

# Нові рішення у сучасній техніці та технологіях

УДК 622.276.53.05

DOI: 10.31471/1993-9868-2023-1(39)-63-74

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ ЗА ДОПОМОГОЮ СЕНСОРНОГО ВУЗЛА

В. Р. Харун\*, П. М. Райтер, Р. В. Рачкевич, І. І. Шостаківський

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,  
e-mail: viktor.kharun@nung.edu.ua

На нафтовидобувних підприємствах велика увага приділяється діагностуванню наземного (верстат-гойдалка) та глибинного обладнання свердловинної штангової насосної установки. На даний час розвиваються методи інтелектуальної діагностики із застосуванням різноманітних датчиків, які об'єднуються в сенсорні вузли для вимірювання ряду характеристик механізмів і машин. В роботі описано апробацію універсального бездротового сенсорного вузла Steval-MKSBOX1V1 фірми STMicroelectronics (США). Це набір з різноманітних датчиків, акумуляторної батареї та бездротового BLE-інтерфейс, який дозволяє вимірювати характеристики дистанційно. Для дослідження вибрано два датчики – гіроскоп та акселерометр, за допомогою яких вимірювались кінематичні характеристики виконавчого механізму верстата-гойдалки: кутової швидкості та прискорення кривошипа, а також прискорення штангової підвіски. Дослідження проведені на лабораторній установці, яка дозволяє моделювати роботу нафтовидобувної свердловини і складається з верстата-гойдалки СКЗ-1,2-630 та експериментальної свердловини, оснащеної вставним плунжерним насосом діаметром 55 мм, розміщеним на глибині 50 м. Оскільки сенсорний вузол вимірює кутову швидкість та прискорення в тривимірній системі координат, то для створення математичної моделі виконавчого механізму верстата-гойдалки використано метод векторного контура. Оскільки ланки виконавчого механізму рухаються в одній площині, то проведено обробку сигналів датчиків у двох координатах. Порівняння теоретичних розрахунків та експериментальних досліджень показало, що використання припущення щодо постійної кутової швидкості кривошипа, вносить невелику похибку в 3,6 % між середніми значеннями кутової швидкості кривошипа, розрахованими теоретично та за експериментальними даними. Проте відхилення при розрахунку прискорення кривошипа може сягати 24,7 %, що пояснюється застосуванням припущення, що кутове прискорення рівне 0.

Ключові слова: свердловинна штангова насосна установка, акселерометр, гіроскоп, кінематичні характеристики, кривошип, штангова підвіска.

At oil-production enterprises, much attention is paid to the diagnosis of the well rod pump installation's surface and underground equipment. Currently, methods of intelligent diagnostics are being developed, within including the usage of various sensors that are combined into sensor nodes for measuring a number of mechanisms and machines characteristics. The work presents the approbation of the universal wireless sensor node "Steval-MKSBOX1V1" by "STMicroelectronics" (USA), which combines various sensors, a rechargeable battery and a wireless BLE interface that allows the remote parameters measuring. Two sensors a gyroscope and an accelerometer have been chosen for the study. By means of them the kinematic characteristics of the executive mechanism of the swing machine have been measured: the angular velocity and acceleration of the crank, as well as the acceleration of the rod suspension. The research has been performed on a laboratory installation that allows simulating

of an oil production well operation and consists of a SK3-1,2-630 rocking machine and an experimental well, equipped with a plug-in plunger pump, 55 mm in diameter which is located at a depth of 50 m. Since the sensor node measures angular velocity and acceleration in a three-dimensional coordinate system, the vector contour method has been used to create a mathematical model of the executive mechanism of the swing machine. Since the links of the executive mechanism move in one plane, the sensor signals are processed in two coordinates. A comparison of theoretical calculations and experimental studies has been carried out, it showed that the usage of the assumption of a constant angular velocity of the crank introduces a small error of 3.6 % between the average values of the angular velocity of the crank calculated theoretically and according to experimental data. However, the deviation in the calculation of the crank acceleration can reach 24.7 %, which is explained by the usage of the assumption that the angular acceleration is equal to 0.

Key words: borehole rod pump installation, accelerometer, gyroscope, kinematic characteristics, crank, rod suspension.

### Вступ

Технічне діагностування привода свердловинних штангових насосних установок (СШНУ) залишається актуальним завданням, незважаючи на значний об'єм досліджень у цій галузі. Найбільш відомим методом діагностування балансирних приводів, які називають верстатами-гойдалками, залишається метод вимірювання навантаження штангової підвіски шляхом розміщення на ній динамографа з подальшою побудовою динамограм [1].

За допомогою динамограми – графіка залежності зусилля, яке діє на штангову підвіску від її переміщення, визначається технічний стан глибинного насоса [2]. Шляхом приведення зусилля до кривошипа верстата-гойдалки розраховується крутний момент та будується графік його залежності від кута повороту кривошипа. По ньому робиться висновок щодо зрівноваження верстата-гойдалки та даються рекомендації стосовно його покращення [3].

Із застосуванням цього методу кінематичні характеристики виконавчого механізму верстата-гойдалки обчислюються аналітично і використовується припущення, що кутова швидкість кривошипа  $\omega_l = \text{const}$ . В цьому випадку кутове прискорення  $\varepsilon_l = 0$ .

Тому, актуальною задачею є експериментальне вимірювання кінематичних характеристик виконавчого механізму верстата-гойдалки та порівняння їх з теоретичними для оцінки відповідності даного припущення.

### Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій

На нафтовидобувних підприємствах велика увага приділяється діагностуванню наземного та глибинного обладнання СШНУ. Після 100 років практики експлуатації та досліджень різноманітні методи отримують розвиток, особливо з появою можливостей комп'ютерної діагностики. Авторами створюються різноманітні системи діагностування несправностей та

управління СШНУ, на основі якісного і кількісного аналізу. Сучасні методи переходять у стадію інтелектуальної діагностики (наприклад, з використанням онтології) і допомагають створювати бази даних, наповнені основними видами несправностей.

Виділяються 4 стадії діагностування [4]:

- діагностування з використанням наземних динамограм;
- метод діагностування глибинного обладнання з використанням індикаторних глибинних динамограм;
- комп'ютерне діагностування;
- методи діагностування з застосуванням штучного інтелекту.

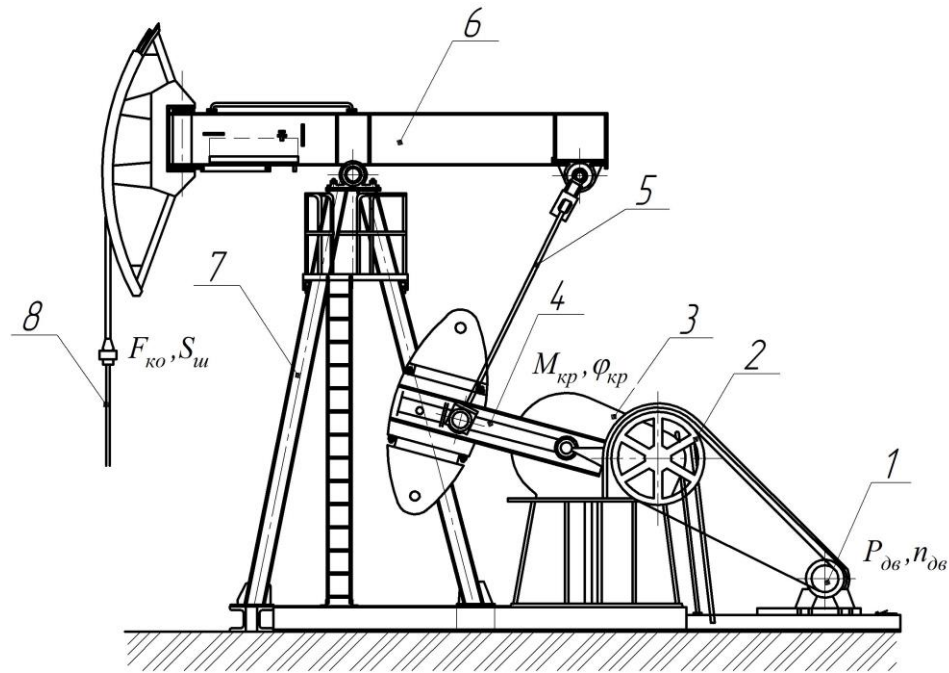
Також використовуються методи діагностування привода за крутним моментом приводного електродвигуна [5].

Широко застосовується вібраційна діагностика станів елементів привода верстата-гойдалки [6], яка базується на вимірюванні характеристик коливних процесів (переміщення, швидкості чи прискорення) та вібрацій, спричинених взаємодією деталей працюючої машини чи механізму. Окремо можна виділити ватметрографічні методи, які ґрунтуються на вимірюванні потужності приводного електродвигуна [7].

В напрямі розвитку вказаних методів діагностування авторами розроблено та запропоновано [8] метод діагностування верстата-гойдалки на основі вимірювання кутової швидкості кривошипа. Але для практичної реалізації методу необхідним є пошук та вибір апаратного забезпечення інформаційно-вимірювальної системи, адекватної поставленому завданню.

### Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

В процесі діагностування обладнання СШНУ більшістю вище перелічених методів для побудови ватметрограм, динамограм чи графіків крутного моменту кривошипного вала необхідно аналітично обчислити або експери-



1 – електродвигун; 2 – шків пасової передачі; 3 – редуктор; 4 – кривошип; 5 – шатун;  
6 – балансир; 7 – стійка; 8 – полірований шток

**Рисунок 1 – Привод СШНУ та його енергетичні та кінематичні параметри**

ментально виміряти певні енергетичні та кінематичні характеристики привода (рис. 1).

Для побудови ватметрограми потрібно вимірювати потужність електродвигуна 1 та її зміну в часі  $P_{дв}(t)$ , для врівноважування верста-та-гойдалки необхідно побудувати залежність зведеного до кривошипа 4 моменту всіх сил та моментів від його кута повороту  $M_{кр}(\varphi_{кр})$ , для побудови динамограми – залежності сили корисного опору, що діє на полірований шток 8 від переміщення штоку  $F_{ко}(S_{ш})$ .

Найчастіше вимірюють кінематичний параметр – переміщення полірованого штоку, який обчислюють з використанням аналітичної моделі або визначають експериментально за показниками динамометрів. Сучасні динамометричні системи реєструють дані у функції часу, тобто відображають варіації навантажень і положень полірованого штоку, але не надають інформації про кути повороту кривошипа під час вимірювання [1]. Динамічні навантаження, викликані зміною швидкості руху ланок СШНУ, знаходять, розраховуючи прискорення відповідних ланок. Визначення швидкостей ланок відбувається аналітичними чи чисельними методами шляхом диференціювання переміщення полірованого штоку  $dS_{ум}/dt$ , або кута повороту кривошипа  $d\varphi_{кр}/dt$ .

Прискорення розраховують, диференціюючи швидкості або кутові швидкості ланок, тобто  $d^2 S_{ум}/dt^2$  чи  $d^2 \varphi_{кр}/dt^2$ .

На даний час у техніці знаходять широке застосування акселерометри – пристрої, які використовуються в багатьох галузях промисловості: авіаційних бортових системах керування літаків, навігаційних системах ракет [9], кораблів та підводних човнів; у промислових системах контролю вібрацій верстатів, виробничих ліній та агрегатів. В автомобілях за їх допомогою працюють відеореєстратори, системи розгортання подушок безпеки, антиблокувальні системи гальм, системи курсової стійкості, адаптивні підвіски, адаптивний круїз-контроль тощо. Акселерометри використовують при експлуатації сільськогосподарських машин [10], що дає змогу відслідковувати зміну параметрів мобільного агрегату на його динамічну стабільність під час руху. Одне з останніх оновлень дорожньої техніки фірми Caterpillar – ґрунтові катки – від машин попереднього покоління відрізняються збільшеним статичним і лінійним навантаженням та бортовою системою контролю ступеня ущільнення матеріалу, яка працює на базі використання акселерометра [11]. Широко використовуються акселерометри для контролю режимів руху робототехніки [12].

Застосування акселерометрів для вимірювання кінематичних параметрів загалом та прискорення зокрема може допомогти визначати динамічні навантаження безпосередньо, а не за допомогою розрахунків.

**Мета та завдання досліджень**

Для отримання інформації щодо характеристик привода використано універсальний бездротовий сенсорний вузол Steval-MKSBOX1V1 фірми STMicroelectronics (США). Це набір давачів, акумуляторна батарея та бездротовий BLE-інтерфейс об'єднані в одному корпусі [13].

Давачі сенсорного вузла Steval-MKSBOX1V1:

– температурний сенсор (STTS751), в якому можна виставляти діапазон вимірювання температури від -40 до +125 °С;

– шестиосьові інерційні давачі MEMS на основі мікросхеми LSM6DSOX інерційного вимірювального пристрою, що містить цифровий 3D акселерометр та цифровий 3D гіроскоп високої продуктивності та низького споживання електроенергії (0,55 мА), що забезпечує постійний моніторинг об'єкту в режимі мінімального енергоспоживання;

– LSM6DSOX вимірює прискорення в одиницях g – сталої прискорення вільного падіння; діапазон вимірювання складає  $\pm 2g$ ,  $\pm 4g$ ,  $\pm 8g$ ,  $\pm 16g$  та кутовий діапазон обертання  $\pm 150$ ,  $\pm 250$ ,  $\pm 500$ ,  $\pm 1000$ ,  $\pm 2000$  dps;

– триосьові акселерометри (LIS2DW12 та LIS3DHH), які забезпечують діапазон вимірювання прискорення  $\pm 2g$ ,  $\pm 4g$ ,  $\pm 8g$ ,  $\pm 16g$  та мають вбудовану функцію пробудження Wake-up та вбудовані фільтри верхніх та нижніх частот. Акселерометр LIS2DW12 може працювати в режимі відносного зміщення, який дозволяє задати нульову точку відліку для будь-якого розміщення давача в просторі. Акселерометр LIS3DHH створений спеціально для використання в інклінометрах – приладах які дозволяють вимірювати кути нахилу. Він має лише один діапазон вимірювання  $\pm 2,5$  g і може працювати в діапазоні температур від -40 до +125 °С;

– триосьовий магнітометр LIS2MDL, який дозволяє вимірювати магнітне поле Землі в трьох вимірах вздовж осей X,Y,Z, напрямком яких співпадає з відповідними осями акселерометра LIS2DW12. Він надає магнітні векторні координати Землі відносно місцевої системи координат. Цю інформацію він отримує від давача кута нахилу, аналогічного до акселерометра. Коли відсутній рух, то давач вимірює кут нахилу відносно вектора сили тяжіння землі.

– давач атмосферного тиску LPS22HH – це мініатюрний інтегральний давач абсолютного тиску, який працює як цифровий барометр з діапазоном вимірювання від 260 до 1260 гПа, може працювати в діапазоні температур від -40 до +85 °С.

– мікрофон MP23ABS1 – високоефективний MEMS давач з аналоговим виходом, чутливий елемент якого, здатний виявляти акустичні хвилі, виготовлений за допомогою спеціального процесу мікрообробки кремнію для створення аудіодавачів.

– сенсор рівня вологості HTS221 вимірює рівня вологості за допомогою чутливого елемента - інтегрального конденсатора, емність якого залежить від вологості повітря.

Визначимо **мету дослідження**: розробити математичну модель та провести експериментальні дослідження кінематичних характеристик виконавчого механізму верстата-гойдалки.

Для цього потрібно вирішити такі **завдання**:

– оцінити, які експлуатаційні характеристики є важливими для проведення діагностування верстата-гойдалки;

– провести порівняльну оцінку кінематичних характеристик, вимірюваних сенсорним вузлом та розрахованих за допомогою математичної моделі СШНУ.

**Висвітлення основного матеріалу дослідження**

Здатність сенсорного вузла вимірювати температуру, рівень вологості повітря та атмосферний тиск можна використати для дослідження впливу цих факторів навколишнього середовища на інтенсивність насичення водою оливи редуктора верстата-гойдалки [14].

Наявність мікрофона та його можливість вимірювання акустичних хвиль, тобто шумів, пов'язаних з роботою механічних передач привода СШНУ можна використати для виявлення дефектів в їх роботі. Так, наприклад, проковзування паса в пасовій передачі в результаті зростання навантаження привода чи недостатнього натягу, або наближення його терміну експлуатації до граничного може супроводжуватись свистом.

Наявність механічних стуків під час обертання зубчатих коліс редуктора може свідчити про порушення рівноваги.

Акселерометр та гіроскоп дозволяють експериментально визначити кінематичні характеристики ланок виконавчого механізму верстата-гойдалки.

Авторами виконано експериментальні дослідження щодо можливості використання триосьового акселерометра LIS2DW12 для визначення прискорення ланок виконавчого механізму верстата-гойдалки. З цією метою оцінено розміщення осей вимірювання сенсорного вузла для прийняття рішення щодо його подальшого розміщення на деталях верстата-гойдалки (рис. 2).

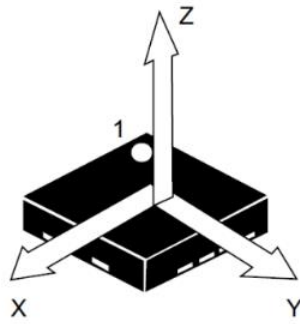


Рисунок 2 – Орієнтація осей координат сенсорного вузла відносно мікросхеми

Дослідження виконані на лабораторній установці, яка дозволяє моделювати роботу нафтовидобувної свердловини і складається з верстата-гойдалки СК3-1,2-630 та експериментальної свердловини, оснащеної вставним плунжерним насосом діаметром 55 мм, розміщеним на глибині 50 м.

Оскільки сенсорний вузол вимірює прискорення в проекціях на осі X, Y, Z просторової системи координат, то для створення математичної моделі виконавчого механізму верстата-гойдалки доцільно скористатись методом векторного контуру, який дозволяє аналітично розрахувати кінематичні параметри в цій же системі [15].

Математична модель також дозволить оцінити необхідний діапазон вимірювання прискорення ланок верстата-гойдалки. При цьому застосуємо її для аналітичного розрахунку кінематичних характеристик в проекціях на осі X, Y, оскільки ланки виконавчого механізму верстата-гойдалки рухаються в цій площині.

Суть методу векторного контуру полягає в тому, що ланки виконавчого механізму замінюються векторами (рис. 3).

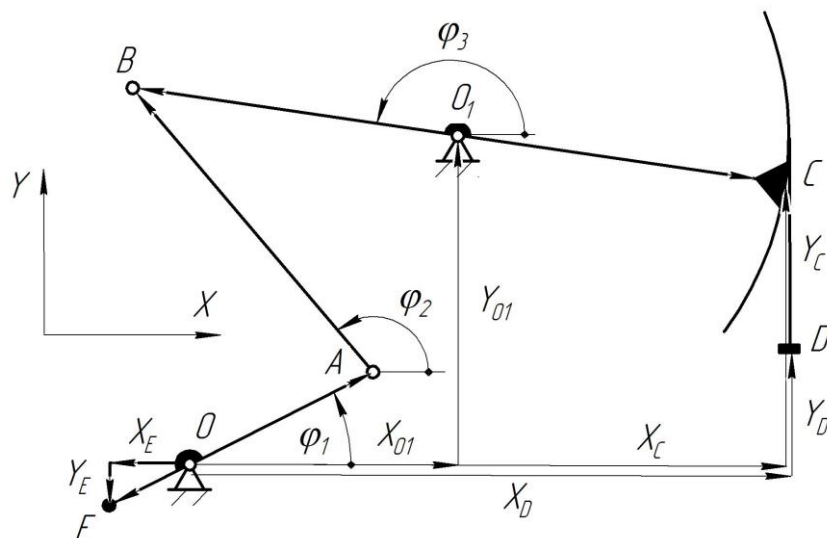


Рисунок 3 – Розрахункова схема виконавчого механізму верстата-гойдалки

Відстань між стійками  $OO_1$  зручно розкласти на два вектори  $X_{O1}, Y_{O1}$ .

Розглядаємо векторний контур  $OABO_1X_{O1}Y_{O1}$ .

$$\vec{l}_{OA} + \vec{l}_{AB} = \vec{X}_{O1} + \vec{Y}_{O1} + \vec{l}_{BO1} \quad (1)$$

Проектуємо рівняння (1) на осі X та Y

$$\begin{cases} l_{OA} \cdot \cos \varphi_1 + l_{AB} \cdot \cos \varphi_2 = X_{O1} + l_{BO1} \cdot \cos \varphi_3 \\ l_{OA} \cdot \sin \varphi_1 + l_{AB} \cdot \sin \varphi_2 = Y_{O1} + l_{BO1} \cdot \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (2)$$

Диференціюючи рівняння (2) за часом  $t$  отримуємо залежність для визначення кутових швидкостей  $\omega_2, \omega_3$ .

$$\begin{cases} -l_{OA} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} - l_{AB} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} = -l_{BO1} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{dt}; \\ l_{OA} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + l_{AB} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} = l_{BO1} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{dt}. \end{cases} \quad (3)$$

В рівнянні (3)

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \text{ – кутова швидкість кривошипа}$$

$l_{OA}$ ;

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2 \text{ – кутова швидкість шатуна } l_{AB};$$

$$\frac{d\varphi_3}{dt} = \omega_3 \text{ – кутова швидкість коромисла}$$

$l_{BO1}$ .

Розв'язуючи систему рівнянь (3), визначимо залежність кутових швидкостей  $\omega_2, \omega_3$  від кутової швидкості  $\omega_1$ .

Для зручності перепишемо рівняння (3) в такому вигляді:

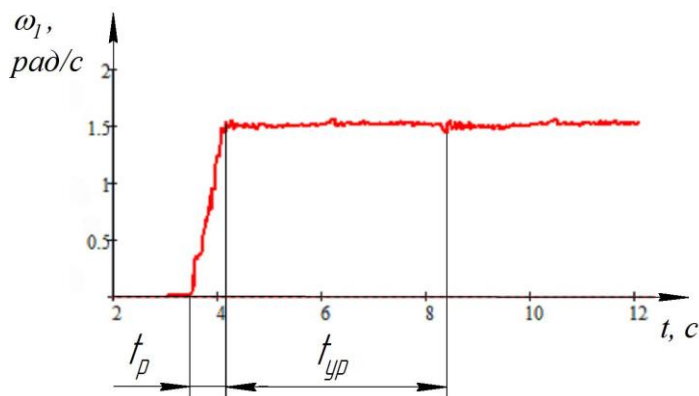
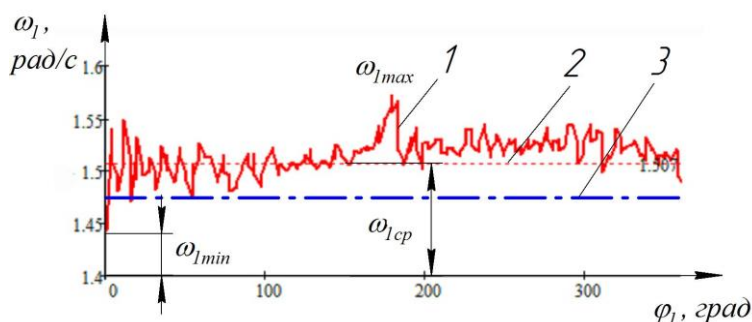


Рисунок 4 – Зміна кутової швидкості кривошипа (тахограма) від моменту пуску верстата-гойдалки



1 – експериментально заміряна кутова швидкість;  
2 – середнє значення кутової швидкості, розрахованої за експериментальними даними;  
3 – теоретично розрахована середня кутова швидкість

Рисунок 5 – Порівняння експериментально визначеної та теоретичної кутової швидкості кривошипа

$$\begin{cases} -l_{OA} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1 - l_{AB} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2 = \\ \quad = -l_{BO1} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3; \\ l_{OA} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1 + l_{AB} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2 = \\ \quad = l_{BO1} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3. \end{cases} \quad (4)$$

Диференціюючи систему (4) за часом  $t$  отримаємо рівняння для визначення кутових прискорень  $\varepsilon_2$  та  $\varepsilon_3$

$$\begin{cases} -l_{OA} \cdot (\cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + \sin \varphi_1 \cdot \varepsilon_1) - \\ \quad - l_{AB} \cdot (\cos \varphi_2 \cdot \omega_2^2 + \sin \varphi_2 \cdot \varepsilon_2) = \\ \quad = -l_{BO1} \cdot (\cos \varphi_3 \cdot \omega_3^2 + \sin \varphi_3 \cdot \varepsilon_3); \\ l_{OA} \cdot (-\sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + \cos \varphi_1 \cdot \varepsilon_1) + \\ \quad + l_{AB} \cdot (-\sin \varphi_2 \cdot \omega_2^2 + \cos \varphi_2 \cdot \varepsilon_2) = \\ \quad = l_{BO1} \cdot (-\sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 + \cos \varphi_3 \cdot \varepsilon_3). \end{cases} \quad (5)$$

Теоретично середню кутову швидкість кривошипа  $\omega_1$  можна розрахувати, знаючи номінальні оберти вала електродвигуна

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot i_{nn} \cdot i_{ред}}, c^{-1}, \quad (6)$$

де  $n_{дв}$  – оберти вала електродвигуна,  $xv^{-1}$ ;  
 $i_{nn}$  – передавальне число пасової передачі;  
 $i_{ред}$  – передавальне число редуктора.

Аналізуючи технічний стан верстата-гойдалки, кінематичні та силові характеристики будують в залежності від кута повороту кривошипа. З цією метою виділяється 1 цикл усталеного руху – один оберт кривошипа. Щоб виділити цикл усталеного руху, використовується тахограма – графік залежності кутової швидкості кривошипа верстата-гойдалки від моменту запуску двигуна (рис. 4).

За тахограмою визначається час розгону  $t_p$  та початок усталеного руху.

Розрахунок часу усталеного руху за тахограмою відбувається наближено, оскільки виділити характерні зміни графіка кутової швидкості на початку та в кінці циклу усталеного руху досить важко.

Так, на рисунку 5 наведено графік кутової швидкості кривошипа, отриманий за експериментальними значеннями, приведені до кута повороту кривошипа, після виділення часу усталеного руху.

Визначати час усталеного руху набагато зручніше, використовуючи графік прискорення, яке вимірюється трьохосьовим акселерометром, який входить до складу сенсорного вузла.

Під час вимірювання прискорення кривошипа за допомогою сенсорного вузла також отримуємо дві складові прискорення, пов'язані з віссю координат сенсорного вузла (рис. 6), направлені відповідно вздовж та перпендикулярно до кривошипа  $l_{OA}$ .

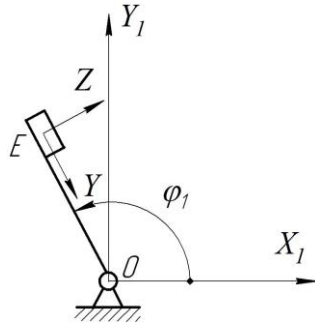


Рисунок 6 – Осі координат т. E сенсорного вузла, вздовж яких вимірюють прискорення

Особливістю виконання замірів прискорення є те, що трьохосьовий акселерометр LIS2DW12 вимірює прискорення в одиницях  $g$ -прискорення вільного падіння. Тому перед початком вимірювання на рухомому об'єкті необхідно визначити дійсне значення цієї сталої. Згідно із заявленими характеристиками виробника при нерухомому сенсорному вузлі початкове значення сигналу має складати  $1mg$ , проте в залежності від регіону планети воно може незначно відхилитись від 1. В нашому випадку початкове значення склало  $0,983mg$ . Тому при проведенні вимірювань враховувалось відхилення прискорення не від "0", а від початкового значення нерухомого сенсорного вузла.

Вимірювання прискорення за допомогою сенсорного вузла дозволяє не тільки точно визначити середнє значення кутової швидкості кривошипа, а й середнє і миттєве значення прискорення, та порівняти його з теоретично роз-

рахованим. Для цього вимірюється значення прискорення за кілька обертів кривошипа, і характер його зміни дозволяє виділити час усталеного циклу навантаження верстатогойдалки (рис. 7). Причому розрахувати час усталеного руху (одного оберту кривошипа) можна як за максимальним, так і за мінімальним значеннями прискорення

$$t_y = t_2 - t_1, \quad (7)$$

де  $t_1$  – час початку циклу усталеного руху, с;

$t_2$  – час кінця циклу усталеного руху, с.

Середнє значення кутової швидкості кривошипа розраховується з врахуванням часу усталеного руху

$$\omega_{1c} = \frac{2 \cdot \pi}{t_y}, \text{ с}^{-1}. \quad (8)$$

Середнє значення кутової швидкості кривошипа розраховане за часом усталеного руху є більш точне, ніж розраховане за формулою (6), оскільки кутова швидкість розраховується за дійсними обертами двигуна, а не номінальними.

Експериментальнє значення середньої кутової швидкості розраховується за максимальними та мінімальними значеннями та порівнюється з теоретично розрахованим (див.рис.5)

$$\omega_{1cp} = \frac{\omega_{1max} + \omega_{1min}}{2} = \frac{1.572 + 1.441}{2} = 1.507, \text{ с}^{-1}. \quad (9)$$

Порівнюється відхилення між середніми значеннями кутової швидкості кривошипа, розрахованими теоретично та за експериментальними даними

$$\Delta\omega_{1cp} = \frac{\omega_{1cp}^{теор} - \omega_{1cp}^{експ}}{\omega_{1cp}^{теор}} \cdot 100\% = \frac{1,507 - 1,454}{1,454} \cdot 100\% = 3.6\%, \quad (10)$$

що є досить хорошим результатом.

Системи рівнянь (4) та (5) будуть мати розв'язок в тому випадку, якщо відомі кутова швидкість кривошипа  $\omega_1$  та його кутове прискорення  $\varepsilon_1$ .

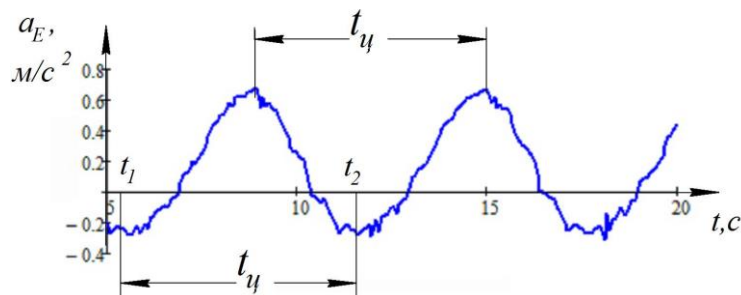


Рисунок 7 – Виділення циклу усталеного руху за вимірянним прискоренням кривошипа

Їх дійсні значення можна отримати, вимірюючи кутову швидкість та прискорення кривошипа, розміщуючи на ньому сенсорний вузол (рис. 8).



1 – сенсорний вузол; 2 – кривошип

**Рисунок 8 – Розміщення сенсорного вузла на кривошипі верстата-гойдалки**

Теоретично прискорення кривошипа в т.  $E$ , де розміщується сенсорний вузол, можна визначити, розглянувши векторний контур  $OX_EY_E$ .

$$\vec{l}_{OE} = \vec{X}_E + \vec{Y}_E. \quad (11)$$

Проектуємо рівняння (7) на осі  $X$  та  $Y$

$$\begin{cases} l_{OE} \cdot \cos(\varphi_1 + 180^0) = X_E \\ l_{OE} \cdot \sin(\varphi_1 + 180^0) = Y_E \end{cases}. \quad (12)$$

Диференціюємо систему рівнянь (12) за часом  $t$  і отримуємо залежність для визначення проєкцій швидкості т.  $E$  від кутової швидкості кривошипа  $\omega_1$

$$\begin{cases} -l_{OE} \cdot \sin(\varphi_1 + 180^0) \cdot \omega_1 = V_{XE} \\ l_{OE} \cdot \cos(\varphi_1 + 180^0) \cdot \omega_1 = V_{YE} \end{cases}. \quad (13)$$

Диференціюємо систему рівнянь (13) за часом  $t$  і отримуємо залежність для визначення проєкцій прискорення т.  $E$  від кутового прискорення кривошипа  $\varepsilon_1$

$$\begin{cases} -l_{OE} \cdot \cos(\varphi_1 + 180^0) \cdot \omega_1^2 - \\ -l_{OE} \cdot \sin(\varphi_1 + 180^0) \cdot \varepsilon_1 = a_{XE}; \\ -l_{OE} \cdot \sin(\varphi_1 + 180^0) \cdot \omega_1^2 + \\ + l_{OE} \cdot \cos(\varphi_1 + 180^0) \cdot \varepsilon_1 = a_{YE}. \end{cases} \quad (14)$$

Тоді абсолютне значення прискорення т.  $E$  розміщення сенсорного вузла буде визначатись як

$$a_E = \sqrt{(a_{XE}^2) + (a_{YE}^2)}. \quad (15)$$

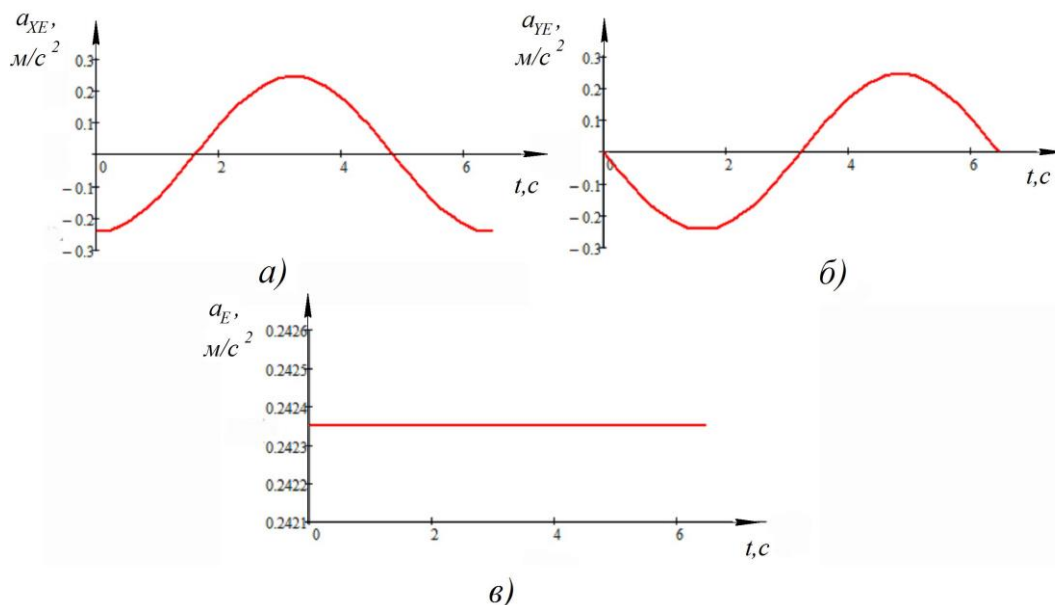
Для проведення інженерних розрахунків, в першому наближенні кутову швидкість кривошипа приймають як  $\omega_1 = \text{const}$ . В цьому випадку кутове прискорення  $\varepsilon_1 = 0$ , оскільки

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt}. \quad (16)$$

Тоді система рівнянь (14) спрощується:

$$\begin{cases} -l_{OE} \cdot \cos(\varphi_1 + 180^0) \cdot \omega_1^2 = a_{XE} \\ -l_{OE} \cdot \sin(\varphi_1 + 180^0) \cdot \omega_1^2 = a_{YE} \end{cases}. \quad (17)$$

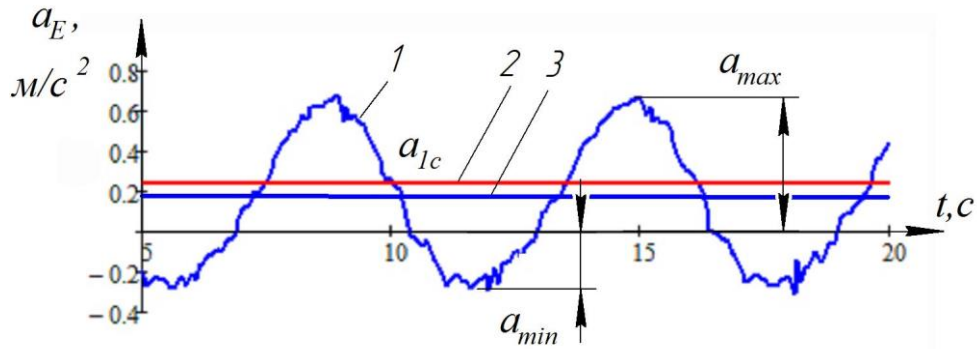
На рисунку 9 наведено графічні залежності зміни складових прискорень  $a_{XE}$ ,  $a_{YE}$  та абсолютного прискорення  $a_E$ , розрахованих теоретично при умові, що  $\omega_1 = \text{const}$ .



а) – проєкції прискорення на вісь  $X$ ; б) – проєкції прискорення на вісь  $Y$ ; в) – абсолютне прискорення

**Рисунок 9 – Теоретичні графіки прискорення т.  $E$  розміщення сенсорного вузла**





1 – графік прискорення кривошипа, визначений експериментально;  
2 – середнє значення прискорення, розрахованого аналітично з умови  $\omega_1 = \text{const}$ ;  
3 – середнє значення прискорення, розраховане за експериментальними значеннями

**Рисунок 10 – Порівняння теоретичного та дійсного прискорення**

Як видно з рисунка 9, хоча складова прискорення  $a_{XE}$  змінюється за законом косинуса, а складова прискорення  $a_{YE}$  за законом синуса, результуюче абсолютне прискорення є постійним і складає  $0,24235 \text{ м/с}^2$ . Його значення розраховано для середньої кутової швидкості обертання кривошипа  $\omega_1 = 1,047 \text{ рад/с}$ , яка відповідає його частоті обертання  $10 \text{ хв}^{-1}$ .

Середнє прискорення розраховується за максимальними та мінімальними значеннями та порівнюється з теоретично розрахованим (рис. 10):

$$a_{1c} = \frac{a_{1max} + a_{1min}}{2}, \text{ м/с}^2. \quad (18)$$

Відповідно до рис. 10 відхилення між середніми значеннями прискорення кривошипа, розрахованими теоретично та за експериментальними даними, складає

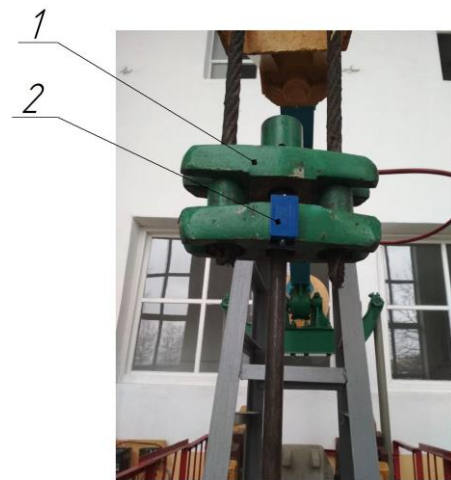
$$\Delta a_{1c} = \frac{a_{1c}^{теор} - a_{1c}^{експ}}{a_{1c}^{теор}} \cdot 100\% = \frac{0,242 - 0,194}{0,194} \cdot 100\% = 24.7\% . \quad (19)$$

Тобто похибка є значною, що можна пояснити впливом припущення, що  $\varepsilon_1 = 0$ , при теоретичному розрахунку прискорення.

Ще одним важливим вузлом, з точки зору визначення динамічних складових навантаження, є штангова підвіска. Розміщення сенсорного вузла при вимірюванні її прискорення демонструє рисунок 11.

На рисунку 12 наведено графік прискорення штангової підвіски, виміряний сенсорним вузлом та розрахований теоретично.

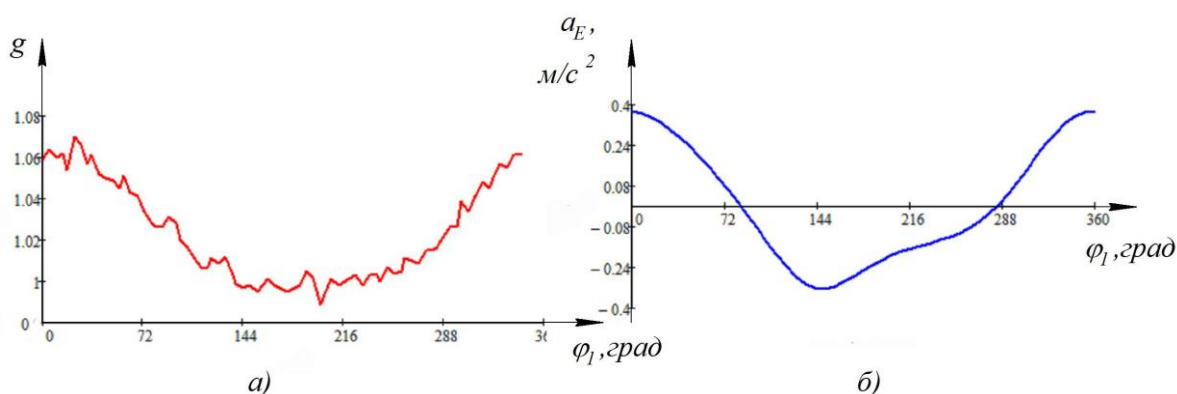
Експериментальне вимірювання прискорення за допомогою давачів-акселерометрів наведено на рисунку 12, а. Акселерометр вимірює прискорення в одиницях g (сталого прискорення вільного падіння), яке на графіку відкла-



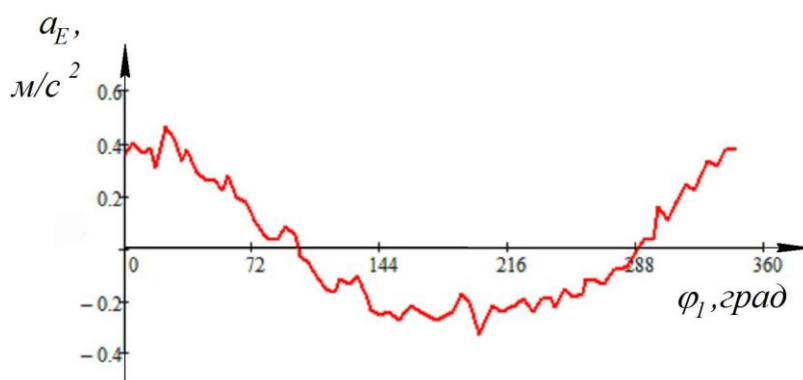
1 – штангова підвіска; 2 – сенсорний вузол

**Рисунок 11 – Розміщення сенсорного вузла на підвісці штанг верстата-гойдалки**

дено вздовж осі ординат, значення сигналу прискорення вимірюється з кроком 90 мс, що дозволяє вздовж осі абсцис відкласти час. Як видно, при безпосередньому зчитуванні результатів вимірювання акселерометром, на графіку відсутня зміна знаку прискорення, оскільки давач вимірює відхилення прискорення відносно нульового значення. Згідно з теоретичними розрахунками відповідно до математичної моделі, описаної вище, прискорення змінює знак (рис. 12, б), оскільки першу частину робочого циклу штангова підвіска рухається вниз, а другу – вгору. Тому перед його вимірюванням та побудовою експериментальної кривої прискорення необхідно вимірювати “нульове” значення прискорення при нерухомій штанговій підвісці. В нашому випадку “нульове” значення складало  $1,023 \text{ mg}$ . Тоді кінцеве значення прискорення при вимірюванні акселерометром буде визначатися як:



а) – прискорення, виміряне сенсорним вузлом; б) – прискорення, розраховане теоретично  
**Рисунок 12 – Порівняння експериментально визначеного та теоретично розрахованого прискорення штангової підвіски**



**Рисунок 13 – Графік прискорення штангової підвіски, побудований з врахуванням “0” акселерометра**

$$a_{Ei}^k = (a_{Ei}^d - a_{E0}^d) \cdot g \cdot 10^{-3}, \quad m/s^2, \quad (20)$$

де  $a_{Ei}^d$  – вимірюваний сигнал давача в  $i$ -й точці,  $mg$ ;

$a_{E0}^d$  – “нульове” значення сигналу акселерометра, виміряне при нерухомій штанговій підвісці,  $mg$ ;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $m/s^2$ .

Експериментальний графік з врахуванням “0” акселерометра наведено на рисунку 13.

Таким чином, діагностування технічного стану верстата-гойдалки тісно пов’язане з визначенням кінематичних характеристик виконавчого механізму. Їх експериментальне вимірювання дозволяє проводити порівняння відповідності розрахунків та математичної моделі.

Розміщення сенсорного вузла на кривошипі відбувається впродовж кількох секунд і не вимагає тривалої зупинки верстата-гойдалки, на відміну від існуючого динамографічного чи ватметрографічного методів.

Динамографічний метод, який найширше використовується при діагностуванні стану

глибинного обладнання, безпосередньо не вимірює зрівноваження верстата-гойдалки. Перевагою діагностування за кутовою швидкістю є те що, якість зрівноваження впливає на відхилення кутової швидкості відносно її середнього значення, яку фіксує сенсорний вузол. Порівнюючи графіки кутової швидкості, заміряні при зрівноваженому приводі верстата-гойдалки та впродовж його експлуатації, можна діагностувати порушення зрівноваження.

Вимірювання кутової швидкості та прискорення шляхом розміщення сенсорного вузла на кривошипі, та проведення періодичного запису цих кінематичних характеристик в пам’ять сенсорного вузла, або дистанційне вимірювання їх значень через WI-FI зв’язок дозволить оцінити зміну навантаження верстата-гойдалки. Це важливо при періодичному режимі експлуатації нафтової свердловини, коли зниження динамічного рівня приводить до зміни навантаження, а опускання рівня рідини до прийому насоса може призвести до зриву подачі.

## Висновки

Розроблено математичну модель, яка дозволяє зіставляти теоретичні та експериментальні результати, з врахуванням того, що давачі сенсорного вузла вимірюють характеристики в просторовій системі координат.

Давачі, які входять в сенсорний вузол, проводять вимірювання прискорення в одиницях g, а кутову швидкість – в град/с, що вимагає доопрацювання при зіставленні з теоретичними розрахунками.

Встановлено, що припущення щодо постійної кутової швидкості кривошипа вносить невелику похибку (в 3,6 %) між середніми значеннями кутової швидкості кривошипа розрахованими теоретично та визначеними за експериментальними даними. Проте, відхилення у розрахунках прискорення кривошипа може сягати 24,7 %, що пояснюється застосуванням припущення, що кутове прискорення рівне нулю.

## Література

- Gabor Takacs, Laszlo Kis, Adam Koncz. The calculation of gearbox torque components on sucker-rod pumping units using dynamometer card data. *J Petrol Explor Prod Technol.* 2016. No 6. P. 101–110. DOI: 10.1007/s13202-015-0172-z.
- Заміховський Л.М., Ровінський В.А., Євчук О.В. Діагностика технічного стану штангових глибинно-насосних установок : монографія. Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2006. 308 с.
- Kharun V., Dzhus A., Gladj I., Raiter P., Yatsiv T., Hedzyk N., Hryhoruk O., Kasatkin S. improvement the method of evaluation and correction of balancing of sucker rod pump unit drives. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. Vol 6/7(96). P. 40-46.
- Peng Cheng, Yan Jian. Application of Ontology to Knowledge Management of Sucker-rod Pumping System Fault Diagnosis. *Journal of Automation and Control Engineering.* June 2013. Vol. 1, No. 2. P. 126-131. DOI: 10.12720/joace.1.2.126-131
- Борин В.С., Калюжний Б.С., Маляр А.В., Головач І.Р. Діагностика стану обладнання глибиннонасосної установки за моментом приводного двигуна. *Методи та прилади контролю якості.* 2007. № 19. С. 9-12.
- Копей Б. В., Заміховський Л. М., Євчук О. В., Стефанишин О. І., Копей В. Б. Вібраційна діагностика технічного стану редукторів верстатів-гойдалок. *Нафтогазова енергетика.* 2008. № 1(6). С. 60-65.
- Ровінський В.А. Вимірювач потужності привода верстатів-качалок. *Методи та прилади контролю якості.* 2002. № 9. С.57-59.
- Харун В.Р., Райтер П.М., Гладь І.М. Моніторинг технічного стану СШНУ на основі дистанційного контролю зміни кутової швидкості кривошипа. *Неруйнівний контроль та технічна діагностика: матеріали VIII Міжнар. наук.-техн. конф. 22-24 листоп. 2016 р. Київ, 2016. С.85-88.*
- Черняк М.Г. Забезпечення заданої точності вимірювань лінійного прискорення польоту ракети. *Космічна наука і технологія.* 2018. Т. 24. № 6(115). С 3-15. DOI: <https://doi.org/10.15407/knit2018.06.003>
- Артёмов М.П., Аюбов А.М. Використання сучасних пристроїв для контролю динаміки мобільних сільськогосподарських агрегатів. *Інженерія природокористування.* 2017. № 2(8). С.78-83.
- Огляд нової дорожньої техніки CAT. URL: <https://zeppelin.ua/blog/ohlyad-novoyi-dorozhnoyi-tekhniky-cat/> (дата звернення: 2.02.2023)
- Рудик А.В., Лісовець Н.І. Акселерометри для мобільної робототехніки – огляд сучасного стану та класифікація. *Вісник інженерної академії наук.* 2018. № 4. С.178-189.
- SensorTile. box wireless multi sensor development kit with user friendly app for IoT and wearable sensor applications. URL: <https://www.st.com/en/evaluation-tools/steval-mksbox1v1.html> (дата звернення: 12.03.2023)
- Шостаківський І.І., Харун В.Р. Механізми та наслідки обводнення мастильних олиव у трансмісіях штангових свердловинних насосних установок. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2021. № 1(50). С. 7-15. DOI: 10.31471/1993-9965-2021-1(50)-7-15
- Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Підручник. Київ: Наукова думка, 2002. 660 с.

## References

- Gabor Takacs, Laszlo Kis, Adam Koncz. The calculation of gearbox torque components on sucker-rod pumping units using dynamometer card data. *J Petrol Explor Prod Technol.* 2016. No 6. P. 101–110. DOI: 10.1007/s13202-015-0172-z.
- Zamikhovskiy L.M., Rovinskyi V.A., Yevchuk O.V. Diahnostyka tekhnichnoho stanu shtanhovykh hlybynno-nasosnykh ustanovok : monohrafiia. Ivano-Frankivsk: Symfoniia forte, 2006. 308 p. [in Ukrainian]

3. Kharun V., Dzhus A., Gladj I., Raiter P., Yatsiv T., Hedzyk N., Hryhoruk O., Kasatkin S. improvement the method of evaluation and correction of balancing of sucker rod pump unit drives. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. Vol 6/7(96). P. 40-46.
4. Peng Cheng, Yan Jian. Application of Ontology to Knowledge Management of Sucker-rod Pumping System Fault Diagnosis. *Journal of Automation and Control Engineering*. June 2013. Vol. 1, No. 2. P. 126-131. DOI: 10.12720/joace.1.2.126-131
5. Boryn V.S., Kaliuzhnyi B.S., Maliar A.V., Holovach I.R. Diahnostyka stanu obladnannia hlybynonasosnoi ustanovky za momentom pryvodnoho dyvhuna. *Metody ta prylady kontroliu yakosti*. 2007. No 19. P. 9-12. [in Ukrainian]
6. Kopei B. V., Zamikhovskiy L. M., Yevchuk O. V., Stefanyshyn O. I., Kopei V. B. Vibratsiina diahnostyka tekhnichnoho stanu reduktoriv verstativ-hoidalok. *Naftohazova enerhetyka*. 2008. No 1(6). P. 60-65. [in Ukrainian]
7. Rovinskyi V.A. Vymiriuvach potuzhnosti pryvoda verstativ-kachalok. *Metody ta prylady kontroliu yakosti*. 2002. No 9. P. 57-59. [in Ukrainian]
8. Kharun V.R., Raiter P.M., Hlad I.M. Monitorynh tekhnichnoho stanu SShNU na osnovi dystantsiinoho kontroliu zminy kutovoi shvydkosti kryvoshypa. Neruinivnyi kontrol ta tekhnichna diahnostyka: materialy VIII Mizhnar. nauk.-tekhn. konf. 22-24 .11.2016. Kyiv, 2016. P. 85-88. [in Ukrainian]
9. Cherniak M.H. Zabezpechennia zadanoi tochnosti vymiriuvan liniinoho pryskorennia polotu rakety. *Kosmichna nauka i tekhnolohiia*. 2018. Vol 24. No 6(115). P. 3-15. DOI: <https://doi.org/10.15407/knit2018.06.003> [in Ukrainian]
10. Artomov M.P., Aiubov A.M. Vykor?stannia suchasnykh prystroiv dlia kontroliu dynamiky mobilnykh silskohospodarskykh ahrehativ. *Inzheneriia Pryrodokorystuvannia*. 2017. No 2(8). P. 78-83. [in Ukrainian]
11. Ohliad novoi dorozhnoi tekhniky CAT. URL: <https://zeppelin.ua/blog/ohlyad-novoyi-dorozhnoyi-tekhniky-cat/> (data zvernennia: 2.02.2023) [in Ukrainian]
12. Rudyk A.V., Lisovets N.I. Akselerometry dlia mobilnoi robototekhniky – ohliad suchasnoho stanu ta klasyfikatsiia. *Visnyk inzhenernoi akade?-ii nauk*. 2018. No 4. P. 178-189. [in Ukrainian]
13. SensorTile. box wireless multi sensor development kit with user friendly app for IoT and wearable sensor applications: URL: <https://www.st.com/en/evaluation-tools/steval-mksbox1v1.html> (data zvernennia: 12.03.2023)
14. Shostakivskiy I.I., Kharun V.R. Mekhanizmy ta naslidky obvodnennia mastylnykh olyv u transmisiiakh shtanhovykh sverdlovynnykh nasosnykh ustanovok. *Naukovyi visnyk IFNTUNH*. 2021. No 1(50). P. 7-15. DOI: 10.31471/1993-9965-2021-1(50)-7-15 [in Ukrainian]
15. Kinytskyi Ya.T. Teoriia mekhanizmiv i mashyn: Pidruchnyk. Kyiv: Naukova dumka, 2002. 660 p. [in Ukrainian]