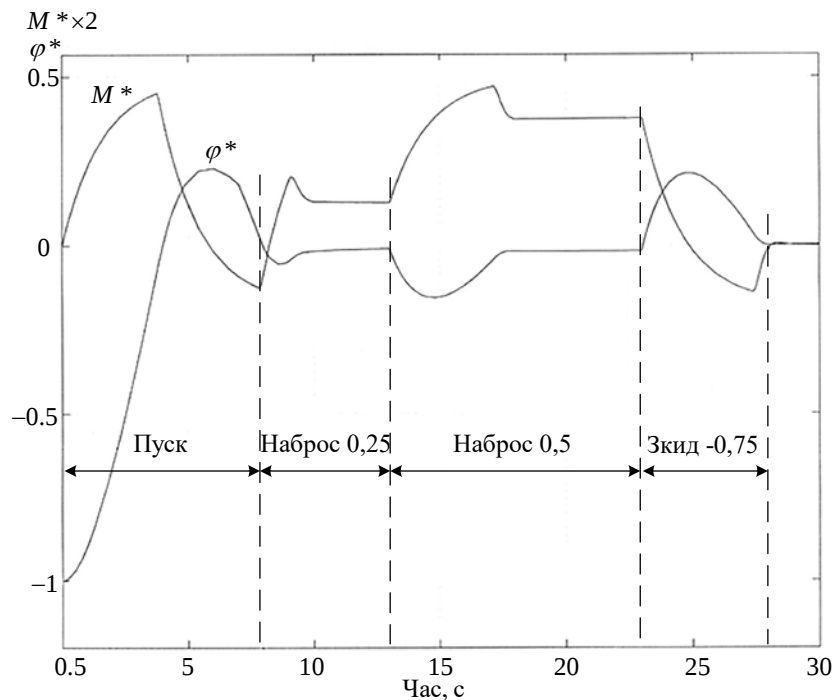


Рис. 5 – Перехідні процеси $\varphi^*(t)$, $M^*(t)$ пуску вхолосту, накидання навантаження +0, скидання навантаження 0 до холостого ходу

Моделювання СКГ

Метою моделювання є дослідження поведінки системи в перехідних процесах, особливо при скиданні навантаження з боку енергосистеми. Цікавим є також поведінка СКГ у спрощеному уявленні, наприклад, за відсутності окремих її елементів. Для дослідження взято систему, у якій відсутній ізодромний зворотний зв'язок, а також попереджувальний диференціюючий зв'язок. У зв'язку з цим виконано порівняльне моделювання спрощеної системи та системи, що містить всі зв'язки. Досліджувана модель таким чином складається з двох зазначених частин, що виконують паралельно описану вище послідовність режимів (пуск, двоповерховий накид навантаження +0,5 і +0,5 і повне скидання навантаження -1,0 до холостого ходу).

На рис. 6 представлені результати досліджень, що містять основні відомості параметрів перехідних процесів (перерегулювання за частотою $\varphi^*(t)$ та моментом $M^*(t)$ у відносних одиницях, час перехідного процесу у с.).

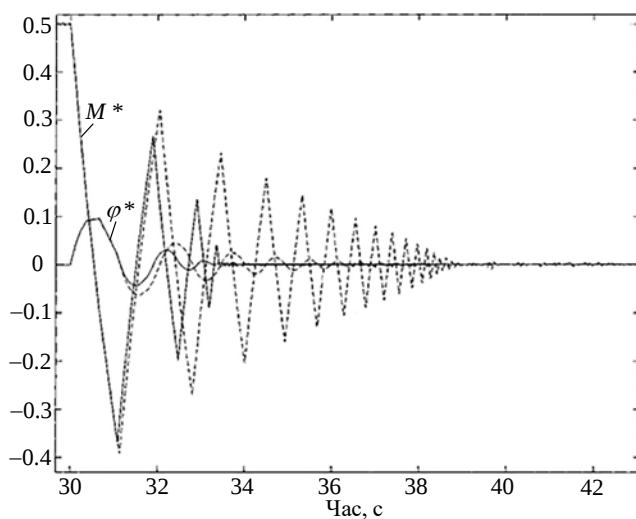


Рис. 6 – Перехідні процеси $\varphi^*(t)$ та $M^*(t)$ для повної та спрощеної системи регулювання

Висновки

Дослідження показників якості регулювання для повної та спрощеної математичної моделі гідроагрегату мініГЕС дозволяє зробити наступні висновки:

Перерегулювання частоти Δf^* однаково для обох видів моделі кожного виду перехідного процесу (пуск, накид навантаження, скидання навантаження) за наявності елементів обмеження. Відрізняється лише час перехідного процесу – він більший (приблизно вдвічі) для спрощеної моделі (відсутня ізодромний зворотний зв'язок) завдяки коливальному загасаючому перехідному процесу $\varphi^*(t)$.

Виконання моделювання за відсутності обмеження немає практичного значення (бо всім реально існуючих елементів моделі завжди має місце обмеження). Ця процедура має швидше інформативний характер, ілюструючи можливості практично повної компенсації динамічних помилок при перехідному процесі.

Отже, регулюючи рівень обмеження, можна значно знизити динамічну помилку при перехідних процесах. Необхідне введення обмеження у модель.

Порівняльне дослідження моделей з різними величинами постійної часу агрегату Та (10с та 5с) показує збільшення перерегулювання Δf^* для моделі з меншим значенням величини Та за приблизно однакових часів перехідного процесу.

Дослідження спрощеної моделі (без гнучкого зв'язку) показали, що система в цілому стійка, хоча забезпечує перехідні процеси з загасаючими коливаннями і, отже, може застосовуватися за певних умов, коли не потрібна висока якість регулювання.

Список використаних джерел:

1. Україна потенційно здатна виробляти 74% електроенергії з відновлюваних джерел [Електронний ресурс] // Eurostat. – Режим доступу : <https://itc.ua/news/eurostat-ukraina-potensialno-sposobna-proizvodit-74-elektroenergii-iz-vozobnovlyaemyih-istochnikov/> (дата звернення 21.05.24)
2. Про внесення змін до деяких законів України щодо забезпечення конкурентних умов виробництва електроенергії із альтернативних джерел енергії [Електронний ресурс] : Закон України № 514-19 ред. від 01.07.2019. – Режим доступу : <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/514-19#Text> (дата звернення 21.05.24)
3. Нікіторович О. В. Малі гідроелектростанції України: минуле, сучасне, майбутнє [Електронний ресурс] / О. В. Нікіторович. – Режим доступу : https://niss.gov.ua/sites/default/files/2014-06/0620_pres3.pdf (дата звернення 21.05.24)
4. Будівництво малих гідроелектростанцій на Західних Балканах [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://bankwatch.org/blog/stroitelstvo-malykh-gidroelektrostantsii-na-zapadnykh-balkanakh?lang=ua> (дата звернення 21.05.24)
5. Міні-гідроелектростанції: характеристики та особливості [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://hydromarket.com.ua/ua/a480494-mini-gidrostantsii-harakteristiki.html> (дата звернення 21.05.24)
6. Проектування будівництва мікро, малих та міні ГЕС [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://mcl.kiev.ua/proektirovanie-stroitelstva-mikro-mini-i-malyh-ges/> (дата звернення 21.05.24)
7. Великий потенціал малої води [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://zn.ua/energetics/bolshoj-potentsial-maloj-vody.html> (дата звернення 21.05.24)
8. Jamoldinovich A. E. The importance of metrology and standardization today Alikhonov Elmurod / A. E. Jamoldinovich // Innovation technical and technology". – 2020. – Vol. 1, no 4. – Pp. 1-3.
9. Отакулов О. Х. Modeling of geothermal Micro-GES / О. Х. Отакулов та інші // Scientific-technical journal. – 2020. – T. 24, no 2. – Pp. 89-93.
10. Rustamov U. S. Farg'ona viloyati aholisini elektr energiyasi tanqisligini bartaraf etishda Mikro-GESlardan foydalanish / U. S. Rustamov et al // Oriental renaissance: Innovative, educational, natural and social sciences. – 2021. – Vol. 1, no 10. – Pp. 603-610.
11. Ergashev S. F. Automated Water Management System Based on Computer Automation Elements / S. F. Ergashev et al //Automatics & Software Enginery. – 2020. – N 3 (33). – Pp. 7.
12. Віхарєв Ю. Малі ГЕС: сьогоднішня та майбутня / Ю. Віхарєв, А. Карамушка та ін. // Енергетична політика України. – 2005. – № 6. – С. 90–96.
13. Нікіторович А. В. Аналіз стану та перспективи розвитку малої гідроенергетики в Україні / А. В. Нікіторович // Енергетика та електрифікація. – 2006. – № 9. – С. 29-32.
14. Мезеря А. Ю. Аналіз якісних показників використання різних типів генераторів на міні ГЕС // О. Ю. Мезеря, С. С. Придворів // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2023. – Вип. 31. – С.61-70.

15. Канюк Г. І. Наукове обґрунтування та нормативне забезпечення енергоефективних режимів роботи систем автоматичного регулювання гідроенергетичних установок / Г. І. Канюк, О. Ю. Мезеря, В. Є. Мельников // Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит. – 2019. – № 2. – С. 22-30.

16. Хлапук Н. М., Маковський А. М. Мала гідроенергетика України – можливості розвитку / Н. М. Хлапук, А. М. Маковський // Гідроенергетика України. – 2005. – № 3. – С. 30-40.

References:

1. Eurostat n.d., *Ukrayna potentsyalno sposobna proyzvodyt 74% elektroenerhyi yz vozobnovliaemikh ystochnykov* [Ukraine has the potential to produce 74% of its electricity from renewable sources], viewed 21 May 2024 <<https://itc.ua/news/eurostat-ukraina-potentsialno-sposobna-proizvodit-74-elektroenergii-iz-vozobnovlyaemyih-istochnikov/>>

2. Verkhovna Rada Ukrainy 2019, *Zakon Ukrainy № 514-19 O vnesenyy yzmeneniy v nekotorye zakoni Ukrainy otnosytelno obespecheniya konkurentnykh uslovyi proyzvodstva elektroenerhyi yz alternatyvnykh ystochnykov enerhyi* [On Amendments to Certain Laws of Ukraine Regarding the Provision of Competitive Conditions for the Production of Electricity from Alternative Energy Sources], viewed 21 May 2024 <<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/514-19#Text>>

3. Nykytorovych, OV n.d., *Malie hydroelektrostantsyi Ukrainy: proshloe, nastoiashchee, budushchee* [Small Hydroelectric Power Stations of Ukraine: Past, Present, Future], viewed 21 May 2024 <https://niss.gov.ua/sites/default/files/2014-06/0620_pres3.pdf>

4. Stroytelstvo malikh hydroelektrostantsyi na Zapadnykh Balkanakh [Construction of Small Hydroelectric Power Stations in the Western Balkans], viewed 21 May 2024 <<https://bankwatch.org/blog/stroitelstvo-malykh-gidroelektrostantsii-na-zapadnykh-balkanakh?lang=ru>>

5. Mini-gidrostantsii: kharakterystyky ta osoblyvosti [Mini-Hydropower Stations: Characteristics and Features], viewed 21 May 2024 <<https://hydromarket.com.ua/ua/a480494-mini-gidrostantsii-harakteristiki.html>>

6. Proektuvannya budivnytstva mikro, malykh ta mini HES [Designing the Construction of Micro, Small, and Mini Hydropower Plants], viewed 21 May 2024 <<https://mcl.kiev.ua/proektirovanie-stroitelstva-mikro-mini-i-malyh-ges/>>

7. Bolshoi potentsyal maloi vodi [Designing the Construction of Micro, Small, and Mini Hydropower Stations], viewed 21 May 2024 <<https://zn.ua/energetics/bolshoj-potentsial-maloj-vody.html>>

8. Jamoldinovich, AE 2020, 'The importance of metrology and standardization today Alikhonov Elmurod', *Innovation technical and technology*, vol. 1, no 4, Pp. 1-3.

9. Otakulov, OX et al. 2020, 'Modeling of geothermal Micro-GES', *Scientific-technical journal*, Vol. 24, no 2, Pp. 89-93.

10. Rustamov, US et al 2021, 'Farg'ona viloyati aholisini elektr energiyasi tanqisligini bartaraf etishda Mikro-GEslardan foydalanish', *Oriental renaissance: Innovative, educational, natural and social sciences*, Vol. 1, no 10, Pp. 603-610.

11. Ergashev, SF et al 2020, 'Automated Water Management System Based on Computer Automation Elements', *Automatics & Software Enginery*, no 3, Pp. 7.

12. Vykharev, Yu, Karamushka, A et al 2005, 'Malie HES: nastoiashchee y budushchee' [Small Hydropower Stations: Present and Future], *Enerhetycheskaia polytyka Ukrainy*, no 6, Pp. 90-96.

13. Nykytorovych, AV 2006, 'Analyz sostoiannya y perspektyvi razvytiya maloi hydroenerhetyky v Ukraine' [Analysis of the Current State and Development Prospects of Small Hydropower in Ukraine], *Enerhetyka ta elektryfikatsiia*, no 9, Pp. 29-32.

14. Mezeria, AYU & Prydvorov, SS 2023, 'Analiz yakisnykh pokaznykiv vykorystannia riznykh typiv heneratoriv na mini HES' [Analysis of Quality Indicators of Different Types of Generators Used in Mini Hydropower Stations], *Mashynobuduvannia*, iss 31, Pp. 61-70.

15. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU & Melnikov, VYe 2019, 'Naukove obhruntuvannia ta normatyvne zabazpechennia enerhoefektyvnykh rezhymiv roboty system avtomatichnoho rehuliuвання hidroheneratorykh ustanovok' [Scientific Justification and Regulatory Support for Energy-Efficient Operation Modes of Automatic Control Systems for Hydrogenerator Plants], *Enerhozbezrehennia Enerhetyka Enerhoaudyt*, no 2 (150), Pp. 22-30.

16. Khlapuk, NN & Makovskyi, AM 2005, 'Malaia hydroenerhetyka Ukrainy – vozmozhnosti razvytiya' [Small Hydropower in Ukraine – Development Opportunities], *Hydroenerhetyka Ukrainy*, no 3, Pp. 30-40.

Стаття надійшла до редакції 15 червня 2024 року.

ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ РИЗИКІВ ПРОЦЕСІВ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ПІДПРИЄМСТВ КВАЛІМЕТРИЧНИМИ МЕТОДАМИ

Рудик Ю. І.¹, Тріщ Г. М.², Катрич О. О.², Хімічева А. І.³,
Малахов І. М.², Тимофєєв О. П.²

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності

²Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут"

³Київський національний університет технологій та дизайну

Інформація про авторів:

Рудик Юрій Іванович (Rudyk Yuriy): ORCID: 0000-0002-7372-5876; e-mail: rudra@ukr.net, Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, головний науковий співробітник відділу організації науково-дослідної діяльності, Львів, 79000, Україна.

Тріщ Галина Михайлівна (Trishch Halyna): ORCID: 0009-0001-2259-2217; e-mail: trish_g@ukr.net, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", доцент кафедри мехатроніки та електротехніки, вул. Чкалова, 17, Харків, 61000, Україна

Катрич Олег Олександрович (Katrych Oleh): ORCID: 0000-0002-5749-6006; e-mail: o.katrich@kernel.ua, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", докторант кафедри мехатроніки та електротехніки, вул. Чкалова, 17, Харків, 61000, Україна.

Хімічева Ганна Іванівна (Khimicheva Hanna): ORCID: 0000-0003-2163-6975; e-mail: anna.khimicheva.ai@gmail.com, Київський національний університет технологій та дизайну, професор кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій та вимірвальної техніки, вулиця Немировича-Данченка, 2, Київ, 01011, Україна.

Малахов Іван Миколайович (Malakhov Ivan): ORCID: 0009-0005-5540-4840; e-mail: i.m.malakhov@khai.edu, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", аспірант кафедри мехатроніки та електротехніки, вул. Чкалова, 17, Харків, 61000, Україна

Тимофєєв Олексій Павлович (Tymofieiev Oleksii): ORCID: 0009-0000-1564-0981; e-mail: o.p.tymofieiev@khai.edu, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", аспірант кафедри мехатроніки та електротехніки, вул. Чкалова, 17, Харків, 61000, Україна

Для оцінювання якості та прогнозування ризиків процесів системи управління якістю (СУЯ) підприємств на основі стандартів ISO серії 9000 рекомендується використовувати кваліметричні методи, засновані на критеріях непараметричних статистик. У статті розглядаються дві практичні задачі. Одна з них стосується визначення випадковості часового ряду оцінок якості процесів СУЯ підприємства. Для цього пропонується використовувати критерій серій для визначення періоду, протягом якого можуть впливати випадкові або закономірні фактори на розподіл показника якості процесу. Цей підхід дозволяє прогнозувати поведінку часового ряду оцінок якості та розробляти коригуючі заходи.

Друга задача полягає у визначенні довірчих інтервалів для розсіювання узагальненого показника якості процесу СУЯ з часом, використовуючи критерій Вілкоксона. Розроблено алгоритм для виявлення систематичної складової функціонування процесу СУЯ з часом та встановлення його довірчих інтервалів. Моніторинг і аналіз руху медіанного значення показника якості дозволяють прогнозувати та приймати рішення щодо поліпшення якості процесу. Знання довірчих інтервалів допомагає визначити стабільність або її відсутність у варіаціях узагальненого показника якості процесу СУЯ протягом його функціонування.

Ключові слова: оцінювання; прогнозування; ризики; кваліметричні методи; система управління якістю; порядкові статистики; узагальнений показник якості.

Rudyk Yu., Trishch H., Katrych O., Khimicheva H., Malakhov I., Tymofieiev O. “Quality assessment and risk forecast in enterprise management system processes using qualimetric methods”

To assess the quality and predict the risks in the processes of the Quality Management System (QMS) of enterprises based on ISO 9000 series standards, it is recommended to use qualimetric methods based on the criteria of nonparametric statistics. The article considers two practical tasks. One of them concerns determining the randomness of the time series of assessments of the QMS process quality. It is proposed to use the series criterion to determine the period when random or natural factors influence the distribution of the process quality indicators. This approach allows to predict the behaviour of quality assessment time series and development of corrective measures. The second task focuses on establishing confidence intervals for the variance of the generalized quality indicator of the QMS process over time, using the Wilcoxon criterion. An algorithm has been developed to identify the systematic component of QMS process performance over time and to define its confidence intervals. Monitoring and analyzing the movement of the median value of the quality indicator facilitate forecasting and decision-making to enhance process quality. Understanding confidence intervals assists in determining the stability of variations in the generalized quality indicator of the QMS process during its operation.

Keywords: assessment; forecasting; risks; qualimetric methods; quality management system; ordinal statistics; generalised quality indicator.

Постановка задачі та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Якість продукції та послуг національного виробника будь-якої держави є пріоритетом у міжнародній конкурентній боротьбі, оскільки вона суттєво впливає на формування зовнішньої політики та національної безпеки; вона визначає рівень життя і стабільність національної валюти. Створення системи управління якістю (СУЯ) на основі стандартів ISO серії 9000 значною мірою сприяє конкурентоспроможності підприємства, а отже, і підвищенню ефективності діяльності. Країни Європейського Союзу (ЄС), а також ті, що прийняли рішення приєднатися до ЄС, особливо зацікавлені у наданні високоякісних продуктів і послуг. Аналіз підприємств, які розробляють і впроваджують СУЯ у свою діяльність, показав, що існує низка проблем для досягнення належного функціонування СУЯ.

Згідно ДСТУ ISO 9001:2015 елементи СУЯ є «процесний підхід», згідно з яким, усі види діяльності на підприємстві розглядаються як процеси. Під процесом розуміється логічно упорядкована діяльність, яка з допомогою ресурсів перетворює входи на виходи [1]. В якості вхідних і вихідних даних для функціонування процесу можуть виступати як обладнання, матеріали, комплектуючі компоненти, так і інформація, енергія, фінансові, людські та інші ресурси.

Одним з основних інструментів управління діяльністю підприємств є отримання інформації про функціонування процесів СУЯ, прогнозування результатів на кілька кроків вперед та подальше введення корегуючих дій. Для досягнення належного функціонування кожного такого процесу у складі СУЯ необхідно встановити показники якості процесів, визначати їх, та аналізувати з допустимими для прийняття рішень щодо розробки подальших управлінських дій. Однак, методи вимірювання чи моніторингу процесів, а також аналізування отриманих результатів у стандартах ISO серії 9000 не регламентовано, і кожне підприємство самостійно зустрічається з проблемою визначення механізму оцінювання процесів СУЯ.

Таким чином, зміни, що відбулися на сучасному етапі розвитку управління якістю, потребують від підприємств зосередження уваги не на якості продукції, а на якості функціонування процесів, і, як результат такого управління, підприємство отримує продукцію, відповідну вимогам споживача. Оскільки, згідно з даною концепцією, об'єктом

управління виступають процеси, то для прийняття керівництвом підприємства управлінських дій необхідно отримувати інформацію про якість їх функціонування. Здійснений аналіз положень стандартів ISO серії 9000 підтвердив наявність вимог до необхідності оцінювання процесів СУЯ та прогнозування показників з метою введення корегувальних дій. Потребують подальшого розгляду методи оцінювання та їх спроможність відповідати встановленим вимогам.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Незважаючи на те, що різноманітні процеси мають різні показники якості, методи їх оцінювання близькі, оскільки усі процеси та усі їх показники потребують кількісного оцінювання. Визначення виду залежності між розмірним показником якості та його оцінкою на безрозмірній шкалі – це одне з важливих питань у кваліметрії. Існує значна кількість методик, у яких для визначення оцінки окремих простих показників та комплексної оцінки якості застосовуються різні формули (моделі, рівняння, залежності) [2-7].

Аналіз сучасних методів кількісного оцінювання якості функціонування процесів [8-13] показав, що вони спрямовані на визначення показників в конкретний час. Однак також важливо досліджувати динамічні характеристики якості процесів для прийняття управлінських рішень.

З розвитком теорії ймовірностей та математичної статистики статистичні методи застосовуються для виконання різноманітних практичних завдань, що можна подати у вигляді основних груп: статистичний аналіз точності та стабільності процесів; статистичне регулювання процесів; статистичний приймальний контроль; статистичні методи оцінювання якості; статистичне прогнозування якості процесів і продукції.

Кваліметричні методи представляють собою математичний інструментарій, що тісно пов'язаний з теоріями ймовірностей та математичної статистики. З їхнім розвитком вони стали широко використовуваними для вирішення різноманітних прикладних задач у будь-якій галузі економіки та сфері діяльності. Кваліметричні методи поділяються на дві групи: параметричні і непараметричні статистики. Вибір між цими групами залежить від наявності статистичної інформації: непараметричні методи використовують лише вибіркові дані з генеральної сукупності, не вимагаючи знання закону розподілу, що робить їх ефективними для задач оцінювання якості у виробничих і соціальних системах. З іншого боку, параметричні методи передбачають знання закону розподілу випадкових величин і можуть бути ефективними при обмеженій кількості статистичної інформації.

Метою роботи є розроблення методів, алгоритмів та методик кількісної оцінки якості процесів СУЯ підприємств з урахуванням вимог міжнародних стандартів ISO серії 9000.

Виклад основного матеріалу

Встановлення періоду дії випадкових факторів на процес системи управління якістю

На процес, і як наслідок на розсіювання значень узагальненого показника якості процесу, впливають фактори – випадкові та систематичні. Оскільки управляти можна тільки систематичними, то доцільно визначити період, протягом якого на процес діють випадкові фактори, і протягом якого – систематичні. Для визначення періоду дії на процес СУЯ випадкових факторів пропонуємо застосовувати один із методів непараметричних статистик – критерій серій [14]. Оскільки, він характеризується легкістю у практичному застосуванні та не потребує спеціального програмного забезпечення для опрацювання експериментальних даних. Окрім цього, на відміну від інших критеріїв, критерій серій стійкий по відношенню до різних змін в оцінках якості процесу, адже кількість серій не залежить від величини розсіювання узагальненого показника якості процесу СУЯ відносно його середнього значення.

Відомо, що основні умови, за яких послідовність спостережень $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ певної величини X можна вважати випадковою, полягають в тому, що: по-перше, спостереження x_i були незалежними, і по-друге, щоб вони були однаково розподілені. Тільки за таких умов можна розглядати спостереження x_i як повторення однієї і тієї ж величини X з певним законом розподілу $F(x)$. Закон розподілу сукупності спостережень x_i в умовах випадковості має вид:

$$P(x_1, x_2, \dots, x_n) = F(x_1) \cdot F(x_2) \cdot \dots \cdot F(x_n), \quad (1)$$

де $P(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – інтегральний n -мірний закон розподілу сукупності n величин.

Тут $P(x_1, x_2, \dots, x_n)$ не змінюється при перестановці будь-яких аргументів x_i та x_j між собою. Звідси випливає, що в тому разі, коли послідовність випадкова, порядок, у якому розташовуються спостереження різної величини, не відіграє суттєвої ролі: усі $n!$ перестановок, які дають ту саму групу спостережуваних значень, будуть рівно можливими.

Розглянемо послідовність визначення періоду дії незалежних випадкових факторів, іншими словами на якому проміжку часу розсіювання узагальненого показника якості процесу є випадковим.

Для цього на першому етапі потрібно із значень узагальненого показника якості процесу, оцінених протягом певного періоду часу, побудувати точкову діаграму з їх середнім значенням (рис. 1)



Рис. 1 – Діаграма розсіювання узагальненого показника якості процесу системи управління якістю

На другому етапі необхідно значення узагальненого показника якості, які знаходяться вище середнього значення S позначити знаком «+», а значення, які знаходяться нижче середнього значення – знаком «-». У результаті вийде послідовність типу:

$$P(x_1, x_2, \dots, x_n) = F(x_1) \cdot F(x_2) \cdot \dots \cdot F(x_n), \quad (1)$$

яка має N_1 елементів з знаком «+», та N_2 елементів з знаком «-». Всього в послідовності $N = N_1 + N_2$ елементів. Послідовність може бути записана $C_N^{N_1}$. Якщо кожна послідовність, в якій поява усіх можливих $C_N^{N_1}$ варіантів однаково ймовірна, то говорять, що елементи «+» та «-» послідовності розташовані випадково [15].

Серією називається послідовність значень з однаковим знаком «+» чи «-». Нехай r – загальна кількість серій в даній послідовності. Доцільно дослідити чи для даної кількості серій виконується гіпотеза щодо випадковості розташування елементів з знаком «+» та «-». Оскільки елементи «+» та «-» рівноправні, то можна вважати, що $N_1 \leq N_2$.

Для підтвердження такої гіпотези слід перевірити, чи виконується умова:

$$g(\alpha; N_1; N_2) < r < G(\alpha; N_1; N_2) \quad (2)$$

де $g(\alpha; N_1; N_2)$ – нижнє критичне значення для кількості серій r ; $G(\alpha; N_1; N_2)$ – верхнє критичне значення для кількості серій r ; α – рівень значимості.

Критичні значення $g(\alpha; N_1; N_2)$ та $G(\alpha; N_1; N_2)$ для заданого рівня значимості α знаходяться по таблиці 1 [15].

Таблиця 1. Критичні значення $g(\alpha; N_1; N_2)$ та $G(\alpha; N_1; N_2)$

n=N/2	α					
	0,99	0,975	0,95	0,05	0,025	0,01
5	2	2	3	8	9	9
6	2	3	3	10	10	11
7	3	3	4	11	12	12
8	4	4	5	12	13	13
9	4	6	6	13	14	15
10	5	6	6	15	15	16
11	6	7	7	16	16	17
12	7	7	8	17	18	18
13	7	8	9	18	19	20
14	8	9	10	19	20	21
15	9	10	11	20	21	22
16	10	11	II	22	22	23
18	II	12	13	24	25	26
20	13	14	15	26	27	28
25	17	18	19	32	33	34
30	21	22	24	37	39	40
35	25	27	28	43	44	46
40	30	31	33	48	50	51
45	34	36	37	54	55	67
50	38	40	42	59	61	63
55	43	45	46	65	66	68
60	47	49	51	70	72	74
65	52	54	56	75	77	79
70	56	58	60	81	83	85
75	61	63	65	86	88	90
80	65	68	70	91	93	96
85	70	72	74	97	99	101
90	74	77	79	102	104	107
95	79	82	84	107	109	112
100	84	86	88	113	115	117

Для визначення g та G з таблиці потрібно знайти строку, яка відповідає заданим N_1 N_2 . На перетині цієї строки з стовпцем, який відповідає заданому рівню значимості α , указано два числа, які і будуть нижньою та верхньою границею для даної кількості серій.

Якщо знайдене в результаті поділу спостережень на серії значення r відповідає умові (2), то можна вважати, що гіпотеза щодо розподілу значень узагальненого показника якості

процесу СУЯ відносно їх середнього значення випадково є вірною. Якщо така умова не виконується, то гіпотезу слід заперечити. При чому ймовірність помилково заперечити дану гіпотезу, коли вона правильна, не перебільшує 2α .

Таким чином, перевіряється умова випадковості розподілу узагальненого показника якості відносно його середнього значення через певні проміжки часу протягом всього часового ряду. З допомогою такого методу можна визначити період, протягом якого на розсіювання узагальненого показника якості процесу діють випадкові чи закономірні фактори. Тому надалі необхідно оцінити величину і характер тієї складової процесу, коли на нього діють фактори з певною закономірністю.

Визначення систематичної складової функціонування процесів систем управління якістю з часом та її довірчих границь

Для визначення величини систематичної складової процесу необхідно використовувати інформацію про розсіювання узагальненого показника якості процесу СУЯ. Причому необхідно мати хоча б 2-3 такі реалізації одного і того ж самого процесу за певні проміжки часу.

Скористаємося методом, який ґрунтується на застосуванні порядкових статистик, з побудовою медіанного ряду, оскільки це дозволить збільшити обсяг інформації і він є стійким до крайніх значень, що відповідає особливостям оцінювання процесів СУЯ.

Для реалізації даного методу, позначимо значення однієї реалізації процесу $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, другої - $y_1, y_2, y_3, \dots, y_n$, і т.д., і останньої - $m_1, m_2, m_3, \dots, m_n$. Необхідно знайти різницю між кожним наступним значенням окремої реалізації і всіма попередніми значеннями інших реалізацій, тобто:

$$\begin{aligned} & x_{i+1} - x_i; x_{i+1} - y_i; \dots; x_{i+1} - m_i \\ & y_{i+1} - x_i; y_{i+1} - y_i; \dots; y_{i+1} - m_i \\ & m_{i+1} - x_i; m_{i+1} - y_i; \dots; m_{i+1} - m_i \end{aligned} \quad (3)$$

Із усіх різниць слід побудувати варіаційний ряд, тобто, виставити значення різниць в порядку зростання. Медіанне значення цього ряду і буде величиною систематичної складової певного процесу СУЯ (рис. 2).

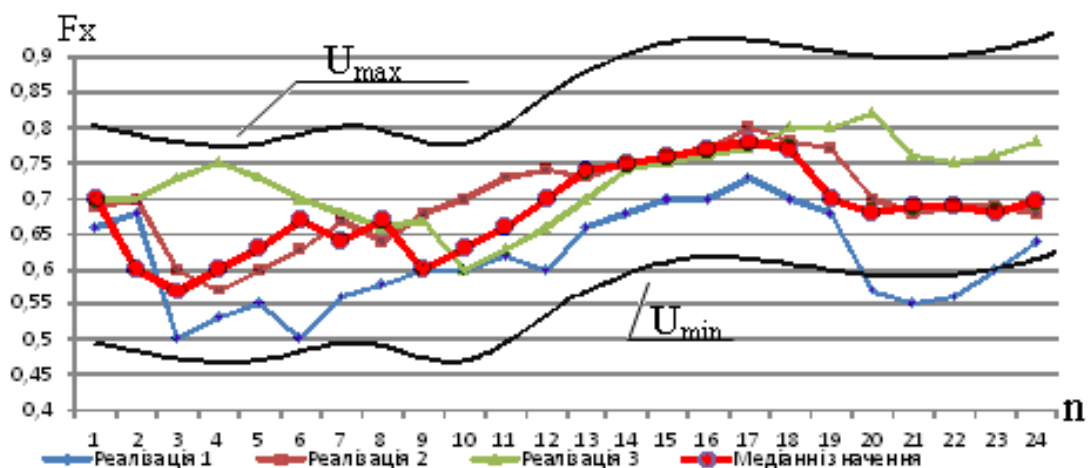


Рис. 1 - Величина систематичної складової узагальненого показника якості процесу СУЯ

З метою визначення довірчих границь розсіювання узагальненого показника якості процесу СУЯ з часом скористаємось критерієм Вілкоксона [15]. Для цього необхідно знайти

табличне максимальне та мінімальне значення статистики Вілкоксона з таблиць [15]. В таблиці дано нижнє і верхнє критичні значення $W(\alpha; m, n)$ для $m = 1(1) 25$, $n = m(1) 25$ и $\alpha = 0.001$ (n – кількість значень реалізації процесу, довжина якої більша; m – кількість значень реалізації процесу, довжина якої менша, α – рівень значимості).

Граничні значення вибираються залежно від кількості значень у реалізації N , максимальна кількість яких не повинна перевищувати 25. В іншому випадку, граничні значення статистики Вілкоксона визначаються за формулами [15]:

$$W_{\min} = \left[\frac{m(m+n+1)-1}{2} - \psi \sqrt{\frac{mn(m+n+1)}{12}} \right], \quad (4)$$

$$W_{\max} = 2MW - W_{\min} \quad (5)$$

де

$$MW = \frac{m(m+n+1)}{2}, \quad (6)$$

Найменше можливе для статистики Вілкоксона значення відповідає взаємному розташуванню вибірових значень виду $УУУ...УХХ...Х$. Звідси:

$$W = 1 + 2 + \dots + n = \frac{1+n}{2}n = \frac{1}{2}n(n+1), \quad (7)$$

де q – кількість значень в експерименті у якого довжина більше.

Таким чином, знаходимо значення верхньої і нижньої межі:

$$U_{\min} = W_{\min} - \frac{1+n}{2}n, \quad (8)$$

$$U_{\max} = W_{\max} - \frac{1+n}{2}n \quad (9)$$

Згодом по варіаційному ряді різниць визначаємо значення даного ряду, яке стоїть на $U_{\min}$ і $U_{\max}$ місці, які і будуть довірчими границями величини розсіювання узагальненого показника якості процесу з часом. На рисунку 3 показано у вигляді алгоритму послідовність знаходження систематичної складової функціонування процесу СУЯ з часом і її довірчих границь.

Така послідовність дозволяє визначити систематичну складову функціонування процесу СУЯ з часом та її довірчі границі. Спостереження та аналіз за рухом виведеного медіанного значення дозволить приймати рішення щодо впровадження запобіжних дій з метою покращення якості процесу СУЯ. Знання довірчих границь дозволить виявити стабільність чи її відсутність у розсіюванні узагальненого показника якості процесу СУЯ з часом її функціонування.

Висновки

Для оцінювання якості та прогнозування ризиків процесів системи управління якістю (СУЯ) підприємств пропонується застосовувати кваліметричні методи. У якості математичного апарату пропонується застосовувати критерії не параметричних статистик.

У статті вирішуються дві практичні задачі, а саме. Перша задача пов'язана з визначенням випадковості часового ряду оцінок показників якості процесів СУЯ підприємства. Для визначення періоду дії на процес СУЯ випадкових факторів пропонується застосовувати один із критеріїв непараметричних статистик – критерій серій. Таким чином, перевіряється, чи є випадковий розподіл показника якості процесу відносно його середнього значення протягом певного інтервалу часу. Застосування цього критерію дозволяє визначити

період, протягом якого вплив на розподіл показника якості процесу може мати випадкові або закономірні фактори. Результат дозволяє прогнозувати поведінку часового ряду оцінок показників якості процесу та вводити коригуючі дії.

Друга задача, яка вирішується у статті, це визначення довірчих границь розсіювання узагальненого показника якості процесу СУЯ з часом. Для цього застосували критерій непараметричних статистик - критерій Вілкоксона. Розроблено алгоритм знаходження систематичної складової функціонування процесу СУЯ з часом і її довірчих границь. Моніторинг і аналіз руху медіанного значення показника якості СУЯ дозволяє прогнозувати показники якості процесу та приймати рішення щодо впровадження заходів з метою поліпшення їх якості. Знання довірчих інтервалів допомагає виявити стабільність чи її відсутність у варіаціях узагальненого показника якості процесу СУЯ протягом його функціонування.

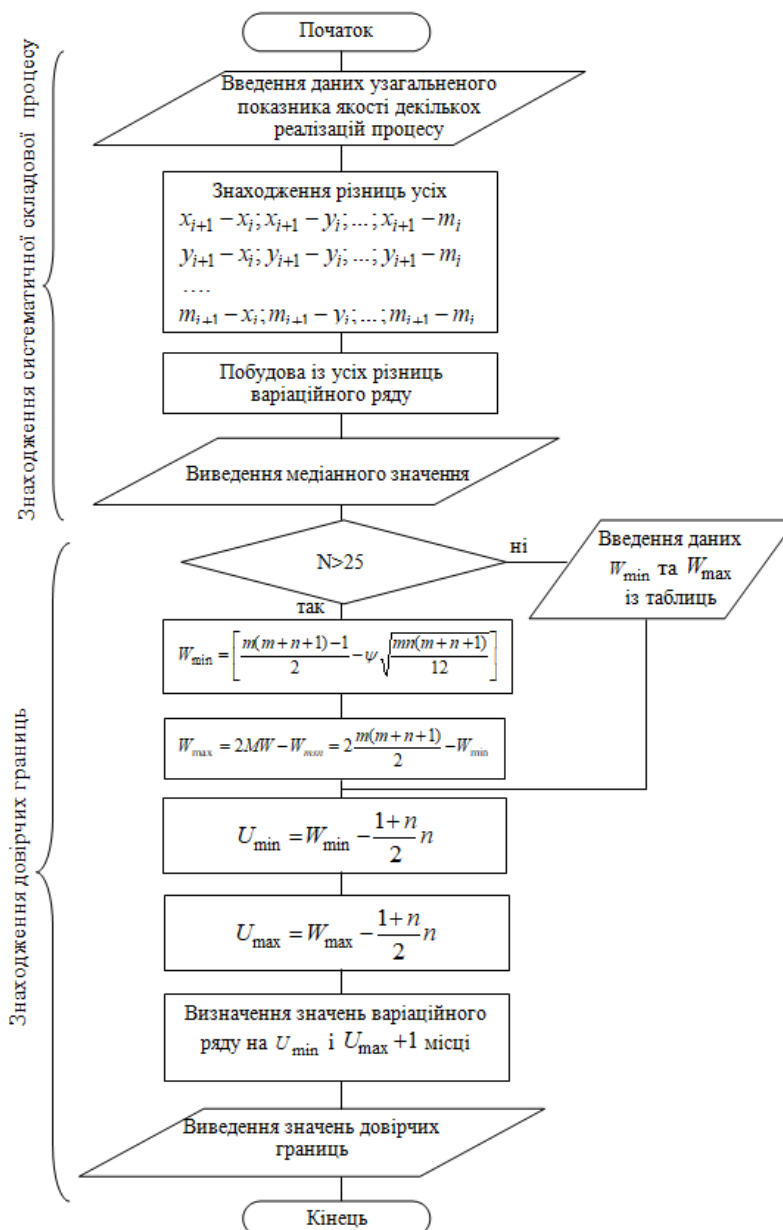


Рис. 3. Алгоритм знаходження систематичної складової функціонування процесу СУЯ з часом і її довірчих границь

Список літератури:

1. ДСТУ ISO 45001:2019 (ISO 45001:2018, IDT) Системи управління охороною здоров'я та безпекою праці. Вимоги та настанови щодо застосування. – На заміну ДСТУ OHSAS 18001:2010 ; чинний від 2021-01-01. – Вид. офіц. – Київ : [б. в.], 2019.
2. Застосування функціональної залежності для багатокритеріального оцінювання безпеки праці, як об'єкта кваліметрії / О. М. Черняк, Н. А. Сороколат, І. О. Багаєв, Л. Ю. Фатєєва // Сучасний стан наукових досліджень та технологій в промисловості. – 2022. – № 1 (19). – С. 76–84. DOI: <https://doi.org/10.30837/ITSSI.2022.19.076>.
3. Evaluation of the condition of social processes based on qualimetric methods: The COVID-19 case / R. Ginevičius, R. Trišć, R. Remeikienė, A. Zielińska, G. Strikaitė-Latušinskaja // Journal of International Studies. – 2022. – Vol. 15, no. 1. – P. 230–249. DOI: <https://doi.org/10.14254/2071-8330.2022/151/15>.
4. Черняк О. М. Застосування методу інтегрування для оцінювання якості об'єктів кваліметрії / О. М. Черняк, Н. А. Сороколат, І. В. Каницька // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2020. – № 4 (6). – С. 93–98. DOI: <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2020.04.14>.
5. Mathematic Model of the General Approach to Tolerance Control in Quality Assessment / O. Kupriyanov, R. Trishch, D. Dichev, T. Bondarenko // InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2022. – P. 415-423. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_41.
6. Застосування методів кваліметрії для оцінки комплексних показників якості багатопараметричних об'єктів / Буданов П. Ф., Грінченко Г. С., Нечуйвітер О. П., Бойко Т. Г., Цихановська І. В. // *Машинобудування : зб наук. пр.* / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2022. – Вип. 30. – С. 73–84. DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2022-30-73-84>.
7. Черняк О. М. Графоаналітичний метод визначення комплексного показника якості об'єктів кваліметрії / О. М. Черняк, Н. А. Сороколат., І. В. Каницька // Сучасний стан наукових досліджень та технологій в промисловості. – 2020. – № 4 (14). – С. 169–175. DOI: <https://doi.org/10.30837/ITSSI.2020.14.169>.
8. Qualimetric method of assessing risks of low quality products / R. Trishch, O. Nechuviter, K. Dyadyura, O. Vasilevskyi, I. Tsykhanovska, M. Yakovlev // MM Science Journal. – 2021. – № 4. – P. 4769–4774. DOI: https://doi.org/10.17973/MMSJ.2021_10_2021030.
9. Тріщ Г. М. Аналіз стану системи управління якістю в динаміці / Г. М. Тріщ, М. В. Денисенко // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – № 1/15. – С. 14–16. DOI: <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2014.21717>.
10. Analysis of the requirements of international and national standards for measurement methods and metrological equipment / R. Trishch [et. al.] // Innovative technologies and scientific solutions for industries. – 2020. – No 1 (11). – P. 156–162. DOI: <https://doi.org/10.30837/2522-9818.2020.12.07>.
11. A study of uncertainty of expert measurement results in the quality management system / Bubela T. [et. al.] // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – No 3(3-81). – P. 4–11. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.71607>.
12. Assessment of the Economic Efficiency of Energy Development in the Industrial Sector of the European Union Area Countries / R. Ginevičius, R. Trishch, Y. Bilan, M. Lis, J. Pencik // Energies. – 2022. – Vol. 15, – no. 9. – P. 3322. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15093322>.
13. Черняк О. М. Методика оцінювання шкідливих чинників, які впливають на здоров'я робітників машинобудівного підприємства / О. М. Черняк, Р. М. Тріщ, А. М. Денисенко // Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2019. – № 5 (1330). – С. 70-76. DOI: <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2019.05.09>.
14. Julius B. Data : Analysis and Measurement Procedures / Julius B., Piersol A. - Hoboken, New Jersey : John: Wiley and Sons, Incorporated, 1971. - 594 p.
15. Методи математичної фізики / С. С. Піх [та ін.]. – Львів : ЛНУ ім. Франка, 2011. – 404 с.

References:

1. DP «UkrNDNTs» (2019), *DSTU ISO 45001:2019 (ISO 45001:2018, IDT) Systemy upravlinnya okhoronoyu zdorovya ta bezpekoju pratsi. Vymohy ta nastanovy shchodo zastosuvannya*, [DSTU ISO 45001:2019 (ISO 45001:2018, IDT) Occupational health and safety management systems. Requirements and instructions for use], Kyiv.
2. Cherniak, O, Sorocolat, N, Bahaiev, I & Fatieieva, L 2022, 'Zastosuvannya funktsionalnoi zalezhnosti dlia bahatokretyrialnoho otsiniuvannya bezpeky pratsi, yak obiekta kvalimetrii' [Application of functional dependence for multi-criterial assessment of labor safety asan object of qualimetry], *Suchasnyi stan naukovykh doslidzhen ta tekhnolohii v promyslovosti*, no 1, Pp. 76–84. DOI: <https://doi.org/10.30837/ITSSI.2022.19.076>.
3. Ginevičius, R, Trišć R, Remeikienė, R, Zielińska, A & Strikaitė-Latušinskaja, G 2022, "Evaluation of the condition of social processes based on qualimetric methods: The COVID-19 case", *Journal of International Studies*, vol. 15, no. 1, pp. 230–249, doi: 10.14254/2071-8330.2022/151/15.

4. Cherniak O, Sorocolat N & Kanytska I 2020, 'Zastosuvannya metodu intehruvannia dlia otsiniuvannia yakosti ob'ektiv kvalimetrii' [*Application of the integration method for assessing the quality of qualimetry objects*], *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: Novi rishennia v suchasnykh tekhnolohiiakh, no. 4 (6), pp. 93-98, doi: 10.20998/2413-4295.2020.04.14.
5. Kupriyanov, O, Trishch, R, Dichev, D & Bondarenko, T 2022, 'Mathematic Model of the General Approach to Tolerance Control in Quality Assessment', *InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 415–423, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_41
6. Budanov, P, Grinchenko, H, Nechuyviter, O & Tsykhanovska, I 2022, 'Zastosuvannya metodiv kvalimetrii dlia otsinky kompleksnykh pokaznykiv yakosti bahatoparametrychnykh ob'ektiv' [*Application of qualimetry methods to evaluate complex quality indicators of multi-parameter objects*], *Mashynobuduvannia*, Iss 30, pp. 73–84, doi: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2022-30-73-84>.
7. Cherniak, O, Sorocolat, N & Kanytska, I 2020, 'Hrafoanalitichnyi metod vyznachennia kompleksnoho pokaznyka yakosti ob'ektiv kvalimetrii' [*Graph analytical method for determining the complex quality indicator of qualimetry objects*], *Suchasnyi stan naukovykh doslidzhen ta tekhnolohii v promyslovosti*, no. 4 (14), pp. 169–175, doi: 10.30837/ITSSI.2020.14.169.
8. Trishch, R, Nechuiviter, O, Dyadyura, K, Vasilevskyi, O, Tsykhanovska, I & Yakovlev, M 2021, "Qualimetric method of assessing risks of low quality products", *MM Science Journal*, no. 4, pp. 4769–4774, doi: 10.17973/MMSJ.2021_10_2021030.
9. Trishch, GM & Denisenko, MV 2014, 'Analiz stanu systemy upravlinnia yakistiu v dynamitsi' [*Analysis of the state of the quality management system in dynamics*], *Tekhnolohycheskyi audyt y rezervy proyzvodstva*, vol. 15 no. 1, pp. 14–16. doi: 10.15587/2312-8372.2014.21717.
10. Trishch, R, Maletska, O, Cherniak, O, Semionova, Ju & Jancis, V 2020, 'Analysis of the requirements of international and national standards for measurement methods and metrological equipment', *Innovative Technologies and Scientific Solutions for Industries*, no. 1 (11), pp. 156-162. doi: 10.30837/2522-9818.2020.12.075
11. Bubela, T, Mykyychuk, M, Hunkalo, A, Boyko, O & Basalkevych, O 2016, 'Exploration of uncertainty in results of expert measurements in the system of quality management', *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. no. 3, pp. 4–11. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.71607>
12. Ginevičius, R, Trishch, R, Bilan, Y, Lis, M & Pencik, J 2022, "Assessment of the Economic Efficiency of Energy Development in the Industrial Sector of the European Union Area Countries", *Energies*, Vol. 15, no. 9, pp. 3322. doi: <https://doi.org/10.3390/en15093322>.
13. Cherniak, O, Trishch, R & Denysenko, A 2019, 'Metodyka otsiniuvannia shkidlyvykh chynnykiv, yaki vplyvaiut na zdorovia robotnykiv mashynobudivnoho pidpriemstva' [*Methods of assessing the harmful factors affecting the health of workers of a machine-building enterprise*], *Visnyk NTU «KhPI»*, Seriya: Novi rishennia v suchasnykh tekhnolohiiakh, no 5 (1330), pp. 70-76, doi:10.20998/2413-4295.2019.05.09.
14. Julius, B & Piersol, A 1971, *Random Data: Analysis and Measurement Procedures*, John Wiley and Sons, Incorporated, Hoboken, New Jersey.
15. Pikh, SS, Popel, OM, Rovenchak, AA & Talianskyi, II 2011, *Metody matematychnoyi fizyky*, [*Methods of mathematical physics*], LNU named after Franka, Lviv.

Стаття надійшла до редакції 18 червня 2024 року.

АНАЛІЗ НОРМАТИВНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОБІВ ШКІРЯНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ У НАПРЯМКУ БЕЗПЕЧНОСТІ

Ломанов К.О.¹, Купріянова К.О.², Проценко В.М.¹

¹ Українська інженерно-педагогічна академія

² Харківський національний університет радіоелектроніки

Інформація про авторів:

Ломанов Костянтин Олександрович (Lomanov Kostyantyn): ORCID: 0009-0000-7124-7607; e-mail: klomanov0320@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри інформаційних комп'ютерних технологій і математики, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Купріянова Катерина Олександрівна (Kupriianova Kateryna): ORCID: 0000-0002-1667-2659; e-mail: kupriyanova.kitty@gmail.com, Харківський національний університет радіоелектроніки, студентка факультету комп'ютерних наук, просп. Науки 14, м. Харків, 61166, Україна.

Проценко Віктор Михайлович (Protsenko Viktor): ORCID: 0009-0000-1936-7409; e-mail: inenvictor2022@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри інформаційних комп'ютерних технологій і математики, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Шкіряна промисловість стикається з численними викликами, пов'язаними із безпекою та екологічністю своєї продукції. Розуміння чинників безпеки, які впливають на здоров'я споживачів при використанні шкіряних виробів, є критично важливим. В роботі проведено аналіз шкідливих хімічних речовин, які можуть використовуватися під час виробництва, таких як формальдегіди, важкі метали та інші токсини. Сучасні методи і обладнання для визначення чинників безпеки дозволяють глибше аналізувати склад виробів і забезпечувати контроль якості на всіх етапах виробництва. Експериментальне дослідження цих методів допомагає виявляти потенційні ризики і розробляти стратегії їх усунення. З погляду нормативних вимог, шкіряна промисловість регулюється як на національному, так і на міжнародному рівнях. Сучасні екологічні стандарти і соціальна відповідальність вимагають від компаній дотримання високих екологічних вимог і забезпечення прозорості своїх виробничих процесів. Сертифікація від таких організацій, як Leather Working Group, свідчить про дотримання стандартів сталого розвитку і може значно підвищити довіру споживачів. У сфері безпечних технологій обробки шкіри, автоматизація сприяє підвищенню контролю якості, знижуючи при цьому ризики для здоров'я. Це також допомагає мінімізувати вплив на довкілля, знижуючи водоспоживання та відходи. Завершальним аспектом є розробка і впровадження системи контролю якості та сертифікації. Це не лише сприяє виробництву безпечних і високоякісних шкіряних товарів, але й забезпечує компанії конкурентні переваги на ринку. Всі ці кроки є життєво важливими для забезпечення того, щоб шкіряна промисловість залишалася відповідальною та орієнтованою на потреби сучасного споживача.

Ключові слова: натуральна шкіра, безпечність шкіри, екологічність, етичне споживання.

Lomanov K., Kupriianova K., Protsenko V. "Analysis of regulatory support for leather products in the area of safety"

The leather industry faces numerous challenges related to the safety and environmental impact of its products. Understanding the safety factors that affect consumer health when using leather goods is critically important. The article includes an analysis of harmful chemicals that may be used during production, such as formaldehydes, heavy metals, and other toxins. Modern methods and equipment for determining safety factors allow for a deeper analysis of product composition

and ensure quality control at all stages of production. Experimental research on these methods helps to identify potential risks and develop strategies for their mitigation. From a regulatory standpoint, the leather industry is governed both at national and international levels. Modern environmental standards and social responsibility require companies to adhere to high ecological requirements and ensure transparency in their production processes. Certification from organizations like the Leather Working Group indicates compliance with sustainability standards and can significantly enhance consumer trust. In the realm of safe leather processing technologies, automation enhances quality control while reducing health risks. It also helps minimize environmental impact by reducing water usage and waste. The final aspect involves the development and implementation of a quality control and certification system. This not only facilitates the production of safe and high-quality leather goods but also provides competitive advantages for companies in the market. All these steps are vital to ensuring that the leather industry remains responsible and oriented towards the needs of modern consumers.

Keywords: quality of technology, assembly accuracy, thermal influence, dimensional chain, closing link

Постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями

Сучасна шкіряна промисловість характеризується високим рівнем спеціалізації. Вона включає в себе різноманітні сегменти: від первинної обробки шкіри (дублення) до виготовлення кінцевих виробів. Галузь вимагає значного обсягу ручної праці, особливо у виробництві висококласних та дизайнерських виробів, хоча автоматизація та новітні технології все більше впливають на виробничі процеси.

Шкіряна промисловість стоїть перед численними викликами, зокрема з точки зору екології та сталого розвитку. Процеси дублення та обробки шкіри часто пов'язані з використанням шкідливих хімікатів, що вимагає від галузі знаходження більш екологічно чистих методів. Також існує потреба в більш ефективному управлінні відходами та зниженні водоспоживання.

Тренд на етичне споживання, який набирає обертів у світі, також впливає на шкіряну промисловість. Виникає попит на альтернативні матеріали, такі як штучна шкіра, що спонукає до інновацій. Шкіряна промисловість є складною та багатогранною галуззю, яка продовжує розвиватися та адаптуватися до змінюваних вимог сучасного світу. Її майбутнє буде в значній мірі залежати від здатності балансувати між традиціями та нововведеннями, забезпечуючи при цьому екологічну стійкість та відповідність етичним стандартам.

Безпечність продукції є ключовим фактором у шкіряній промисловості, важливим як для споживачів, так і для виробників. Для споживачів, безпека продуктів зумовлена здоров'ям та благополуччям. Вироби, які містять шкідливі хімічні речовини, можуть викликати алергічні реакції або інші проблеми зі здоров'ям. Тому гарантування безпеки шкіряних виробів є основною вимогою споживачів.

З точки зору виробників, дотримання стандартів безпеки є не лише юридичною необхідністю, але й важливим аспектом репутації бренду. Виробництво безпечних продуктів підвищує довіру споживачів та забезпечує конкурентні переваги на ринку. Компанії, які ігнорують аспекти безпеки, ризикують зіткнутися з юридичними наслідками, втратою довіри споживачів та фінансовими втратами.

У цьому контексті, регулярний моніторинг та оновлення стандартів безпеки є необхідними для відповідності сучасним вимогам та очікуванням. Це включає перегляд матеріалів, процесів обробки та фінального контролю якості. Виробники, які працюють з високими стандартами безпеки, не лише покращують здоров'я та добробут споживачів, але й сприяють стійкому розвитку галузі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

На початку 20-го століття, основну увагу у стандартизації шкіряної промисловості було приділено якості та міцності шкіряних виробів. Стандартизація технік дублення, якість сировини, методи тестування на міцність та зносостійкість були основними напрямками.

В середині та другій половині 20-го століття, у зв'язку зі зростаючою екологічною свідомістю та занепокоєнням громадськості щодо використання токсичних хімікатів у промисловості, стандарти почали зосереджуватися на екологічних та здоров'язберігаючих аспектах. Впровадження обмежень на використання певних хімічних речовин, зокрема хрому та інших шкідливих танінів, стало важливою частиною стандартів.

У 21-му столітті, на передній план вийшли питання сталого розвитку та соціальної відповідальності. Це означає, що сучасні стандарти не лише забезпечують якість і безпеку продукції, але й враховують екологічний вплив виробничих процесів, умови праці, а також благополуччя тварин. Етичне постачання сировини, зменшення впливу на навколишнє середовище, використання ресурсоефективних технологій стають важливими елементами стандартів.

Потреби у вдосконаленні в Україні нормативно-правових актів та гармонізації їх з міжнародними існують постійно [1]. Підприємства шкіряної промисловості відносяться до високозабруднюючих та токсичних. Вони «генерують різні забруднювачі: мездра, вовна, кров, жири, сульфати, сульфіді, хлориди, луги, кислоти» [2, 3].

Основні вимоги безпеки до виробів з шкіри унормовані Наказом МОЗ № 1138 «Державні санітарні норми та правила «Матеріали та вироби текстильні, шкіряні і хутрові. Основні гігієнічні вимоги» [4]. Цей наказ є обов'язковим на всій території України і встановлює медичні вимоги безпеки для шкіряних матеріалів. До наказу є ряд додатків, які обмежують концентрації хімічних сполук «що можуть викликати шкірно-подразнюючу і алергенну дію та канцерогенні ефекти» [4, п.1.4], зокрема ароматичних амінів, канцерогенних барвників, вогнестійких сполук, інтенсивність запаху, унормовані гігієнічні показники. У наказі зазначено, що «При розробці (постановка на виробництво) нових матеріалів та речовин, що використовуються для виготовлення матеріалів текстильних, шкіряних, хутрових та виробів з них, проводяться дослідження за токсиколого-гігієнічними та мікробіологічними показниками» [4, п. 2.9]. Продукція не повинна викликати «шкірно-подразнюючу дію; алергенну дію; віддалені ефекти (канцерогенна, мутагенна, тератогенна активність та інші); порушувати динамічну рівновагу аутофлори шкіри людини». Для дитячих виробів діють більш строгі норми.

Державний нагляд встановлено для всіх виробів легкої промисловості. Так, наприклад, санітарно-гігієнічні правила і норми №43-125-4390-87 [5] регламентують вміст хімічних волокон у матеріалах для виготовлення дитячого одягу та взуття, встановлюють оптимальні та припустимі значення показників гігієнічності дитячого одягу різного призначення та розміру.

На якість і безпечність шкіряних матеріалів для взуття впливають велика кількість чинників, зокрема багатостадійний технологічний процес виробництва шкір, особливості виду і будови шкіряної сировини, хімічні та біологічно активні матеріали, що застосовуються. У роботі [6] проведений факторний аналіз впливу найбільш поширених чинників на якість і безпечність шкіряних виробів із застосуванням причинно-наслідкових діаграм із залученням 20 експертів. З'ясовано, що найбільш значущими факторами впливу на формування якості та безпечності шкіряних виробів є підбір сировинних матеріалів і технологія виготовлення.

У роботі [7] проаналізовано чинники, що впливають на якість та безпечність при виготовленні і використанні натуральних шкір. Наголошено, що більш 80% шкір виготовляються з використанням сполук хрому. При виробництві сполуки хрому переходять у стічні води. Крім того, таке широке використання хрому призвело до того, що приблизно 1-

3% населення Європи мають алергію на хром. Автори пропонують розширити використання при дубінні «поліфункціональних матеріалів на основі природних високодисперсних мінералів», що зменшує екологічні і медичні наслідки процесу обробки шкіри.

Майже всі автори відмічають негативні чинники при виготовленні шкір, що пов'язані з забрудненням навколишнього середовища, невідповідність екологічним вимогам, і негативним впливом на здоров'я. Це спричиняє фінансові збитки для бізнесу в країнах, що розвиваються [8], а також серйозні загрози для здоров'я людей [9]. Країни ЄС з травня 2015 законодавчо обмежили вміст шестивалентного хрому Cr(VI) у натуральній шкірі до 3 мг/кг [10]; надмірний вміст Cr(VI) – найбільш поширена причина вилучення взуття з євrorинку, перелік такого взуття і його виробників внесений у спеціальну базу даних RAPEX.

Дослідники постійно знаходяться у пошуку безпечніших технологій обробки шкіри при забезпеченні кращої якості. Зокрема, в [11] автори досліджують якість і безпечність пігментних концентратів на мінеральній основі. Дослідники Жалдак М. П. і Мокроусова О. Р. [12, 13] досліджували чинники формування якості та безпечності дитячого взуття з натуральних шкір, а також покращення екологічності виробництва. Роботи [14, 15] спрямовані на оцінку безпечності умов праці у випадку забрудненого виробничого середовища.

У роботі [16] запропонований удосконалений спосіб хромового дублення з використанням модифікованого монтморилоніту. Доведено зменшення витрат сполук хрому для дублення до 30,6%, підвищення ступеня відпрацювання сполук хрому під час дублення до 17,4%.

Таким чином, виробники у шкіряній промисловості мають виконувати вимоги до безпечності виготовлених виробів, а також постійно реалізовувати інновації для впровадження безпечних технологій обробки шкіри.

Метою роботи є аналіз напрямків розвитку стандартизації в шкіряній промисловості і застосування етичних критеріїв при виготовленні шкіряних виробів.

Виклад основного матеріалу

При використанні виробів шкіряної промисловості, безпека споживачів є пріоритетом, оскільки промислові чинники можуть вплинути на здоров'я людини. Основні аспекти безпеки включають використання хімічних речовин, а також алергени, що супроводжують як процеси виробництва, так і подальшого застосування виробів. Тобто фактори безпеки мають враховуватися як при виробництві, так і з погляду на застосування одягу.

Безперечно, обробка шкіри відноситься до одних з найнебезпечніших виробництв. Найважливіший фактор ризику – це хімічні речовини, які використовуються під час обробки шкіри. Хоча хромове дублення забезпечує міцність і гнучкість шкіри, шестивалентний хром, який може утворюватися в процесі, є високотоксичним та канцерогенним. Він може спричинити алергічні реакції, дерматити, а у важких випадках – серйозні проблеми з дихальними шляхами або рак.

Іншим занепокоєнням є використання формальдегіду та інших альдегідів у деяких методах обробки шкіри. Ці речовини викликають подразнення шкіри, очей та дихальних шляхів, а також пов'язані з підвищеним ризиком розвитку раку. Феноли та інші використовувані консерванти також шкідливі. Вони здатні викликати серйозні шкірні реакції, включаючи опіки, і мати токсичний вплив при тривалому контакті.

Барвники та пігменти, які часто використовуються для надання шкірі певного кольору, також містять шкідливі хімічні сполуки. Наприклад, деякі азо-барвники можуть розкладатися та утворювати канцерогенні аміни. Розчинники та клеї, які використовуються в процесах виробництва шкіряних товарів, можуть випаровувати леткі органічні сполуки, які при вдиханні викликають головний біль, запаморочення, а у важких випадках – пошкодження нервової системи або органів дихання.

Ці потенційні ризики змушують виробників шкіряних виробів шукати безпечніші альтернативи та вдосконалювати процеси обробки. Націленість на зменшення використання шкідливих речовин, впровадження більш сталих технологій та покращення умов праці є ключовими аспектами для забезпечення безпеки у всьому ланцюжку виробництва. Окрім того, регулярний моніторинг здоров'я працівників та застосування заходів індивідуального захисту є важливими для мінімізації ризиків, пов'язаних з обробкою шкіри.

Готовий виріб також несе в собі певні ризики для безпеки користувачів. Важливим аспектом є можливість алергічних реакцій. Деякі люди мають чутливість до певних компонентів шкіри, особливо якщо вона обробляється з використанням певних барвників, консервантів або інших добавок. Вибір високоякісних матеріалів та мінімізація використання потенційно алергенних речовин є ключовими для забезпечення безпеки кінцевих споживачів. Використання сучасних технологій та дотримання строгих стандартів безпеки є ключовими для захисту здоров'я споживачів та забезпечення їхньої довіри до продукції.

Аналіз безпеки шкіряної продукції вимагає застосування різноманітних методів і обладнання, що дозволяє виявити потенційні ризики і забезпечити відповідність продукції встановленим стандартам. Вибір найбільш доцільних інструментів залежить від конкретних потреб та параметрів, що вимагають перевірки.

Одним із ключових методів є хімічний аналіз. Це включає тестування на вміст шкідливих речовин, таких як Cr(VI), формальдегід, фталати та інші потенційно токсичні сполуки. Для цього використовуються газова хроматографія та мас-спектрометрія, які дозволяють точно вимірювати концентрації хімічних елементів у шкіряній продукції. Контроль якості в шкіряній промисловості є фундаментальним аспектом, що гарантує високий рівень задоволення споживачів та відповідність продукції міжнародним стандартам.

На початковому етапі, контроль якості починається з вибору сировини. Проводяться тести на міцність, розтяжність та інші фізичні характеристики, щоб переконатися, що сировина відповідає встановленим вимогам. В процесі виробництва використовуються методи тестування та моніторингу для визначення якості продукції. Вони включають хімічні аналізи для визначення вмісту потенційно шкідливих речовин та фізичні тести на зносостійкість та довговічність.

Контроль якості вкрай важливий на завершальних етапах виробництва, де перевіряється відповідність продукції дизайнерським специфікаціям, функціональність, а також естетичні аспекти. Кожен виріб проходить ретельний огляд на наявність дефектів, недоліків у швах, кольорі та обробці.

У сфері екологічної безпеки використовуються методи для аналізу викидів та впливу на довкілля. Це включає оцінку стічних вод, викидів в атмосферу та загального вуглецевого сліду. Екологічні аудити та оцінка життєвого циклу продукції допомагають визначити області, де можна зменшити негативний вплив на довкілля.

Дотримання стандартів є важливою умовою сталого виробництва. Міжнародні стандарти зазвичай мають ширший обсяг і охоплюють більш глобальні питання, такі як міжнародна торгівля, екологічні стандарти та глобальні тенденції споживання. Українські стандарти, навпаки, більш фокусуються на конкретних національних вимогах і умовах.

У сучасній шкіряній промисловості, використання безпечних технологій обробки шкіри стає все більш актуальним. Ці технології спрямовані на зниження екологічного впливу, забезпечення безпеки працівників, а також покращення якості та безпечності кінцевих виробів. В якості альтернативи традиційному дубленню використовується рослинні таніни та синтетичні методи. Це один з найбезпечніших методів дублення, що використовує природні речовини, такі як кора дерев. Розвивається технологія синтетичних альтернатив хромовому дубленню, що зменшує ризик впливу токсичних речовин на здоров'я та навколишнє середовище. Використовуються новітні методи фінішної обробки, які не лише покращують зовнішній вигляд шкіри, але й забезпечують її довговічність і безпеку, зокрема

застосуються водно-базові фінішні покриття та безпечні барвники, що знижують використання летких органічних сполук.

Автоматизація виробничих процесів та впровадження робототехніки впливають на стандарти безпеки. Це дозволяє зменшити людську помилку, підвищити точність обробки і гарантувати більш високу якість продукції. Використання датчиків та інших пристроїв моніторингу на виробничих лініях допомагає відслідковувати параметри обробки і забезпечувати постійну якість виробів. Впровадження автоматизованих систем контролю якості на всіх етапах обробки дозволяє точно відслідковувати параметри обробки і забезпечувати однорідність якості, що сприяє більш сталому виробництву.

Сертифікація виробів шкіряної промисловості відіграє ключову роль у формуванні довіри споживачів, що є невід'ємною частиною успіху будь-якого бренду. Сертифікація є свідченням прозорості та відкритості компанії, її бажання виробляти високоякісну та безпечну продукцію, що відповідає найсуворішим стандартам. Сертифікація допомагає підтвердити, що продукт виготовлений за високими стандартами якості, з використанням безпечних та екологічно відповідальних методів. Вона свідчить про те, що виробник дотримується встановлених норм і процедур, що зменшує ризики для здоров'я та довкілля. Це особливо важливо в галузі, де використання токсичних хімікатів у процесі дублення та обробки шкіри може викликати занепокоєння щодо безпеки продукту.

Сертифіковані вироби часто сприймаються як вищої якості. Для бізнесу сертифікація може стати конкурентною перевагою, відкриваючи доступ до нових ринків та споживчих груп. Вона також сприяє поліпшенню взаємин з партнерами та інвесторами, які все більше звертають увагу на соціальну відповідальність і сталість бізнесу.

Протягом останніх десятиріч поширення набула екологічна сертифікація і соціальна відповідальність, особливо в країнах ЄС. Зростання екологічної свідомості суттєво вплинуло на нормативи. Споживачі та активісти почали вимагати від промисловості відмови від використання шкідливих хімікатів та впровадження екологічно стійких методів виробництва. Особливий акцент робиться на соціальну відповідальність бізнесу. Це означає, що виробники шкіри повинні не лише дотримуватися екологічних норм, але й забезпечувати гідні умови праці, прозорість ланцюжків поставок та враховувати етичні аспекти використання тваринного сировини.

Екологічні стандарти у шкіряній промисловості стають все більш важливими у контексті глобального зусилля щодо сталого розвитку та зменшення екологічного впливу. Ці стандарти забезпечують, що виробництво шкіри не лише відповідає потребам споживачів, але й здійснюється з мінімальним впливом на довкілля.

Основними аспектами екологічних стандартів є зменшення використання води та енергії, мінімізація викидів токсичних речовин та забруднення, а також відповідальне управління відходами. Використання рослинних танінів або більш безпечних хімічних речовин у процесі дублення, впровадження технологій очищення стоків, а також рециклінг та повторне використання відходів є ключовими напрямками для досягнення цих цілей. У багатьох випадках хімічні відходи можуть бути очищені та використані повторно.

Розвиток нових матеріалів, таких як штучна шкіра та інноваційні текстильні волокна, відіграє важливу роль. Ці матеріали можуть імітувати властивості натуральної шкіри без використання традиційних методів дублення. Вони можуть бути безпечнішими для споживачів, особливо для тих, хто страждає на алергії чи чутливу шкіру.

Організація Leather Working Group (LWG) займається питаннями впливу на навколишнє середовище, пов'язаного з виробництвом шкіри. Щоб отримати сертифікат LWG, виробники повинні впровадити програми екологічного використання енергії та очищення стічних вод. Визнані сертифікати - золоті, срібні та бронзові медалі. Організація фокусується на екологічних аспектах виробництва шкіри, встановлюючи стандарти, які стимулюють виробників до більш екологічно сталого виробництва. Шкіра повинна

відповідати сучасним екологічним вимогам, включаючи мінімізацію використання шкідливих хімікатів та забезпечення сталості виробничих процесів. Важливо забезпечити, що сировина поставляється відповідально, з повагою до прав тварин і без шкоди для довкілля.

Висновки

Регулярний моніторинг та оновлення стандартів безпеки є необхідними для відповідності сучасним вимогам та очікуванням. Це включає перегляд використовуваних матеріалів, процесів обробки та фінального контролю якості. Виробники, які працюють з високими стандартами безпеки, не лише покращують здоров'я та добробут споживачів, але й сприяють стійкому розвитку галузі.

Законодавство України потребує гармонізації з міжнародними стандартами, в тому числі вдосконалення екологічних стандартів. На перший план виходить відповідальність бізнесу перед майбутніми поколіннями і етичне споживання.

У майбутньому, нормативна база безпеки виробів шкіряної промисловості, ймовірно, зазнає значних змін, орієнтуючись на зростаючі вимоги сталості, екологічної відповідальності та охорони здоров'я. Передбачається, що акцент буде зроблено на впровадженні більш строгих стандартів, які стимулюватимуть інновації та екологічно чисті технології.

Список використаних джерел:

1. Пропозиції щодо покращення чинних в Україні нормативно-правових актів для санітарно-епідеміологічної експертизи матеріалів та виробів текстильних і шкіряних // М. М. Мусурівська, С. Є. Дейнека, М. М. Тураш, О. Я. Баб'юк // *Український журнал сучасних проблем токсикології*. - 2011. - № 5(55). - С. 158.
2. Бабич А. І. Технологія виготовлення виробів з різних матеріалів: навч. посіб. / А. І. Бабич. - Київ : КНУТД, 2021. - 248 с.
3. Андреева О. А. Особливості шкіряно-хутрової сировини / О. А. Андреева, І. М. Грищенко, І. Е. Зварич. - Київ : Світ успіху, 2018. - 416 с.
4. Державні санітарні норми та правила «Матеріали та вироби текстильні, шкіряні і хутрові. Основні гігієнічні вимоги» : Наказ М-ва охорони здоров'я України від 29.12.2012 р. № 1138. - Режим доступу : <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0086-13#Text> (дата звернення 11.06.24)
5. Санитарно-гигиенические правила и нормы. Вложения химических волокон в материалы для детской одежды и обуви в соответствии с их гигиеническими показателями. СанПиН 42-125-4390-87. - Режим доступу : https://dnaop.com/html/57369/doc-%D0%A1%D0%B0%D0%BD%D0%9F%D0%B8%D0%9D_42-125-4390-87 (дата звернення 11.06.24)
6. Жалдак М. Факторний аналіз якості та безпечності шкіряних матеріалів / М. Жалдак, О. Мокроусова, Н. Мережко // *Товари і ринки*. - 2022. - № 43(3). - С. 60-74. DOI: [https://doi.org/10.31617/2.2022\(43\)05](https://doi.org/10.31617/2.2022(43)05)
7. Жалдак М. П., Мокроусова О. Р. Чинники формування якості та безпечності натуральних шкір для верху дитячого взуття / М. П. Жалдак, О. Р. Мокроусова // *Вісн. Хмельницького нац. ун-ту. Серія: Технічні науки*. - 2018. - № 2(259). - С. 77-84.
8. Irjayanti M. Quality management for leather industry to increase competitiveness in the global market / Irjayanti M., Azis A.M. // *Holistica Journal of Business and PublicAdministration*. - 2021. - Vol. 12(2). - P. 16-30. DOI: <https://doi.org/10.2478/hjbpa-2021-0012>
9. Shekhawat K., Chatterjee S., Joshi B. Chromium Toxicity and its Health Hazards / Shekhawat K., Chatterjee S., Joshi B. // *International Journal of Advanced Research*. - 2015. - Vol. 3(7). - P. 167-172.
10. Дослідження показників безпечності матеріалів для дитячого взуття // Н. Попович, К. Лавінська, В. Сервета, М. Стефаник / *Вісник Львів. торг.-екон. ун-ту. Серія: Технічні науки*. - 2019. - Вип. 22. - С. 17-24.
11. Жалдак М., Мокроусова О., Бондарева А. Полімерно-мінеральне оздоблення шкіри / М. Жалдак, О. Мокроусова // *Товари і ринки*. - 2023. - № 46(2). - С. 106-115. [https://doi.org/10.31617/2.2023\(46\)09](https://doi.org/10.31617/2.2023(46)09)
12. Інноваційні підходи підвищення екологічності виробництва шкір // Мокроусова О. Р., Андреева О. А., Охмат О. А., Ніконова А. В. // *Вісн. ХНУ. Серія: Технічні науки*. - 2018. - № 5. - С. 221-228.
13. Жалдак М. П. Застосування модифікованих дисперсій монтморилоніту у хромзбережному дубленні шкір. Перспективні матеріали та інноваційні технології: біотехнологія, прикладна хімія та екологія : колективна монографія / М. П. Жалдак, О. Р. Мокроусова ; за ред. О. Р. Мокроусової. - Київ : Світ успіху, 2020. - С. 314-333. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.44238>

14. An Approach to Ensure Operational Safety for Renewable Energy Equipment / Hrinchenko H., Kupriyanov O., Khomenko V., Khomenko S., Kniazieva V. // *Circular Economy for Renewable Energy. Green Energy and Technology* / Koval, V., Olczak, P. (eds). – Springer, Cham. 2023. – Pp. 1–17. https://doi.org/10.1007/978-3-031-30800-0_1
15. Methodology for multi-criteria assessment of working conditions as an object of qualimetry / Trishch R., Cherniak O., Kupriyanov O., Luniachek V., Tsykhanovska I. // *Engineering Management in Production and Services*. – 2021. – Iss 13 (2). – Pp. 107-114. DOI: <https://doi.org/10.2478/emj-2021-0016>
16. Оцінювання екологічності натуральних шкір як матеріалів біогенного походження / О. Р. Мокроусова, О. А. Андрєєва, С. С. Гаркавенко, А. В. Ніконова, О. А. Охмат, В. А. Паламар // *Легка промисловість*. – 2018. – № 3. – С. 64–73.

References:

1. Musurivska, MM, Dejneka, SYe, Turash, MM & Babyuk, OYa 2011, 'Propozyciyi shhodo pokrashhennya chynnykh v Ukraini normatyvno-pravovykh aktiv dlya sanitarno-epidemiologichnoyi ekspertyzы materialiv ta vyrobiv tekstylnykh i shkiryanykh' [*Suggestions for improving current regulatory legal acts in Ukraine on sanitary and epidemiological examination of materials and products of textile and leather*], *Ukrainian journal of modern problems of toxicology*, vol. 5(55), p. 158.
2. Babych, AI 2021, *Texnologiya vygotovlennya vyrobiv z riznykh materialiv* [*Technology for manufacturing products from various materials*], KNUTD, Kyiv.
3. Andreyeva, OA, Gryshhenko, IM & Zvarych, IT 2018, *Osoblyvosti shkiryano-xutrovoyi syrovyny* [*Characteristics of leather and fur raw materials*], Svit uspixu, Kyiv.
4. Ministerstvo okhorony zdorovia Ukrainy 2012, Derzhavni sanitarni normy ta pravyla «Materialy ta vyroby tekstyl'ni, shkiryani i xutrovi. Osnovni gigiyenichni vymogy»: nakaz vid 29.12.2012 No 1138 [*State sanitary norms and regulations "Textile, leather and fur materials and products. Basic hygienic requirements": order 29.12.2012 No 1138*]. DOI: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0086-13#Text>
5. Glavnyy gosudarstvennyy sanitarnyy vrach SSSR 1987, Sanitarno-gigiyenicheskie pravila i normy. Vlozheniya himicheskikh volokon v materialy dlja detskoj odezhdy i obuvi v sootvetstviy s ih gigiyenicheskimi pokazatel'nyami. SanPiN 42-125-4390-87 [*Sanitary and hygienic rules and regulations. Chemical fiber content in materials for children's clothing and footwear according to their hygienic indicators. Sanitary rules and regulations*] 42-125-4390-87, viewed 11 June 2024 <https://dnaop.com/html/57369/doc-%D0%A1%D0%B0%D0%BD%D0%9F%D0%B8%D0%9D_42-125-4390-87>
6. Zhaldak, MP & Mokrousova, OR 2018, 'Chynnyky formuvannya yakosti ta bezpechnosti naturalnykh shkir dlya verxu dytyachogo vzuttya' [*Factors influencing the quality and safety of natural leathers for children's shoe uppers*], *Visnyk of Khmelnytsky National University. Series: Technical sciences*, vol. 2, no. 259, Pp. 77–84. DOI: [https://doi.org/10.31617/2.2022\(43\)05](https://doi.org/10.31617/2.2022(43)05)
7. Zhaldak, M & Mokrousova, O 2018, 'Chynnyky formuvannya yakosti ta bezpechnosti naturalnykh shkir dlya verxu dytyachogo vzuttya' [*Factors influencing the quality and safety of natural leathers for children's shoe uppers*], *Bulletin of Khmelnytsky National University*, vol. 2, no. 259, Pp. 77-84.
8. Irjayanti, M & Azis, AM 2021, 'Quality management for leather industry to increase competitiveness in the global market', *Holistica Journal of Business and PublicAdministration*, Vol. 12(2), Pp.16-30. DOI: <https://doi.org/10.2478/hjbpa-2021-0012>
9. Shekhawat, K, Chatterjee, S & Joshi, B 2015, 'Chromium Toxicity and its Health Hazards', *International Journal of Advanced Research*, vol. 3(7), Pp.167-172.
10. Popovych, N, Lavinska, K, Serveta, V & Stefanyk, M 2019, 'Doslidzhennya pokaznykiv bezpechnosti materialiv dlya dytyachogo vzuttya' [*Study on safety indicators of materials for children's shoes*], *Bulletin of Lviv Trade and Economic University. Series: Technical sciences*, vol. 22, Pp.17-24.
11. Zhaldak, M, Mokrousova, O & Bondaryeva, A 2023, 'Polimerno-mineralne ozdoblennya shkiry' [*Polymer-mineral leather finishing*], *Commodities and markets*, vol. 46, no. 2, Pp. 106–115. DOI: [https://doi.org/10.31617/2.2023\(46\)09](https://doi.org/10.31617/2.2023(46)09)
12. Mokrousova, OR, Andreyeva, OA, Oxmat, OA & Nikonova, AV 2018, 'Innovacijni pidxody pidvyshhennya ekologichnosti vyrobnyctva shkir' [*Innovative approaches to improving the sustainability of leather production*], *Visnyk of Khmelnytsky National University. Series: Technical sciences*, vol. 5, Pp. 221-228.
13. Zhaldak, MP & Mokrousova, OR 2020, *Zastosuvannya modyfikovanykh dyspersij montmorylonitu u xromzberezhnomu dublenni shkir. Perspektyvni materialy ta innovacijni tekhnologiyi: biotekhnologiya, prykladna ximiya ta ekologiya* [*Application of modified dispersions of montmorillonite in chromium-safe tanning of leather. Advanced materials and innovative technologies: biotechnology, applied chemistry and ecology*], Svit, Kyiv. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.44238>

14. Hrinchenko, H, Kupriyanov, O, Khomenko, V, Khomenko, S & Kniazieva, V 2023, 'An Approach to Ensure Operational Safety for Renewable Energy Equipment' In: Koval, V & Olczak, P (eds) *Circular Economy for Renewable Energy. Green Energy and Technology*. Springer, Cham, Pp. 1–17. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-30800-0_1

15. Trishch, R, Cherniak, O, Kupriyanov, O, Luniachek, V & Tsykhanovska, I 2021, 'Methodology for multi-criteria assessment of working conditions as an object of qualimetry' *Engineering Management in Production and Services*, vol. 13, no. 2, Pp. 107-114. DOI: <https://doi.org/10.2478/emj-2021-0016>

16. Mokrousova, OR, Andreyeva, OA, Garkavenko, SS, Nikonova, AV, Oxmat, OA & Palamar, VA 2018, 'Ocinyuvannya ekologichnosti naturalnykh shkir yak materialiv biogennogo poxodzhennya' [Assessment of the environmental friendliness of natural leathers as materials of biogenic origin], *Light industry*, vol. 3, Pp. 64-73.

Стаття надійшла до редакції 21 червня 2024 року.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

У зв'язку зі зміною редакційної політики та популяризацією за кордоном збірника наукових праць УІПА «Машинобудування» (далі – Збірник) через світові бібліографічні, наукометричні бази, міжнародні каталоги повідомляємо наступне.

Науковий фаховий Збірник приймає до публікації наукові праці з напрямків галузеве машинобудування, матеріалознавство, прикладна механіка та метрологія та інформаційно – вимірювальна техніка.

Збірник зареєстровано у Міжнародному центрі періодичних видань, йому присвоєно Міжнародний стандартний номер серійного видання ISSN (International Standard Serials Number) 2079-1747 (print). Збірник індексується в міжнародних каталогах та наукометричних базах даних: Index Copernicus, Google Scholar, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), OpenAIRE (Open Access Infrastructure for Research in Europe), WorldCat, iDiscover, Dimensions, ISSN National Centre (ROAD), SciLit, Fatcat, LENS, PHSG University of Education St.Gallen, University of Washington Libraries, Research4Life, а також українських Open Ukrainian Citation Index і Наукова періодика України.

Публікаційна етика та правила оформлення наукових публікацій

Редакційна колегія Збірника орієнтується в роботі на норми та принципи міжнародної організації Committee on Publication Ethics (COPE), її політика базована на рекомендаціях Budapest Open Access Initiative (BOAI).

Опубліковані в Збірнику наукових праць УІПА статті мають бути результатом наукових досліджень авторів, внеском у розвиток науки і забезпечувати спадкоємність наукових поглядів. З урахуванням цього редакція встановлює стандарти етичної поведінки для всіх сторін, що беруть участь в процесі публікації.

Обов'язки авторів

1. Стандарт авторства

Авторство має бути обмежене лише тими, хто вніс значний внесок в одержання результатів дослідження (розробка концепції, наукової ідеї та інш.). Автор, який представляє редакції рукопис, повинен гарантувати, що ним вказано всіх співавторів, що вони бачили і схвалили остаточний варіант рукопису і згодні з її поданням до редакції для публікації.

Статті, що подаються аспірантами, здобувачами, повинні мати рекомендацію наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.

2. Стандарт однократності (неприпустимість паралельних публікацій).

Автор не повинен подавати до редакції рукопис раніше опублікованої статті. Він не повинен також подавати рукопис однієї і тієї ж за змістом статті в редакції декількох журналів одночасно.

Подача рукопису одночасно в кілька журналів є неетичною і неприйнятною.

3. Стандарт доступу до вихідних даних, дослідження та їх зберігання.

Автор зобов'язаний подати вихідні матеріали (дані) дослідження на вимогу редакції і повинен бути готовий надати публічний доступ до них. Автор повинен зберігати ці дані протягом певного часу після публікації.

4. Стандарт оригінальності і неприпустимість плагіату

Автор повинен представити в редакцію абсолютно оригінальну статтю. Якщо він використовував роботи або включає в свою статтю фрагменти з робіт (цитати) інших осіб, то таке використання має бути належним чином оформлене (лапки, виноска на джерело цитування, вказівка оригінального джерела в бібліографічному списку до статті).

Плагіат в будь-якій формі є неетичною і неприйнятною поведінкою автора.

5. Стандарт підтвердження джерел

Автор повинен в бібліографічному списку правильно вказати наукові та інші джерела, які він використовував у ході дослідження та які мали істотний вплив на результати дослідження.

Джерела, на які є виноска в тексті рукопису статті, повинні бути вказані в обов'язковому порядку. Інформація, отримана з неофіційних (приватних) джерел (розмова, листування, обговорення з третіми особами та ін.), не повинна використовуватися.

6. Стандарт виправлення помилок в опублікованих роботах

Якщо автор виявить суттєву помилку або неточність у вже опублікованій статті, то він зобов'язаний негайно повідомити про це редакцію і сприяти їй у виправленні помилок.

Якщо редакція дізнається про помилку від третіх осіб, то автор зобов'язаний негайно усунути помилку або представити докази її відсутності.

Загальні правила оформлення наукових публікацій

1. До друку приймаються наукові статті, що мають наукову і практичну цінність. Редакція приймає статті, повністю підготовлені до друку в збірнику наукових праць. Статті, оформлення яких не відповідає вказаним вимогам, не приймаються до друку.

2. Рішення щодо публікації (позитивне чи негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернена для доопрацювання. Рукописи авторам не повертаються.

3. Статті, відіслані авторам на доопрацювання, повинні бути повернені до редакції не пізніше, ніж через 10 днів після їх одержання.

4. До розгляду приймаються наукові статті обсягом не менше 18-20 тис. знаків (включаючи таблиці, графіки, рисунки), формат паперу – А4, орієнтація – книжкова, всі поля – 2 см, міжрядковий інтервал – 1,5, кегль шрифту – 14, гарнітура – Times New Roman, абзац – 1,25 см.

5. Формули, рисунки, таблиці вставляються по тексту одразу після посилання на них. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані загально прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстраційному матеріалі не менше 10 пт.

6. Статті подаються в електронному варіанті у вигляді файлів (текст форматами DOCX, RTF, графіки, рисунки – JPEG, PNG, TIFF). Якщо текст статті разом з ілюстраціями виконано у вигляді одного файлу, то необхідно додатково подати файли із ілюстраціями (одна ілюстрація – один файл).

7. На електронну адресу редакції подається комплект файлів, до якого має бути додано опис, де зазначаються:

- імена файлів,
- назва статті,
- спеціальність,
- прізвище, ім'я та по батькові авторів.

8. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій 2007 року і пізніше в форматі *.docx. Документи Word 2003 та більш ранні в форматі *.doc не приймаються.

9. Редакція залишає за собою право вносити поправки до статей, не змінюючи основного змісту. Відповідальність за цитування та достовірність інформації несуть автори статей.

10. Мова публікацій: українська, англійська.

11. Слід чітко розмежовувати тире (–) та дефіс (-). Необхідно використовувати односторонні лапки («...» – для українського та російського тексту статті та “...” – для англійського). Не допускається ставити абзацний відступ пробілами та клавішею Tab. Рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter.

12. Не допускається використання переносів. Між ініціалами, ініціалами та прізвищем ставиться нерозривний пробіл. Нумерація сторінок не проставляється.

13. Збірник з опублікованою статтею надсилається авторові поштою або видається у редакції.

Структура наукової статті (відповідно вимог ДСТУ 7152:2010

«Видання. Оформлення публікацій у журналах і збірниках»)

Матеріали, подані до збірника, мають відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України», Постанови Кабінету Міністрів України від 27 січня 2010 р. № 55

«Про впорядкування транслітерації українського алфавіту латиницею» та повинні мати такі необхідні відомості:

1. **Індекс УДК** (вирівнювання по лівому краю). Визначити код УДК ви можете на сайті бібліотеки: <http://library.uipa.edu.ua/>

2. **Назва статті** (вирівнювання по центру, шрифт – напівжирний, великі літери).

3. **Прізвище та ініціали авторів**, співавторів (шрифт напівжирний)

4. **Анотація** (авторське резюме) без слова «Анотація» подається двома мовами – українською та англійською. Анотація містить прізвища та ініціали авторів (напівжирний курсив), назву статті у лапках, текст анотації. Обсяг анотації повинен бути не менше 1800 знаків.

5. **Ключові слова** (напівжирний курсив) – 5-6 слів через крапку з комою двома мовами – українською та англійською.

6. **Текст наукової статті.**

7. **Список використаних джерел** українською, англійською або російською мовами відповідно до ДСТУ ГОСТ 7.1-2006 (дивись сайт бібліотеки <http://library.uipa.edu.ua/>), англійською мовою відповідно до міжнародних стандартів (<https://web.library.uq.edu.au/files/424/filename.pdf>). В оригінальних роботах цитують не менш 15 праць, а в оглядах – до 50. Список повинний містити публікації за останні 10 років, більш ранні допускаються лише в особливих випадках.

8. **References** – список використаних джерел латинськими літерами відповідно до стандарту Harvard, <http://library.uipa.edu.ua/poslygy/naukovtsiam-fakhivtsiam/naukovtsiam/spysok-literatury-references-standart-harvard.html> (Постанова Кабінету Міністрів України від 27 січня 2010 р. №55 «Про впорядкування транслітерації українського алфавіту латиницею»).

На сайті <https://slovnyk.ua/translit.php> можна безкоштовно скористатися сервісом транслітерації україномовного тексту в латиницю.

9. Стаття повинна супроводжуватися **авторською довідкою** (для кожного автора) двома мовами – українською та англійською.

10. Авторська довідка містить наступні дані:

- назва статті;

- прізвище, повне ім'я та по батькові;

- вчений ступінь, вчене звання;

- місце роботи (англійською мовою – повна офіційно-прийнята назва установи);

- посада;

- ідентифікатор ORCID (дивись <http://library.uipa.edu.ua/poslygy/naukovtsiam-fakhivtsiam/naukovtsiam/avtorski-profil-vchenykh-v-google-scholar-ta-orcid.html>);

- адреса для листування, телефон, e-mail;

- адреса для відправки авторського екземпляру.

У кінці довідки треба зазначити «Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався». «Не заперечую проти виставлення повного тексту статті на сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського, в реферативну базу даних «Україніка наукова» та повнотекстову базу даних «Наукова періодика України», сайт Наукової бібліотеки УПА.

Рекомендації до написання анотацій (авторських резюме) до наукових статей

До публікації приймаються рукописи з максимально конкретизованими анотаціями. Композиційно анотація може бути збудована за принципами IMRAD (Introduction, Methods (Methodology), Results and Discussion). Загальновизнаною світовою практикою є використання анотацій (англійською мовою – resume чи abstract) не лише як структурного компонента власне наукової статті, але й як окремої наукової форми, що має на меті ознайомити у найзагальніших рисах із суттю та змістом дослідження.

Актуальність – актуальність дослідження. Мета – мета і завдання дослідження. Не слід повторювати назву статті. Якщо з назви статті мета та завдання роботи є зрозумілими,

то це речення слід пропустити. Наприклад, можна вказати – Розглянуті напрямки... Не використовувати такі слова як «В цій статті, в статті». Компетентні дослідники чудово розуміють, що мова йде саме про Вашу статтю.

Методи (методологія дослідження) – відомості про те, коли, де, як проводилося дослідження; яка інформація, методи використовувалися; хто був включений в групу піддослідних. **Метод або методологію** проведення роботи доцільно описувати в тому випадку, якщо вони відрізняються новизною або їх розробка становить самостійну частину роботи. У рефератах документів, що описують експериментальні роботи, вказують джерела даних і характер їхньої обробки.

Результати – основні висновки (конкретика), результати дослідження. Наприклад – Встановлено..., З'ясовано..., Показано... та ін. **Результати** роботи описують гранично точно й інформативно. Наводять основні теоретичні та експериментальні результати, фактичні дані, виявлені зв'язки і закономірності. При цьому перевага надається новим результатам і даним довгострокового значення, важливим відкриттям, висновкам, які спростовують наявні теорії, а також даними, що, на думку автора, мають практичне значення.

Висновки можуть містити рекомендації, оцінки, пропозиції, гіпотези, описані у статті. Не рекомендується вказувати, що Ваш підхід або методика є кращими, ніж в інших авторів. Це є зрозумілим із самого статусу статті як наукової.

Перспективи – інформація про те, як отриманий результат співвідноситься з висновками інших учених, які перспективи дослідження, напрями подальшої роботи, складності.

При підготовці анотації слід виходити з того, що Ви пишите для компетентних дослідників і широкого кола потенційних англomовних користувачів. Тому можете вводити до анотації спеціальні терміни. Слід чітко викладати свою позицію. Від стилю її викладення залежить кількість звертань і, що є особливо важливим і актуальним сьогодні, кількість цитувань Вашої публікації. Анотація не повинна містити загальних слів.

Авторське резюме повинно викладати суттєві факти роботи, і не повинно перебільшувати або містити матеріал, який відсутній в основній частині публікації.

Відомості, що містяться в заголовку статті, не повинні повторюватися в тексті авторського резюме. Скорочення та умовні позначення не допускаються.

В авторському резюме не робляться посилання на номер публікації в списку літератури до статті.

Слід уникати зайвих вступних фраз (наприклад, «автор статті розглядає»). Історичні довідки, якщо вони не становлять основний зміст документа, опис раніше опублікованих робіт та загальновідомі положення в рефераті не наводять.

У тексті анотації слід вживати синтаксичні конструкції, властиві мові наукових і технічних документів, уникати складних граматичних конструкцій (не застосовуваних у науковій англійській мові).

Обсяг тексту повинний бути 1800 знаків.

Приклад авторського резюме українською мовою:

Значна частина планів по впровадженню змін, що містять в своїй основі нововведення, або не доходить до практичної реалізації, або в дійсності приносить набагато менше користі, ніж планувалося..... У статті пропонується механізм ..., заснований на аналізі ... Дослідження спирається на звід правил і процедур, що містять серію методів, використання яких дозволяє ... До таких методів відносяться:Результатом розробленої автором методики ... є пропозиція, яка в своїй концептуальній основі орієнтується на ...вишукування шляхів та прискорить реалізацію....., що в кінцевому результаті призведе до....

Рекомендації до написання тексту наукової статті

Відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України», текст статті має бути із зазначенням наступних елементів:

- **постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями;

- **аналіз останніх досліджень** і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття;

- **формулювання цілей статті** (постановка завдання);

- виклад **основного матеріалу** дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів;

- **висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

Особливості стилю наукової статті

Часто автори, які декларують звертання до наукової проблематики, використовують при цьому публіцистичний стиль викладу. Змішання стилів не є виправданим, оскільки створення якісного інтелектуального продукту не може асоціюватися із публіцистичністю у будь-якій її формі. Публіцистика і наука – це дві повноцінні, важливі для суспільного розвитку, але зовсім відмінні сфери інтелектуального самовираження. Отже, починаючи зі стадії осмислення прийомів збору інформації та закінчуючи формами викладу тих концепцій та ідей, до яких дійшов автор у результаті дослідження, слід чітко та однозначно орієнтуватися на загальновизнані наукові стандарти рівня аргументованості та стилю викладу матеріалу.

При цьому треба пам'ятати, щоб у статті не було бездоказових тез та концепцій; усі ідеї знаходилися у закономірному та обґрунтованому взаємозв'язку; автор прагнув до максимальної об'єктивності та пошуку наукової істини, вільної від тиску ідеології та емоцій.

Рекомендації до складання списку використаних джерел

Після статті подається 2 списки:

Список використаних джерел (звичайний список літератури) та **References** (список для міжнародних БД, де дані українською/російською мовою описуються за допомогою транслітерації (<https://slovnyk.ua/translit.php>), а джерела англійською дублюються зі списку «Список використаних джерел»). Необхідно в опис документу в Списку та References вносити всіх авторів, не скорочуючи перелік до трьох, як це рекомендовано чинним у нас державним стандартом.

Правила оформлення списку літератури *References*, транслітерованого у романському алфавіті (латиниця)

Правильний опис використовуваних джерел у списках літератури є запорукою того, що цитована публікація буде врахована під час **оцінювання наукової діяльності її авторів**, отже, (по ланцюжку) — діяльності організації, регіону, країни.

За цитуванням журналу визначається його науковий рівень, авторитетність, ефективність діяльності його редакційної колегії і т. д. З цього виходить, що найбільш значущими складовими в бібліографічних посиланнях є **прізвища авторів і назви журналів**. Причому для того, щоб всі автори публікації були враховані в системі *Scopus*, **необхідно в опис статті вносити прізвища всіх авторів**, не скорочуючи їх до трьох, чотирьох та інше.

Для оформлення списку літератури ***References*** необхідно користуватись стандартом Harvard (<http://library.uipa.edu.ua/poslygy/naukovtsiam-fakhivtsiam/naukovtsiam/spysok-literatury-references-standart-harvard.html>).

Приклад опису статті з журналу:

Fritzowski, P & Kaminski, H 2009, 'Dynamics of a rope modeled as a discrete system with extensible members', *Computational Mechanics*, no. 44(4), pp. 473-480. doi:10.1007/s00466-009-0387-2.

Приклад опису книги:

Loveikin, V, Chovniuk, Yu, Dikteruk, M & Pastushenko, S 2004, *Modeliuvannia dynamiky mekhanizmiv vantazhopidiomnykh mashyn*, RVV MDAU, Mykolaiv.

Збірник наукових праць «Машинобудування» входить до Категорії Б наукових фахових видань, включених до Переліку наукових фахових видань України (технічні науки), в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук і доктора філософії (кандидата наук), накази МОН України №409 від 17.03.2020 та №320 від 07.04.2022.

Збірник наукових праць «Машинобудування» зареєстровано у Державному комітеті інформаційної політики України у 2006 році (Свідectvo про Державну реєстрацію засобу масової інформації серія KB № 12132-1016P). Друкований варіант видання зареєстровано у ISSN Register під номером ISSN 2079-1747.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 33. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2024. – 116 с.

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування, метрології та інформаційно-вимірювальної техніки. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, питання технології машинобудування, а також метрологічні питання.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Issue 33. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2024. – 116 p.

The collection presents the results of scientific research in the field of mechanical engineering, metrology, information and measurement technology. Important questions dealing with strength, stability, operability, dynamics of lifting, transporting machines and equipment, issues of mechanical engineering technology, as well as metrological issues are considered.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.



Підписано до друку 01.07.2024, Формат 60×84 ¹/₈. Умов. друк. арк. – 6,51.
Гарнітура *Times New Roman*. Друк цифровий. Наклад 50 прим. Ціна договірна.

Віддруковано в ФО-П Єфименко С.А.