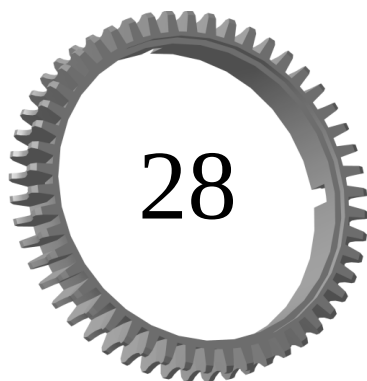




ISSN 2079 – 1747
DOI 10.32820/2079-1747-2021-28

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Галузеве машинобудування
Матеріалознавство
Прикладна механіка

Машинобудування

Engineering

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

Industry engineering
Material Science
Applied mechanics

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.

УІПА

2021
Харків

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Купріянов О. В., д.тех.н., доц.

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. М., 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.

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

Соболь Л.А.

Відповідальний секретар

Соболь Л.А.

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

2021, № 28

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації
Серія KB № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.
ISSN 2079 – 1747
DOI 10.32820/2079-1747-2021-28

Мови видання:

українська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
протокол №5 від 22.12.21 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, 2021

Шановні автори публікацій!

Редакційна колегія збірника «Машинобудування» вживає заходів щодо підвищення якості нашого видання, спрямовані на входження в провідні світові наукометричні бази. З цією метою сайт збірника перенесений на платформу Open Journal Systems і впроваджується незалежне рецензування рукописів, що подаються до публікації. Збірник «Машинобудування» тепер має власний сайт, який розташовується за посиланням: <http://jmash.uipa.edu.ua>

Використання платформи Open Journal Systems дозволяє автоматизувати весь видавничий процес: подачу рукописів авторами, рецензування, внесення редакторських правок, розміщення статей у відкритому доступі і їх подальше індексування наукометричними базами. Ми починаємо приймати рукописи через сайт збірника, і надавати там результати рецензування. Для цього всі учасники видавничого процесу, від авторів до рецензентів і редакторів, повинні зареєструватися на сайті. Сайт доступний в трьох мовних версіях: українська, російська та англійська, тому у наших іноземних авторів не повинно бути мовних проблем. На час перехідного періоду рукописи приймаються і за старою схемою, але давайте разом освоювати перспективну редакторську платформу.

З метою забезпечення високої якості видавання, статі, які отримали низьку оцінку рецензентів, не будуть опубліковані. У разі виникнення труднощів, пишіть нам на E-mail: mashynobuduvannia@uipa.edu.ua.

Запрошуємо фахівців в галузі машинобудування брати участь у рецензуванні, в процесі реєстрації на сайті збірника є можливість подати запит на додавання в рецензенти.

Ми докладасмо зусиль по розширенню географії авторів, і запрошуємо як українських, так і зарубіжних авторів подавати рукописи до збірника. При подачі статті слід стежити за правилами оформлення та академічною доброчесністю.

Давайте разом постійно покращувати наш збірник з метою вивести його в лідери машинобудівного напрямку!

Головний редактор

Купріянов Олександр Володимирович

Dear Authors,

The editorial board of the journal "Engineering" is taking steps to improve the quality of our publication with the aim of entering the world's leading scientometric databases. Accordingly, the website of the journal is moving to the Open Journal Systems platform and an independent review of manuscripts submitted for publication is being introduced. The journal "Engineering" now has its own website, which you can visit following the link <http://jmash.uipa.edu.ua>.

Using the Open Journal Systems platform allows automating the entire publishing process, which includes submitting manuscripts by authors, reviewing, editing, publishing articles in the open access, and then indexing them by scientometric databases. We are beginning to accept manuscripts via the website of the journal, which is where we are also starting to present the results of reviewing. To this end, all participants in the publishing process, from authors to reviewers and editors, must register on the website. The

website is available in three languages: Ukrainian, Russian and English, so our foreign authors will not encounter any language-related problems. During the transition period, the manuscripts are still accepted according to the previous scheme, but let us start exploring this promising editorial platform together.

In order to ensure high quality of published articles, those papers which have received a low rating from reviewers will not be published. In case of technical difficulties, please email us at mashynobuduvannia@uipa.edu.ua.

We are inviting specialists in the field of mechanical engineering to take part in reviewing; for this purpose, while registering on the website of the journal there is an opportunity to submit a request to become a reviewer.

We are making efforts to expand the geography of the authors, so we are inviting both Ukrainian and foreign authors to submit manuscripts to the journal. When submitting an article, you should follow the guide for authors and the rules on academic honesty.

Let us together constantly improve our journal in order to make it a leader in the field of mechanical engineering.

Oleksandr Kupriyanov

Editor-in-Chief

ЗМІСТ

<u>Галузеве машинобудування</u>	5
Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Експериментальні дослідження режимів руху крана-маніпулятора. Частина 1.....	5
Подольак О.С. Хорошилов О.М. Аненко К.К. Дослідження сумісного руху механізмів підйому, повороту і зміни вильоту крана ДЕК-251.....	18
<u>Матеріалознавство</u>	26
Стрельчук Р.М. Формування поверхні в умовах електроерозійного шліфування зі змінною полярністю електродів.....	26
<u>Прикладна механіка</u>	37
Скоркін А.О., Кондратюк О.Л., Кисла Д.С. Вплив параметрів обробки на розмір та якість поверхні фаски при фрезеруванні кромek деталей із застосуванням РТК	37
<u>Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка</u>	48
Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Близниченко О.М., Бикова Т.І., Сук І.В. Удосконалення метрологічних характеристик градуювальних установок витратомірних пристроїв.....	48
Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Близниченко О.М., Василець Т.Ю., Бикова Т.І. Зниження похибки виміру обертаючого моменту турбіни за рахунок визначення часу заспокоєння коливальних процесів в електромашинному гальмі	56
Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Чеботарьов А.М., Близниченко Г.С., Бондаренко Ю.О. Зниження динамічної складової похибки визначення середньоінтегральних значень вимірювальних параметрів	66
До уваги авторів	75

DOI 10.32820/2079-1747-2021-28-5-17

УДК 621.87

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА. ЧАСТИНА 1

©Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Інформація про авторів:

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; lovvs@ukr.net; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Ромасевич Юрій Олександрович: ORCID: 0000-0001-5069-5929; romasevichyuriy@ukr.net; доктор технічних наук; професор кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Сподоба Олександр Олексійович: ORCID: 0000-0001-8217-866X; sp1309@ukr.net; Ph.D, доктор філософії, галузь знань «Механічна інженерія», асистент кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

З метою підвищення продуктивності та надійності крана-маніпулятора з гідравлічним приводом в роботі розглянута методика проведення експериментальних досліджень в площині зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем за реальними та оптимальними режимами руху. На даному етапі експериментальні дослідження проводились за умови тільки кутового переміщення рукояті.

Для проведення експериментальних досліджень власноруч спроектовано та виготовлено експериментальну установку крана-маніпулятора з гідравлічним приводом. Підібрано та налаштовано вимірювально-реєструюче обладнання.

В рамках проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено конструктивно змінений золотник із дросельними щілинами, який поліпшив характеристики режимів руху та дав можливість реалізувати оптимальні режими руху ланок стрілової системи.

В результаті проведено експериментальні дослідження за умови кутового переміщення рукояті з вантажем на кінці стрілової системи, як за реального так і оптимального режимів руху. Отримано пакет даних за реальними та оптимальними режимами руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом. Оброблені дані наведені в графічному вигляді та проведено порівняльний аналіз за реальними та оптимальними режимами руху.

Аналіз проведених експериментальних досліджень дав змогу визначити вплив переміщення рукояті на коливання вантажу, та вплив коливання вантажу на динамічні навантаження, які виникають в стріловій системі та елементах гідравлічного приводу крана-маніпулятора за різними режимами руху.

Ключові слова: експериментальні дослідження, зміна вильоту, кран-маніпулятор, динамічні навантаження, коливання вантажу.

Loveikin V.S., Romasevich Yu.O., Spodoba O.O. «Experimental studies of motion modes of the loader crane. Part 1»

In order to increase the productivity and reliability of a hydraulic-driven loader crane, the paper considers a technique for conducting experimental studies in the area of changing the boom system of a loader crane with a load in real and optimal modes of movement. At this stage, experimental studies were carried out under the condition of only the angular movement of the jib.

To carry out experimental research, an experimental installation of a hydraulic-driven loader crane was personally designed and manufactured. The measuring and recording equipment was selected and adjusted.

Within the framework of the experimental studies of the dynamics of movement of the boom system of a loader crane, with a load, a constructively modified spool with throttling slots was developed, which improved the characteristics of the movement modes and made it possible to realize the optimal modes of movement of the links of the boom system.

As a result, the experimental studies were carried out under the condition of angular displacement of the jib with a load at the end of the boom system both in real and in optimal modes of the movement. A data package was received for the real and optimal modes of movement of the links of the boom system of a hydraulic drive loader crane. The processed data were presented graphically and a comparative analysis of the real and optimal modes of movement was carried out.

The analysis of the experimental studies carried out made it possible to calculate the effect of the jib movement on the oscillations of the load, and the actual effect of the load oscillations on the dynamic loads that arise in the boom system and elements of the hydraulic drive of the loader crane under different modes of movement.

Keywords: experimental research, change in departure, loader crane, dynamic loads, load vibrations.

Постановка проблеми

В процесі виконання технологічного процесу розвантажувально-завантажувальних операцій в елементах стрілової системи та елементах приводу крана-маніпулятора виникають динамічні навантаження, в наслідок нерівномірного обертання стрілової системи при рівномірному переміщенні штоків гідроциліндрів та відповідно від коливання вантажу на кінці стрілової системи. Динамічні навантаження залежать від кінематичних параметрів крана-маніпулятора та від характеру зміни швидкості переміщення ланок стрілової системи з вантажем. Тому для визначення дійсних динамічних навантажень в елементах конструкції крана-маніпулятора та механізмах приводу при переміщенні ланок стрілової системи необхідно мати адекватні експериментальні дані.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Відомі [3-13] методи побудови математичної моделі крана-маніпулятора. В даних роботах стрілова система крана-маніпулятора представлена, як голономна механічна система, в якій центр ваги ланок металоконструкції співпадає з їх геометричними параметрами. В роботах [6-13] розглянуто побудову математичної моделі крана-маніпулятора, встановлено зв'язок між кінематичними залежностями привідної ланки крана-маніпулятора та вантажу. Проаналізовано вплив динамічних навантажень на елементи металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора. В роботах [10-11] розглянуто аналіз впливу суміщення рухів трьох ланок стрілової системи на динамічну навантаженість крана-маніпулятора. В роботі [14] розглянуто методику проведення експериментальних досліджень в площині зміни вильоту стрілової системи із вантажем крана-маніпулятора за умови одночасного кутового переміщення рукояті та зменшення лінійного переміщення телескопічної секції.

При досить великому обсязі теоретичного розгляду проблеми динамічного аналізу руху ланок стрілової системи, не до кінця розглянуто фактичні динамічні навантаження. Які виникають при виконанні технологічного процесу розвантажувально-завантажувальних операціях.

Постановка мети та завдання дослідження

Метою проведення експериментальних досліджень режимів руху ланок стрілової системи є отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом та шарнірно закріпленим вантажем на жорсткому підвісі за реальним та оптимальним режимами руху, та проведення порівняльного аналізу між обома режимами руху.

Виклад основного матеріалу

Експериментальні дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора були проведені в два етапи. На першому етапі проводились дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи за реального режиму руху. На другому етапі проводились дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи за оптимального режиму руху.

Керування рухом штоків гідравлічних циліндрів виконувалось вручну за допомогою шестисекційного гідравлічного золотникового розподільника. Прийнято, що золотники переміщуються ривком одразу на повну величину переміщення.

В перших трьох секціях гідравлічного розподільника було встановлено заводські золотники для реалізації реального режиму руху. В наступних трьох секціях встановлено конструктивно змінені золотники для реалізації оптимального режиму руху. На першому етапі для реалізації реального режиму руху до перших трьох секцій із заводськими золотниками було підключено через рукава високого тиску гідравлічні циліндри приводу стріли, рукояті та телескопічної секції, а на секції з конструктивно зміненими золотниками було встановлено заглушки. На другому етапі для реалізації оптимального режиму руху рукава високого тиску були пере підключені з перших трьох секцій до наступних трьох секцій із встановленими конструктивно зміненими золотниками, а на секції із заводськими золотниками було встановлено заглушки. Перед початком проведення експериментальних досліджень за допомогою окремо встановлених дроселів була відрегульована швидкість переміщення ланок стрілової системи, яка приймалась однаковою, як для реального так і оптимального режимів руху.

Експериментальні дослідження режимів руху ланок стрілової системи проводились на власноруч спроектованій та виготовленій експериментальній установці крана-маніпулятора з гідравлічним приводом (рис. 1).



Рис. 1 – Розроблена експериментальна установка крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Початок руху починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли $U_1 = 0,84$ м, що відповідає кутовому положенню стріли $\alpha = 0,41$ рад, відносно горизонту. При цьому положення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті дорівнювало $U_2 = 0,89$ м, що відповідає кутовому положенню рукояті координаті $\beta = -1,17$ рад, відносно горизонту. Виліт телескопічної секції дорівнював $U_3 = 0,4$ м. (Рис.2)

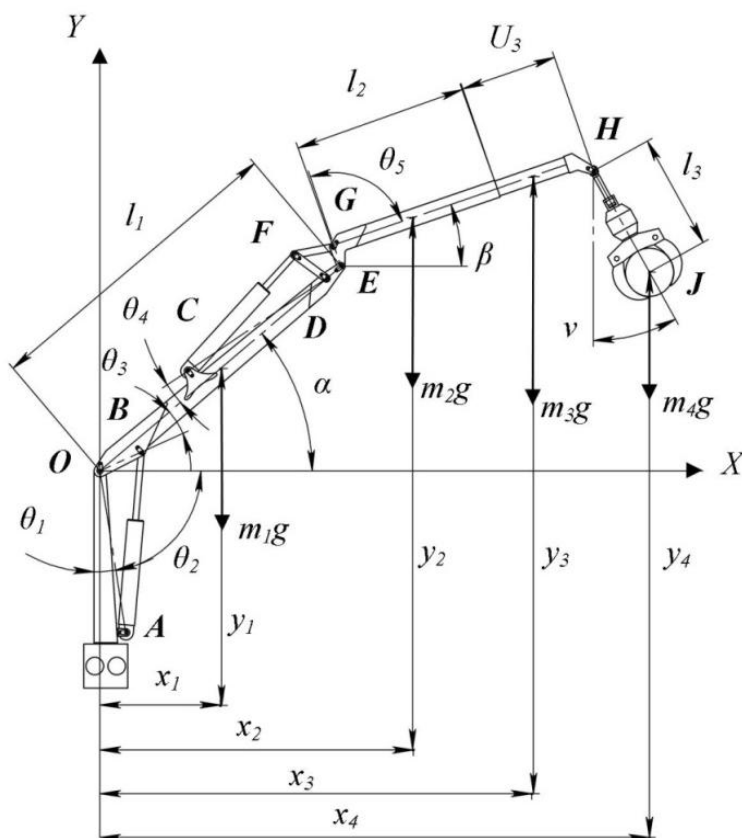


Рис. 2 - Розрахункова схема крана-маніпулятора

На рис. 2 наведено такі позначення: l_1 – довжина стріли; l_2 – довжина рукояті; l_3 – довжина шарнірного підвісу; m_1 – маса стріли; m_2 – маса рукояті; m_3 – маса телескопічної секції; m_4 – маса вантажу; $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$ – кути, що утворені геометричними параметрами елементів стрілової системи та приводних гідравлічних циліндрів крана-маніпулятора; x_1, x_2, x_3, x_4 – горизонтальні координати центрів мас стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу; y_1, y_2, y_3, y_4 – вертикальні координати центрів мас відповідно стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу. За узагальнені координати прийнято кутові координати α, β, γ – кутові координати положення стріли, рукояті та вантажу; U_3 – лінійна координата положення телескопічної секції.

В рамках проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем за реального та оптимального режимів руху використано шестисекційний моноблочний золотниковий розподільник OLEODINAMICA O.R.T.A. S.R.L. MB 25/6, в якому було встановлено заводський золотник (рис. 3 а) за реального режиму руху. А для надання ланкам стрілової системи крана-маніпулятора оптимальних режимів руху спроектовано та виготовлено конструктивно змінений золотник з дросельними щілинами (рис. 3 б).



а)



б)

Рис. 3 – Золотник гідравлічного розподільника: а) базовий (заводського виконання); б) конструктивно змінений

При проведенні експериментальних досліджень характеристики режимів руху переміщення ланок стрілової системи, виготовленої експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, застосовувалось високоточне електронне обладнання.

Для визначення характеристик тиску та відповідно зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри використано тензометричні датчики тиску марки BOSCH 0 281 002 522. Датчики тиску вмонтовані в напірну гідравлічну лінію через виготовлені різьбові адаптери.

Для визначення положення та переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті використано аналоговий резистивний датчик СП5-39А. Датчик СП5-39А має обмежену кількість обертів (10,5 повних обертів). Тому для зняття характеристик переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли та рукояті на ротор датчика було виготовлено колесо діаметром $d=11,323$ мм, що відповідає переміщенню штока на 320 мм при 9 повних обертах датчика.

Попередньо датчики тиску були відтаровані заводом виробником, про що засвідчено в їх паспорті. Проте вони були відтаровані безпосередньо на експериментальній установці за допомогою еталонного аналогового манометра. Тарування датчику переміщення штоку відбувалось також безпосередньо на експериментальній установці. Тарувальні характеристики датчиків наведено в роботі [15]

Розміщення датчиків тиску та переміщення на експериментальній установці зображено на рис. 4.

В подальшому еталонний манометр був вмонтований в гідравлічну лінію високого тиску для проведення візуального контролю створеного тиску робочої рідини в гідравлічній системі приводу ланок стрілової системи.



а)



б)

Рис. 4 – Розміщення датчиків тиску а) та переміщення штоку гідравлічного циліндру б) на експериментальній установці

В процесі переміщення ланок стрілової системи за різними законами руху в результаті виникає коливання вантажу, який закріплений на жорсткому шарнірному підвісі на кінці стрілової системи. Кріплення вантажу виконано таким чином, що вантаж може здійснювати коливання тільки в площині зміни вильоту. Тому для відслідковування величини кута відхилення вантажу від вертикалі використано аналоговий резистивний датчик кутового переміщення DDR RFT 5KTGL39x28/2,5W.

Корпус датчика нерухомо закріплений на кінці телескопічної секції співвісно шарнірного кріплення вантажу, а рухомий ротор датчика з'єднано з вантажем через жорстку штангу. Отже, при жорсткому зв'язку ротора датчика та вантажу, при відхиленні останнього, буде провертатись ротор датчика, тим самим змінюючи вихідну напругу. Розміщення датчика вимірювання кутового відхилення вантажу на експериментальній установці зображено на рис. 5. А тарувальна характеристики датчика наведена в роботі [15].

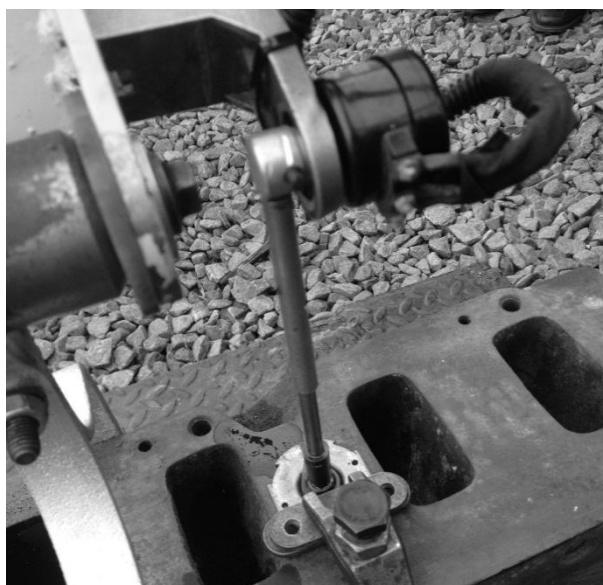


Рис. 5 – Розміщення датчика вимірювання кутового відхилення вантажу на експериментальній установці крана-маніпулятора

Для отримання аналогових сигналів з датчиків застосовано мікросхему збору даних m-DAQ14, «ХОЛИТ™ Дэйта Системс», яка була під'єднана через USB 2.0 High Speed інтерфейс до персонального комп'ютера HP Elite Book 8440p із встановленим програмним забезпеченням.

В процесі проведення експериментальних досліджень отримані числові дані вимірювання з датчиків, оброблені мікросхемою збору даних, передавались на персональний комп'ютер та зберігались в ньому у форматі «txt» документа для їх подальшої обробки.

Отримані результати експериментального дослідження режимів руху стрілової системи з використанням заводського та конструктивно зміненого золотників наведено в графічному вигляді на рис. 6 – рис. 11.

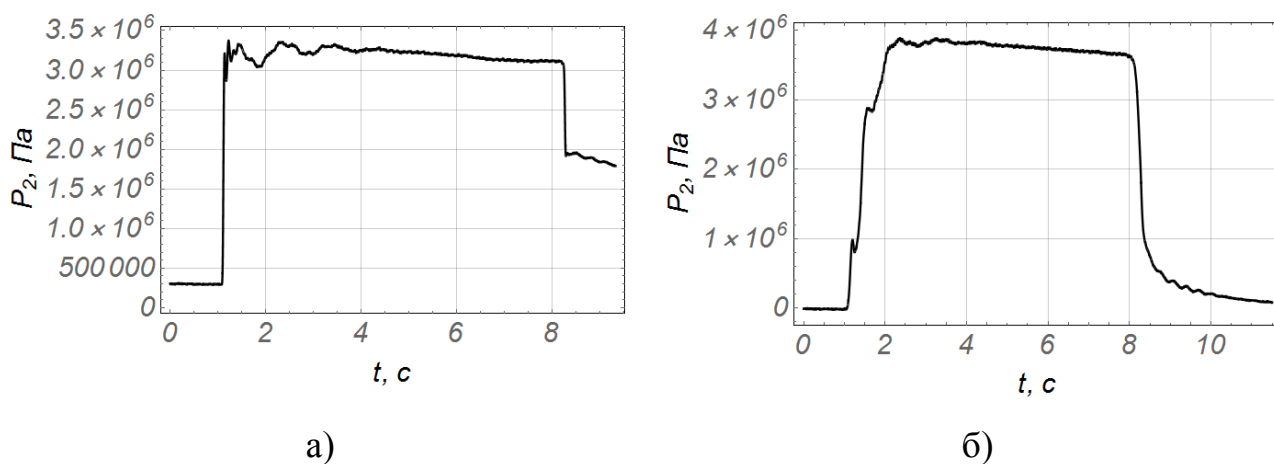


Рис. 6 – Графік зміни тиску в гідравлічному циліндрі приводу рукояті: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник

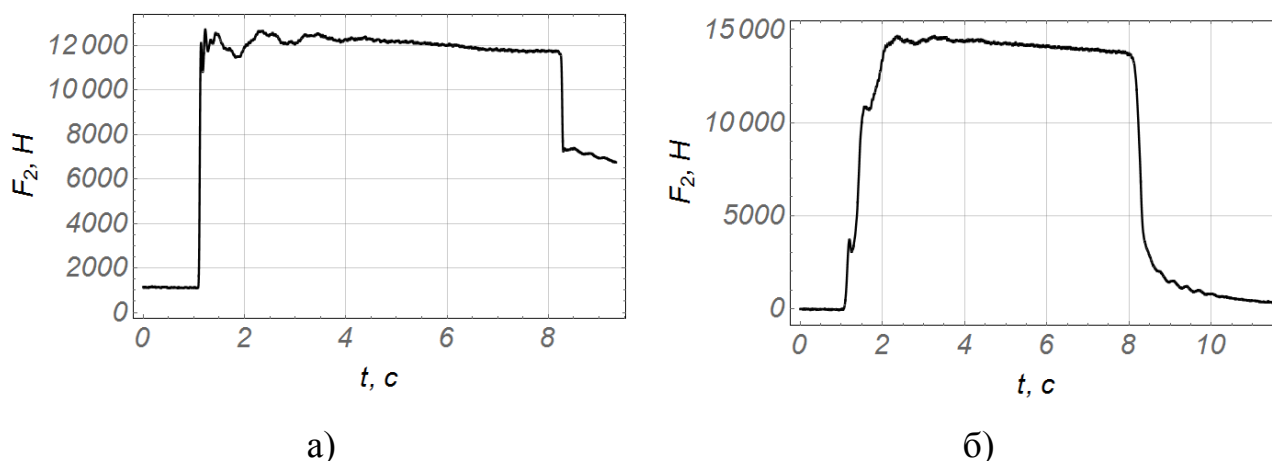


Рис. 7 – Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік тиску (рис. 6 а) та графік зусилля (рис. 7 а), видно, що при пуску стріли із використанням базових золотників виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, максимальне значення яких становить: $P_2 = 3,4 \cdot 10^6$ Па та $F_2 = 12811$ Н. При подальшому переміщенні, на проміжку часу від 1 с до 4,5 с, спостерігаються коливання тиску та зусилля затухаючого характеру. Максимальне значення розмаху яких відповідно становить $\Delta P_2 = 5,5 \cdot 10^5$ Па та $\Delta F_2 = 2073$ Н. При гальмуванні значення тиску та зусилля миттєво спадає, що, в свою чергу, призводить до виникнення відхилення вантажу від вертикалі, яке в подальшому супроводжується коливаннями.

Аналізуючи графік тиску (рис. 6 б) та графік зусилля (рис. 7 б), видно, що при пуску механізму приводу із використанням конструктивно змінених золотників зростання тиску та зусилля відбувається плавно, але супроводжується незначними коливаннями під час розгону. Значення тиску при виході на усталений рух дорівнює $P_2 = 3,9 \cdot 10^6$ Па, при цьому гідравлічний циліндр розвиває зусилля $F_2 = 14695$ Н. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра при усталеному русі спостерігаються незначні коливання, які викликані коливаннями вантажу закріпленого на кінці стрілової системи (рис. 10 б). При гальмуванні значення тиску та зусилля зменшується плавно, що, в свою чергу, призводить до зменшення значення відхилення вантажу від вертикалі та відповідно, зменшення тривалості його коливань на жорсткому шарнірному підвісі.

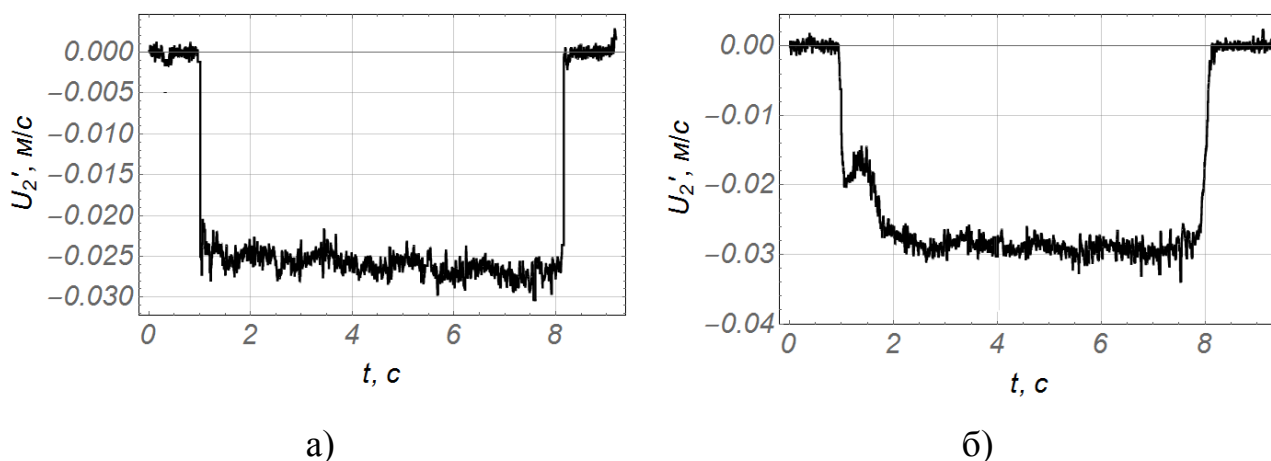


Рис. 8 – Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник

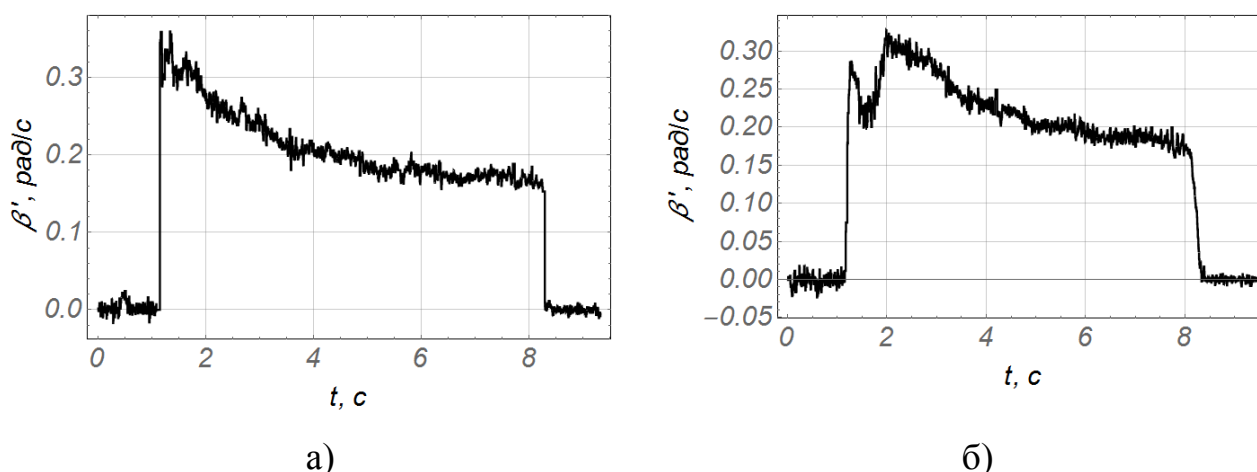


Рис. 9 – Графік кутової швидкості переміщення рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік лінійної швидкості штоку гідравлічного циліндру (рис. 8 а) та графік кутової швидкості рукояті (рис. 9 а) видно, що при застосуванні базових золотників розгін відбувається миттєво. При подальшому переміщенні виражено відхилення лінійної швидкості штоку гідравлічного циліндру від номінального значення, які зумовлені коливаннями металоконструкції стрілової системи та вантажу. При цьому значення середньої швидкості усталеного руху становить 0,026 м/с. Кутова швидкість рукояті набуває максимального значення 0,25 рад/с в момент часу 1,1 с. При подальшому переміщенні кутова швидкість має спадаючий характер до значення 0,17 рад/с в момент часу 8,2 с. Це явище викликано кінематичними характеристиками стрілової системи за рахунок чого виникає нерівномірне обертання ланок стрілової системи навколо своїх осей при рівномірному переміщенні штоків гідравлічних циліндрів.

При використанні конструктивно змінених золотників (рис. 8. б та рис. 9 б) розгін відбувається плавно, але з невеликим провалом на проміжку від 0,8 до 1,5 с, що зумовлено відхиленням вантажу, яке співпадає з напрямком переміщення рукояті (рис. 10 б). Швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндру становить 0,029 м/с, а максимальне значення кутової швидкості рукояті дорівнює 0,31 рад/с.

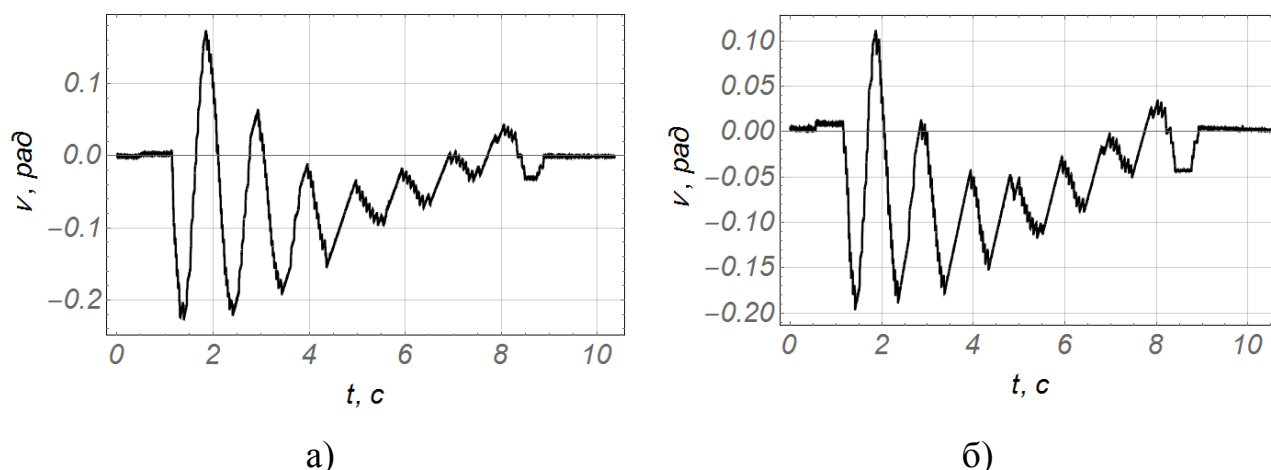


Рис. 10 – Графік кутового відхилення вантажу: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графічні залежності кутового відхилення вантажу (рис. 10) встановлено, що для обох випадків режимів руху під час розгону стрілової системи виникає знакозмінне відхилення вантажу від вертикалі затухаючого характеру. Для режиму руху стріли із застосуванням базового золотника (рис. 10 а) значення розмаху відхилення вантажу на початку руху становить $\Delta \nu = 0,4$ рад. Під час гальмування спостерігаються коливання знакозмінного характеру протягом 1 с, розмах яких дорівнює $\Delta \nu = 0,07$ рад.

Для режиму руху стріли із застосуванням конструктивно зміненого золотника (рис. 10 б) значення розмаху відхилення вантажу на початку руху становить $\Delta \nu = 0,31$ рад. В момент гальмування виникають коливання вантажу закріпленого на жорсткому шарнірному підвісі знакозмінного характеру протягом 1 с, розмах яких дорівнює $\Delta \nu = 0,07$ рад.

Порівнюючи між собою обидва режими, можна відмітити, що розмах відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 25% зменшився.

За результатами експериментальних досліджень переміщення стрілової системи за роботи тільки гідравлічного циліндра приводу стріли визначено енергетичну ефективність за режимами руху із використанням заводського та конструктивно зміненого золотників (рис. 11).

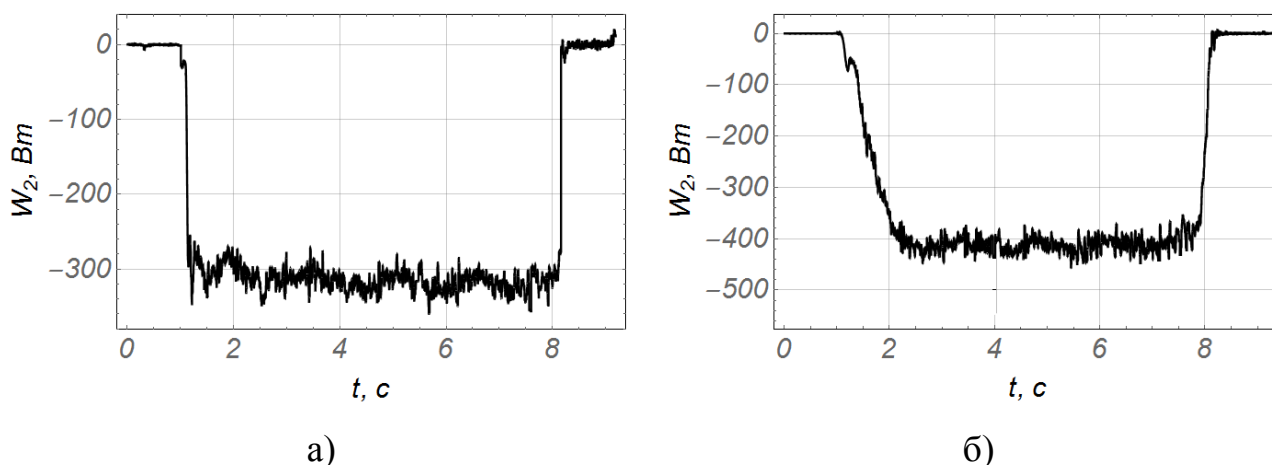


Рис. 11 – Графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем (рис. 11 а), видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається миттєво та в подальшому супроводжується незначними відхиленнями від номінального значення. Максимальне значення відхилення становить 22 Вт. Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем (рис. 11 б), видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається плавно на протязі 2,5 с. При подальшому переміщенні стрілової системи з вантажем відхилення потужності від номінального значення є незначними.

Висновки

В результаті проведених експериментальних досліджень переміщення рукояті, та при порівнянні між собою за обома режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників тиск та зусилля в момент розгону зростають плавно без явно виражених пікових значень. Що є позитивним ефектом. Про це свідчить зменшення кутового відхилення вантажу на 25% та відповідно рівномірне споживання потужності.

Список використаних джерел:

1. Ковальський В. Ф. Математическое моделирование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины с учетом упругости звеньев / В. Ф. Ковальский // Известия МАМИ. – 2016. – № 3. – С. 9–15.
2. Мильто А. А. Динамический и прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин : дис. ... канд. техн. наук / А. А. Мильто. – М. : МАДГТУ (МАДИ), 2016. – 172 с.
3. Бакай Б. Я. Попереднє представлення рівняння динаміки маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера / Б. Я. Бакай // Науковий вісник НЛТУ України. – Львів : Вид-во НЛТУ України, 2011. – Вип. 21.18. – С. 322–327.
4. Ловейкін В. С. Математична модель динаміки зміни вильоту крана маніпулятора з жорсткими ланками / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук // Техніка будівництва. – 2006. – Вип. 19. – С. 26–29.
5. Ловейкін В. С. Математичне моделювання зміни вильоту вантажу маніпулятором з гідроприводом / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – 2012. – № 79. – С. 9–15.
6. Лагерев И. А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов : монография / И. А. Лагерев. – Брянск : Изд-во РИО БГУ, 2016. – 371 с.
7. Ловейкін В. С. Експериментальне дослідження динаміки руху штока гідроциліндра підйому шарнірнозчленованої стрілової системи крана-маніпулятора з гідроприводом / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2011. – № 78. – С. 28–34.
8. Емтыль З. К. О влиянии податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность гидроманипулятора при совмещении движений звеньев / З. К. Емтыль, Н. М. Бартенев, А. П. Татаренко // Труды ФОРА (Физического Общества Республики Адыгея). – 2000. – № 6. – С. 83–87.

9. Гидроманипуляторы и лесотехническое оборудование: монография / З. К. Емтыль, Н. М. Бартенев, М. В. Драплиук, П. И. Попиков, А. П. Татаренко, Л. Д. Бухтояров. – М. : ФЛИНТА : Наука, 2011. – 408 с.
10. Добрачев А. А. Кинематические схемы, структуры и расчет параметров лесопромышленных манипуляторных машин : монография / А. А. Добрачев, Л. Т. Раевская, А. В. Швец ; Урал. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург, 2014. – 128 с.
11. Мішук Д. О. Дослідження динамічної моделі гідравлічного циліндра об'ємного гідроприводу / Д. О. Мішук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2016. – № 87. – С. 74–81.
12. Dobrachev A. A. Simulating the dynamic reaction of manipulator supports / A. A. Dobrachev, L. T. Raevskaya, A. V. Shvets // Russian Engineering Research. – 2010. – Vol. 30, No.1. – Pp. 11–16.
13. Ловеikin В. С. Синтез оптимального динамического режима движения стрелы манипулятора, установленного на упругом основании / В. С. Ловеikin, Д. О. Мішук // Наука и техника. – 2019. – Т. 18, № 1. – С. 55–61.
14. Ловеikin В. С. Експериментальні дослідження режимів руху крана-манипулятора з вантажем при суміщенні рухів / В. С. Ловеikin, О. О. Сподоба // Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. – 2020. – Vol. 11, No 3. – Pp. 5–15.
15. Сподоба О. О. Оптимізація режимів руху крана-манипулятора з гідроприводом : дис. д-ра філософії / О. О. Сподоба. – Київ : НУБіП, 2020. – 245 с.

References

1. Kovalskij, V 2016, 'Matematicheskoe modelirovanie dinamiki manipulyacionnoj sistemy mobil'noj transportno-tekhnologicheskoy mashiny s uchetom uprugosti zvenev', *Izvestiya MAMI*, no. 3, pp. 9-15.
2. Milto, A 2016 'Dinamicheskij i prochnostnoj analiz gidravlicheskih krano-manipulyatornyh ustanovok mobil'nyh transportno-tekhnologicheskij mashin', Kand.tekhn.n. thesis, Moskovskiy avtomobilno-dorozhnyiy gosudarstvennyiy tehnikeskij universitet, Moskva.
3. Bakaj, B 2011, 'Poperedne predstavleniya rinvnyannya dinamiki manipulyatora metodom Lagranzha-Ejlera', *Naukovij visnik Natsionalnoho lisotekhnichnoho universytetu Ukrainy*, iss. 21.18, pp. 322-327.
4. Lovejkin, V & Mishchuk, D 2006, 'Matematichna model dinamiki zmini vilotu krana manipulyatora z zhorstkimi lankami', *Tekhnika budivnictv*, iss.19, pp. 26-29.
5. Lovejkin, V & Mishchuk, D 2012, 'Matematichne modelyuvannya zmini vilotu vantazhu manipulyatorom z gidroprivodom', *Girnichy, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini*, no. 79, pp. 9-15.
6. Lagerev, I 2016, *Modelirovanie rabochih processov manipulyacionnyh sistem mobilnyh mnogocelevyh transportno-tekhnologicheskij mashin i kompleksov*, Izdatelstvo Redakcionno-izdatelskogo otdela Brjanskogo gosudarstvennogo universiteta, Bryansk.
7. Lovejkin, V & Mishchuk, D 2011, 'Eksperimentalne doslidzhennya dinamiki ruhu shtoka gidrocilindra pidjomu sharnirnozhchlenovanoi strilovoi sistemi krana-manipulyatora z gidroprivodom', *Girnichy, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini*, no. 78, pp. 28-34.
8. Emtyl, Z, Bartenev, I & Tatarenko, A 2000, 'O vliyanie podatlivosti rabochej zhidkosti i elementov gidroprivoda na dinamicheskuyu nagruzhennost gidromanipulyatora pri sovmeshchenii dvizhenij zvenev', *Trudy Fizicheskogo Obshchestva Respubliki Adygeya*, Majkop, no. 6, pp. 83-87.
9. Emtyl, Z, Bartenev, I, Draplyuk, M, Popikov, P, Buhtoyarov, A & Tatarenko, L 2011, *Gidromanipulyatory i lesotekhnicheskoe oborudovanie*, FLINTA, Nauka, Moskva.
10. Dobrachev, A, Raevskaya, L & Shvets, A 2014 *Kinematicheskie skhemy, struktury i raschet parametrov lesopromyshlennyh manipulyatornyh mashin*, Uralskij gosudarstvennyy lesotekhnicheskij universitet, Ekaterinburg.
11. Mishchuk, D 2016, 'Doslidzhennya dinamichnoi modeli gidravlichnogo cilindra obemnogo gidroprivodu', *Girnichy, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini*, no. 87, pp. 74-81.
12. Dobrachev, A, Raevskaya, L & Shvets, A 2010, 'Simulating the dynamic reaction of manipulator supports', *Russian Engineering Research*, vol. 30, no. 1, pp. 11-16.
13. Lovejkin, V & Mishchuk, D 2019, 'Sintez optimalnogo dinamicheskogo rezhima dvizheniya strely manipulyatora, ustanovlennogo na uprugom osnovanii', *Nauka i tekhnika*, vol. 18, no. 1, pp. 55-61.
14. Lovejkin, V & Spodoba, O 2020, 'Eksperimentalni doslidzhennya rezhimiv ruhu krana-manipulyatora z vantazhem pri sumishcheni ruhiv', *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*, Kyiv, vol. 11, no. 3, pp. 5-15.
15. Spodoba, O 2020, 'Optimizaciya rezhimiv ruhu krana-manipulyatora z gidroprivodom', Doct.filos.n. thesis, Natsionalnyi universytet bioresursiv i pryrodokorystuvann, Kyiv.

Стаття надійшла до редакції 04 червня 2021 року

ДОСЛІДЖЕННЯ СУМІСНОГО РУХУ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ, ПОВОРОТУ І ЗМІНИ ВІЛЬОТУ КРАНА ДЕК-251

©Подольак О.С. Хорошилов О.М. Аненко К.К.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Подольак Олег Степанович ORCID: 0000-0002-1477-8548; podoliak15os@gmail.com; завідувач кафедри машинобудування, транспорту і зварювання; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Хорошилов Олег Миколайович ORCID: 0000-0003-0440-0709; horol@i.ua; професор кафедри машинобудування, транспорту і зварювання; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Аненко Костянтин Костянтинович ORCID: 0000-0002-3103-4786; lorenkotcastiel@gmail.com; аспірант кафедри машинобудування, транспорту і зварювання; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Було встановлено, що навантаження на кран від вантажу який розгойдується залежить від схеми його підвісу і інерційних характеристик вантажу. Дослідження проводились за допомогою математичних методів, які описують перехідні процеси, що виникають при сумісному русі механізмів підйому, повороту і зміни вильоту крана ДЕК-251. При дослідженні коливань вантажів на підвісах за схемами 1 і 2 були прийняті такі припущення: канат - ідеальна, невагома нитка; безмасові блоки перекочуються по канатах без ковзання; довжина підвісу вантажу постійна.

Динамічна навантаженість системи оцінювалась методом порівняльного аналізу графіків зусиль, переміщень і швидкостей приведених мас стрілової системи. Також були побудовані розрахункові схеми сумісного руху механізмів підйому та повороту самохідного крана, та розглянуті часні випадки роботи механізму крана. Отримані вирази для розрахунку навантажень на кран від вантажу, який розгойдується на канатах, які враховують схему підвісу вантажу і його інерційні характеристики. При коливаннях вантажу на підвісі за схемою 1 відбувається перерозподіл натягів в канатах, і при відповідних умовах може відбутися ослаблення одного з них.

Ключові слова: стріла; вантаж; підвіска; коливання; самохідний кран, розгойдування.

Podolyak O.S., Khoroshylov O.N., Anenko K.K. "Mathematical modeling of the joint movement of mechanisms for lifting, turning and changing the crane's departure"

It was determined that the load on the crane from the load that is swinging depends on the scheme of its suspension and the inertial characteristics of the cargo.

The research was carried out using mathematical methods that describe the transient processes that occur when the lifting, rotating and changing mechanisms of the crane DEC-251 are moving together.

When examining the fluctuations of cargo on suspensions according to schemes 1 and 2, the following assumptions were accepted: the rope is an ideal, weightless thread; massless blocks roll over ropes without slipping; there is no energy dissipation in vibrations; the length of the suspension is constant.

The dynamic workload of the system was evaluated by the method of comparative analysis of the graphs of forces, displacements, and velocities of reduced masses of the boom

system. In our work, we also constructed calculation schemes for the joint movement of the lifting and turning mechanisms of the self-propelled crane, and considered particular cases of operation of the crane mechanism.

The research resulted in receiving expressions for calculating the load on the crane from the cargo, which is swinging on the ropes, which take into account the suspension scheme of the cargo and its inertial characteristics. When the load on the suspension is oscillating according to scheme 1, there is a redistribution of the tension in the ropes, and under appropriate conditions one of them may weaken.

Keywords: arrow; cargo; suspension; vibration, self-propelled crane, swinging.

Аналіз досліджень

Самохідні крани широко використовуються в цивільному і промисловому будівництві. Значний час роботи цих кранів займають перехідні режими. При розгоні або гальмуванні виникають коливання вантажу, які при висотному будівництві значно зменшують продуктивність роботи крана і становлять загрозу для життя стропувальників [1]. Тому постає задача усунення коливань вантажу під час перехідних режимів руху. Зміна вильоту стрілового крана може виконуватись як механізмом переміщення стрілової системи, так і переміщенням вантажного візка. Крім того, зміна вильоту може виконуватись одночасно при роботі цих двох механізмів, що створює додаткові складнощі для розв'язання задачі щодо усуненню коливань вантажу [2,3]. Динамічні навантаження, які виникають при перехідних режимах руху, також мають значний вплив на надійність і довговічність роботи крана. Попередніми дослідженнями [2,3,5,6,7] встановлено зв'язок між динамічними навантаженнями та ефективністю роботи крана. Тому вирішення задач оптимізації режимів зміни вильоту баштових кранів дасть можливість підвищити їх ефективність.

Мета роботи: теоретично описати сумісний рух механізмів підйому, повороту і зміни вильоту крана та запропонувати заходи, щодо вирішення проблеми розгойдування вантажу при підйомі і повороті.

Завдання роботи

Математично змодельовати схеми сумісного руху механізмів підйому, повороту і зміни вильоту крана; Вивести диференціальні рівняння руху механізмів підйому, повороту і зміни вильоту крана; Дослідити окремі випадки роботи механізму крану.

Виклад основного матеріалу

Розрахунки сумісного руху механізмів підйому та повороту будемо робити на прикладі самохідного крану.

Схеми мають широке поширення. Ними моделюються грейфер на підтримуючих або замикаючих канатах, підвіси вантажу у монтажних порталних і будівельних кранів і т.д.

На рис. 1 зображені A_i – точки дотику канатами блоків на стрілі, B_i – точки дотику підвіски, M – центр інерції вантажу, H – довжина підвісу вантажу, h , f , b , r – характерні розміри вантажу, α – кут нахилу канатів по вертикалі, k – коефіцієнт розсіювання коливань.

На рис. 2 наведена розрахункова схема крану з вантажем, де позначено: ρ – виліт стріли крана, тобто відстані від осі обертання крана до кінцевих блоків стріли (хобота), α – відстань від осі обертання до кореня стріли, L – відстань кореня стріли до кінцевих блоків стріли.

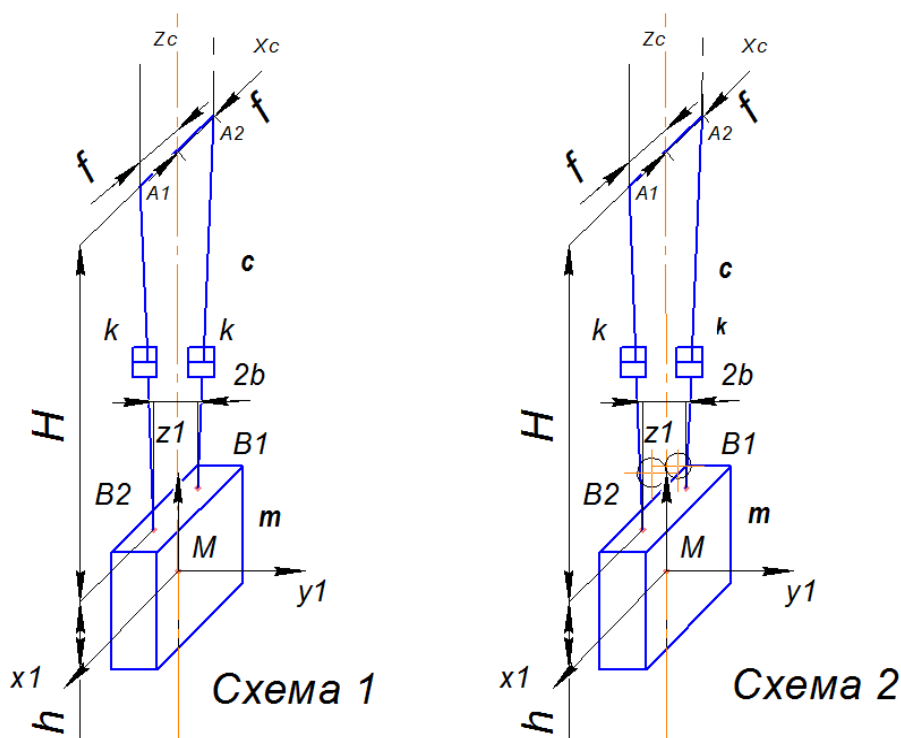


Рис. 1 – Розрахункові схеми підвісу вантажу

При виведенні систем диференціальних рівнянь, що описують рух крана з вантажем на підвісах за схемами 1 і 2 при сумісній роботі механізмів повороту, зміни вильоту підйому, скористаємося рівняннями Лагранжа другого порядку у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial(T-\Pi)}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial(T-\Pi)}{\partial q_i} = - \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{q}_i} + Q_i \quad (1)$$

де T , Π і φ – відповідно кінетична і потенційна енергії і дисипативна функція системи кран-вантаж; Q_i – непотенціальні узагальнені сили; q – незалежні узагальнені координати і швидкості системи, $T - \Pi$ – кінетичний потенціал. Перед розробкою математичних моделей стрілових кранів з метою отримання коефіцієнтів в диференціальних рівняннях. При цьому будемо базуватися на результатах робіт [4,5,7].

При дослідженні коливань вантажів на підвісах за схемами 1 і 2 прийемо такі припущення: канат - ідеальна, невагома нитка; безмасові блоки перекочуються по канатах без ковзання; 3) довжина підвісу вантажу постійна

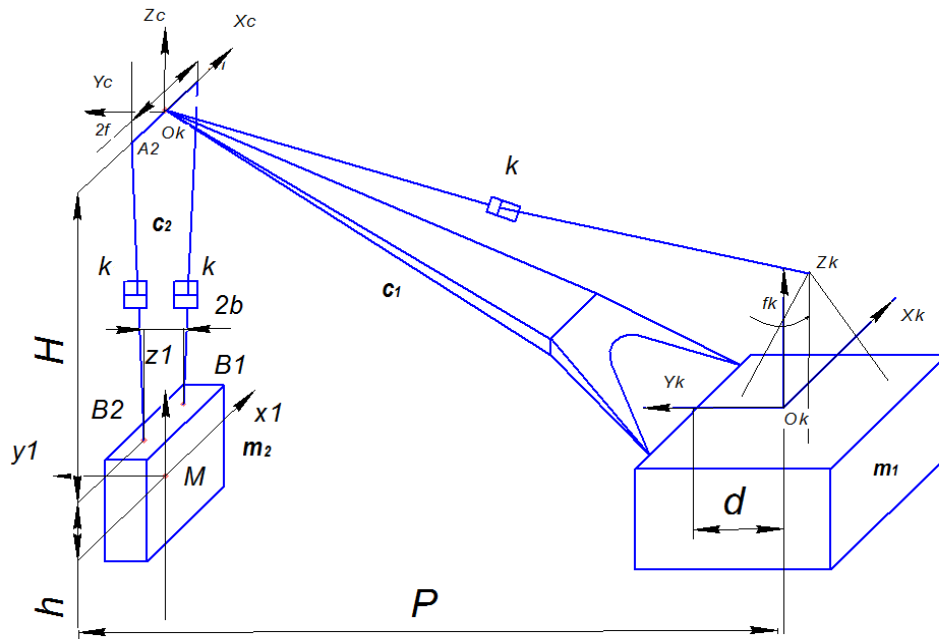


Рис. 2 – Розрахункова схема крану з вантажем

При складанні математичних моделей коефіцієнти диференціальних рівнянь були отримані згідно з роботи [8].

Окремі випадки роботи механізму крана

На основі отриманих систем рівнянь можуть бути виведені диференціальні рівняння, які описують ряд окремих випадків роботи механізму крану.

Якщо механізм зміни вильоту не працює, то в системах диференціальних рівнянь

$\rho = \text{const}, \dot{\rho} = \ddot{\rho} = 0$. Ми отримаємо системи диференціальних рівнянь в вигляді:

Для схеми 1:

$$\begin{aligned}
 & I_k + m[x^2 + (y + \rho)^2] + 2kxI_{\xi\rho} - 2I_{\eta\rho}\theta\} \varphi_k - [m(y + \varphi) + kI_{\eta\rho}]x + mx''(y'' + \ddot{\varphi}) \\
 & + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k[m(y + \varphi)(y' + \dot{\varphi}) - I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}] + Vkw(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_k x - I_{\eta\xi}\dot{x}) = M_g - M_c; \\
 & -[m(y + \rho)\ddot{\varphi}_k + m\ddot{x} - m\ddot{\varphi}_k[2(y' + \dot{\rho}) + \ddot{\varphi}_k x]]k_x \dot{x} + = I_{\eta\xi}k\ddot{\varphi} + c_x x + c_{x\psi}\psi = 0 \\
 & - (I_{\xi}kx - I_{\eta\xi}\theta + I_{\xi\rho}) - I_{\xi}k\dot{x} - I_{\eta\xi}\ddot{\varphi} + I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + \dot{\varphi}_k[I_{\eta\xi}\dot{\varphi} - kx(I_{\xi} + I_{\eta})] - \\
 & - \varphi_k^2(I_{\eta}\dot{\theta} - I_{\eta\xi} + I_{\xi\rho}kx) + k_{\theta}\theta - Vkw(I_{\xi}x\dot{\varphi}_k + I_{\eta\xi}\dot{x}) + c_{y\theta}y + c_{\theta} = 0; \\
 & Vkw(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_k x - I_{\eta\xi}\dot{x}) - I_{\eta\xi}(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_k x - I_{\eta\xi}\dot{x}) + \dot{\varphi}_k(\varphi + \varphi_k) + c_x x = 0; \\
 & mx\ddot{\varphi}_k + m\ddot{y} + m\varphi_k[2\dot{x} - (y + \varphi)\dot{\varphi}_k] + k_y\dot{y} + c_y y + c_{y\theta}\theta = 0; \\
 & (I_{\eta}\theta + I_{\xi\rho}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + Vkw(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_k x - I_{\eta\xi}\dot{x}) + c_{\varphi}\varphi = 0; \\
 & - (I_{\eta}\theta + I_{\xi\rho}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + Vkw(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_k x - I_{\eta\xi}\dot{x})
 \end{aligned}$$

$$+c_{y\omega}y + c_{\theta}\theta = 0. \quad (2)$$

Для схеми 2:

$$\begin{aligned} & I_k + m[x^2 + (y + \rho)^2] + 2kxI_{\xi\rho} - 2I_{\eta\rho}\theta\} \varphi_k - [m(y + \varphi) + kI_{\eta\rho}]x + mx(\ddot{y} + \ddot{\varphi}) \\ & + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k[m(y + \varphi)(\dot{y} + \dot{\varphi}) - I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}] + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{x}) = M_g - M_c; \\ & -[m(y + \rho)\ddot{\varphi}_k + m\ddot{x} - m\ddot{\varphi}_k[2(\dot{y} + \dot{\rho}) + \ddot{\varphi}_kx]]k_x\dot{x} - I_{\eta\xi}k\ddot{\varphi} + c_x\dot{x} + c_{x\psi}\psi = 0 \\ & mx\ddot{\varphi}_k + m\ddot{y} + m\varphi_k[2\dot{x} - (y + \varphi)\dot{\varphi}_k] + k_y\dot{y} + c_yy + c_{y\theta}\theta = 0; \\ & (I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{x}) + c_{\varphi}\varphi = 0; \\ & (I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{x}) + c_{\varphi}\varphi = 0; \\ & -(I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k - I_{\eta\xi}\ddot{\varphi} + I_{\eta\xi}\ddot{\psi} - I_{\xi r}\ddot{\theta} + k_{\psi}\dot{\psi} + \dot{\varphi}_k[(I_{\eta} + I_{\xi})\dot{\theta} - I_{\eta\xi}\dot{\varphi} \\ & - \dot{\varphi}_k(I_{\eta}\psi + I_{\xi r}\theta + I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k - I_{\xi r}\ddot{\varphi} - I_{\xi r}\ddot{\psi} + I_{\xi}\ddot{\theta} + k_{\theta}\dot{\theta} - \dot{\varphi}_k \\ & [(I_{\xi} + I_{\eta})\dot{\psi} - I_{\eta\xi}\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_k(I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})] + c_{y\theta}y + c_{\theta}\theta = 0; \\ & -(I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{x}) + \\ & + c_{y\omega}y + c_{\theta}\theta = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Якщо підвіс моделюється у вигляді математичного маятника, то системи рівнянь приймуть вид:

$$\begin{aligned} & I_k + m[x^2 + (y + \rho)^2]\varphi_k - m(y + \varphi)\ddot{x} + mx(\ddot{y} + \ddot{\varphi})x + mx(\ddot{\rho} + \ddot{y}) + 2\dot{\varphi}_k[m(y + \varphi)]y = \\ & = M_g - M_c; \\ & -[m(y + \rho)\ddot{\varphi}_k + m\ddot{x} - 2m\ddot{\varphi}_k(\dot{y} + \dot{\rho}) + \ddot{\varphi}_kx]k_x\dot{x} + (c_x - m\dot{\varphi}_k^2) = 0; \\ & mx\ddot{\varphi}_k + m(\ddot{\rho} + \ddot{y}) + m\ddot{\varphi}_k[2\dot{x} - \dot{\varphi}_k(y + \rho)]k_y\dot{y} + c_yy = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Допустимо в рівняннях $V=0$, $H=const$, отримаємо диференціальні рівняння, які описують рух крану з вантажем, тільки при роботі механізму повороту.

Для схеми 1:

$$\begin{aligned} & I_k + I_{\xi} + m[x^2 + (y + \rho)^2] + 2kxI_{\xi\rho} - 2I_{\eta\rho}\theta\} \\ & \varphi_k - [m(y + \varphi) + kI_{\eta\rho}]x + mx(\ddot{y} + \ddot{\varphi}) + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k \\ & [m(y + \varphi)(\dot{y} + \dot{\varphi}) - I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}] + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{\theta}) = M_g - M_c; \\ & -[a_{xk}kx + m(y + \rho)]\ddot{\varphi}_k + \ddot{a}_x\dot{x} - I_{\eta\xi}k\ddot{\varphi} - I_{\eta\xi}k\ddot{\theta} - \dot{\varphi}_k\{2m(\dot{y} + \dot{\rho}) + k[I_{\xi\rho}\dot{\varphi} + I_{\xi}] - \\ & - \ddot{\varphi}_k^2[(m + I_{\xi}k^2)x + k(I_{\eta} + I_{\xi}\theta)] + kx_{\psi}\dot{x} + Vk\omega[(2kx + \theta\dot{\varphi}_k) + I_{\xi\eta}(2kx + \theta) - I_{\xi\eta}(\dot{\varphi} + \\ & + \dot{\varphi}_k)] + c_x\dot{x} = 0; \} \\ & mx\ddot{\varphi}_k + (m_b + m)\ddot{\rho} + m\ddot{y} + m\varphi_k + m_b2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + c_{y\omega}y + c_{\theta}\theta = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -(I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k - I_{r\xi}\ddot{\varphi} + I_{\eta\xi}\ddot{\psi} - I_{\xi r}\ddot{\theta} + k_{\psi}\dot{\psi} + \dot{\varphi}_k[(I_{\eta} + I_{\xi})]\dot{\theta} - I_{\eta\xi}\dot{\varphi} - \\
& - \dot{\varphi}_k(I_{\eta}\psi + I_{\xi r}\theta + I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k - I_{\xi r}\ddot{\varphi} - I_{\xi r}\ddot{\psi} + I_{\xi}\ddot{\theta} + k_{\theta}\dot{\theta} - \dot{\varphi}_k \\
& [(I_{\xi} + I_{\eta})\dot{\psi} - I_{\eta\xi}\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_k(I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})] + c_{y\theta}y + c_{\theta}\theta = 0.
\end{aligned} \tag{5}$$

Для схеми 2:

$$\begin{aligned}
& I_k + m[x^2 + (y + \rho)^2] + 2kxI_{\xi\rho} - 2I_{\eta\rho}\theta\} \varphi_k - [m(y + \varphi) + kI_{\eta\rho}]x + mx(\ddot{y} + \ddot{\varphi}) \\
& + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k[m(y + \varphi)(\dot{y} + \dot{\varphi}) - I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}] + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{x}) = M_g - M_c; \\
& -[m(y + \rho)\ddot{\varphi}_k + m\ddot{x} - m\ddot{\varphi}_k[2(\dot{y} + \dot{\rho}) + \ddot{\varphi}_kx]]k_x\dot{x} - I_{\eta\xi}k\ddot{\varphi} + c_x x + c_{x\psi}\psi = 0; \\
& mx\ddot{\varphi}_k + m\ddot{y} + m\varphi_k[2\dot{x} - (y + \varphi)\dot{\varphi}_k] + k_y\dot{y} + c_y y + c_{y\theta}\theta = 0; \\
& (I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{x}) + c_{\varphi}\varphi = 0; \\
& (I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{x}) + c_{\varphi}\varphi = 0; \\
& -(I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k - I_{r\xi}\ddot{\varphi} + I_{\eta\xi}\ddot{\psi} - I_{\xi r}\ddot{\theta} + k_{\psi}\dot{\psi} + \dot{\varphi}_k[(I_{\eta} + I_{\xi})]\dot{\theta} - I_{\eta\xi}\dot{\varphi} - \\
& - \dot{\varphi}_k(I_{\eta}\psi + I_{\xi r}\theta + I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k - I_{\xi r}\ddot{\varphi} - I_{\xi r}\ddot{\psi} + I_{\xi}\ddot{\theta} + k_{\theta}\dot{\theta} - \\
& - \dot{\varphi}_k[(I_{\xi} + I_{\eta})\dot{\psi} - I_{\eta\xi}\dot{\varphi} + \dot{\varphi}_k(I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})] + c_{y\theta}y + c_{\theta}\theta = 0; \\
& -(I_{\eta}\theta + I_{\xi r}\psi - I_{\eta\xi})\ddot{\varphi}_k + I_{\xi}\ddot{\varphi} - I_{\xi\rho}\ddot{\theta} + 2\dot{\varphi}_k(I_{\eta\xi}\ddot{\theta} + I_{\xi\rho}k\dot{x}) + Vk\omega(I_{\xi\rho}\dot{\varphi}_kx - I_{\eta\xi}\dot{x}) + \\
& + c_y y + c_x x = 0.
\end{aligned} \tag{6}$$

З рівнянь можна отримати вирази, коли вантаж на канатах моделюється в вигляді математичного маятника, то системи рівнянь приймуть вид:

$$\begin{aligned}
& I_k + m[x^2 + (y + \rho)^2]\varphi_k - m(y + \varphi)\ddot{x} + mx(\ddot{y} + \ddot{\varphi})x + mx(\ddot{\rho} + \ddot{y})2\dot{\varphi}_k[m(y + \varphi)]y \\
& = M_g - M_c; \\
& -[m(y + \rho)\ddot{\varphi}_k + m\ddot{x} - 2m\ddot{\varphi}_k(\dot{y} + \dot{\rho}) + \ddot{\varphi}_kx]k_x\dot{x} + (c_x - m\dot{\varphi}_k^2) = 0; \\
& mx\ddot{\varphi}_k + m(\ddot{\rho} + \ddot{y}) + m\ddot{\varphi}_k[2\dot{x} - \dot{\varphi}_k(y + \rho)]k_y\dot{y} + c_y y = 0.
\end{aligned} \tag{7}$$

координати точок a_i в системі $X Y Z$ і B_i в системі $\eta\xi\tau$ визначаються по методиці [7].

Спроектуюмо сили натягу в канатах і вагу вантажу на вісь Mz :

$$S_1 \cos(S_1 z) + S_2 \cos(S_2 z) - G = m\ddot{z}$$

Звідки

$$S_1 = S_2 = \frac{G}{2\cos\alpha} = S_0.$$

Відносні величини навантажень:

$$\gamma_x = \frac{\cos[y + \psi(h + b \operatorname{tg} \alpha)]}{1},$$

$$\gamma_y = \frac{[y - (h - r \sin \alpha)\theta]}{l \cos \alpha},$$

$$\gamma_y = -1. \quad (8)$$

Моменти сил натягів в канатах S_i щодо осей $O_c x_c, O_c y_c, O_c z_c$. Отримаємо:

$$M_x = 0, \quad M_y = f P_x \operatorname{tg} \alpha, \quad M_z = c_\varphi \varphi \quad (9)$$

Формули, отримані для розрахунку навантажень на кран для схем 1 і 2 можна узагальнити. Моменти для обох схем визначаються по формулам:

$$M_x = 0, \quad M_y = f(P_x \operatorname{tg} \alpha - \frac{Q \Delta}{\cos^2 \alpha}), \quad M_z = c_\varphi \varphi \quad (10)$$

Навантаження представляються у вигляді:

$$P_{1x} = \frac{m}{a_x} [c_x + \rho \ddot{\varphi}_k I_{\eta} k^2] \quad P_{2x} = c_x x + c_x \psi, \quad (11)$$

$$P_y = c_y y + c_y \theta, \quad P_x = -G.$$

Тут навантаження P_x для схем 1 і 2 визначаються за різними формулами, Таким чином, навантаження на кран від вантажу який розгойдується залежить від схеми його підвісу і інерційних характеристик вантажу.

Висновки

1. Отримано системи диференціальних рівнянь, що описують рух крана з вантажем на просторових підвісах по двом схемам. Рівняння дозволяють досліджувати рух крана при спільній роботі механізмів підйому, повороту та зміни вильоту, при спільній роботі механізмів повороту і підйому і тільки механізму повороту.

2. Отримані вирази для розрахунку навантажень на кран від вантажу, який розгойдується на канатах, які враховують схему підвісу вантажу і його інерційні характеристики.

3. При коливаннях вантажу на підвісі за схемою 1 відбувається перерозподіл натягів в канатах, і при відповідних умовах може відбутися ослаблення одного з них.

Список використаної літератури

1. Про затвердження Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів та машин спеціального військового призначення [Електронний ресурс] : Наказ М-ва оборони України від 01 груд. 2016 р. N 653. – Режим доступу : <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1727-16#Text>. (дата звернення: 21.04.2021).
2. Liu H., Tip-Over Stability of Crawler Cranes with Moveable Counterweights / H. Liu, W. Singhose, W. Cheng // Heavy Machinery-HM : 8 International Conference, 25-28 June 2014. – Serbia : Zlatibor, 2014. – P. 137–143.
3. Jeng S. Outrigger force measure for mobile crane safety based on linear programming optimization / S. Jeng, C. Yang, W. Chieng // Mechanics Based Design of Structures And Machines. – 2010. – Vol. 38, N 2. – P. 145–170.

4. Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with swinging payloads / A. Rauch, W. Singhose, D. Fujioka, T. Jones // *Journal Of Dynamic Systems, Measurement And Control, Transactions Of The ASME*. – 2013. – Vol. 135, N 3. – P. 031008–031008-6.
5. Modeling and control of a 5-dof boom crane / M. Ambrosino, M. Berneman, G. Carbone, A. Dawans, E. Garone // *ISARC : proceedings of the International Symposium on Automation and Robotics in Construction*. – Kitakyushu, 2020. – P. 25-30.
6. Huang J. Dynamics and swing control of mobile boom cranes subject to wind disturbances / J. Huang, E. Maleki, W. Singhose // *IET Control Theory and Applications*. – 2013. – Vol. 7, N 9. – P. 1187–1195.
7. Казаков Н. И. Уменьшение раскачиваний груза на пространственном канатном подвесе при работе механизма поворота стреловых кранов / Н. И. Казаков // *Труды Ленинград. политех., ин-та*. – Ленинград, 1984. – С. 42–68.
8. Аграновский Ю. В. Оптимизация пусковых режимов электромеханических систем поворота порталных кранов / Ю. В. Аграновский, Л. А. Алейнер // *Труды Ленинград. ин-та водного транспорта*. – Ленинград, 1973. – Вып. 141. – С. 46–53.
9. Математические модели и уравнения движения порталных и мостовых кранов / Айнбиндер Ю.М. [и др.] // *Труды Воронеж. политех. ин-та*. – Воронеж, 1973. – Вып. 4. – С. 78–88.

References

1. Ministerstvo oborony Ukrainy 2016, *Nakaz Pro zatverdzhennia Pravyl budovy i bezpechnoi ekspluatatsii vantazhopidimalnykh kraniv ta mashyn spetsialnoho viiskovoho pryznachennia vid 01.12.2016 roku*, no. 653, viewed 21 April 2021, <<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1727-16#Text>>.
2. Liu, H, Singhose, W & Cheng, W 2014, ‘Tip-Over Stability of Crawler Cranes with Moveable Counterweights’, *Heavy Machinery-HM*, Zlatibor, pp. 137-143.
3. Jeng, S, Yang, C & Chieng, W 2010, ‘Outrigger force measure for mobile crane safety based on linear programming optimization’, *Mechanics Based Design of Structures And Machines*, vol. 38, no. 2, pp. 145-170.
4. Rauch, A, Singhose, W, Fujioka, D & Jones, T 20103, ‘Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with swinging payloads’, *Journal Of Dynamic Systems, Measurement And Control, Transactions Of The ASME*, vol. 135, no. 3, pp. 031008-031008-6.
5. Ambrosino, M, Berneman, M, Carbone, G, Dawans, A & Garone, E 2020, ‘Modeling and control of a 5-dof boom crane’, *ISARC : proceedings of the International Symposium on Automation and Robotics in Construction*, Kitakyushu, pp. 25-30.
6. Huang, J, Maleki, E & Singhose, W 2013, ‘Dynamics and swing control of mobile boom cranes subject to wind disturbances’, *IET Control Theory and Applications*, vol. 7, no. 9, pp. 1187-1195.
7. Kazakov, NI 1984, ‘Umenshenie raskachivaniy gruzha na prostranstvennom kanatnom podvese pri rabote mehanizma povorota strelovykh kranov’, *Trudy Leningradskogo politehnicheskogo institute*, Leningrad, pp. 42-68.
8. Agranovskij, JuV & Alejner, LA 1973, ‘Optimizacija puskovykh rezhimov jelectromehaniicheskikh sistem povorota portalnykh kranov’, *Trudy Leningradskogo instituta vodnogo transporta*, Leningrad, iss.141, pp. 46-53.
9. Ajnbinder, JuM, Vorobev, AI, Marichev, ID & Redkina, IM 1973, ‘Matematicheskie modeli i uravneniya dvizheniya portalnykh i mostovykh kranov’, *Trudy Voronezhskogo politehnicheskogo institute*, Voronezh, iss.4, pp. 78-88.

Стаття надійшла до редакції 10 грудня 2021 року

DOI 10.32820/2079-1747-2021-28-26-36

УДК 621.923

ФОРМУВАННЯ ПОВЕРХНІ В УМОВАХ ЕЛЕКТРОЕРОЗІЙНОГО ШЛІФУВАННЯ ЗІ ЗМІННОЮ ПОЛЯРНІСТЮ ЕЛЕКТРОДІВ

©Стрельчук Р.М.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Інформація про автора:

Стрельчук Роман Михайлович: ORCID: 0000-0002-7221-031X; r.m.strelchuk@gmail.com; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій машинобудування ім. М. Ф. Семка; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна

Зона контакту являє собою область взаємного проникнення різальних крайок в оброблюваний матеріал і виступів матеріалів в проміжки між зернами. До параметрів стану зони відносяться її розміри і форма, співвідношення зрізаної і незрізаної частин металу в кожній області зони, фізичні процеси формоутворення в тому числі: стружкоутворення, тепловиділення, пластичні деформації оброблюваного матеріалу, знос і руйнування інструментального матеріалу, фізичний і хімічний вплив на матеріали мастильно-охолоджувальної рідини.

В статті досліджено формування оброблюваної поверхні в умовах електроерозійного алмазного шліфування зі змінною полярністю електродів в зоні резання. Розроблено фізичну модель зносу алмазного інструменту з урахуванням ерозійних процесів, що впливають на зв'язку круга. При побудові враховано розмірне зношування, процеси сколювання та викидання поодиноких абразивних зерен із зв'язки, під дією складових сил різання, з урахуванням ймовірності контакту зерен з металом, величини майданчиків зносу та дійсної глибини мікрорізання.

Отримані співвідношення дозволяють безпосередньо визначити ймовірність контактування нізрізаної від тіла заготовки стружки, утвореною різальною крайкою зерна, з поверхнею зв'язки шліфувального круга. При вирішенні задачі про ймовірність контактування сукупності стружок, утворених сукупністю крайок зерен, що лежать в робочому шарі інструменту, необхідно також використовувати ймовірність щільності розподілу по глибині.

Вид отриманих співвідношень безпосередньо показує, що значна частина стружок утворених різальними крайками, що контактують з шорсткою поверхнею заготовки, є короткими і не стикаються зі зв'язкою до відриву від тіла заготовки навіть без урахування їх усадки.

Отримані співвідношення можуть бути використані і при вирішенні відповідних завдань шліфування периферією круга, наприклад, круглого зовнішнього шліфування. При більш чіткому описі процесу необхідно безпосередньо застосовувати нестационарне уявлення з урахуванням додаткових нестационарних, внесених траєкторіями різальних крайок як функцій кута повороту круга і деталі в процесі їх взаємодії.

Ключові слова: зона обробки, ерозійні лунки, міжелектродний зазор, алмазний круг, деталь.

Strelchuk R. «Surface formation under the conditions of electroerosion grinding with variable polarity of electrodes»

The contact zone is the area of mutual penetration of the cutting edges into the processed material and the protrusions of the materials in the gaps between the grains. The parameters of the state of the zone include its size and shape, the ratio of cut and uncut parts of metal in each area of the zone, the physical processes of formation, including: chipping, heat generation, plastic deformation of the material, tool material wear and damage, physical and chemical effects on cooling lubricants.

The formation of the processed surface in the conditions of electroerosive diamond grinding with variable polarity of electrodes in the cutting zone is investigated in the article. A physical model of diamond tool wear has been developed considering the erosion processes affecting the wheel connection. The construction takes into account dimensional wear, processes of chipping and pulling out single abrasive grains from the bond, under the action of the components of cutting forces, considering the probability of grain contact with metal, the size of wear sites and the actual depth of microcutting.

The obtained ratios allow us to directly determine the probability of contact of the cut chips from the body, formed by the cutting edge of the grain, with the bond surface of the grinding wheel. When solving the problem of the probability of contacting the set of chips formed by the set of edges of the grains lying in the working layer of the tool, it is also necessary to use the probability of the density distribution along the depth.

The type of the obtained ratios directly shows that a significant part of the chips formed by the cutting edges in contact with the rough surface of the workpiece are short and do not come into contact with the ligament until separation from the body of the workpiece, even without shrinkage.

The obtained relations can be used in solving the corresponding problems of grinding the periphery of the circle, for example, round external grinding. With a clearer description of the process, it is necessary to directly apply the nonstationary representation, taking into account additional nonstationary ones, introduced by the trajectories of the cutting edges as a function of the angle of rotation of the circle and the part in the process of their interaction.

Keywords: processing zone, erosion holes, interelectrode gap, diamond wheel, detail.

Вступ

Процес електроерозійного шліфування зі змінною полярністю електродів (рис.1) дозволяє отримувати необхідні якісні та кількісні показники при значному зниженні питомої витрати алмазного круга і витрат різних видів енергії [1]. Це пояснюється тим, що зміна у часі на електродах полярності і відповідної частоти проходження імпульсів забезпечує стабільні умови процесу шліфування. Змінюючи частоту імпульсів, їх шпаруватість і потужність при зміні полярності електродів, можна регулювати безпосередньо сам процес, аж до рівноважного стану, забезпечивши рівнозначне прояв електрофізичних і електрохімічних (навіть при їх незначності) процесів щодо обох електродів при оптимальному межелектродному зазорі [2]. Зміна в часі на електродах полярності і відповідної



частоти проходження імпульсів забезпечує стабільні умови електроерозійного шліфування. Змінюючи електричні параметри при відповідній зміні полярності електродів, можна регулювати безпосередньо сам процес, аж до рівноважного стану, забезпечивши рівнозначне прояв електрофізичних і електрохімічних (навіть при їх незначності) процесів щодо обох електродів при оптимальному межелектродному зазорі.

Рис. 1 – Процес електроерозійного шліфування зі змінною полярністю електродів.

Зона обробки при електроерозійному алмазному шліфуванні є місцем роботи ріжучих зерен круга в міжелектродному проміжку, де діють розряди. Електричні розряди в зоні шліфування діють на стружку, що зрізається, на поверхню оброблюваного матеріалу деталі і на шліфувальний круг □ на зв'язку в межзеренному просторі і побічно □ на зерна-діелектрики

Дія розрядів на метал глибоко вивчено, проте в зоні електроерозійного шліфування вона має свої особливості. Стан зони різання і характер дії розрядів залежить від технологічних умов обробки і стану ріжучого рельєфу інструменту, від величини міжелектродного зазору (відстань між зв'язкою круга і поверхнею деталі) і від різних електричних параметрів. В технології електроерозійної обробки використовують розряди з енергією 5 ... 0,05 Дж (і менш) з частотою 400 ... 8 КГц, з тривалістю імпульсів 10000 ... 20 мкс (і менш). Розряди з тривалістю $<10^{-7}$ с вважають короткими (іскровими).

Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Якщо між заготовкою та токопроводною зв'язкою інструменту існує деяка різниця потенціалів, то в зоні їх контакту можлива поява ерозійних розрядів. Теплова енергія, що виділяється при розряді, випаровує і плавить матеріал заготовки і зв'язки. В результаті цього впливу на поверхнях зв'язки алмазного круга та оброблюваного матеріалу деталі можуть утворюватися ерозійні лунки (рис.2.). При описі поверхні, сформованої розрядами, необхідно визначити розмір, форму і розподіл лунок в просторі. Для вирішення цього складного завдання розглянемо механізм виникнення розрядів в міжелектродному проміжку. У зоні контакту круга із заготовкою в місцях досягнення напруженості E електричного поля критичного значення $E_{кр}$ відбувається пробій міжелектродного проміжку і встановлення каналу ерозійного розряду. У роботах [3, 4] доведено, що найбільша ймовірність виникнення розряду спостерігається в місцях генерування абразивними зернами стружки. Це обумовлено тим, що зростаюча стружка скорочує відстань між електродами, а малий радіус кривизни вершин стружок визначає високу локальну напруженість електричного поля. Цим обумовлено допущення, що частка розрядів, що виникають випадково, в загальному обсязі незначна, та їй можна знехтувати.

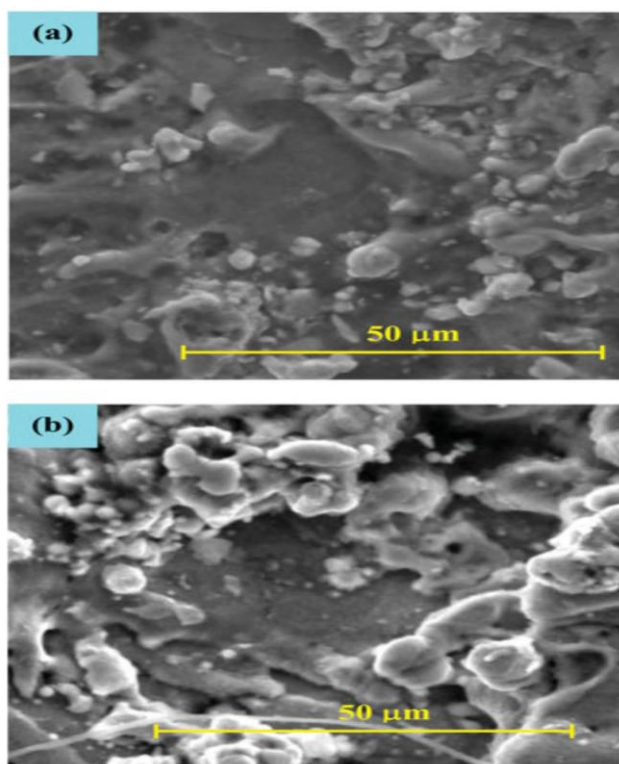


Рис. 2 – Ерозійні лунки:

(a) на поверхні зв'язки алмазного круга, (b) на поверхні оброблювального матеріала деталі

Побудова математичної моделі

У загальному випадку при обробці високоміцних матеріалів, наприклад спеціалізованої кераміки і твердих сплавів, застосовується електроерозійне шліфування зі змінною полярністю електродів, при якому з'їм припуску матеріалу, здійснюється за рахунок комбінації процесів мікрорізання-сколювання, крихкого об'ємного руйнування і ерозійного видалення матеріалу.

Для отримання математичної моделі, що дозволяє розраховувати з'їм припуску матеріалу при наявності процесів мікрорізання - сколювання, крихкого об'ємного руйнування і ерозійного видалення матеріалу, розглянемо процес взаємодії інструменту з заготовкою на мікрорівні. Видалення матеріалу в зоні контакту в результаті впливу мікрорізання - сколювання, крихкого об'ємного руйнування і ерозійного процесу можна розглядати як випадкове подія, характеризуемое спільної ймовірністю видалення матеріалу заготовки хоча б одним з вищевказаних процесів. На поверхні заготовки можуть утворюватися сліди від ерозійних розрядів (рис.3).

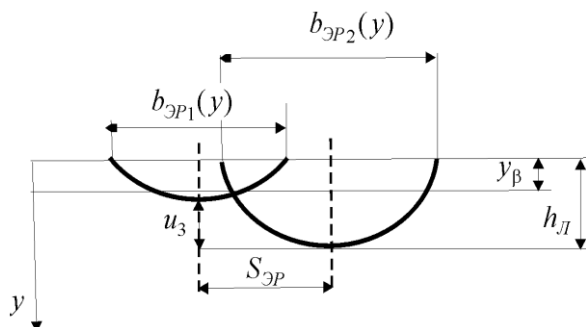


Рис. 3 – До розрахунку ймовірності видалення матеріалу заготовки ерозійними розрядами.

Якщо дві сусідні лунки перекривають один одного на рівні y_β , то матеріал між ними буде знищено повністю. Для будь-якого рівня ця умова можна записати:

$$0 < S_{эp} < 0,5(b_{эp}(y) + b_{эp}(y)) \quad (1)$$

де $S_{эp}$ – відстань між двома сусідніми лунками на поверхні зв'язки інструменту в перерізі; $b_{эp1}(y)$ і $b_{эp2}(y)$ – ширина двох сусідніх лунок на рівні y .

Якщо ширина лунок одного рівня y дорівнює, то умова перекриття лунок можна переписати:

$$0 < S_{эp} < b_{эp}(y).$$

Очевидно, що ймовірність ерозійного видалення матеріалу заготовки $P_3(y)$ на рівні y буде дорівнює ймовірності попадання випадкової величини $S_{эp}$ на відрізок від 0 до $b_{эp}(y)$. Якщо щільність розподілу ймовірності неперервної величини $S_{эp}$ позначити $f(S_{эp})$, то математичне сподівання видалення матеріалу з поверхні заготовки визначиться як:

$$P_3(y) = P(S_{эp} \leq b_{эp}(y)) = \int_{-\infty}^{b_{эp}(y)} f(S_{эp}) dS_{эp} = \int_0^{b_{эp}(y)} f(S_{эp}) dS_{эp}, \quad (2)$$

Розглядаючи виникнення розрядів в одному перерізі заготовки при проходженні одиничної ділянки круга можна відзначити, що ймовірність виникнення тієї чи іншої кількості розрядів на деякій ділянці перетину залежить тільки від довжини ділянки. Поява на поверхні заготовки лунок можна розглядати, як стаціонарний ординарний потік з обмеженою післядією. Результуючий за прохід інструменту потік розрядів в перерізі є сумою великого числа стаціонарних, ординарних потоків з обмеженою післядією. З теорії масового обслуговування слід, що його можна вважати як завгодно близьким до найпростішого, а щільність розподілу будить відповідати наступному закону:

$$f(S_{эp}) = \lambda e^{-\lambda_{лун} S_{эp}}$$

Визначимо ймовірність видалення матеріалу заготовки:

$$P_3(y) = \int_0^{b_{эp}(y)} \lambda_{лун} \cdot e^{-\lambda_{лун} S_{эp}} \cdot dS_{эp} = 1 - e^{-\lambda_{лун} b_{эp}(y)} = 1 - e^{-a_3}, \quad (3)$$

де $\lambda_{лун}$ – середня кількість розрядів і утворених ними лунок на одиницю довжини перерізу.

Таким чином, ймовірність ерозійного видалення матеріалу заготовки на будь-якому з розглянутих рівнів y визначається шириною лунок, що утворюються та їх кількістю на одиницю довжини перерізу.

Тому відповідно до (3) отримаємо:

$$\Delta a_3 = \Delta \lambda_{\text{лун}} b_{\text{эР}} \quad (4)$$

Для фіксованого положення круга виділимо алмазне зерно, яке знімає стружку. У цьому місці виникає ерозійний розряд, який утворює в результаті теплового впливу лунку. Тривалість і потужність дуги визначають кількість тепла, яке надійшло на електрод, і розміри лунки відповідно. Ширину лунки $b_{\text{эР}}$ на рівні $y_{\text{эР}}$ від поверхні виникнення розряду (рис. 3) охарактеризуємо ступінцевою залежністю:

$$b_{\text{эР}}(y) = C_{\text{эР}} \cdot (h_{\text{Л}} - y_{\text{эР}} - u_3)^r, \quad (5)$$

де $h_{\text{Л}}$ – глибина лунки, u_3 – поточна координата, що визначає положення ерозійних лунок від найбільш глибокої впадини залишеної ерозійним розрядом, $C_{\text{эР}}$ – коефіцієнт форми, r – показник ступені.

Ширина лунки в залежності від координати y (відстань від поверхні заготовки перед початком обороту) буде визначатися існуючим до моменту виникнення розряду значенням:

$$y_{\text{эР}} = y - y_{\beta}, \quad (5)$$

де $y_{\text{эР}}$ – відстань від зовнішньої поверхні заготовки до рівня, на якому матеріал вважається невиданим (шар видаленого матеріалу).

Наводячи залежність (5) до загальної системи координат, отримаємо:

$$\begin{aligned} b_{\text{эР}}(y) &= 0, \text{ за } y_{\beta} > y > y_{\beta} + h_{\text{Л}} \\ b_{\text{эР}}(y) &= C_{\text{эР}} (h_{\text{Л}} - y_{\text{эР}} - u_1)^r, \text{ за } y_{\beta} \leq y \leq y_{\beta} + h_{\text{Л}} \end{aligned} \quad (6)$$

З аналізу виразу (6) видно, що при розрахунку ерозійної складової знімання необхідно постійно враховувати величини y_{β} та $h_{\text{Л}}$. Перша величина визначає зону дії теплових розрядів. Визначення y_{β} при електроерозійному шліфуванні зі змінною полярністю електродів можливо лише при послідовному обчисленні її в усіх точках тимчасового простору. Друга величина визначає глибину лунки, що утворилася, розраховується виходячи з закону збереження енергії, вважаючи, що джерело теплоти рухається разом з кордоном розплаву:

$$h_{\text{Л}}(z) = \frac{\beta z_{\text{П}} U^2 \pi k_r^2}{\rho_3 [c_T (\Theta_{\text{ПЛ}} - \Theta_0) + L_{\text{ПЛ}} + 0.5 V_p^2]} + \frac{1}{(\pi k_r^2 + 2 V_{\text{СКЗ}} r_{\text{КСП}}) \delta}, \quad (7)$$

де U – напруга на електродах; $z_{\text{П}}$ – електропровідність плазми; $V_{\text{СКЗ}}$ – швидкість ковзання плями розряду по заготівлі; V_p – швидкість розльоту частинок; c_T – питома теплопровідність заготовки; $L_{\text{ПЛ}}$ – теплота плавлення електрода; Θ_0 – початкова температура електрода; $\Theta_{\text{ПЛ}}$ – температура плавлення електрода; ρ_3 – щільність заготовки; $r_{\text{КСП}}$ – радіус каналу розряду; k_r – коефіцієнт корекції радіусу каналу розряду; δ – міжелектродний зазор.

Аналіз цього виразу показує, що пропорційно часу існування дуги збільшується як кількість виділилася енергії, так і площа розподілу тепла. Тому величина лунки, що утворилася залежить більшою мірою від міжелектродного зазору, від робочої напруги (енергії імпульсів) і від полярності електродів при обробці.

Коефіцієнт β визначає частку енергії, що надходить на електрод. Він залежить від

умов теплообміну з зовнішнім середовищем і від значень щільності струму в каналі розряду.

З ростом радіуса каналу розряду пов'язано збільшення струму в стовпі, причому з плином часу існування розряду τ_p росте частка енергії іонного струму, а величина електричного струму досягає свого максимального значення при формуванні розряду. Це пов'язано з тим, що потрібно більше часу для розгону "холодних" іонів по порівнянню з "гарячими" електронами. По оцінкам [5] величина іонного струму досягає значення електронного при тривалості розряду $\tau \cdot 10^{-6}$ с, а потім перевищує його.

Таким чином, коефіцієнт β є функцією від часу існування розряду і може бути записаний в наступному вигляді:

$$\beta = G\tau_p^x,$$

де G, x – коефіцієнти, які визначаються емпірично для різних груп матеріалів на прямий і зворотній полярності окремо.

Для знаходження коефіцієнтів G та x необхідне проведення однофакторного експерименту, в основі якого лежить визначення відносної ерозійної стійкості матеріалів зв'язки круга і заготовки. Для визначення величини міжелектродного зазору розглянемо схему представлену на рис. 4.

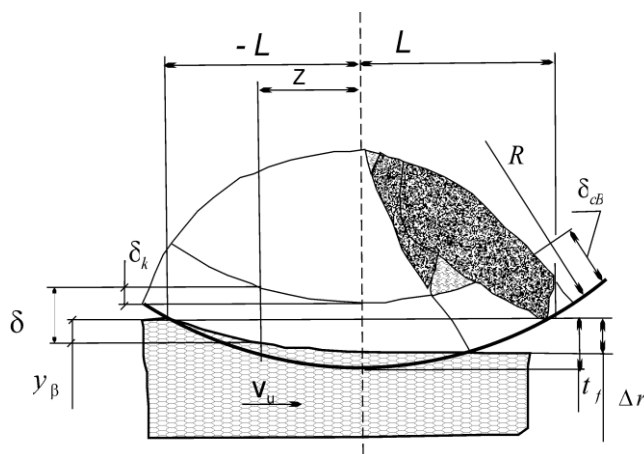


Рис. 4 – Схема до розрахунку міжелектродного зазору

Згідно малюнку, величина δ складається з δ_k – відстані від дотичної в точці $Z=0$, що проходить через рівень зв'язки до рівня зв'язки, y_β – відстань від зовнішньої поверхні заготовки до деякого рівня, на якому розраховується ймовірність видалення матеріалу, і різниці між відстанню від вершини найбільш виступаючого зерна до рівня зв'язки δ_{cb} і фактичної глибиною різання t_f ;

$$\delta = \delta_k + y_\beta + \delta_{cb} - t_f, \quad (8)$$

де $\delta_k = \frac{z^2}{D_3}$; z – поточна координата $\{-L, L\}$; D_3 – еквівалентний діаметр.

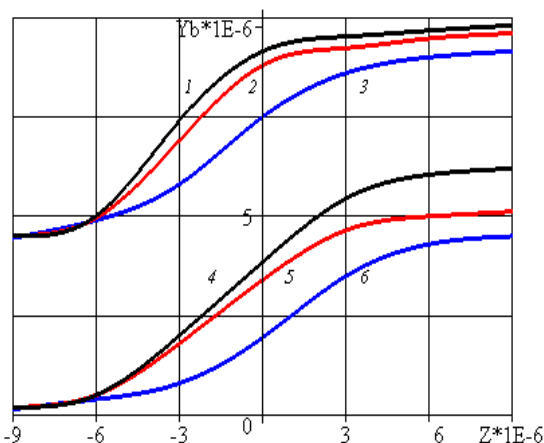


Рис. 5 – Зміна величини y_β уздовж зони

контакту: 1 – $V_k = 35 \text{ м/с}$, $\beta = 0,5$;

2 – $V_k = 25 \text{ м/с}$, $\beta = 0,5$;

3 – $V_k = 15 \text{ м/с}$, $\beta = 0,5$;

4 – $V_k = 35 \text{ м/с}$, $\beta = 0,99$;

5 – $V_k = 25 \text{ м/с}$, $\beta = 0,99$;

6 – $V_k = 15 \text{ м/с}$, $\beta = 0,99$.

Величина y_β на інтервалі $-L < z < L$, визначається через ймовірність видалення матеріалу за умови:

$$y_\beta = \begin{cases} 0, & \text{за } z \leq -L \\ f(a(y; z), & \text{за } -L < z < L \\ \Delta r, & \text{за } z \geq L \end{cases}$$

$$\ln(1 - \beta_M) = \ln \frac{y_\beta}{H} - \frac{3\pi K_C \sqrt{2\rho_3 n_3} (V_K \pm V_U) (t_f - y_\beta)^2}{8V_U H_U^{3/2}} \times$$

$$\times \left[Z - \frac{2Z^3}{3Ly^2} + \frac{Z^5}{5Ly^4} + \frac{8}{15} Ly \right], \quad \text{де } a_0 = \ln \frac{y_\beta}{H} -$$

показник, що характеризує вихідну шорсткість деталі; H – шар, в якому розподілена шорсткість заготовки; ρ_3 – радіус округлення вершини зерна; інші параметри відповідають раніше введеним позначенням.

Графічна інтерпретація результатів розрахунку приведена на рис. 5.

Вираз (8) дозволяє розраховувати величину міжелектродного зазору для різної точки зони контакту деталі з кругом і простежити закономірність його зміни. Чисельне рішення рівняння виконано в програмі Matlab, а графічна інтерпретація результатів представлена на рис. 6.

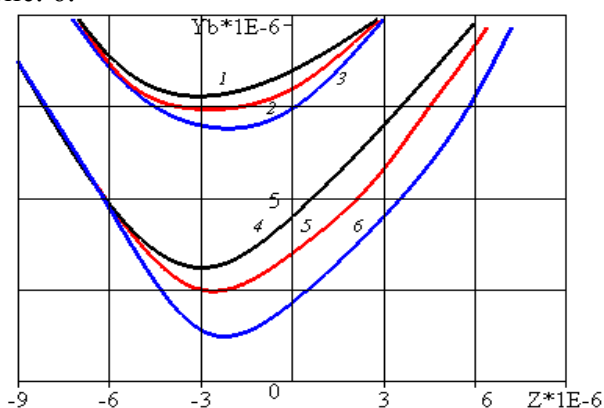


Рис. 6 – Динаміка зміни міжелектродного зазору уздовж зони контакту:

1 – $V_k = 35 \text{ м/с}$, $\beta = 0,5$; 2 –

$V_k = 25 \text{ м/с}$, $\beta = 0,5$; 3 –

$V_k = 15 \text{ м/с}$, $\beta = 0,5$; 4 – $V_k = 35 \text{ м/с}$, $\beta = 0,99$;

5 – $V_k = 25 \text{ м/с}$, $\beta = 0,99$; 6 –

$V_k = 15 \text{ м/с}$, $\beta = 0,99$.

Дані розрахунку показують, що при проходженні зони контакту круга з деталлю відстань від зовнішньої поверхні заготовки до розглянутого рівня не постійно, вона визначається режимами процесу і зростає зі збільшенням координати Z . Сумарний зазор між кругом і деталлю також непостійний і для кожної точки зони контакту має певне значення. Зазор залежить від режимів шліфування і від положення рівня зв'язки круга (при координаті Z) в зоні різання. Для найбільш віддаленого від центру круга елемента зв'язки при його русі до основної площини, що відповідає збільшенню Z , спостерігається зменшення зазору, при $Z = (-0.4L) + (-0.2L)$ величина зазору приймає мінімальне значення, після чого (у міру наближення до L) збільшується і при $Z > L$ асимптотично наближається до нескінченності.

Після підстановки формули (8) в співвідношення (7) отримаємо вираз для розрахунку глибини одиначної ерозійної лунки:

$$h_L(z) = \frac{A}{\left(h + \frac{z^2}{D_3}\right)}, \quad (9)$$

$$\text{де } A = \frac{\beta z_{\text{пл}} U^2 \pi k_r^2}{\rho_3 [c_T (\Theta_{\text{пл}} - \Theta_O) + L_{\text{пл}} + 0.5 V_P^2] (\pi k_r^2 + 2 V_{\text{СКЗ}} r_{\text{К.СР}})}, \quad h = \delta_{\text{СВ}} - t_{\Phi} + y_{\beta}.$$

У зв'язку з тим, що електроерозійні розряди виникають в місцях формування стружок, то кількість виникаючих лунок безпосередньо залежить від числа ріжучих зерен і від будови інструменту. Для визначення ймовірності ерозійного руйнування заготовки при круглому і плоскому шліфуванні периферією розглянемо перетин деталі в зоні контакту.

За час $\Delta \tau$ перетин заготовки зміщується на відстань Δz , і через неї проходить ділянку круга з довжиною дуги рівній: $(V_k \pm V_u) \Delta \tau$, тут V_k – окружна швидкість круга; V_u – окружна швидкість заготовки.

Із загальної кількості ріжучих елементів на поверхні інструменту стружки можуть утворювати зерна, вершини яких розташовані в шарі круга $1 \cdot \Delta u (V_k \pm V_u) \Delta \tau$. Величина u змінюється в міру проходження кругом зони контакту і лежить в межах:

$$0 \leq u \leq t(z) - y_{\beta} \quad (10)$$

де $t(z)$ – глибина різання по довжині зони контакту.

Число вершин, що знаходяться в елементарному шарі інструменту, обчислюється по щільності їх розподілу $f_3(u)$ за формулою:

$$\Delta \lambda = n_3 f(u) \Delta u (V_k \pm V_u) \Delta \tau, \quad (11)$$

де n_3 – кількість зерен в одиниці об'єму робочого шару інструменту; V_k, V_u – окружна швидкість інструменту і заготовки; $f(u)$ – розподіл робочих зерен інструменту по координаті u .

Виниклі стружки створюють високу місцеву напруженість електричного поля і тим самим викликають появу ерозійного розряду. Однак дослідження [6, 7] показують, що не всі стружки здатні викликати пробую міжелектродного проміжку. Це пов'язано з тим, що між двома розрядами в одній точці простору необхідна наявність паузи тривалістю $t_{\text{П}}$ для деіонізації проміжку. Тривалість необхідної паузи визначається середовищем, що заповнює міжелектродний проміжок. Таким чином, приріст кількості розрядів, що виникають в зоні контакту від дії елементарної поверхні інструменту, визначимо:

$$\Delta N_{\text{ЭР}} = k_{\text{ЭР}} \Delta \lambda \quad (12)$$

де $k_{\text{ЭР}}$ – коефіцієнт, що враховує кількість стружок, які не викликають розряд.

Зміна параметра $a_3(y, \tau)$ визначимо, як приріст суми поперечних розмірів лунок $\Delta a_3 = \Delta \lambda_{\text{лун}} b_{\text{ЭР}}$ та обчислимо:

$$\Delta a_3(y, \tau) = k_c b_{\text{ЭР}}(y) \Delta N_{\text{ЭР}} = k_{\text{ЭР}} k_c n_3 b_{\text{ЭР}}(y) f_3(u) \Delta u (V_k \pm V_u) \Delta \tau, \quad (13)$$

Замінивши $\Delta \tau$ на z / V_u обчислимо значення показника $a_3(y, z)$ в точці z зони контакту:

$$a_3(y, z) = \int_{-L}^L \int_0^{t(z) - y_{\beta}(z)} k_{\text{ЭР}} \cdot k_c \cdot b_{\text{ЭР}}(y) \cdot n_3 \cdot f_3(u) \cdot \frac{V_k \pm V_u}{V_H} \cdot du \cdot dz. \quad (14)$$

Для моделювання розподілу алмазних зерен по глибині скористаємося залежністю:

$$f(u) = C_h u^{\chi-1}, \quad (15)$$

де C_h – коефіцієнт, який вираховується з умови рівності одиниці площі, обмеженої кривою розподілу.

Остаточно підставивши співвідношення (15), (5), (9) в формулу (14) отримаємо показник, що визначає ймовірність ерозійного видалення матеріалу заготовки в точці з координатою z зони контакту і на рівні y :

$$a_3(y, z) = \Theta \int_0^{t(z)-y_\beta(z)} \int_{-L}^L \left(\frac{A}{h + \frac{z^2}{D_3}} - u_3 - y_{\text{ЭП}} \right) \cdot u_3^{\chi-1} \cdot du_3 \cdot dz, \quad (16)$$

$$\text{де } \Theta = \frac{C_{\text{ЭП}} k_{\text{ЭП}} k_c n_3 (V_K \pm V_H) \chi}{V_H H_u^\chi}.$$

Після інтегрування по z і u отримаємо вираз для розрахунку показника $a_3(y, z)$:

$$a_3(y, z) = -C_{\text{ЭП}} B_3 L_y \left[\frac{(t_f - y_{\text{ЭП}})}{\chi + 1} - \frac{y_\beta}{\chi} \right] + \frac{B_3 A D_3}{\chi B_2} \left[\ln \left(\frac{L_y}{B_2} + 1 \right) - \ln \left(\frac{L_y}{B_2} - 1 \right) \right], \quad (17)$$

$$\text{де } B_3 = \Theta (t_f - y_{\text{ЭП}})^\chi, B_2 = \sqrt{h D_3}.$$

Після підстановки співвідношення (17) в формулу (2), отримаємо вираз для розрахунку ймовірності неудалення матеріалу з поверхні заготовки за рахунок теплового впливу ерозійних розрядів:

$$P_3(\bar{M}) = \exp \left\{ 2 B_3 L_y \left[\frac{(t_f - y_{\text{ЭП}})}{\chi + 1} - \frac{y_\beta}{\chi} \right] + \frac{B_3 A D_3}{\chi B_2} \left[\ln \left(\frac{L_y}{B_2} + 1 \right) + \ln \left(\frac{L_y}{B_2} - 1 \right) \right] \right\}. \quad (18)$$

Висновки

Таким чином, в статті досліджено формування оброблюваної поверхні в умовах електроерозійного алмазного шліфування зі змінною полярністю електродів в зоні резання. Розроблено фізичну модель зносу алмазного інструменту з урахуванням ерозійних процесів, що впливають на зв'язку круга. При побудові враховано розмірне зношування, процеси сколювання та викидання поодиноких абразивних зерен із зв'язки, під дією складових сил різання, з урахуванням ймовірності контакту зерен з металом, величини майданчиків зносу та дійсної глибини мікрорізання.

Отримані співвідношення дозволяють безпосередньо визначити ймовірність контактування нізрізаною від тіла заготовки стружки, утвореною різальною крайкою зерна, з поверхнею зв'язки шліфувального круга. При вирішенні задачі про ймовірність контактування сукупності стружок, утворених сукупністю крайок зерен, що лежать в робочому шарі інструменту, необхідно також використовувати ймовірність щільності розподілу по глибині.

Вид отриманих співвідношень безпосередньо показує, що значна частина стружок утворених різальними крайками, що контактують з шорсткою поверхнею заготовки, є короткими і не стикаються зі зв'язкою до відриву від тіла заготовки навіть без урахування їх усадки.

Отримані співвідношення можуть бути використані і при вирішенні відповідних завдань шліфування периферією круга, наприклад, круглого зовнішнього шліфування. При більш

чіткому описі процесу необхідно безпосередньо застосовувати нестационарне уявлення з урахуванням додаткових нестационарних, внесених траєкторіями різальних крайок як функцій кута повороту круга і деталі в процесі їх взаємодії.

Список використаної літератури:

1. Лавриненко В. И. Электрошлифование инструментальных материа-лов / В. И. Лавриненко. – Київ : Наук. думка, 1993. – 156 с.
2. Effect of phase transition on micro-grinding-induced residual stress / Zishan Ding, Gaoxiang Sun, Miaoxian Guo // *Journal of Materials Processing Technology*. – 2020. – Vol. 281. – Pp. 63–72.
3. Пат. України на корисну модель №131894, МПК (2018.01) B24B 1/00. Спосіб електроерозійного алмазного шліфування зі змінною полярністю електродів / Стрельчук Р. М., Узунян М. Д. – № u 201806851; заявл. 18.06.2018; опубл. 11.02.2019. – Бюл. № 3.
4. Probing the effect of grinding-heat on material removal mechanism of rail grinding / Pengfei Zhang, Wulin Zhang, Yongjie Yuan // *Tribology International*. – 2020. – Vol. 147. – Pp. 131–139.
5. Gutsalenko Yu. Exploitative destruction features for detonation ultra-dispersed diamonds of initial metallic protection for abrasive powder grains to diamond-spark grinding tools / Yu. Gutsalenko, C. Iancu, S. Bratan // *Fiability & Durability*. – 2015. – Supplement No. 1 (14). – Pp. 3-8.
6. Кобзарь Л. Е. Прогрессивное алмазно-искровое шлифование / Л. Е. Кобзарь, В. А. Фадеев, Н. К. Беззубенко. – Харьков : ХГПУ – ХНПО «ФЭД», 1995. – 152 с.
7. Koshy P. Mechanism of Material Removal in Electrical Discharge Diamond Grinding / P. Koshy, V. K. Jain, G. K. Lal // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 1996. – Vol. 36, Iss. 10. – Pp. 1173-1185

References

1. Lavrinenko, VI 1993, *Jelektroshlifovanie instrumentalnyh materialov*, Naukova dumka, Kiev.
2. Zishan Ding, Gaoxiang Sun & Miaoxian Guo 2020, 'Effect of phase transition on micro-grinding-induced residual stress', *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 281, pp. 63–72.
3. Strelchuk, RM & Uzunian, MD 2019, *Sposib elektroeroziinohoalmaznoho shlifuvannia zi zminnoiupoliarnistiu elektrodov*, UA Patent 131894.
4. Pengfei Zhang, Wulin Zhang & Yongjie Yuan 2020, Probing the effect of grinding-heat on material removal mechanism of rail grinding, *Tribology International*, vol. 147, pp. 131–139.
5. Gutsalenko, Yu, Iancu, C & Bratan, S 2015, 'Exploitative destruction features for detonation ultra-dispersed diamonds of initial metallic protection for abrasive powder grains to diamond-spark grinding tools', *Fiability & Durability*, Supplement no. 1 (14), pp. 3-8.
6. Kobzar, LE, Fadeev, VA & Bezzubenko, NK 1995, *Progressivnoealmazno-iskrovoeshlifovanie*, Harkovskij gosudarstvennyj politechnical universitet, HNPO FJeD, Harkov.
7. Koshy, P, Jain, VK & Lal, GK 1996, 'Mechanism of Material Removal in Electrical Discharge Diamond Grinding', *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 36, iss. 10, pp. 1173-1185.

Стаття надійшла до редакції 15 листопада 2021 року

DOI 10.32820/2079-1747-2021-28-37-47

УДК 621.914

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ОБРОБКИ НА РОЗМІР ТА ЯКІСТЬ ПОВЕРХНІ ФАСКИ ПРИ ФРЕЗЕРУВАННІ КРОМОК ДЕТАЛЕЙ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ РТК

©Скоркін А.О., Кондратюк О.Л.¹, Кисла Д.С.²

Українська інженерно-педагогічна академія¹

Харківський радіотехнічний коледж²

Інформація про авторів:

Скоркін Антон Олегович: ORCID: 0000-0003-3032-8341; Andromeda862@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри машинобудування та транспорту; Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Кондратюк Олег Леонідович: ORCID:0000-0002-3263-0483; kondr20071@i.ua; кандидат технічних наук; доцент кафедри машинобудування та транспорту; Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Кисла Дар'я Сергіївна: ORCID:0000-0002-2400-5514; d.kisslaya@gmail.com; голова циклової комісії, Харківський радіотехнічний коледж, вул. Сумська 18/20, м. Харків, 61057, Україна

В умовах, коли першочерговим завданням машинобудівного виробництва стає випуск конкурентної продукції, на передній план висувається забезпечення високого рівня виробів, що виготовляються, по всьому спектру їх експлуатаційних показників. Аналогічні вимоги пред'являються і до деталей, що входять до їхнього складу. Отримання поверхні об'єкта виробництва з оптимальними показниками в даний час набуває такого значення, що і продуктивність. Особливо це стосується обробки різанням, як правило, кінцевого етапу у виготовленні деталей машин.

Підвищення продуктивності, зниження трудомісткості та забезпечення безпеки виконання фінішних операцій є актуальними завданнями сучасного машинобудування. До таких операцій відносяться видалення облою і задирок з деталей, зачистка гострих кромки, що утворилися в процесі обробки заготовок і т.д. Особливо актуальною є ця проблема для деталей, що мають складні контури та форми.

Формування небажаних задирок є загальною проблемою для всіх видів обробки: фрезерування, точіння, вирубання та ливарні процеси. Задирки повинні бути видалені з низки причин: вимоги техніки безпеки, технічні умови виконання наступних технологічних операцій (поверхневе зміцнення, нанесення покриттів, складання).

Ключові слова: інструмент, фрезерування, задирки, РТК, якість обробленої поверхні.

Skorkin A., Kondratyuk O., Starchenko O. «The influence of processing parameters on the size and quality of the surface of the chamfer when milling the edges of parts using RTC»

In conditions when the production of competitive products becomes the primary task of the machine building industry, the provision of a high level of manufactured products across the entire spectrum of their performance is put forward. Similar requirements are imposed on the parts that make up their composition. Obtaining the surface of a production object with optimal performance is currently acquiring the same importance as productivity. This is especially true for machining, usually the final stage in the production of machine parts.

Increasing productivity, reducing labor intensity and ensuring the safety of finishing operations are urgent tasks of modern mechanical engineering. Such operations include the removal of burrs from parts, cleaning of sharp edges formed during the processing of workpieces, etc. This

problem is especially relevant for parts with complex contours and shapes with a large number of wells, pockets, shelves, ribs and other structural elements.

The formation of unwanted burrs is a common problem in all types of machining: milling, turning, punching and casting processes. Burrs must be removed for a number of reasons: safety requirements, technical specifications for subsequent technological operations (surface hardening, coating, assembly).

Keywords: tool, milling, burr, RTC, quality of the finished surface.

Вступ

З метою підвищення продуктивності фінішної обробки в умовах серійного виробництва застосовують низку традиційних та перспективних методів.

Віброабразивна обробка

Ефективним методом обробки металевих деталей із габаритними розмірами у плані до 300 мм є віброабразивна обробка (рис. 1).

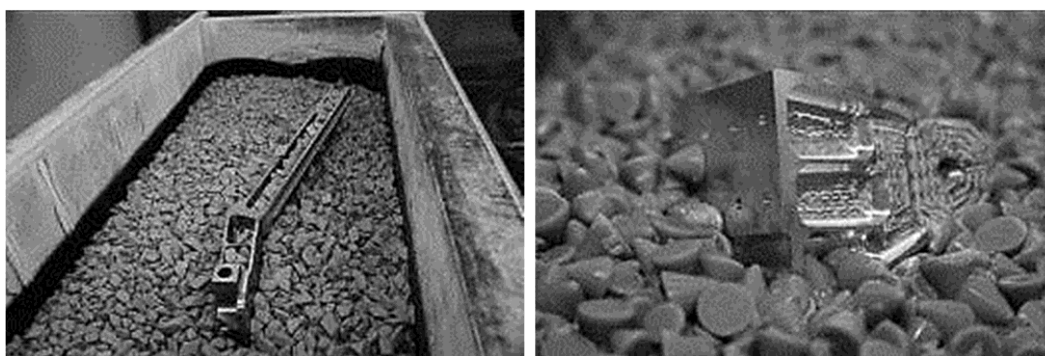


Рис. 1 – Віброабразивна обробка

Віброабразивна обробка забезпечує:

- видалення задир і заокруглення гострих кромek на штампованих деталях та деталях після обробки різанням;
- очищення поверхонь виливків від залишків формувального матеріалу;
- видалення облої на деталях з термореактивних пластмас;
- поверхневе зміцнення металевих деталей з одночасним забезпеченням необхідної шорсткості поверхні;
- полірування та підготовку поверхонь деталей під гальванічні та лакофарбові покриття.

Загальною особливістю віброабразивної обробки деталей у вільних абразивних середовищах є безрозмірний характер процесу, що відбувається в зоні обробки, при цьому деталі обробляються по всіх поверхнях, яких є доступ абразивним частинкам (гранулам) і хімічно активним робочим рідинам, що застосовуються в деяких установках [1]. Незважаючи на різноманітність конструкцій віброабразивних машин, всі вони реалізують принцип порушення коливання робочої камери з метою передачі частинкам абразивного матеріалу та оброблюваним деталям кінетичної енергії, необхідної для роботи мікрорізання [2].

Обробка еластичним абразивним інструментом

Метод механізованої обробки абразивними щітками (рис. 2), що обертаються, застосуємо до деталей з габаритними розмірами в плані до 30 м. Використовувані в цьому процесі щітки виконані або з абразивної шкурки, або з полімерно-абразивних ниток [3-4].

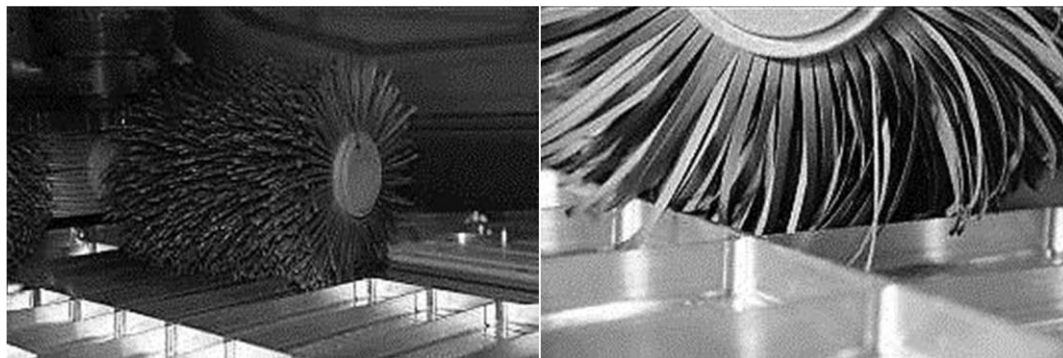


Рис. 2 - Обробка еластичним абразивним інструментом

Основними режимними параметрами традиційного обладнання для зачистки пелюстковими колами є частота обертання кола, осаду кола, швидкість подачі та кількість робочих ходів. Необхідна для зняття матеріалу сила різання забезпечується переважно відцентровою силою інерції, що виникає при обертанні окремих пелюсток, а також пружністю.

Роботизована механічна обробка країв

У виробництві авіаційної техніки після фрезерної обробки типових деталей з алюмінієвих та титанових сплавів (рис. 3) виникає необхідність видалення задирок. При цьому складність обробки таких деталей полягає часто в різновисотності їх ребер жорсткості. Зняття задирок з таких деталей у віброконтейнерах, абразивними колами та іншими подібними способами неможливо.



Рис.3 - Типові авіаційні деталі

Одним із шляхів вирішення проблеми видалення задирок з типових авіаційних деталей, є застосування різних робототехнічних систем. Автоматизована система, реалізована на основі РТК, дозволяє керувати процесом обробки та домагатися його стабільності, що гарантує високу якість продукції (рис. 4) [5].

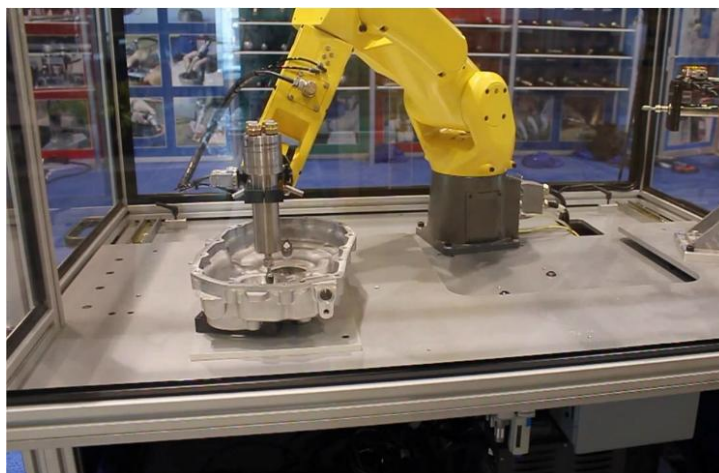


Рис. 4 - РТК обробки кромок

Обробка кромки деталей може бути виконана як лезовим, так і абразивним (у тому числі і еластичним) інструментом, що обертається. У першому випадку інструмент встановлюється в шпиндель, який орієнтується роботом щодо кромки деталі, що обробляється.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Активне впровадження промислових роботів у вітчизняне машинобудування почалося в 80-х роках минулого століття, але в процесах зняття задирок і притуплення країв роботи не використовувалися. Це пов'язано, перш за все, з відсутністю на ринку пропозицій з комплектування РТК додатковими пристроями та підсистемами для розпізнавання задир і відхилень геометричної форми деталі в реальному режимі часу [6]. У сучасному виробництві обробку кромки великогабаритних деталей складної форми виробляють ручним слюсарним інструментом з великою кількістю шлюбу, у зв'язку з чим виникла необхідність заміщення ручної праці на машинний. При цьому доводилося враховувати, що сучасний промисловий робот має ряд обмежень, таких як зона досяжності, вантажопідйомність, необхідність виключення зіткнень з допомогою попереднього програмування кожного руху. Незважаючи на ці обмеження, застосування промислових роботів у процесах зняття задирок і розмірного притуплення кромки може і має забезпечити підвищення якості та ефективності процесу, чому і присвячене дане дослідження.

Фінішна обробка - це заключна механічна операція обробки деталей машин, у тому числі і операція зняття задирок і розмірного притуплення кромки, що забезпечує високу якість оброблених поверхонь та їх сполучень [7].

В даний час у світі налічується 10 компаній лідерів з виробництва промислових роботів для різноманітних сфер діяльності, до них відносяться:

1. FANUC (Японія);
2. KUKA (Німеччина);
3. ABB (Швеція, Швейцарія)
4. KAWASAKI (Японія);
5. MOTOMAN (Японія, США);
6. OTC DAIHEN (Японія);

7. PANASONIC (Японія);
8. KC ROBOTICS (США);
9. NACHI FUJIKOSHI (Японія);
10. COMAU (Італія).

Що стосується фірм Comau, Nachi Fujikoshi, Panasonic, OTC Daihen, то вони спеціалізуються на забезпеченні процесів дугового зварювання, плазмового різання, гнучких систем живлення, навантаженні-розвантаженні [8]. Таким чином, опосередковано підходять для застосування роботів на операціях фінішної обробки, залишаються компанії Fanuc, Kuka, ABB, Kawasaki, Motoman [68].

Постановка проблеми

Формування груп деталей зі складною геометрією, що застосовуються у виробництві авіаційної техніки і підлягають обробці на обладнанні робототехнічного комплексу, може бути проведено на прикладі конструктивно-технологічного аналізу деталей планера середньомагістрального літака МС-21.

Усі деталі класифікуються за конструктивно-технологічними ознаками [9].

При класифікації деталей за конструктивними характеристиками прийнято таку основну ознаку:

- геометрична форма;

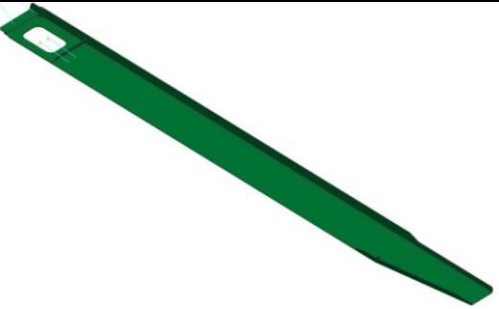
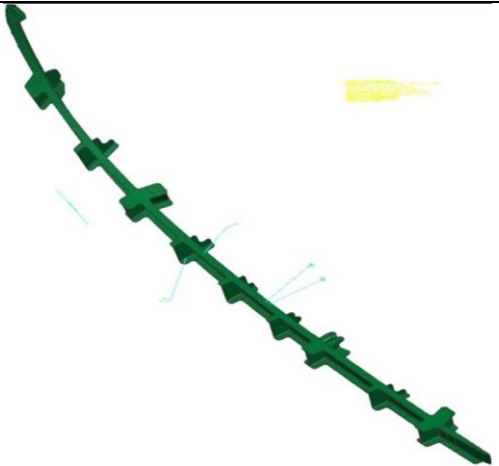
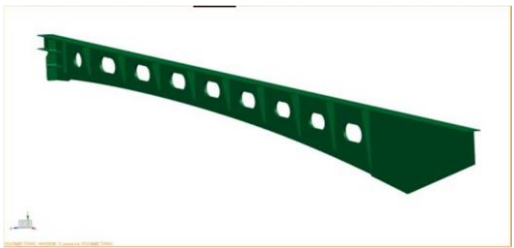
В основу технологічної класифікації покладено такі ознаки класифікації деталей:

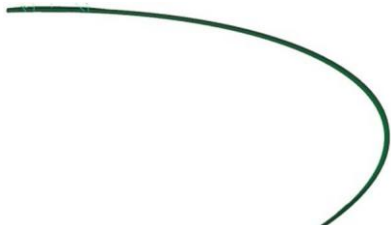
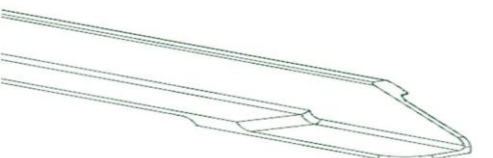
- розмірна характеристика;
- група матеріалів;
- кваліфікація точності;
- параметр шорсткості;
- технологічні вимоги

В результаті конструктивно-технологічного аналізу номенклатури деталей було виявлено, що для фінішної обробки в умовах робототехнічного комплексу потрапляють групи деталей, що піддаються ручному слюсарному доведенню після механічної обробки.

У таблиці 1. представлені деталі-представники для механізованої та автоматизованої обробки кромek за допомогою робототехнічної системи. Цей класифікатор дозволив визначити кількість та тип тестових зразків для виконання дослідних робіт з впровадження технології механізованої та автоматизованої обробки кромek.

Таблиця 1 – Класифікатор деталей виробу МС-21 для фінішної обробки на обладнанні РТК

№	Найменування	Матеріал	Габарити деталі, мм (ВхШхД)	Ескіз деталі
1	Рама ліхтаря збоку права	Штамповка 1933Т3-П ТУ1-804- 480-2009	535x1233x1726	
2	Балка верхня	Профіль 1933Т2 ПФ 288 (60Х210) ТУ1814-632- 07510017- 2009	35x200x2610	
3	Балка нижня права	Штампівка 1933Т3-П ТУ1-804- 480-2009	203x548x2795	
4	Балка поздовжня №1	Профіль 1933Т2 ПК 13713-16 (95x340) ТУ1814-632- 07510017- 2009	4000x95x340	

5	Обід бічний	Профіль 1933Т2 ПФ 110-16 (100х780) ТУ1814-632- 07510017- 2009	68*684*3081	
6	Кутник	Профіль 410618 В95очТ2 ОСТ1 90113- 86 ГОСТ 13738-91	15*26*3951	
7	Профіль верхній	Профіль 1933Т2 ПФ 284 (50х60) ТУ1814-632- 07510017- 2009	40х40х9167	
8	Профіль нижній	Профіль 1933Т2 ПФ 285 (50х100) ТУ1814-632- 07510017- 2009	61х137х9167	
9	Обід бічний	Профіль 1933Т2 ПФ 266-16 (100х310) ТУ1814-632- 07510017- 2009	2720х650х80	
10	Стрінгер	Спецпрофіль 450183; В95очТ2 ОСТ 1 90113-86	L=7970	

Метою роботи є створення управляємої технологічної системи, що забезпечує високу якість процесу видалення фрезеруванням гострих кромek з довгомірних деталей, що отримуються на станках з ЧПУ.

Виклад основного матеріалу

Одним із шляхів вирішення завдання підвищення ефективності фінішної обробки – це створення РТК на базі дослідницького комплексу, сформованого на основі промислового робота.

Освоєння та впровадження такого комплексу має забезпечити значний техніко-економічний ефект та, за попередньою оцінкою, дозволить до 50% знизити трудомісткість операцій фінішної обробки деталей.

Промислове використання РТК вимагає його конфігурування, дослідження експлуатаційних властивостей, зокрема стеження фактичної точності, вивчення можливості управління нею, дослідження якості обробки, аналізу частотних властивостей, визначення номенклатури деталей, які підлягають обробці.

На рисунку 5 представлена 3D модель робототехнічного комплексу із зазначенням компонентів, що входять до його складу.

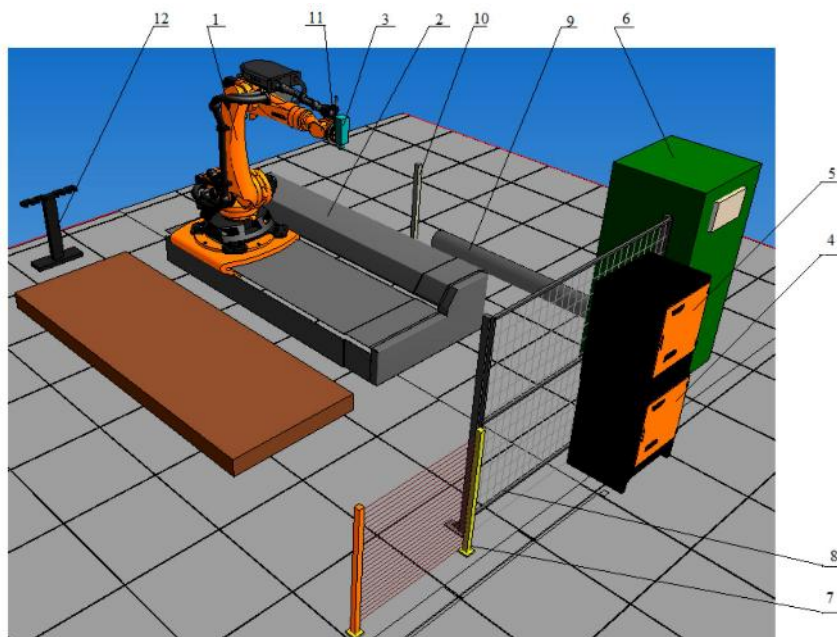


Рис. 5 – 3D-модель РТК зачистки

Промисловий робот; 2-Лінійна напрямна 3-Електричний шпиндель 4- Контролер робота 5- Шафа управління РТК 6-Витяжна фільтрувальна установка; 7-Фоторелейний бар'єр; 8- Механічні огороження; 9-Повітряпровід 10-Стійка для повітропроводу 11- Силомоментний датчик 12-Магазин для інструментів

Робототехнічний комплекс (РТК) призначений для механічної обробки кромek авіаційної техніки, а саме для виконання наступних технологічних операцій:

- видалення ліквідів (задирок та грата) з деталей після механічної обробки фрезеруванням.
- притуплення кромek шляхом формування заданих у конструкторській документації радіуса/фаски або їх комбінації.

Матеріал вихідних заготовок – титанові та алюмінієві сплави. Технічні параметри обладнання, що входить до складу РТК, задовольняють вимоги технічних умов і забезпечують виконання необхідних технологічних операцій.

Робототехнічний комплекс дозволяє автоматизувати процес видалення задирок та притуплення кромки з формуванням радіуса/фаски.

Радіус робочої зони промислового робота становить 2700 мм, що дозволяє обробляти заготовки шириною до 1500 мм. Для розширення робочої зони робот дооснащений платформою лінійного переміщення вздовж заготовки, що дозволяє обробляти заготовки довжиною до 4000 мм. Лінійна вісь виконана у закритому захищеному виконанні з плоскою поверхнею. Шафа управління РТК з панеллю оператора, контролер робота з пультом управління перебувають поза робочої зони промислового робота.

Багато деталей, що використовуються як складові машин і механізмів, мають закруглення і фаски. Ці елементи характеризуються розмірами та радіусами, які встановлюються таким документом, як ГОСТ 10948-64.

Фаски призначені переважно для того, щоб притупляти занадто гострі кути деталей і видаляти задирки, тим самим, забезпечувати безпеку персоналу, що проводить складання різних машин і механізмів, їх експлуатацію, обслуговування та ремонт.

Перевага утворення фаски перед заокругленням гострої кромки полягає в обробці та видаленні задирок різного розміру за один раз, підвищеної довговічності твердосплавного інструменту в порівнянні з еластичним. У роботі розглядається процес обробки кромки освітою фаски.

Для вирішення проблеми розмірності фаски на деталі в результаті видалення задирок були проведені комплексні лабораторні випробування в межах факторного простору, в ході яких варіювалися коефіцієнт KR від 0,1 до 0,7, (мм/сек)/Н; частоти обертання шпинделя від 1100 хв^{-1} до 3200 хв^{-1} та подачі від 300 мм/хв до 1200 мм/хв. Величини були прийняті з урахуванням розміру фаски C (рисунк 6) і параметру шорсткості поверхні Ra .

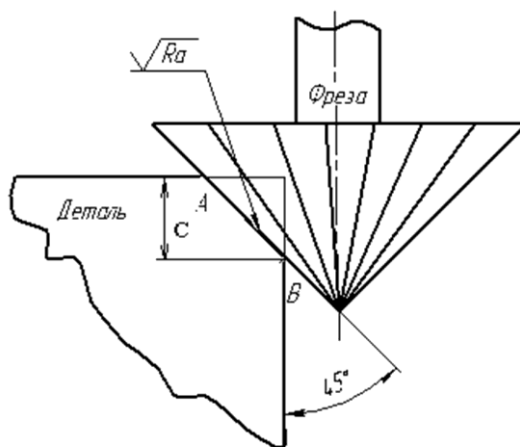


Рис. 6 – Схема формування фаски

Для оцінки впливу подачі та частоти обертання на шорсткість обробленої поверхні Ra побудований графік поверхні відгуку, показаний на рисунку 7. Отримані з графіка дані свідчать, що із збільшенням подачі та частоти обертання відбувається підвищення якості обробки ($Ra=0,12 \text{ мкм}$). Найкраща область показана темно-зеленим кольором. При цьому екстремуми досягнуті за малих значень частоти обертання шпинделя і високої подачі.

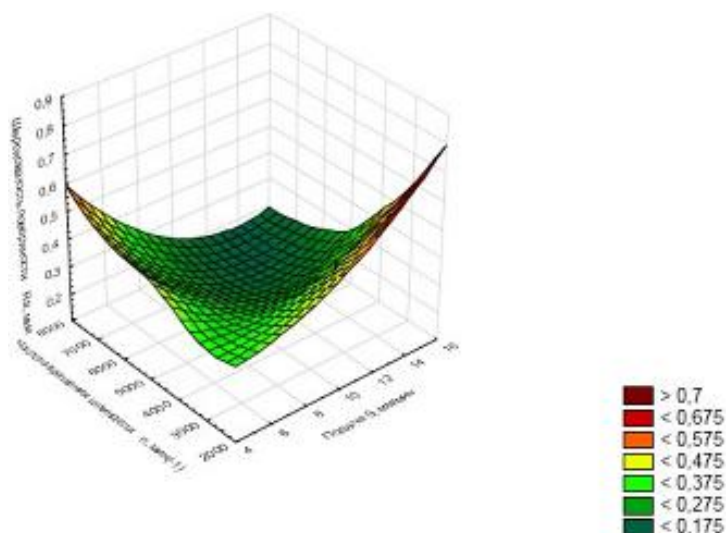


Рис. 7 – Вплив подачі та частоти обертання на шорсткість

Для оцінки впливу подачі та коефіцієнта посилення на шорсткість обробленої поверхні побудований графік поверхні відгуку, представлений на рисунку 8. Отримані з графіка дані свідчать, що зі збільшенням коефіцієнта посилення та середніх значення подачі спостерігається підвищення якості обробки (зменшується R_a в межах 0,25 мкм). Це збільшенням швидкості реагування силомоментного датчика.

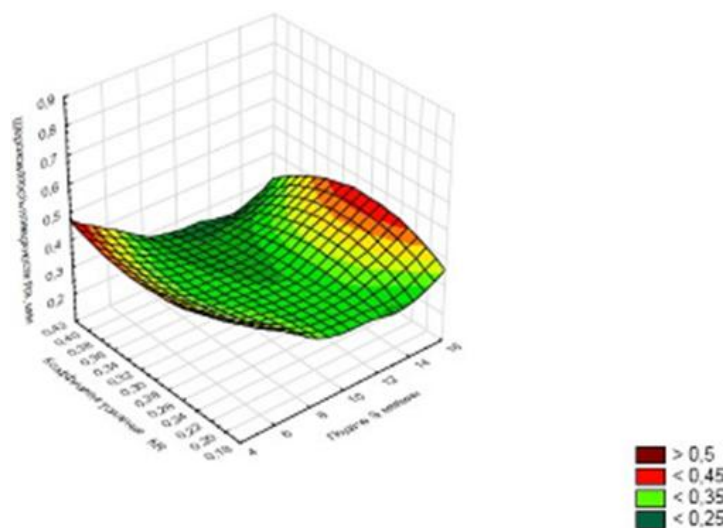


Рис. 8 – Вплив подачі та коефіцієнта посилення на шорсткість

Висновки

Запропоновано класифікацію деталей зі складною геометрією, що враховує їх конструктивно-технологічні особливості при обробці на обладнанні робототехнічного комплексу.

Експериментально досліджено вплив режимних та настроювальних параметрів автоматизованої технологічної системи обробки (подача, частота обертання шпинделя, коефіцієнт посилення та сила утримання) на розмір фаски та шорсткість поверхні R_a , одержуваних після фрезерування кромek деталей.

Список використаних джерел:

1. Боровский Г. В. Справочник инструментальщика / Г. В. Боровский, С. Н. Григорьев, А. Р. Маслов ; под общей ред. А. В. Маслова. – Изд. 2-е. исп. – М. : Машиностроение, 2007. – 464 с. : ил.
2. Gu Xiaoyi. A Compliant Transoral Surgical Robotic System Based on a Parallel Flexible Mechanism / Gu Xiaoyi, Li Changsheng, Xiao Xiao // *Annals of biomedical engineering*. – 2019. – Vol. 47, N 6. – P. 1329–1344.
3. Yen Y.-C. A finite element analysis of orthogonal machining using different tool edge geometries / Y.-C. Yen, A. Jain, T. Altan // *Journal of Materials Processing Technology*. – 2004. – Vol. 146, N 1. – P. 72–81.
4. Improving efficiency of machining the geometrically complex shaped surfaces by milling with a fixed shift of the cutting edge / A. Skorkin [et. al.] // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2019. – N 2/1 (98). – P. 60–69.
5. A distributed and parallel self- assembly approach for swarm robotics / H. Yang [et. al.] // *Robotic Automation System*. – 2019. – N 118. – P. 80–92.
6. Sastry S. Chatter stability analysis of the variable speed face-milling process / S. Sastry, S. G. Kapoor, R. E. Devor // *ASME Journal of Engineering for Industry*. – 2001. – Vol. 123. – P. 753–756.
7. Richard Y. Chiou Analysis of acoustic emission in chatter vibration with tool wear effect in turning / Y. Chiou Richard, Y. Liang Steven // *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. – 2000. – N 40. – P. 114–118.
8. Engin S. Mechanics and Dynamics of general milling cutters. Part 1: helical end mills / S. Engin, Y. Altintas // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 2001. – N 41. – P. 2195–2212.
9. Altintas Y. Manufacturing Automation. Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design / Y. Altintas. – Cambridge : Cambridge University Press, 2012. – 366 p.

References

1. Borovskii, GV, Grigorev, SN & Maslov, AR 2007, *Spravochnik instrumentalshchika*, 2nd edn., Mashinostroenie, Moskva.
2. Gu, Xiaoyi, Li, Changsheng & Xiao, Xiao 2019, 'A Compliant Transoral Surgical Robotic System Based on a Parallel Flexible Mechanism', *Annals of biomedical engineering*, vol. 47, no. 6, pp. 1329-1344.
3. Yen, YC, Jain, A & Altan, T 2004, 'A finite element analysis of orthogonal machining using different tool edge geometries', *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 146, no. 1, pp. 72-81.
4. Skorkin, A, Kondratyuk, O, Lamnauer, N & Burdeinaya, V 2019, 'Improving efficiency of machining the geometrically complex shaped surfaces by milling with a fixed shift of the cutting edge', *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 2/1 (98), pp. 60-69.
5. Yang, H, Cao, S, Bai, L, Zhang, Z & Kong, J 2019, 'A distributed and parallel self- assembly approach for swarm robotics', *Robotic Automation System*, no. 118, pp. 80-92.
6. Sastry, S, Kapoor, SG & Devor, RE 2001, 'Chatter stability analysis of the variable speed face-milling process', *ASME Journal of Engineering for Industry*, vol. 123, pp. 753-756.
7. Richard, YC & Steven, YL 2000, 'Chiou Analysis of acoustic emission in chatter vibration with tool wear effect in turning', *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 40, pp. 114-118.
8. Engin, S & Altintas, Y 2001, 'Mechanics and Dynamics of general milling cutters. Part 1: helical end mills', *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, no. 41, pp. 2195-2212.
9. Altintas, Y 2012, *Manufacturing Automation. Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*, Cambridge University Press, Cambridge.

Стаття надійшла до редакції 11 грудня 2021 року

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТРОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГРАДУЮВАЛЬНИХ УСТАНОВОК ВИТРАТОМІРНИХ ПРИСТРОЇВ

©Канюк Г.І.¹, Мезеря А.Ю.¹, Близниченко О.М.¹, Бикова Т.І.¹, Сук І.В.²

*Українська інженерно-педагогічна академія¹
Київський енергетичний фаховий коледж²*

Інформація про авторів:

Канюк Геннадій Іванович (Канюк Геннадий Иванович, Kanyuk Gennady):ORCID: 0000-0003-1399-9039; genadiykanuk@gmail.com; доктор технічних наук, професор, Українська інженерно-педагогічна академія, професор кафедри [автоматизації, метрології та енергоефективних технологій](#), вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Мезеря Андрій Юрійович (Мезеря Андрей Юрьевич, Mezerya Andrey):ORCID: 0000-0003-2946-9593; [mezzar@mail.ru](#); кандидат технічних наук, доцент, Українська інженерно-педагогічна академія, доцент кафедри [автоматизації, метрології та енергоефективних технологій](#), вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Близниченко Олена Миколаївна (Близниченко Елена Николаевна, Olena Blyznychenko):ORCID: 0000-0002-2774-5200; [art-studio.diana@ukr.net](#); Українська інженерно-педагогічна академія, ст. викладач кафедри [автоматизації, метрології та енергоефективних технологій](#), вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Бикова Тетяна Іллівна (Быкова Татьяна Ильинична, Tatyana Bykova):ORCID: 0000-0002-8872-0939; [bykova.t.i@uipa.edu.ua](#); Українська інженерно-педагогічна академія, ст. викладач кафедри [автоматизації, метрології та енергоефективних технологій](#), вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Сук Ірина Валентинівна (Сук Ирина Валентиновна, Irina Suk): Київський енергетичний фаховий коледж, заступник директора з навчально-виховної роботи, вул. Івана Сергієнка, 7, м. Київ, 02105, Україна.

Наведено аналіз роботи системи градування витратомірних пристроїв масовим і об'ємним способом, які застосовуються для градування витратомірів рідинних середовищ у різних галузях промисловості, у тому числі при проведенні модельних випробувань гідравлічних машин в спеціалізованих гідротурбінних лабораторіях. Показана мета роботи, що полягає в аналізі характеристик відхиляючих пристроїв і визначенні шляхів зниження похибок, що виникають при цьому.

Визначено, що найбільшу питому вагу в загальній похибці визначення масової та об'ємної витрати рідини складає похибка відхиляючого пристрою, яка залежить від його динамічних характеристик. Удосконалена система визначення профілю потоку рідини, що заповнює вимірювальний бак. Запропоновано пристрій контролю положення потоку рідини та методику визначення часу заповнення вимірювального бака з урахуванням використання сучасних лазерних датчиків, встановлених на вимірювальному баку.

Показано, що застосування лазерних датчиків положення з променями, що перетинаються, дозволяє знизити похибку вимірювання часу заповнення вимірювального бака, викликану як малою чутливістю пристроїв контролю положення потоку, так і несиметричністю потоку, що входить на відхиляючий пристрій.

Ключові слова: точність, помилка виміру, градування витратомірів, лазерні пристрої.

Kaniuk G., Mezerya A., Blyznychenko O., Bykova T., Suk I. "Improvement of metrological characteristics of calibrating units of flow measuring devices".

The paper presents an analysis of the operation of mass and volumetric calibration devices used for calibrating flow meters of liquid media in various industries, including model testing of hydraulic machines in specialized hydraulic turbine laboratories. The aim of the work is shown, which is to analyze the characteristics of deflecting devices and to determine the ways of decreasing the errors arising therefrom.

It was determined that the largest specific weight in the total error of determining the mass and volumetric fluid flow rate is the error of the deflecting device, which depends on its dynamic characteristics. The system for determining the profile of the liquid flow that fills the measuring tank was improved. A device to control the position of the liquid flow and a method of determining the time of filling the measuring tank, taking into account the use of modern laser sensors installed on the measuring tank, is proposed.

It is shown that the use of laser position sensors with intersecting beams makes it possible to reduce the measurement error of the measuring tank filling time caused by both low sensitivity of flow position control devices and asymmetry of the flow entering the deflecting device.

Keywords: accuracy, measurement error, calibration of flow meters, laser devices.

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

Випробування моделей гідромашин, що проводяться на спеціальних гідравлічних стендах, характеризуються досить високою точністю вимірювання параметрів моделі, основним з яких є витрата рідини. Відносна похибка вимірювання витрати рідини не повинна перевищувати $\pm 0,3\%$ [1, 2], що ставить завдання зниження як систематичних, так і випадкових складових похибки вимірювань [1, 2].

До найбільш ефективних засобів зниження систематичної складової похибки вимірювань витрати рідини відноситься градування витратомірних пристроїв [3, 4, 5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

На сьогоднішній день градування високоточних витратомірів рідинних середовищ здійснюється, як правило, за допомогою вагових або об'ємних витратомірних установок, в яких витрата Q [м³/с] визначається шляхом вимірювання маси m [кг] рідини або об'єму V [м³] рідини, що надійшла в ємність, що зважується, з вимірвальної ділянки установки, на якій розміщений градуваний витратомір, за відомий час t [с] [6, 7], тобто:

$$Q_m = \frac{m}{t \cdot \rho} = \frac{m_1 - m_0}{t \cdot \rho} \cdot \frac{1 - (\rho_a / \rho_p)}{1 - (\rho_a / \rho)} \quad (1)$$

$$Q_v = \frac{V}{t} = \frac{V_1 - V_0}{t} \cdot \frac{1 - (\rho_a / \rho_p)}{1 - (\rho_a / \rho)}, \quad (2)$$

де $m = m_1 - m_0$ – маса рідини, кг; m_0 – маса бака з рідиною, що залишилася, кг; m_1 – маса бака з рідиною, кг; ρ_a – щільність повітря за нормальних умов (температура $T=20$ °С, тиск $p=105$ кПа), кг/м³; ρ_p – щільність стандартних об'єктів, що зважуються, кг/м³; ρ – щільність рідини, кг/м³; $V = V_1 - V_0$ – обсяг рідини, м³; V_0 – обсяг рідини, що залишилася в баку, м³; V_1 – обсяг рідини, що заповнила бак, м³.

Ці методи широко застосовуються для індивідуального градування вбудованих у гідравлічні стенди високоточних витратомірів, і дозволяють отримати найбільшу точність вимірювань [4-6].

Як показує аналіз рівнянь (1) і (2), загальна похибка вимірювання витрати рідини складається з похибок вимірювань маси δ_m , часу заповнення вимірвального бака δ_t ,

прискорення сили тяжкості δ_g , щільності води δ_p і похибки вимірювання щільності повітря δ_{pa} . Джерелами систематичних похибок є похибки зважувального пристрою, похибки таймера, похибки роботи відхиляючого пристрою δ_0 , і похибки, обумовлені неточним виміром щільності води. Джерелами випадкових похибок є похибки зважувального та відхиляючого пристроїв.

У реальних умовах величина похибки вимірювання маси δ_m залежить від використовуваних способів вимірювання маси і становить близько 0,001%. Прискорення сили тяжіння визначається з похибкою $\delta_g=0,002\%$, час заповнення вимірювального бака визначається таймером з точністю $\delta_t=0,001\%$, щільності води та повітря визначаються з похибкою $\delta_p=\delta_{pa}=0,03\%$ [2].

Найбільша питома вага в загальній похибці визначення масової та об'ємної витрати рідини становить похибка відхиляючого пристрою, яка залежить від його динамічних характеристик і повинна становити не більше 0,085% [2]. Аналогічні результати отримали й закордонні дослідники [8-14].

Метою роботи є аналіз роботи відхиляючого пристрою та визначення шляхів зниження виникаючих при цьому похибок.

Виклад основного матеріалу

Відхиляючий пристрій, рекомендований ISO 4185-1980 для випробувань моделей гідравлічних машин (рис. 1), повинен забезпечувати максимальну швидкість з метою зниження можливості появи значних похибок при вимірюванні часу заповнення вимірювального бака. Це реалізується шляхом швидкого руху відхиляючого пристрою щодо струменя рідини, що формується насадкою. Включення та відключення таймера заповнення бака повинно здійснюватися безпосередньо в момент проходження відхиляючого пристрою гідравлічної центральної лінії.

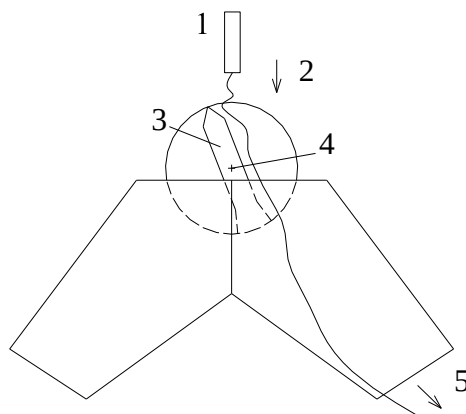


Рис. 1 – Відхиляючий пристрій

1 – насадка; 2 – вхідний потік; 3 – розподільна пластина; 4 – вісь обертання; 5 – вихідний потік.

Для отримання високої точності градування датчиків витрати методом зважування необхідно виконання наступних умов [6, 7]:

- забезпечення необхідної точності зважувального пристрою, таймера та способів його пуску та зупинки;
- забезпечення малого впливу динамічних явищ при використанні динамометрів для визначення маси рідини;
- Проведення необхідної корекції результатів вимірювань маси на вплив сили атмосфери, що виштовхує;

- час повороту відхиляючого пристрою повинен бути невеликим порівняно з часом заповнення вимірвального бака;
- відхиляючий пристрій ніяким чином не повинен впливати на характеристики потоку протягом будь-якої фази вимірювань.

Великі величини витрати рідини ($1 \text{ м}^3/\text{с}$ і більше), характерні для випробувань гідравлічних машин, і, пов'язані з цим труднощі технічної реалізації точного відхиляючого пристрою, вимагає створення принципово нової конструкції пристрою.

На відміну від відхиляючого пристрою, рекомендованого ISO 4185, відхиляючий пристрій, застосований в гідротурбінній лабораторії «Турбоатом» являє собою перекидний візок, що приводиться в рух гідравлічним поршнем (рис. 2).

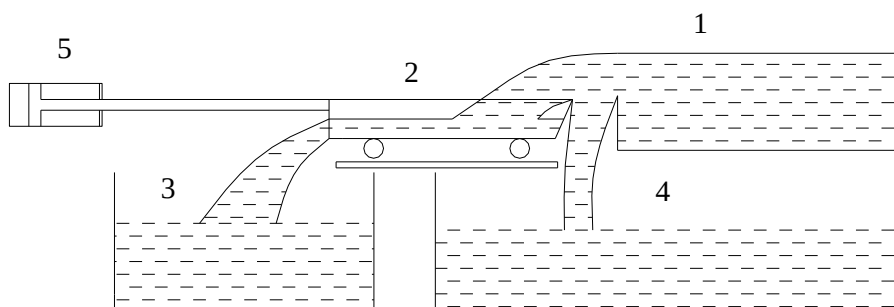


Рис. 2 – Схема установки для градування витратомірних пристроїв
1 – нижній бак; 2 – перекидний візок; 3 – вимірвальний бак; 4 – водозлив; 5 – приводний гідравлічний поршень.

Для оцінки впливу роботи відхиляючого пристрою на точність відтворення витрати рідини, проведемо аналіз його роботи (рис. 3).

Процес заповнення вимірвального бака можна розбити на кілька характерних ділянок: $0 - t_0$ – рух візка від моменту запуску до моменту зіткнення візка з потоком води; $\Delta t_1 = t_1 - t_0$ – рух візка від моменту дотику до моменту повного «захоплення» потоку; t_3 – час заповнення вимірвального бака; $\Delta t_2 = t_k - t_2$ – рух візка від початку відкату до повного «отпуску» потоку.

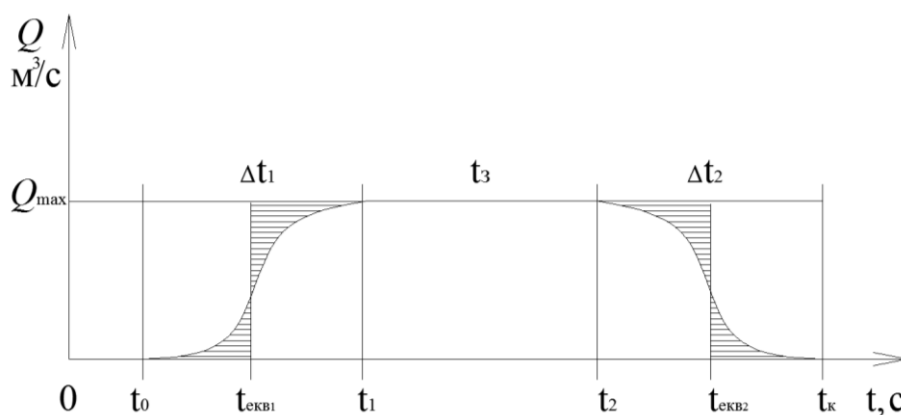


Рис. 3 – Графік роботи відхиляючого пристрою

Об'єм рідини, що заповнює вимірвальний бак за час роботи відхиляючого пристрою визначається інтегральним значенням:

$$V = V_1 + V_3 + V_2 = \int_{t_0}^{t_1} Q(t) dt + \int_{t_1}^{t_2} Q(t) dt + \int_{t_2}^{t_k} Q(t) dt \quad (3)$$

де V_1 – обсяг рідини, що заповнює вимірювальний бак під час «захоплення» потоку перекидним візком, м^3 ; V_3 – обсяг рідини, що заповнює вимірювальний бак за час повного "захоплення" потоку, м^3 ; V_2 – об'єм рідини, що заповнює вимірювальний бак під час «відпустки» потоку, м^3

При постійних швидкостях «захоплення» і «відпустки» потоку, вираз (3) можна переписати в наступному вигляді:

$$V = \frac{Q_{\max}}{2} \cdot \Delta t_1 + Q_{\max} \cdot t_3 + \frac{Q_{\max}}{2} \cdot \Delta t_2 \quad (4)$$

При рівності $\Delta t_1 = \Delta t_2$ визначається еквівалентний час заповнення вимірювального бака:

$$t_{\text{екв}} = t_3 + \Delta t \quad (5)$$

Таким чином, точність роботи відхиляючого пристрою залежить від точності визначення часу «захоплення» і «відпустки» потоку Δt_1 і Δt_2 (фіксація моментів дотику) і часу заповнення вимірювального бака t_3 .

Сигналом включення та відключення таймера, в даний час, служить сигнал фотоелектричних датчиків, що замикають електричний ланцюг при дотику візка з потоком рідини і стінкою нижнього бака. Основною вимогою, що пред'являються до чутливих елементів, є швидкодія і надійність спрацювання. Світлові діючі не повною мірою відповідають вимогам, що висуваються.

Їх головним недоліком є можливість затримки спрацювання, що призводить до появи похибок при визначенні часу заповнення вимірювального бака. Для забезпечення надійної роботи відхиляючого пристрою і точного визначення часу заповнення бака запропоновано використовувати як чутливі елементи лазерні датчики положення з променями, що перетинаються.

Лазерні датчики з променями, що перетинаються, дозволяють не тільки з високою точністю визначати зміщення, але також виконувати вимірювання товщини потоку рідини. Крім того, вони забезпечують високу швидкість спрацювання та високу точність при вирішенні близько 0,2 мкм [15]

Функціональні можливості датчиків фірми ZX Omron, що є провідною фірмою в розробці лазерних датчиків, представлені в таблиці.

Таблиця 1 - Функціональні можливості датчиків серії ZX фірми Omron

Підсилювач ZX-LDA	Головка датчика ZX-LD	Головка датчика ZX-LD V
- Два цифрові 5-розрядні дисплеї - Частота вимірювань - до 0,15 мс з налаштуванням - 3 цифрові виходи - 1 аналоговий вихід зі ступінчастим регулюванням від -5 В до +5 В або від 0 до 20 мА	- Діапазон вимірювання 40±10 мм, 100±40 мм, 300±200 мм - Точність виміру: до 0,002 мм - Фокусування у формі плями або смуги - Розмір вимірювальної головки: 33 мм x 39 мм x 17 мм	- Діапазон виміру 30 ± 2 мм - Точність вимірювання: до 0,25 μм - Ширина зони вимірювання: від 1 до 2,5 мм, 5 мм, 10 мм - Дистанція спрацювання до 500 мм/2000 мм - Роздільна здатність: 4 μм - Розмір вимірювальної головки: 45 x 55 x 21 мм

Завдяки наявності променів, що перетинаються, лазерні датчики дозволяють визначати площу поперечного перерізу потоку (рис. 4), що дає можливість враховувати несиметричність потоку, що входить на відхиляючий пристрій.

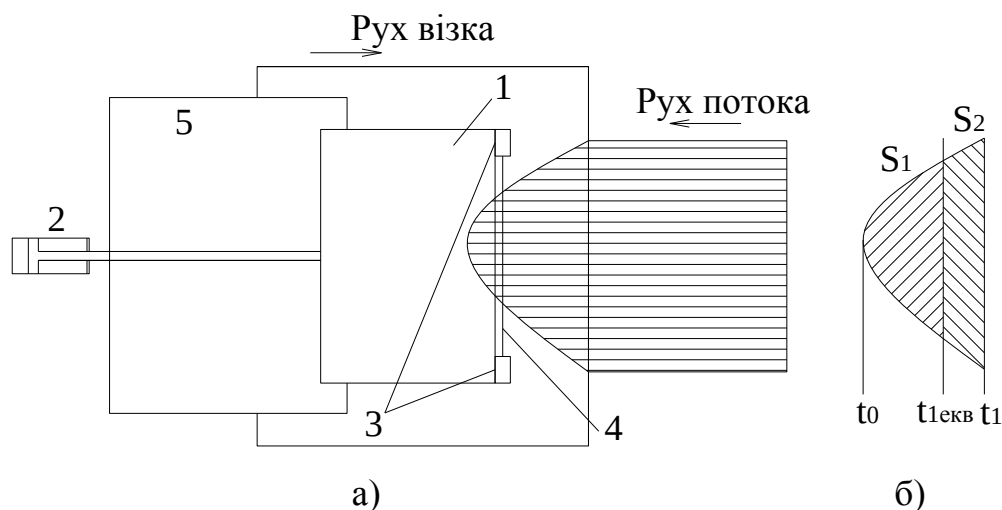


Рис. 4 – Відхиляючий пристрій з лазерними датчиками положення
а) робота перекидного візка з лазерними датчиками: 1 – перекидний візок; 2 – привід; 3 – лазерні датчики; 4 – промені, що перетинаються; 5 – вимірвальний бак. б) визначення еквівалентного часу заповнення вимірвального бака з урахуванням профілю потоку.

Площа поперечного перерізу потоку, що входить на візок, визначається виразом:

$$S = \sum_{t=t_0}^{t_1} h_t \frac{v}{f}, \quad (6)$$

де S – площа поперечного перерізу потоку м^2 ; h – ширина потоку, виміряна лазерним датчиком, м ; v – швидкість руху візка, м/с ; f – Частота опитування лазерних датчиків, Гц . Очевидно, що еквівалентний час початку заповнення вимірвального бака $t_{1\text{екв}}$ буде знаходитися в момент, коли площі поперечного перетину потоку S_1 і S_2 рівні. Умову рівності $S_1 = S_2$ при постійній швидкості руху візка і частоті опитування лазерних датчиків, можна представити у вигляді:

$$\sum_{t=t_0}^{t_{\text{екв}}} h_t = \sum_{t=t_{\text{екв}}}^{t_1} h_t \quad (7)$$

Як видно з формули (7), похибка визначення еквівалентного часу заповнення вимірвального бака, обумовлена несиметричністю потоку, залежить, в основному, від похибки вимірювання ширини потоку. Лазерні датчики дозволяють визначати ширину потоку з абсолютною похибкою в $0,002 \text{ мм}$, тоді відносна похибка вимірювання ширини потоку складе $2 \cdot 10^{-6}\%$ при ширині потоку в 1 м .

Розрахунок еквівалентного часу заповнення вимірвального бака за запропонованою методикою доцільний у разі великих витрат рідини, що протікає в трубопроводі або відкритих вимірвальних каналах, малих швидкостях руху перекидного візка або несиметричних профілях потоку рідини. В інших випадках для визначення еквівалентного часу заповнення вимірвального бака досить скористатися формулою (5).

Висновок

Похибка визначення еквівалентного часу заповнення вимірвального бака, обумовлена несиметричністю потоку, залежить, в основному, від похибки вимірювання ширини потоку. Лазерні датчики дозволяють визначати ширину потоку з абсолютною похибкою в 0,002 мм, тоді відносна похибка вимірювання ширини потоку становить $2 \cdot 10^{-6} \%$ при ширині потоку в 1 м.

Застосування лазерних датчиків положення з перетинаються променями дозволяє знизити похибки вимірювання часу заповнення вимірвального бака, викликані як малою чутливістю пристроїв контролю положення потоку, так і несиметричністю потоку, що входить на відхиляючий пристрій.

Розрахунок еквівалентного часу заповнення вимірвального бака за запропонованою методикою доцільний у разі великих витрат рідини, що протікає в трубопроводі або відкритих вимірвальних каналах, малих швидкостях руху перекидного візка або несиметричних профілях потоку рідини.

Список використаних джерел

1. МЭК 60193: Модельные приёмо-сдаточные испытания гидравлических турбин, насосов гидроаккумулирующих станций и насос-турбин. – Изд. 2-е. – 1999.
2. Артюх С. Ф. Погрешности измерения среднего расхода жидкости в модельных установках гидротурбин / С. Ф. Артюх, В. Б. Большаков, А. Ю. Мезеря // Украинський метрологічний журнал. – Вип. 4. – 2003. – С. 36–39.
3. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества веществ. Кн. 2 : справочник / П. П. Кремлевский ; под общ. ред. Е. А. Шорникова. – 5-е изд., перераб. и доп. – СПб. : Политехника, 2004. – 412 с.
4. Кремлевский П. П. Расходомеры и счётчики количества веществ. Справочник / П. П. Кремлевский. – Изд. 5-е, пер. и доп. – СПб. : Машиностроение, 2002. – 409 с.
5. Абрамов Г. С. Практическая расходомерия в промышленности / Г. С. Абрамов, А. В. Барычев, М. И. Зимин. – М. : ОАО ВНИИОЭНГ, 2000. – 472 с.
6. Большаков В. Б. Визначення конструктиву та метрологічних характеристик еталонів одиниць об'ємної та масової витрати рідини / В. Б. Большаков, Н. І. Косач // Український метрологічний журнал. – 2001. – Вип. 4. – С. 50–53.
7. ISO 4185:1980. Измерение потока жидкости в закрытых трубопроводах – метод взвешивания [Электронный ресурс]. – Режим доступа : https://standartgost.ru/g/ISO_4185:1980, дата звернення 02.12.21).
8. Wang T. Coriolis flowmeters: a review of developments over the past 20 years, and an assessment of the state of the art and likely future directions / T. Wang, R. Baker // Flow Meas. Instrum. – 2014. – Vol. 40, № 1. – P. 99–123.
9. Henry M. P. Prism Signal Processing for Sensor Condition Monitoring / M. P. Henry, O. Bushuev, O. Ibryaeva // 26th International Symposium on Industrial Electronics ISIE. – 2017. – Vol. 10, № 2. – P. 224–276.
10. Ibryaeva O. Matrix Pencil Method for Coriolis Mass Flow Meter Signal Processing in Two-Phase Flow Conditions / O. Ibryaeva, D. Salov // International conference on Industrial Engineering (ICIE). – 2017. – P. 4.
11. Sarrazin F. Comparison between Matrix Pencil and Prony methods applied on noisy antenna responses / F. Sarrazin, A. Sharaiha, P. Pouliguen // Loughborough Antenna and Propagation Conference Loughborough Antennas & Propagation Conference. – 2011. – P. 1–44.
12. Li M. Complex Bandpass Filtering for Coriolis Mass Flow Meter Signal Processing / M. Li, M. P. Henry // 42nd IEEE Industrial Electronics Conference. – 2016. – Vol. 1, N 1 – P. 133–137.
13. Kretschmar M. Capacitive and Inductive Displacement Sensors / M. Kretschmar, S. Welsby // Sensor Technology Handbook / ed. J. Wilson. – Burlington : Newnes, 2005. – P. 193–222.
14. Pohanka M. Rapid Characterization of Monoclonal Antibodies using the Piezoelectric Immunosensor / M. Pohanka, O. Pavlis, P. Skladal // Sensors. – 2007. – N 7. – P. 341–353.

References

1. MJeK 60193: *Modelnye priyomo-sdatochnye ispytaniya gidravlicheskih turbin, nasosov gidroakkumulirujushhih stancij i nasos-turbin* 1999, 2nd edn.
2. Artjuh, SF, Bolshakov, VB & Mezerja, AJu 2003, 'Pogreshnosti izmerenija srednego rashoda zhidkosti v modelnyh ustanovkah gidroturbin', *Ukrainskij metrologichnij zhurnal*, iss. 4, pp. 36-39.
3. Kremlevskij, PP 2004, *Rashodomery i schetchiki kolichestva veshhestv: spravochnik*, book 2, 5th edn, Politehnika, Sankt-Peterburg.

4. Kremlevskij, PP 2002, *Rashodomery i schjotchiki kolichestva veshhestv. Spravochnik*, 5th edn, Mashinostroenie, Sankt-Peterburg.
5. Abramov, GS, Barychev, AV & Zimin, MI 2000, *Prakticheskaja rashodometrija v promyshlennosti*, OAO VNIIOJeNG, Moskva.
6. Bolshakov, VB & Kosach, NI 2001, 'Vyznachennia konstruktyvu ta metro-lohichnykh kharakterystyk etaloniv odynyts obiemnoi ta masovoi vytraty ridyny', *Ukrainskyi metrolohichnyi zhurnal*, iss. 4, pp. 50-53.
7. *Izmerenie potoka zhidkosti v zakrytyh truboprovodah – metod vzveshivanija* 1980, ISO 4185:1980, viewed 02 december 2021, <https://standartgost.ru/g/ISO_4185:1980>.
8. Wang, T & Baker, R 2014, *Coriolis flowmeters: a review of developments over the past 20 years, and an assessment of the state of the art and likely future directions*, *Flow Meas. Instrum.*, vol. 40, no. 1, pp. 99-123.
9. Henry, MP, Bushuev, O & Ibryaeva, O 2017, *Prism Signal Processing for Sensor Condition Monitoring*, *2017 IEEE 26th International Symposium on Industrial Electronics ISIE*, vol. 10, no. 2, pp. 224-276.
10. Ibryaeva, O & Salov, D 2017, 'Matrix Pencil Method for Coriolis Mass Flow Meter Signal Processing in Two-Phase Flow Conditions', *International conference on Industrial Engineering (ICIE)*, pp. 4.
11. Sarrazin, F, Sharaiha, A & Pouliguen, P 2011, 'Comparison between Matrix Pencil and Prony methods applied on noisy antenna responses', *Loughborough Antenna and Propagation Conference Loughborough Antennas & Propagation Conference*, pp. 1-44.
12. Li, M & Henry, MP 2016, 'Complex Bandpass Filtering for Coriolis Mass Flow Meter Signal Processing', *42nd IEEE Industrial Electronics Conference*, vol. 1, no. 1, pp. 133-137.
13. Kretschmar, M & Welsby, S 2005, 'Capacitive and Inductive Displacement Sensors', in Wilson, J (ed.), *Sensor Technology Handbook*, Newnes, Burlington, pp. 193-222.
14. Pohanka, M, Pavlis, O & Skladal, P 2007, 'Rapid Characterization of Monoclonal Antibodies using the Piezoelectric Immunosensor', *Sensors*, no. 7, pp. 341-353.

Стаття надійшла до редакції 12 грудня 2021 року

ЗНИЖЕННЯ ПОХИБКИ ВИМІРУ ОБЕРТАЮЧОГО МОМЕНТУ ТУРБІНИ ЗА РАХУНОК ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ЗАСПОКОЄННЯ КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕКТРОМАШИННОМУ ГАЛЬМІ

©Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Близниченко О.М., Василець Т.Ю., Бикова Т.І.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Канюк Геннадій Іванович (Канюк Геннадий Иванович, Kanyuk Gennady): ORCID: 0000-0003-1399-9039; genadiykanuk@gmail.com; доктор технічних наук, професор, Українська інженерно-педагогічна академія, професор кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

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

Близниченко Олена Миколаївна (Близниченко Елена Николаевна, Blyznychenko Olena): ORCID: 0000-0002-2774-5200; art-studio_diana_@ukr.net ; Українська інженерно-педагогічна академія, ст. викладач кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Василець Тетяна Юхимівна (Василец Татьяна Ефимовна, Vasilecz Tatyana): ORCID: 0000-0002-2148-8645; vasyleczt.t.y@uipa.edu.ua; кандидат технічних наук, доцент, Українська інженерно-педагогічна академія, доцент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Бикова Тетяна Іллівна (Быкова Татьяна Ильинична, Bykova Tatyana): ORCID: 0000-0002-8872-0939; bykova.t.i@uipa.edu.ua ; Українська інженерно-педагогічна академія, ст. викладач кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

У статті наведено аналіз перехідних процесів в електромашинному гальмі, у якості якого встановлено генератор постійного струму і які використовуються при дослідженні параметрів гідравлічних машин в спеціалізованих гідротурбінних лабораторіях, або в інших галузях виробництва, де треба вимірювати обертаючий момент таким способом.

Встановлено, що підвищення точності вимірювання обертаючого моменту при використанні електромашинного гальма пов'язане з більш точним обліком електромагнітних перехідних процесів в електричних балансирних машинах при змінах і коливаннях приводних параметрів (для гідравлічних систем це витрата і напір) та визначенням точного часу встановлення стаціонарного режиму, у якому залишкові коливальні процеси не будуть робити істотний внесок у загальну похибку.

Отримана аналітична залежність часу заспокоєння системи від параметрів електромашинного гальма, а саме від електромагнітної та механічної постійних часу, обумовлених конструктивними особливостями електромашинного гальма.

Проведені експериментальні дослідження, що дозволяють зробити висновки про адекватність запропонованих рівнянь, що дає можливість використовувати їх на практиці, зокрема, при проведенні модельних випробувань гідромашин з метою зниження похибки

вимірювання обертаючого моменту на валу і визначення коефіцієнта корисної дії гідромашини.

Ключові слова: точність, помилка виміру, обертаючий момент, електромашинне гальмо.

Kanyuk G., Mezerya A., Blyznychenko O., Vasilecz T., Bykova T. "Reduction of the turbine torque measurement error by determining the settling time of oscillatory processes in the electric machine brake".

An analysis of transients in electric machine brake, which are used in research of hydraulic machines parameters in specialized hydro-turbine laboratories or in other industries where it is necessary to measure torque in this way, is presented in the article.

It was established that an increase in the accuracy of torque measurement when using an electric machine brake is associated with a more accurate accounting of electromagnetic transient processes in electric balancing machines at changes and fluctuations of drive parameters (for hydraulic systems it is flow rate and head) and determination of the exact time of the stationary mode setting, in which residual oscillatory processes will not contribute significantly to the overall error.

The analytical dependence of the system settling down time on the parameters of the electric machine brake, namely on the electromagnetic and mechanical time constants caused by design features of the electric machine brake, was obtained.

Experimental researches were carried out which allow drawing conclusions about the adequacy of the proposed equations and make it possible to use them in practice, in particular, when carrying out hydraulic machines model tests with the aim of reducing the error in measuring the torque on the shaft and determining the hydraulic machine efficiency.

Keywords: accuracy, measurement error, torque, electric machine brake.

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

Модельні випробування гідротурбін є на сьогоднішній день найбільш точним методом визначення енергетичних, кавітаційних, силових та інших характеристик турбіни. Головною вимогою, що висувається до модельних випробувань, є виключно висока точності вимірювань всіх параметрів моделі. Міжнародна Електротехнічна Комісія (МЕК) при проведенні модельних приймально-здавальних випробувань гідравлічних турбін рекомендує вимірювати коефіцієнт корисної дії (ККД) моделі, що є основною характеристикою її роботи, з похибкою не більше $\pm(0,3 \div 0,5)\%$. Однак очевидно, що бажаною величиною похибки є величина $\pm(0,2 \div 0,3)\%$ [1, 2].

Проблема зниження похибки визначення ККД полягає у збільшенні точності вимірювання кожної складової, що ставить завдання необхідності визначення неврахованих факторів, що дозволяють знизити похибки. Крім того, стає все важче на вже відпрацьованих конструкціях гідротурбін знаходити якісь нові конструктивні рішення, які хоча б трохи підвищували ККД, і визначати це незначне, але дуже важливе покращення характеристик гідромашин.

Великий внесок у загальну похибку вимірювання ККД моделі вносить похибку вимірювання обертаючого моменту, яка залежить від похибок вимірювання сили і довжини важеля. Остання, як показали багаторазові вимірювання, зазвичай не перевищує $\pm 0,02\%$. Тому гранична відносна похибка вимірювання обертаючого моменту залежить від способу вимірювання сили. На існуючих стендах сила F , пропорційна крутному моменту турбіни і передається на статор балансірної машини, визначається за допомогою динамометра –

генератора-двигуна постійного струму незалежного збудження, значення частоти обертання якого залежить від електромагнітної постійної T_E і автоматичної системи регулювання параметрів турбіни.

Наявність динамічної складової моменту на валу призводить до появи додаткової похибки вимірювання моменту, а гранична відносна похибка вимірювання обертаючого моменту в залежності від конструктивних особливостей балансірної машини, а також класу точності силовимірювальної апаратури і динамічної складової моменту зазвичай знаходиться в межах $\pm (0,1 \div 0,2)\%$.

Подальше підвищення точності вимірювання обертаючого моменту моделі гідротурбіни пов'язане з більш точним обліком електромагнітних перехідних процесів в електричних балансірних машинах при змінах і коливаннях витрат і напорів в випробувальних стендах та визначенням точного часу встановлення стаціонарного режиму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Робот з дослідження перехідних процесів у електромеханічних системах гідротурбінах досить багато [3-6], проте через цілу низку спрощень, закладених у розрахунках, самі розрахунки стають недостатньо точними. Проводяться дослідження динамічної стійкості гідроагрегатів та електричних приводів [7] та систем керування [4, 5, 8, 9].

Розглядаються актуальні питання регулювання на основі ПД-регуляторів, та їх оптимізація [10-14].

Але як в нормативних документах щодо прийомних випробувань гідромашин, так і в дослідження вітчизняних та закордонних авторів відсутні дані про методику визначення часу заспокоєння системи «модель гідротурбіни-генератор» при проведенні приймально-здавальних випробувань гідравлічних машин, що і визначило мету справжньої роботи.

Виклад основного матеріалу

У загальному випадку величину моменту M [Н·м] можна визначити з балансу потужностей:

$$M = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{Q \cdot H \cdot \eta \cdot \rho}{n} \quad (1)$$

де Q – витрата рідини, м³/с; H – гідравлічний напір, м; η – ККД моделі гідромашини, у.о. ρ – щільність рідини, кг/м³; n – частота обертання турбіни, хв⁻¹.

Зміна гідравлічної потужності відбувається за рахунок відкриття (закриття) напрямного апарату. При збільшенні відкриття напрямного апарату α збільшується витрата рідини Q , внаслідок чого відбувається наростання обертаючого моменту M , і паралельно з цим збільшується частота обертання n .

Розглянемо, як змінюватиметься момент на валу турбіни при постійній частоті обертання, якщо за час T відкриття α збільшується або зменшується на $\Delta\alpha$. Нехай зміна відкриття $\Delta\alpha$ відбувається з постійною швидкістю $\Delta\alpha(t) = \alpha \cdot t/T$ в межах $0 < t < T$, а далі, при $t > T$, відкриття зберігається постійним [3].

Вихідне рівняння моменту для таких умов:

$$(K \cdot p + 1) \cdot \Delta M = (N \cdot p + A) \cdot \Delta\alpha \quad (2)$$

Після інтегрування (2) з урахуванням початкових умов ($t=0$, $\Delta M=0$), отримуємо рівняння зміни обертаючого моменту:

$$\Delta M = \Delta\alpha \cdot \left[A - \frac{T_L \cdot C}{T} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{T}{K}\right) \right) \cdot \exp\left(-\frac{t+T}{K}\right) \right] \quad (3)$$

де A , C – постійні коефіцієнти; T_L – постійна часу інерції води.

З виразу (3) видно, що якщо не враховувати інерцію води ($T_L = 0$), то зміна моменту повинна точно слідувати за статичною характеристикою турбіни $\Delta M = A \cdot \Delta \alpha$. Таке припущення справедливе або при наявності великих швидкостей потоку рідини, або при малій відстані між напрямним апаратом і робочим колесом, а також при відносно невеликих діапазонах відкриттів.

Відомо, що якщо універсальну характеристику турбіни перерахувати на постійну частоту обертання і накреслити в координатах напору та потужності, то лінії, що зображують залежність потужності від напору при постійному відкритті напрямного апарату α , подаються у вигляді прямих, що проходять через одну точку (рис. 1).

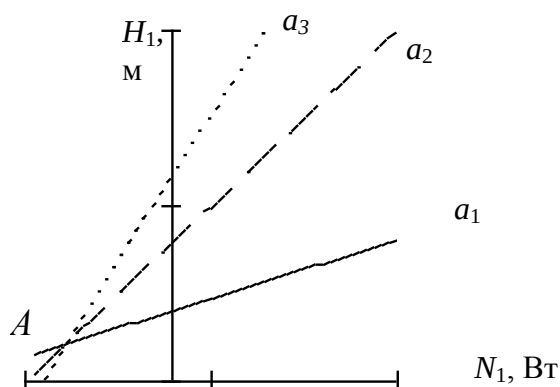


Рис. 1 – Залежність потужності від напору при постійному відкритті

Це положення було відзначено рядом дослідників та перевірено на 11 турбінах Ленінградського машинобудівного заводу. Строго теоретичного обґрунтування цього положення немає, але воно може вважатися цілком надійною емпіричною залежністю, перевіреною на великому фактичному матеріалі [4].

Зазначена залежність аналітично може бути записана наступним чином:

$$N_1 = \delta \cdot (H_1 - H_A) - N_A \quad (4)$$

де N_1 і H_1 – потужність і напір, наведені до 1 м діаметра турбіни та частоті обертання $n = n'_{1m}$ при максимальному ККД, H_A та N_A – координати точки A , через яку проходять на характеристиці прямі, δ – кутовий коефіцієнт ліній $H_1 = f(N_1)$, залежить від відкриття регулюючих органів турбіни.

Звертаючись до формул подібності турбін

$$H_1 = \left(\frac{n'_{1m}}{n} \right) \cdot \frac{H}{D^2}, \quad N_1 = \left(\frac{n'_{1m}}{n} \right)^3 \cdot \frac{N}{D^5} \quad (5)$$

у яких D – діаметр турбіни, n'_1 – наведена частота обертання при максимальному η , і підставляючи значення N_1 і H_1 з формули (5) у формулу (4), прийдемо до наступного виразу механічного моменту турбіни:

$$M = \chi \cdot \frac{\xi - \xi_A \cdot \varphi^2}{1 - \xi_A} - M_A \cdot \varphi^2 \quad (6)$$

де $\xi = H/H_0 = 1$ – відносне значення напору, $\varphi = \omega/\omega_0$ – відносне значення частоти обертання, χ – величина, яка від δ , тобто. в кінцевому рахунку, від відкриття регулюючих органів турбіни α . Обробка характеристик ряду турбін показує, що величину χ з достатньою точністю можна вважати лінійною функцією α , [4]. ξ_A та M_A – постійні для цієї турбіни коефіцієнти, які визначаються за формулами:

$$M_A = \frac{N_A \cdot D^2}{N_0} \left(\frac{n_0}{n'_{1m}} \right)^2, \quad \xi_A = \frac{H_A \cdot D^5}{H_0} \left(\frac{n_0}{n'_{1m}} \right)^2 \quad (7)$$

Значення χ виходить з виразу:

$$\chi = \frac{\alpha - \alpha'}{1 - \alpha'} + M_A \quad (8)$$

де α' - значення α при холостому ході турбіни.

Тоді механічний крутний момент на валу турбіни визначається:

$$M = \frac{\xi - \xi_A \cdot \varphi^2}{1 - \xi_A} \left(\frac{\alpha - \alpha'}{1 - \alpha'} + M_A \right) - M_A \cdot \varphi^2 \quad (9)$$

Аналіз вищевикладених методик показав можливість аналітичного визначення обертаючого моменту як функції положення регулюючих органів турбіни.

Як правило, в якості балансірної машини в електричному гальмі використовується двигун постійного струму незалежного збудження, що володіє великим діапазоном регулювання частоти обертання [5]. Динамічні властивості двигуна постійного струму незалежного збудження повністю описуються квадратною матрицею $G(p)$, що має розмірність 3×3 [6].

$$G(p) = \begin{pmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} \end{pmatrix}$$

Верхній рядок матриці містить передатні функції по керуючого впливу напругою якоря, середня по керуючому впливу на напругу збудження, нижня – по обурюючому.

Передавальні функції по впливу, що обурює, визначаються такими виразами:

$$G_{31}(p) = \frac{\Delta I_D(p)}{\Delta I_{CT}(p)} = \frac{1}{T_E T_M p^2 + T_M p + 1}, \text{ при } \Delta \Phi \text{ і } \Delta U_D = 0$$

$$G_{32}(p) = \frac{\Delta \omega(p)}{\Delta I_{CT}(p)} = -\frac{R_\Sigma K_D (1 + T_E p)}{T_E T_M p^2 + T_M p + 1}, \text{ при } \Delta \Phi \text{ і } \Delta U_D = 0$$

$$G_{33}(p) = \frac{\Delta \beta(p)}{\Delta I_{CT}(p)} = -\frac{R_\Sigma K_D (1 + T_E p)}{p(T_E T_M p^2 + T_M p + 1)}, \text{ при } \Delta \Phi \text{ і } \Delta U_D = 0$$

де ω – кутова частота обертання; β – кут повороту ротора; I_{CT} – статичний струм генератора; I_D – струм якірного ланцюга; Φ – магнітний потік; U_D – напруга двигуна; $T_E = L_\Sigma / R_\Sigma$ – електромагнітна стала часу силового ланцюга; L_Σ – сумарна індуктивність якірного ланцюга; R_Σ – активний сумарний опір якірного ланцюга; T_M – електромеханічна постійна силової ланцюга; K_D – коефіцієнт посилення двигуна. $\Delta \Phi = 0$, т.я. для генераторів постійного струму з незалежним збудженням впливом додаткових полюсів можна знехтувати.

Передатна функція по моменту, що обурює, має такий вигляд:

$$G_M(p) = \frac{M(p)}{M_{CT}(p)} = \frac{1}{T_E T_M p^2 + T_M p + 1} \quad (10)$$

Перейшовши до класичного запису отримаємо рівняння моменту двигуна:

$$\frac{d^2 M}{dt^2} T_E T_M + \frac{dM}{dt} T_M + M = M_{CT} \quad (11)$$

Характеристичне рівняння для (11) має вигляд:

$$T_E T_M p^2 + T_M p + 1 = 0 \quad (12)$$

Коріння цього рівняння:

$$p_{1,2} = -\frac{1}{2T_E} \pm \frac{\sqrt{1 - 4 \frac{T_E}{T_M}}}{2T_E}$$

Якщо $T_M > 4T_E$, то коріння речові та негативні:

$$p_{1,2} = -\alpha_{1,2} = \frac{-1 \pm \sqrt{1 - 4 \frac{T_E}{T_M}}}{2T_E} \quad (13)$$

Якщо $T_M < 4T_E$, то коріння комплексне пов'язане з негативною речовою частиною:

$$p_{1,2} = -\alpha \pm j\Omega,$$

$$\text{де } \alpha = -\frac{1}{2T_E}; \quad \Omega = \frac{\sqrt{4 \frac{T_E}{T_M} - 1}}{2T_E}$$

Рішення рівняння (11) при речовому корінні має вигляд:

$$M = M_2 + C_1 \cdot e^{-\alpha_1 t} - C_2 \cdot e^{-\alpha_2 t}$$

Підставляючи початкові умови (при $t=0$ $M=M_1$) отримаємо:

$$M = M_2 + \frac{\Delta M}{\alpha_2 - \alpha_1} [\alpha_2 \cdot e^{-\alpha_1 t} - \alpha_1 \cdot e^{-\alpha_2 t}] \quad (14)$$

де $\Delta M = M_1 - M_2$ – крок зміни моменту.

При комплексних пов'язаних коренях рішення характеристичного рівняння (12) набуває вигляду:

$$M = M_2 + \Delta M \cdot e^{-\alpha t} \left[\cos \Omega t + \frac{\alpha}{\Omega} \cdot \sin \Omega t \right] \quad (15)$$

Експериментальні характеристики перехідних процесів у генераторі постійного струму незалежного збудження, відповідні теоретичним виразам (14) і (15), мають вигляд, показаний на рис. 2 а) та 2 б), відповідно. В експерименті досліджувався струм якоря, що лінійно залежить від моменту генератора.

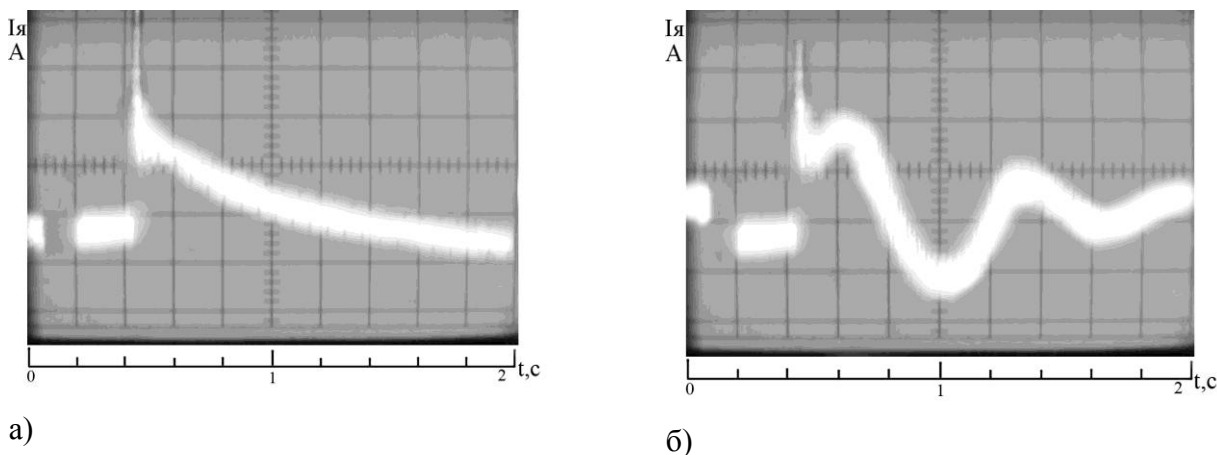


Рис. 2 – Зміна струму якоря генератора постійного струму незалежного збудження
 а) при стрибкоподібній зміні навантаження та $T_M > 4T_E$; б) при стрибкоподібній зміні навантаження та $T_M < 4T_E$

На сьогоднішній день при проведенні модельних випробувань гідравлічних машин не враховується електромагнітна постійна ланцюга якоря балансного агрегату, що призводить до можливої появи періодичних затухаючих коливань моменту на валу. Крім того, залишається невирішеним питання визначення часу загасання перехідного процесу, після якого система переходить у встановлений режим.

Для оцінки характеру перехідних режимів роботи гідроагрегату скористаємося спрощеною лінеаризованою залежністю статичного моменту, що діє на турбіну, від витрати рідини:

$$M_{ст} = c_Q \cdot Q = c_a \cdot a, \quad (16)$$

де c_Q – коефіцієнт витрати; c_a – коефіцієнт відкриття.

Закон зміни відкриття направляючого апарату в часі має, як правило, експоненціальний характер [5], тобто:

$$a_{(t)} = a_{уст} + \Delta a \cdot e^{-\frac{t}{T_a}}, \quad (17)$$

де $a_{уст}$ – значення відкриття напрямного апарату, що встановилося; Δa – збільшення відкриття направляючого апарату; T_a – постійна часу відкриття направляючого апарату.

Тоді на підставі формул (17), (16) та (11) отримаємо диференціальне рівняння моменту:

$$\frac{d^2 M}{dt^2} T_E T_M + \frac{dM}{dt} T_M + M = c_a \left(a_{уст} + \Delta a \cdot e^{-\frac{t}{T_a}} \right) \quad (18)$$

Приватне неоднорідне рішення рівняння (18) має вигляд:

$$M = c_a \cdot \left(a_{уст} + \frac{\Delta a}{\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1} \cdot e^{-\frac{t}{T_a}} \right) \quad (19)$$

Встановлене значення моменту $M_{уст}$ відповідає моменту при $t = \infty$, тобто. $M_{уст} = c_a \cdot a_{уст}$. Практично за умовний кінець перехідного процесу можна прийняти момент часу, коли швидкість обертання або момент змінилися на 95%. Тоді маємо:

$$0,95 = 1 + \frac{\Delta a}{\left(\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1 \right) a_{уст}} \cdot e^{\frac{t}{T_a}} = 1 + \frac{\bar{a}}{\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1} \cdot e^{\frac{t}{T_a}} \quad (20)$$

де $\bar{a} = \frac{\Delta a}{a_{уст}}$ – відносний приріст відкриття направляючого апарату.

Навівши подібні члени та логарифмуючи рівняння (20), отримаємо вираз для часу заспокоєння перехідного процесу:

$$t_{уст} = -T_a \cdot \ln \left[\frac{-0,05}{\bar{a}} \cdot \left(\frac{T_E T_M}{T_a^2} - \frac{T_M}{T_a} + 1 \right) \right] \quad (21)$$

Для визначення залежності часу заспокоєння перехідного процесу від постійного часу відкриття напрямного апарату T_a побудуємо графічну залежність $t_{уст} = f(T_a)$ для різних значень відносного збільшення відкриття напрямного апарату $\bar{a}$ за наступних умов: $T_E = 0,2$ с; $T_M = 1$ с.

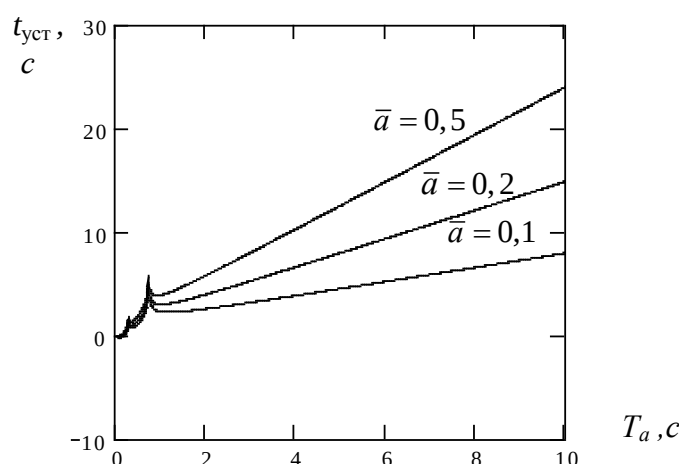


Рис. 3 – Залежність часу заспокоєння перехідного процесу в генераторі постійного струму незалежного збудження від постійного часу відкриття направляючого апарату

Залежність показана на рис. 3, дозволяє визначити в процесі експерименту необхідні значення постійного часу відкриття направляючого апарату, пропорційної швидкості відкриття і максимальний крок подачі рідини, що забезпечують мінімальний час заспокоєння перехідного процесу при заданих значеннях електромагнітної та електромеханічної постійних.

Вираз (21) дозволяє визначити час заспокоєння перехідних процесів при різних значеннях постійних, що дає можливість автоматизувати розрахунок часу заспокоєння і забезпечити тим самим мінімальну похибку вимірювання крутного моменту на валу моделей, викликану перехідними процесами в електромашинному гальмі гідравлічних випробувальних стендів.

Висновки

В результаті виконаної роботи встановлено, що характер перехідних процесів і час заспокоєння системи турбіна-генератор в значній мірі визначається постійною часу відкриття напрямного апарату T_a і електромагнітної постійної T_E силового ланцюга балансірного генератора. Отримано залежність часу заспокоєння системи турбіна-генератор від постійних часу T_a , T_E і відносного збільшення відкриття направляючого апарату $\bar{a}$, облік яких дозволить більш точно знімати показання силовимірювальних приладів, знижуючи тим самим динамічну складову похибки вимірювання обертаючого моменту на валу гідравлічної турбіни, викликану перехідними процесами в електромашинному гальмі гідравлічних випробувальних стендів.

Список використаних джерел:

1. МЭК 60193: Модельные приёмо-сдаточные испытания гидравлических турбин, насосов гидроаккумулирующих станций и насос-турбин. – Изд. 2-е. – 1999.
2. IEC 61362:2012. Системы регулирования гидравлических турбин [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.gostinfo.ru/catalog/Details/?id=4686460> (дата звернення 02.12.2021)
3. Онищенко Г. Б. Электрический привод / Г. Б. Онищенко. – М. : Академия, 2003. – 320 с.
4. Анучин А. С. Системы управления электроприводов / А. С. Анучин. – М. : Изд. дом МЭИ, 2015. – 373 с.
5. Система управления частотой вращения, пути её развития / З. Я. Лурье [и др.] // Проблемы машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 26–36.
6. Шавлович З. А. Совершенствование конструкции и режимов работы гидравлических приводов в системах регулирования гидротурбин : автореф. дис. ... канд. техн. наук / З. А. Шавлович. – СПб. – 2004. – 165 с.
7. Москаленко В. В. Электрический привод / В. В. Москаленко. – 2-е изд. – М. : Академия, 2007. – 320 с.
8. Силаев А. А. Адаптивная система автоматического управления частотой вращения ротора гидроагрегата с поворотной-лопастной гидротурбиной : дис. ... канд. техн. наук / А. А. Силаев. – Волгоград. – 2010. – 130 с.
9. Zwart P. J. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics ICMF / P. J. Zwart, A. G. Gerber, T. Belamri // International Conference on Multiphase Flow, May 30-June 3. – Yokohama. – 2004. – P. 152.
10. Ang K. H. PID control system analysis, design, and technology / K. H. Ang, G. Chong, Y. Li // IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 2005. – Vol. 13, N 4. – P. 559–576.
11. Aström K. J. Advanced PID control / K. J. Aström, T. Hägglund. – North Carolina : ISA –The Instrumentation, System, and Automation Society, 2006. – 460 p.
12. Bashnin O. I. On hydroacoustic resonance and causes pulsation conduits Sayano-Shushenskaya HPP / O. I. Bashnin // Hydraulic XXI Century. – 2012. – N 4 (11). – P. 44–58.
13. Poley R. DSP Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators, SPRAA76 / R. Poley. – 2005. – 26 p.
14. A multi-layer architecture for distributed data acquisition / M. Bertocco [et. al.] // 19th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference. – Anchorage, 2002. – Vol. 2. – P. 1261–1264.

References

1. МЭК 60193: *Modelnye priyomo-sdatochnye ispytaniya gidravlicheskih turbin, nasosov gidroakkumulirujushhih stancij i nasos-turbin* 1999, 2nd edn.
2. IEC 61362:2012. *Sistemy regulirovaniya gidravlicheskih turbin*, viewed 02.12.2021, <<https://www.gostinfo.ru/catalog/Details/?id=4686460>>.
3. Onishchenko, GB 2003, *Jelektricheskij privod*, Akademiya, Moskva.

4. Anuchin, AS 2015, *Sistemy upravlenija jelektroprivodov*, Izdatelskij dom Moskovskogo jenergeticheskogo instituta, Moskva.
5. Lure, ZJa, Bezdetko, VN, Dmiterko, VNet al. 2003, 'Sistema upravlenija chastotoj vrashhenija, puti ejo razvitija', *Problemy mashinostroenija*, vol. 6, no. 2, pp. 26-36.
6. Shavlovich, ZA 2004, 'Sovershenstvovanie konstrukcii i rezhimov raboty gidravlicheskih privodov v sistemah regulirovanija gidroturbin', Kand.tekh.n. abstract, Sankt-Peterburg.
7. Moskalenko, VV 2007, *Jelektricheskij privod*, 2nd edn, Akademiya, Moskva.
8. Silaev, AA 2010, 'Adaptivnaja sistema avtomaticheskogo upravlenija chasto-toj vrashhenija rotora gidroagregata s povorotno-lopastnoj gidroturbinoj', Kand.tekh.n. thesis, Volgograd.
9. Zwart, PJ, Gerber, AG & Belamri, T 2004, 'A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics ICMF', *International Conference on Multiphase Flow Yokohama*, Japan, no.152.
10. Ang, KH, Chong, G & Li, Y 2005, 'PID control system analysis, design, and tecnology', *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 13, no. 4, pp. 559-576.
11. Astrorn, KJ & Hagglund, T 2006, *Advanced PID control*, ISA The Instrumentation, Sysytem, and Automation Society, North Carolina.
12. Bashnin, OI 2012, 'On hydroacoustic resonance and causes pulsation conduits Sayano-Shushenskaya HPP', *Hydraulic XXI Century*, no. 4 (11), pp. 44-58.
13. Poley, R 2005, *DSP Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators*, SPRAA76.
14. Bertocco, M, Cappellazzo, S, Flammini, A & Parvis, M 2002, 'A multi-layer architecture for distributed data acquisition', *19th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference*, Anchorage, vol. 2, pp. 1261-1264.

Стаття надійшла до редакції 12 грудня 2021 року

ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ СКЛАДОВОЇ ПОХИБКИ ВИЗНАЧЕННЯ СЕРЕДНЬОІНТЕГРАЛЬНИХ ЗНАЧЕНЬ ВИМІРЮВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

©Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Чеботарьов А.М., Близниченко Г.С., Бондаренко Ю.О.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Канюк Геннадій Іванович (Канюк Геннадий Иванович, Kanyuk Gennady): ORCID: 0000-0003-1399-9039; genadiykanuk@gmail.com ; доктор технічних наук, професор, Українська інженерно-педагогічна академія, професор кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

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

Чеботарьов Антон Миколайович (Чеботарев Антон Николаевич, Chebotarev Anton): ORCID: 0000-0003-4279-1392; chebotaryov.an@gmail.com ; аспірант, Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Близниченко Ганна Сергіївна (Близниченко Анна Сергеевна, Blyznychenko Hanna): ORCID: 0000-0002-3177-7280; mr.sancho2002@gmail.com ; Українська інженерно-педагогічна академія, ст. викладач кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Бондаренко Юрій Олександрович (Бондаренко Юрий Александрович, Yuri Bondarenko): аспірант, Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Показано актуальність роботи, яка полягає в необхідності підвищення точності визначення середньоінтегральних значень динамічних параметрів, що вимірюються практично на всіх виробництвах машинобудування, енергетики та комунального сектора.

Наведено аналіз методів визначення середньоінтегрального значення безперервного динамічного процесу за дискретними даними.

Визначено величини похибок, обумовлених дискретністю вимірювання та методами математичної обробки сигналу.

Показано залежності похибки визначення середнього значення вимірюваного параметра від частоти опитування датчиків і амплітуди коливання вимірюваної величини, що дозволяють визначати необхідну дискретність вимірювання з метою забезпечення необхідної точності.

Показана похибка визначення середнього значення вимірюваного параметра, обумовлена математичним методом осереднення. Проведено аналіз різних методів опосередкування вимірюваної величини, таких як середньоквадратичний метод, метод сплайнів, метод Сімпсона та його модифікація.

Визначено сфери застосування математичних методів визначення середнього значення вимірюваної величини, що забезпечують мінімум похибки математичної обробки результатів вимірювання.

Ключові слова: точність, похибка виміру, динамічна складова, математична обробка

Kaniuk G., Mezerya A., Chebotarov A., Blyznychenko H., Bondarenko Yu. "Reduction of the dynamic component of the error of determining the mean-integral values of the measuring parameters".

The urgency of the work consists in the necessity of increasing the accuracy of determining the average values of dynamic parameters measured practically at all machine building, power engineering and municipal sector enterprises.

The results of an analysis of methods for determining the average integral value of a continuous dynamic process on discrete data are presented.

The magnitudes of errors, caused by the discreteness of measurements and methods of mathematical processing of the signal, were determined.

The dependence of the error in determining the mean value of the measured parameter on the sampling frequency of sensors and the amplitude of oscillation of the measured quantity, which allows determining the necessary discreteness of measurement in order to ensure the required accuracy, is demonstrated.

The error in determining the mean value of the measured parameter, due to the mathematical method of averaging, is shown. An analysis of various methods of mediating the measured value, such as the mean square method, the spline method, the Simpson method and its modification, was carried out.

The spheres of application of mathematical methods for determining the average value of the measured quantity, providing a minimum error of mathematical processing of measurement results, are specified.

Keywords: accuracy, measurement error, dynamic component, mathematical processing.

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

Сучасна теорія математичного аналізу використовує безліч методів визначення середньоінтегрального значення змінної, заданої функціонально, графічно або таблично, а цифрова обробка кодів миттєвих значень сигналів ведеться із застосуванням методів чисельного інтегрування. Все це вимагає чіткого уявлення про можливості, як математичного апарату, так і обчислювальної техніки.

Залежно від необхідної точності, методи чисельного інтегрування експериментальних даних можуть бути різними, починаючи від найпростіших (середньоарифметичне значення) і закінчуючи методами, алгоритми яких складні і громіздкі.

Вимірювання динамічних параметрів здійснюється майже у всіх галузях виробництва: машинобудуванні, енергетиці, побутовому секторі тощо. Наприклад, модельні випробування гідротурбін є найточнішим і широко використовується на сьогоднішній день методом визначення енергетичних, кавітаційних та деяких інших характеристик турбіни. Міжнародна електротехнічна комісія рекомендує вимірювати коефіцієнт корисної дії моделей гідротурбін з відносною похибкою не більше 0,5%. ККД у 0,1% дає втрати у грошовому еквіваленті близько 100 тис. грн. на рік для турбіни потужністю 100 МВт. Тобто зниження загальної похибки вимірювання ККД є важливим технічним завданням, вирішення якої можливе шляхом виявлення всіх складових похибки та зниження найбільш значущих з них.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Як відомо, вибір того чи іншого методу усереднення визначається не лише його номінальною точністю, а й умовами, за яких даний метод реалізується. Завади, спотворення і шуми на деякі методи не мають практично ніякого впливу, на інших же їх вплив настільки великий, що точність методу різко знижується і його застосування стає недопустимим.

Питання цифрової обробки сигналів у літературі висвітлено досить широко, проте, розбіжність думок з цієї проблеми все ж таки є. Так у роботах [1-6] стверджується, що з відомих формул чисельного інтегрування, у тому числі квадратурних формул вищих порядків, доцільно використовувати найпростішу формулу прямокутників, так як вона, як

правило, має найменше значення похибки дискретизації та найменше значення випадкової похибки. І справді, якщо сигнал зашумлений, то інтерполуючі квадратичні і кубічні сплайни дають велику похибку [7].

Тим не менш, у роботах [8-14] розглянуті формули чисельного інтегрування для зашумлених даних і наведені тексти програм для ЕОМ з розрахунку кубічних сплайнів, а в роботах [7-15] дано аналіз узагальненої формули Сімпсона, що показує, що похибка методу складає четвертий порядок малості кроку вимірів.

Зі сказаного вище ясно, що дана проблема вимагає подальшого вивчення і є актуальною для дослідження тих процесів, точність вимірювання яких повинна бути максимальною.

Метою роботи є порівняльний аналіз деяких способів реалізації алгоритму усереднення, і вибір найбільш точного з них, що дозволяє максимально знизити похибку математичної обробки результатів виміру.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо похибки, які лежать у основі методів.

Визначення миттєвого значення вимірюваної величини рахунково-імпульсним методом полягає у вимірі інтегрального значення за порівняно невеликий інтервал часу, тривалість якого вибирається з умови, щоб закон зміни процесу в інтервалі часу вимірювання був досить близьким до лінійного. Дійсно, якщо процес змінюється лінійно, то по теоремі про середнє миттєве значення на середині інтервалу вимірювання відповідає середньому значенню вимірюваної величини.

При вимірі миттєвих значень процесу, що відносяться до середини інтервалу вимірювання, лічильно-імпульсні пристрої вносять похибку, що визначається виразом:

$$\Delta y = y(t_0) - \frac{1}{\tau} \cdot \int_{t_0 - \frac{\tau}{2}}^{t_0 + \frac{\tau}{2}} y(t) dt, \quad (1)$$

де $(-\tau/2; +\tau/2)$ – інтервал часу виміру.

Одним із найпростіших і водночас досить ефективних способів відновлення безперервного процесу є кусково-лінійна апроксимація.

При кусково-лінійній апроксимації, отримані сусідні миттєві значення процесу з'єднуються відрізками прямих ліній (див. рис. 1).

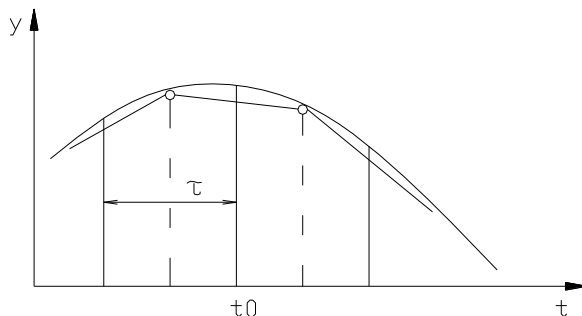


Рис. 1 – Кусково-лінійна апроксимація

Так як максимальна абсолютна похибка апроксимації виникає при з'єднанні точок, в кожній з яких миттєві значення визначені з похибкою одного знака, то з (1) випливає, що для середини ділянки апроксимації:

$$\Delta_{\max} = y(t_0) - \frac{1}{2} \left[\frac{1}{\tau} \cdot \int_{t_0-\tau}^{t_0} y(t) dt + \frac{1}{\tau} \cdot \int_{t_0}^{t_0+\tau} y(t) dt \right]$$

$$\Delta_{\max} = y(t_0) - \frac{1}{2\tau} \cdot \int_{t_0-\tau}^{t_0+\tau} y(t) dt \quad (2)$$

тобто похибка апроксимації визначається так само, як і похибка миттєвого значення, але тільки на подвоєному інтервалі часу виміру.

Очевидно, що максимальне значення похибки буде в точці екстремуму, де $y'(t) = 0$, а $y''(t)$ – максимальна.

Тоді вираз (2) можна, розклавши в ряд Тейлора, уявити у вигляді:

$$\Delta_{\max} = y(t_0) - \frac{1}{2\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0+\tau} \left[y(t) + y''(t_0) \frac{(t-t_0)^2}{2} \right] dt$$

відкіля

$$\Delta_{\max} = \frac{1}{6} y''(t_0) \tau^2 \quad (3)$$

Максимальна відносна похибка:

$$\delta_{\max} = \frac{1}{6} \frac{y''(t_0) \tau^2}{y(t_0)} \quad (4)$$

Інтервал виміру:

$$\tau = \sqrt{\frac{6\Delta_{\max}}{y''(t_0)}} = \sqrt{\frac{6\delta_{\max} y(t_0)}{y''(t_0)}} \quad (5)$$

Отримані формули справедливі для стаціонарних випадкових процесів, що мають математичне очікування похибки апроксимації $M\Delta y = 0$, причому формула (4) в середньому дає вигравш в оцінці похибки, хоча в окремих точках похибка може перевищувати обчислене за формулою значення, але ймовірність цього мала.

Якщо вимірюваний процес нестационарний на всьому своєму протязі, то можна розбити його на ряд окремих ділянок, на яких з відомим наближенням процес можна вважати стаціонарним. При цьому на кожній ділянці процес має різні характеристики, і, отже, пред'являються різні вимоги до засобів вимірювання. Зазвичай заздалегідь межі ділянок не відомі. Тому доцільно вимірювати такого роду процеси за допомогою апаратури, що веде обробку за програмою, складеною за відомою реалізації процесу [15].

Найчастіше вимірюваний процес можна як суперпозицію більш простих процесів мають загальний характер, але відрізняються кількома незалежними параметрами. Тобто будь-яке коливання параметра можна представити як суперпозицію гармонійних коливань:

$$y(t) = A_0 + \sum_{\omega} A_{\omega} \cdot \cos(\omega t) \quad (6)$$

де A_{ω} – амплітуда ω -ї частоти; A_0 – середнє значення параметру;

Якщо прийняти початкове значення змінної $y(t_0) = A_0$, то необхідний часовий інтервал, згідно (5) та (6) складе:

$$\tau = \sqrt{\frac{6\delta_{\max} A_0}{\sum A_{\omega} \cdot \omega_i^2 \cos \omega_i}} \quad (7)$$

Аналіз формули (7) показує, що низькочастотні коливання збільшують час τ , отже їх внесок у похибку дискретизації невелик, і розглядати необхідно високочастотні коливання параметра, з максимально значущою амплітудою. Поріг значимості визначається в залежності від характеру коливань і пред'явленої точності.

Замінивши в (6) суму ряду одним його членом, отримаємо:

$$y_{(t)} = A_0 + A_\omega \cdot \cos(\omega t) \quad (8)$$

а інтервал виміру:

$$\tau = \sqrt{\frac{6\delta_{\max} A_0}{A_\omega \cdot \omega^2}} = \sqrt{\frac{6\delta_{\max}}{A \cdot \omega^2}}, \quad (9)$$

де A – відносна амплітуда коливань параметра.

Заміна (6) на (8) не зовсім правомірна, внаслідок чого похибка у визначенні часу τ буде незрівнянно більшою за необхідну похибку виміру.

Введемо поняття відносної частоти коливань $f' = f / f_D$, де частота коливального процесу $f = 2 \cdot \pi \cdot \omega$ а частота опитування датчика $f_D = 1/\tau$.

Відносна похибка виміру визначається:

$$\delta = \frac{y_{\text{ф}} - y_{\text{т}}}{y_{\text{т}}} \cdot 100\% \quad (10)$$

де $y_{\text{ср}}$ – усереднене значення параметра, отримане для ряду миттєвих значень рівняння (8), виміряних через рівні проміжки часу τ ; $y_{\text{т}}$ – точне інтегральне значення параметра:

$$y_{\text{т}} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T y(t) dt, \quad (11)$$

З метою визначення загального характеру похибки, на підставі формул (8), (10) і (11) побудуємо залежність похибки апроксимації (див. рис. 2 а) від відносної частоти опитування датчика, задавшись наступними умовами, що мають місце в установках: відносна амплітуда коливань $A = 0,1$; час. На рис 2. (б) показано така ж залежність, але побудована за формулою (9). Обидві залежності мають хорошу збіжність, що дає підставу вважати формулу (9) досить точною для дослідження незашумлених процесів.

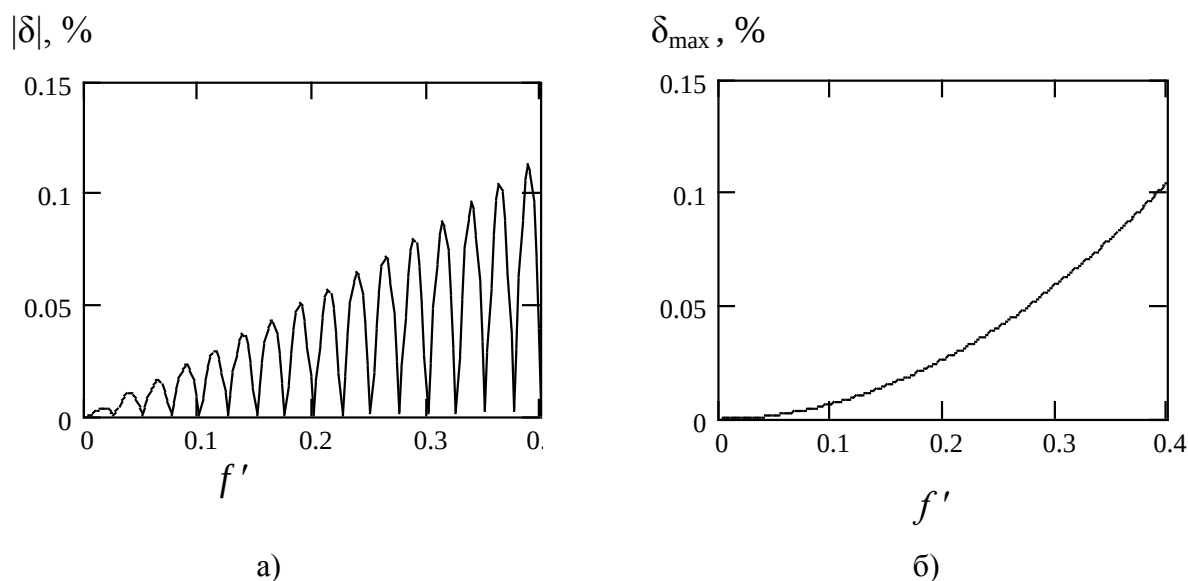


Рис. 2 – Залежність похибки апроксимації

На сьогоднішній день на багатьох виробництвах інтегральне значення параметра визначається середньоарифметичним методом:

$$y_{\text{cp}} = \frac{1}{M+1} \sum_{i=0}^M y_i \quad (12)$$

Для тих самих умов ($A = 0,1$; $T = 1\text{с.}$; $\tau = 0,05\text{с.}$) побудуємо залежність погрішності методу від відносної частоти коливального процесу (8) (див. рис. 3).

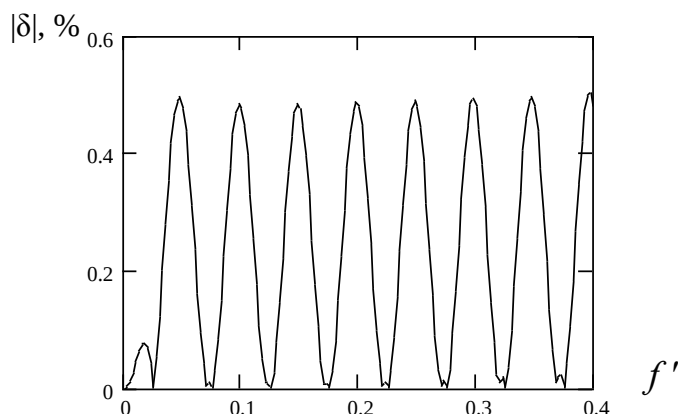


Рис. 3 – Залежність погрішності методу від відносної частоти коливального процесу

Похибка середньоарифметичного методу практично не залежить від частоти процесу, проте її величина значно більша, ніж при використанні апроксимації, за тих же умов.

При порівняльній оцінці похибки інших методів доцільно зупинитися на класичному методі Сімпсона, узагальненому методі Сімпсона, запропонованому професором Литвиним О.М. [6], і на параболічному сплайні.

Інтегральне значення вимірюваної величини за класичною формулою Сімпсона може бути виражене у вигляді:

$$y_{\text{Сімп}} = \left(\frac{\tau}{3T} \right) \cdot \left[y_0 + y_M + 4 \sum_v y_v + 2 \sum_k y_k \right], \quad (13)$$

де v – непарні значення y ; k – парні значення y . y_M – кінцеве значення параметра при $t = T$.

Скориставшись розглянутим раніше алгоритмом, побудуємо залежність похибки класичного методу Сімпсона від відносної частоти коливаний параметра (див. рис. 4).

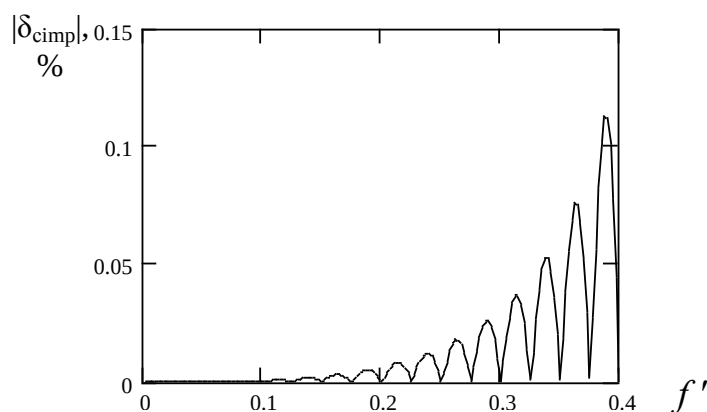


Рис. 4 – Залежність похибки класичного методу Сімпсона від відносної частоти коливаний параметра

На низьких частотах метод Сімпсона точніше за апроксимацію (рис.2. а), а на високих частотах похибки практично рівні. Недоліком методу є можливість обробки лише непарного числа точок виміру. При вимірі парної кількості показань точність методу різко знижується, чого не відбувається при використанні узагальненої формули Сімпсона:

$$y_{\text{смп}} = \left(\frac{\tau}{T}\right) \left[y_0 \left[\frac{1}{2} - \frac{\tau}{12}(M-1) \right] + y_1 \left[\frac{5}{6} + \frac{\tau}{12}[3(M+1)-7] \right] + \right. \\ \left. + \sum_{p=1}^{q-1} y_{2p} \cdot \left[\frac{4}{3} - \frac{\tau}{3}(M-2p) \right] + \sum_{p=2}^{q-1} y_{2p-1} \cdot \left[\frac{2}{3} + \frac{\tau}{3}(M+1-2p) \right] + y_M \left(\frac{1}{3} + \frac{\tau}{12} \right) \right] \quad (14)$$

де $p = 0 \dots \frac{M}{2} - 1$, а $q = \frac{M+1}{2}$;

На рис. 5 (а) показана залежність похибки величини, що визначається за формулою (14), від відносної частоти опитування, а на рис. 5 (б) подібна залежність для параболічного сплайну. Рівень похибки у разі використання узагальненої формули Сімпсона збігається з рівнем похибки при використанні параболічного сплайну, що є одним з найбільш точних методів інтегрування дискретних сигналів з малим рівнем завад.

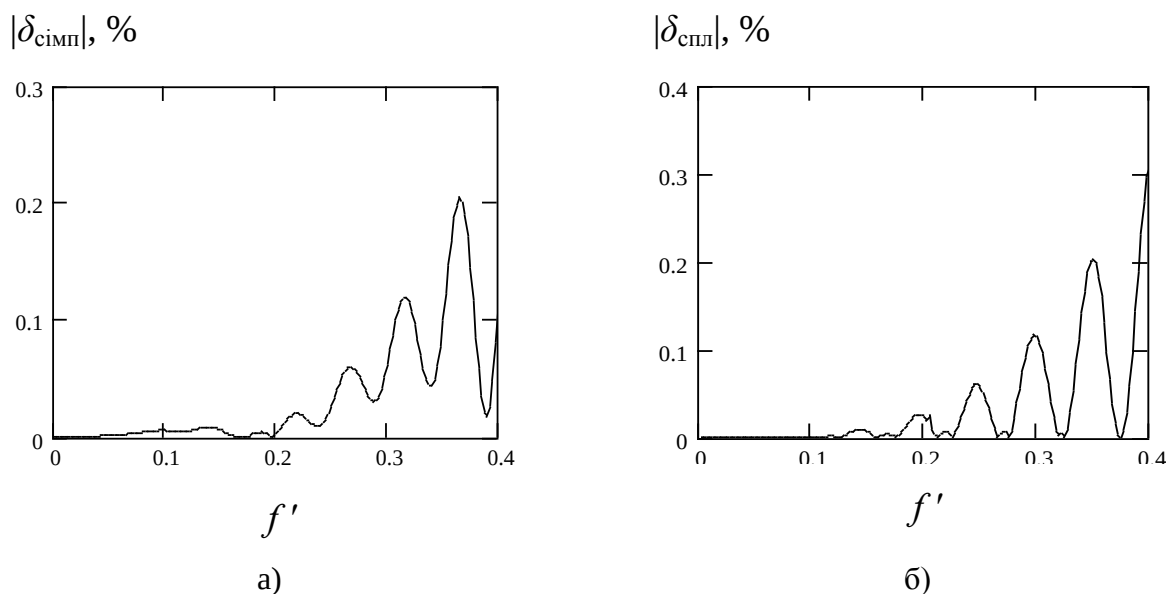


Рис. 5 – Залежність похибки величини

Детальний опис алгоритмів сплайн-обчислень і деякі характеристики сплайн-функцій можна знайти в роботах [2, 5, 6, 7, 15]. Відзначимо лише, що сплайни зручно диференціюються і добре інтегруються, завдяки чому вони знайшли широке застосування для вирішення інтегральних рівнянь та обробки таблично заданих функцій.

При збільшенні часу вимірювання T , похибка всіх без винятку розглянутих методів знижується, але тільки до певного рівня, після чого подальше збільшення часу вимірювання не має відчутного ефекту. Більше того, підвищення точності вимірювання за рахунок збільшення часу опосередкування є ефектом точності, що здається, і не може бути засобом зниження похибки, якщо тільки воно не обґрунтоване іншими фізичними явищами [15].

При вимірюванні та градуванні вимірвальних установок, типовий характер яких (коливання витрати рідини) показано на рис. 6 (а), характер коливань можна подати згідно (6) у вигляді суми Фур'є.

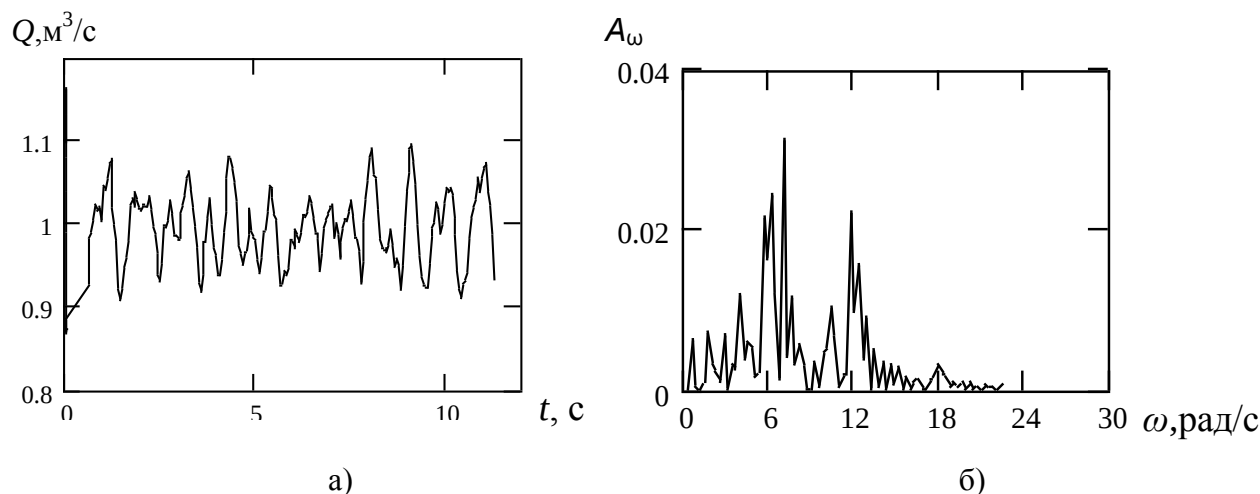


Рис. 6 – Характер коливань вимірюваних та градуйованих вимірвальних установок

З рис. 6 (б) видно, що домінує вища частота коливань витрати ω становить близько 12 рад/с, а відносна амплітуда коливань $A = 0,1$. Тоді для забезпечення похибки, що дорівнює 0,01%, частота опитування датчика, при використанні методу апроксимації, згідно (9), повинна бути не менше 16 Гц.

Можливість попереднього запису характеру процесу з подальшим його неодноразовим відтворенням дозволяє зробити більш глибокий аналіз процесу, а перемикання часу вимірювання за програмою дозволяє отримати мінімальну похибку вимірювання, а також порівняно просто оптимізувати обсяг отриманої інформації після обробки.

За наявності в спектрі сигналу низькочастотних коливань (щодо частоти опитування датчика) методи Симпсона і сплайну можуть дати меншу похибку, тоді як метод апроксимації буде найбільш оптимальним при обробці сигналів вищих частот.

Висновки

Методи апроксимації, Симпсона і сплайну можуть бути використані як в якості основних, так і в якості додаткових методів розрахунку середнього значення параметра при визначенні середнього значення коливального процесу.

Отримані аналітичні вирази похибки для методу апроксимації дозволяють визначати в процесі виміру мінімальний рівень частоти опитування датчиків, з метою зниження похибки дискретизації.

Показано можливе зниження похибки за рахунок застосування одного з наведених методів, або поперемінного їх застосування за заданою програмою в залежності від характеристик досліджуваного процесу.

Список використаних джерел:

1. Айфичер Э. Цифровая обработка сигналов: практический подход / Э. Айфичер, Б. Джервис. – Пер. с англ. – М. : Вильямс, 2017. – 992 с.
2. Цифровая обработка сигналов и MATLAB / А. И. Солонина [и др.]. – СПб, 2013.
3. Лайонс Р. Цифровая обработка сигналов / Р. Лайонс. – 2-е изд., пер. с англ. – М. : Бином-Пресс, 2006.
4. Оппенгейм А. Цифровая обработка сигналов / А. Оппенгейм, Р. Шафер. – 2-е изд., испр. – М. :

Техносфера, 2007. – 856 с.

5. Артюх С. Ф. Погрешности измерения среднего расхода жидкости в модельных установках гидротурбин / С. Ф. Артюх, В. Б. Большаков, А. Ю. Мезеря // Український метрологічний журнал. – 2003. – Вип. 4. – С. 36–39.

6. Литвин О. М. Інтерлінація функцій та деякі її застосування / О. М. Литвин. – Харків : Основа, 2002. – 544 с.

7. Крикова І. В. Новий метод відновлення функцій однієї змінної із збереженням ізогеометрії / І. В. Крикова, О. М. Литвин // Доповіді НАН України. Сер. А. – 1996. – № 6. – С. 36–41.

8. Цифровая обработка сигналов на основе теоремы Уиттекера-Котельникова-Шеннона / М. А. Басараб [и др.]. – М. : Радиотехника, 2004. – 72 с.

9. Харкевич А. А. Спектры и анализ / А. А. Харкевич. – 4-е изд. – М. : ЛКИ, 2007. – 89 с.

10. Афонский А. А. Цифровые анализаторы спектра, сигналов и логики / А. А. Афонский, В. П. Дьяконов ; под ред. проф. В. П. Дьяконова. – М. : СОЛОН-Пресс, 2009. – 248 с.

11. Афонский А. А. Измерительные приборы и массовые электронные измерения / А. А. Афонский, В. П. Дьяконов ; под ред. проф. В. П. Дьяконова. – М. : СОЛОН-Пресс, 2007. – 544 с.

12. Глинченко А. С. Цифровая обработка сигналов. В 2 ч. / А. С. Глинченко. – Красноярск : Изд-во КГТУ, 2001. – 383 с.

13. Юкио Сато Без паники! Цифровая обработка сигналов / Сато Юкио. – Москва : Додэка XXI, 2010. – 176 с.

14. Сергиенко А. Б. Цифровая обработка сигналов / А. Б. Сергиенко. – 2-е изд. – СПб. : Питер, 2007. – 751 с.

15. Про один метод обчислення енергетичних характеристик моделей гідромашин / С. Ф. Артюх [та інші] // Вестник НТУ ХПИ. Темат. вып.: Энергетика и преобразовательная техника : сб. науч. трудов. – 2004. – № 4. – С. 126–130.

References

1. Afjicher, Je & Dzhervis, B 2017, *Cifrovaja obrabotka signalov: prakticheskij podhod*, Viljams, Moskva.
2. Solonina, AI, Klionskij, DM, Merkucheva, TV & Perov, SN 2013, *Cifrovaja obrabotka signalov i MATLAB*, Sankt-Peterburg.
3. Lajons, R 2006, *Cifrovaja obrabotka signalov*, 2nd edn, Binom-Press, Moskva.
4. Oppengejm, A & Shafer, R 2007, *Cifrovaja obrabotka signalov*, 2nd edn, Tehnosfera, Moskva.
5. Artjuh, SF, Bolshakov, VB & Mezerja, AJu 2003, 'Pogreshnosti izmerenija srednego rashoda zhidkosti v modelnyh ustanovkah gidroturbin', *Ukrainskyi metrolohichnyi zhurnal*, iss. 4, pp. 36-39.
6. Lytvyn, OM 2002, *Interlinatsiia funktsii ta deiaki ii zastosuvannia*, Osnova, Kharkiv.
7. Krykova, IV & Lytvyn, OM 1996, 'Novyi metod vidnovlennia funktsii odniiei zminnoi iz zberezheniam izoheometrii', *Dopovidi Natsionalnoi akademii nauk Ukrainy, Seriia A*, no. 6, pp. 36-41.
8. Basarab, MA, Zelkin, EG, Kravchenko, VF & Jakovlev, VP 2004, *Cifrovaja obrabotka signalov na osnove teoremy Uittekera-Kotelnikova-Shennona*, Radiotekhnika, Moskva.
9. Harkevich, AA 2007, *Spektry i analiz*, 4th edn, URSS LKI, Moskva.
10. Afonskij, AA & Djakonov, VP 2009, *Cifrovye analizatory spektra, signalov i logiki*, SOLON-Press, Moskva.
11. Afonskij, AA & Djakonov, VP 2007, *Izmeritelnye pribory i massovye jelektronnye izmerenija*, SOLON-Press, Moskva.
12. Glinchenko, AS 2001, *Cifrovaja obrabotka signalov*, Izdatelstvo Krasnojarskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta, Krasnojarsk.
13. Jukio Sato 2010, *Bez paniki! Cifrovaja obrabotka signalov*, Dodeka XXI, Moskva.
14. Sergienko, AB 2007, *Cifrovaja obrabotka signalov*, 2nd edn, Piter, Sankt-Peterburg.
15. Artjuh, SF, Litvin, ON, Mezerja, AJu & Babenko, KE 2004, 'Pro odin metod obchislennja energetichnih harakteristik modelej gidromashin', *Nacionalnogo tehnikeskogo universiteta Harkovskij politehnikeskij institute*, Tematicheskij vypusk Jenergetika i preobrazovatel'naja tehnika, no. 4, pp. 126-130.

Стаття надійшла до редакції 12 грудня 2021 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 помилки.

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 друкованому (2 прим.) та в електронному варіантах у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, рисунки – JPEG, TIFF). Якщо текст статті разом з ілюстраціями виконано у вигляді одного файлу, то необхідно додатково подати файл із ілюстраціями (одна ілюстрація – один файл).

7. На електронну адресу редакції подається комплект файлів, до якого має бути додано опис, де зазначаються:

- назва текстового редактора,
- імена файлів,
- назва збірника
- назва статті,
- розділ науки,
- 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;
- рік народження;
- 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 УІПА.

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 невіршених 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://slovnuk.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:

Fritzkowski, 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) наказ МОН України №409 від 17.03.2020.

Збірник наукових праць «Машинобудування» зареєстровано у Державному комітеті інформаційної політики України у 2006 році (Свідоцтво про Державну реєстрацію засобу масової інформації серія КВ № 12132-1016Р). Друкований варіант видання зареєстровано у ISSN Register під номером ISSN 2079-1747.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 28. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2021. – 80 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 28. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2021. – 80 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 21.12.2021, Формат 60×84 ¹/₈. Умов. друк. арк. – 15,1.

Гарнітура *Times New Roman*. Друк цифровий. Наклад 50 прим. Ціна договірна.

ТОВ «Друкарня Мадрид». Свідоцтво серія ДК №4399 від 27.08.2012 р.

м. Харків, вул. Максиміліанівська, 11, тел. 0800-33-67-62