

**РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ШТАНГОВОЇ
НАФТОВИДОБУВНОЇ ГЛИБИННОПОМПОВОЇ УСТАНОВКИ**

A method for determining the laws of variation of electrical and mechanical parameters of the sucker rod oil pumping unit electric drive in stationary operating modes is proposed. The algorithm relies on the highly adequate mathematical model of the pumping unit and the asynchronous motor, which allows identification of the operating parameters of the unit both on the basis of the pump dynamometer card and on the basis of measuring electrical values.

Keywords: *oil pumping unit, mathematical model, parameters identification, dynamogram.*

Запропоновано метод визначення законів зміни електричних та механічних параметрів електроприводу штангової нафтовидобувної установки в ustalених режимах роботи. В основу алгоритму покладено математичну модель верстата-гойдалки та асинхронного двигуна високого рівня адекватності, що дає змогу ідентифікувати параметри роботи установки як на основі динамограми роботи помпи, так і на основі вимірювання електричних величин.

Ключові слова: *нафтовидобувна установка, математична модель, ідентифікація параметрів, динамограма.*

Технологічний процес видобування нафти штанговими глибиннопомповими установками (ШГПУ) неможливий без надійних систем контролю та керування [1–5, 7]. Попередження аварійних ситуацій, а також встановлення раціональних режимів експлуатації свердловин як у режимі неперервної, так і періодичної їх роботи потребує постійної діагностики стану глибиннопомпового обладнання. Нафтовидобувні установки родовища розміщені на великій території, а це зумовлює необхідність застосування діагностування і керування функціонуванням усіх свердловин з диспетчерського пункту. Для автоматичного керування необхідно неперервно отримувати інформацію про всі контрольовані параметри встановленого на родовищі обладнання. Практика свідчить, що надійний контроль і автоматизація дають змогу підвищити ефективність видобування нафти і значно скоротити простої обладнання, зменшити або й виключити аварійні ситуації та скоротити витрати на ремонт. Застосування автоматизованих систем діагностики та керування є основою переходу на інтелектуальні системи керування [2].

Суть проблеми. ШГПУ складається із помпи, колони труб, колони штанг, верстата-гойдалки, електродвигуна і пуско-регулювальної апаратури. Виконавчим органом ШГПУ є плунжерна глибинна помпа, яка за допомогою колони штанг приводиться в рух від верстата-гойдалки, який перетворює обертальний рух електродвигуна у зворотно-поступальний рух плунжера. Кінематична схема ШГПУ наведена на рис. 1. Для приводу верстатів-гойдалок установок використовують в основному трифазні асинхронні двигуни (АД) з короткозамкненим ротором.

Діагностика стану підземного обладнання здійснюється за динамограмою, яку визначають як залежність зусилля в полірованому штокові, яке діє на головку балансира, від переміщення точки підвішування штанг $P_h = P_h(S)$ або кута α повороту кривошипного вала, який залежить від кута $\gamma = \gamma_0 + \omega_{ог}t$ повороту ротора АД [1, 5]. Вона має складний характер (рис. 2) і може значно змінюватись в різних умовах роботи. Зокрема, у разі недостатнього зрівноваження верстата-гойдалки прикладений до валу двигуна момент може мати від'ємне значення, що змушує двигун переходити в генераторний режим, а це створює знакозмінні на-

вантаження на елементи ШГПУ. Щоб їх уникнути, застосовують спеціальні противаги (рис. 1).

На час вводу в дію установки використовують ідеалізовану динамограму теоретичного циклу роботи глибокої помпи, однак під час експлуатації необхідно мати достовірну інформацію про реальне навантаження на полірований шток. Для цього за допомогою різних давачів знімають динамограму, яка заноситься в комп'ютер і слугує основою для отримання інформації про стан плунжерної глибокої помпи та прийняття рішення про видачу сигналів на керування установкою. Недоліками цього способу є необхідність встановлення давачів та їх недостатня точність, тому найбільш прийнятною є ватметрограма привідного двигуна установки [3, 4].

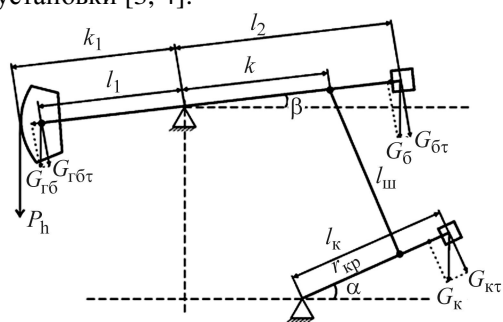


Рис. 1.

Рис. 1. Кінематична схема ШГПУ та розміщення противаг.

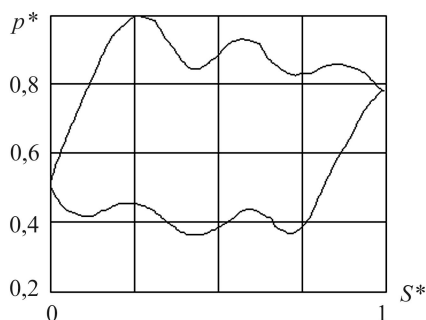


Рис. 2.

Рис. 2. Типова динамограма роботи верстата-гойдалки у відносних одиницях.

Постановка завдання. Сучасні комп'ютерні технології дають змогу замінити звичайний візуальний та ручний контроль автоматизованим моніторингом, який працює в реальному масштабі часу. Для цього потрібні комп'ютерні програми, які спроможні з високою достовірністю і швидкодією аналізувати протікання технологічного процесу і формувати оптимальний алгоритм керування цим процесом. Автоматизувати керування технологічним обладнанням можна лише на основі комплексу програмних засобів, які здійснюють контроль його роботи на основі інформації про роботу в реальних умовах. На базі таких програм можна створити інтелектуальну систему моніторингу та керування роботою не тільки окремою установкою, але й цілим нафтовим родовищем [2]. Отримані за допомогою комп'ютерного аналізу дані дають змогу оцінити та передбачити поведінку свердловини і спрогнозувати її роботу. На вирішення цієї проблеми спрямована ця стаття.

Математична модель. Для аналізу процесів, які відбуваються в АД, необхідно мати залежності прикладеного до кривошипного вала моменту навантаження від кута α його повороту, а також періодичну залежність моменту інерції, приведенного до валу двигуна механізму. Розроблена в [6] математична модель дає змогу визначати залежності лінійних і кутових переміщень від кута повороту кривошипа на підставі геометричних розмірів ланок перетворювального механізму та прикладеного до кривошипа моменту навантаження в функції зусилля, яке діє на полірований шток. На її основі розроблено алгоритм розрахунку приведенного до валу двигуна змінного моменту інерції установки та його похідної, що дає змогу визначати їх як функції швидкості обертання ротора АД. Для цього залежність $P_h = P_h(S)$ зусилля в точці підвішування штанг від переміщення точки підвішування штанг трансформується в залежність від кута повороту кривошипа $P_h = P_h(\alpha)$, що дає змогу визначити періодичну кутову залежність моменту наван-

таження двигуна $M_c = M_c(\alpha)$. Для опису електромагнітних зв'язків в АД використовують математичну модель, в якій враховується насичення магнітопроводу та витіснення струму в стержнях короткозамкненого ротора [10].

Ефективність математичного моделювання процесів в електричних машинах залежить від належного вибору системи координат. Для розрахунку режимів роботи електроприводу ШГПУ найбільш ефективною є система координатних осей x, y , які обертаються синхронно з полем АД [8]. При цьому електромагнітні процеси в АД можна описати мінімальною кількістю рівнянь без зниження точності результатів розрахунку.

Зазначимо, що внаслідок циклічного навантаження стаціонарний режим електроприводу ШГПУ є динамічним. Диференціальні рівняння (ДР) електричної рівноваги АД в динамічних режимах в осях x, y мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d\psi_{sx}}{dt} - \omega_0\psi_{sy} + R_s i_{sx} = u_{sx}; \quad \frac{d\psi_{sy}}{dt} + \omega_0\psi_{sx} + R_s i_{sy} = u_{sy}; \\ \frac{d\psi_{rx}}{dt} - s\omega_0\psi_{ry} + R_r i_{rx} = 0; \quad \frac{d\psi_{ry}}{dt} + s\omega_0\psi_{rx} + R_r i_{ry} = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де $\psi_{sx}, \psi_{sy}, \psi_{rx}, \psi_{ry}, i_{sx}, i_{sy}, i_{rx}, i_{ry}$ – потокозчеплення та струми перетворених контурів статора і ротора; R_s, R_r – активні опори контурів статора та ротора; ω_0 – кутова частота напруги живлення; $s = (\omega_0 - \omega) / \omega_0$ – ковзання ротора АД, а $\omega = 2\pi f / p_0$ (f – частота напруги живлення, а p_0 – кількість пар полюсів).

Динамічний режим роботи ШГПУ описують системою ДР (1) і рівнянням механічної рівноваги

$$M_e - M_c = M_\partial, \quad (2)$$

де $M_e = 1,5 p_0 (\psi_{sx} i_{sy} - \psi_{sy} i_{sx})$ – електромагнітний момент АД; $M_c = M_c(\alpha) = M_c(\alpha + T)$ – момент $T = 2\pi$ -періодичного навантаження, яке відповідає повному циклові роботи плунжерної помпи і є функцією кута α повороту кривошипа;

$M_\partial(t) = -\frac{J\omega_0}{p_0} \frac{ds}{dt} + \frac{\omega_0(1-s)}{2p_0} \frac{dJ}{dt}$ – прикладений до ротора АД динамічний момент всієї електромеханічної системи; $J(\alpha) = J(\alpha + 2\pi)$ – приведений до осі обертання ротора АД момент інерції системи, який для кожного значення швидкості обертання кривошипа обчислюють разом із його похідною на підставі розробленої в [6] математичної моделі верстата-гойдалки.

Беручи до уваги вищезазначене, рівняння (2) можна подати у вигляді

$$\frac{ds}{d\alpha} = \frac{p_0^2 k_i}{J\omega_0^2(1-s)} (M_c - M_e) + \frac{(1-s)}{2J} \frac{dJ}{d\alpha}. \quad (3)$$

Система ДР (1), (3) описує динаміку електромеханічної системи ШГПУ як в стаціонарному, так і в перехідних режимах роботи. ШГПУ має періодично-змінний момент інерції та момент навантаження, тому в усталеному режимі координати змінюються за періодичними законами. Найбільш ефективним способом їх знаходження є зведення задачі розрахунку до крайової [9]. Для цього в рівняннях (1) необхідно перейти від часової координати t до кутової α . В результаті отримаємо

$$\frac{d\psi_{sx}}{d\alpha} = \frac{p_0 k_i (\omega_0 \psi_{sy} - R_s i_{sx} + u_{sx})}{\omega_0(1-s)}; \quad \frac{d\psi_{sy}}{d\alpha} = \frac{p_0 k_i (-\omega_0 \psi_{sx} - R_s i_{sy} + u_{sy})}{\omega_0(1-s)};$$

$$\frac{d\psi_{rx}}{d\alpha} = \frac{p_0 k_i (\omega_0 \psi_{ry} - R_r i_{rx})}{\omega_0 (1-s)} - p_0 k_i \psi_{ry}; \quad \frac{d\psi_{ry}}{d\alpha} = \frac{p_0 k_i (-\omega_0 \psi_{rx} - R_r i_{ry})}{\omega_0 (1-s)} + p_0 k_i \psi_{rx}. \quad (4)$$

Алгоритм розв'язування задачі. Подамо систему рівнянь (3), (4) у вигляді одного векторного ДР

$$\frac{d\bar{y}(\bar{x}, \alpha)}{d\alpha} = \bar{z}(\bar{y}, \bar{x}, \bar{u}), \quad (5)$$

де $\bar{y} = (\psi_{sx}, \psi_{sy}, \psi_{rx}, \psi_{ry}, s)^*$; $\bar{x} = (i_{sx}, i_{sy}, i_{rx}, i_{ry}, s)^*$, $\bar{u} = (u_{sx}, u_{sy}, 0, 0, 0)^*$, а верхній індекс $*$ означає транспонування.

У стаціонарному режимі розв'язком системи ДР (5) є T -періодичні залежності компонент вектора $\bar{x} = \bar{x}(t+T)$. В математичному аспекті визначення цих залежностей – це крайова задача для системи ДР першого порядку з періодичними крайовими умовами, а її розв'язування найбільш ефективно можна здійснити одним із проєкційних методів. В розробленому алгоритмі задача розв'язується проєкційним методом, в якому базовими функціями є кубічні сплайни [9].

Розділимо період T зміни координат на n проміжків $h_j = t_j - t_{j-1}$ ($j = \overline{1, n}$) і на кожному з них компоненти вектора \bar{y} подамо сплайнами вигляду

$$y(t) = a_j + b_j(t_j - t) + c_j(t_j - t)^2 + d_j(t_j - t)^3, \quad (6)$$

де a_j, b_j, c_j, d_j – коефіцієнти сплайна, співвідношення між якими визначаються властивостями сплайн-функцій [9]. Підставивши в (6) $t = t_j$, отримаємо

$$a_j = y_j; \quad -b_j = \left. \frac{dy}{dt} \right|_j.$$

Використовуючи вузлові значення координат вектора \bar{y} і його похідних, а також умови періодичності, кожне з m ДР системи (5) апроксимуємо на періоді T системою n алгебричних рівнянь. В результаті отримаємо алгебричний аналог системи ДР (5) у вигляді нелінійного векторного рівняння

$$H\bar{Y} + \bar{Z} = 0, \quad (7)$$

де H – блочно-діагональна матриця, яка складається з n однакових блоків розміру $m \times m$, елементи яких визначаються лише віддалами між вузлами; $\bar{Y} = (\bar{y}_1, \dots, \bar{y}_n)^*$, $\bar{Z} = (\bar{z}_1, \dots, \bar{z}_n)^*$ – вектори, компонентами яких є вектори розмірності n вузлових значень відповідних змінних.

Розв'язком системи (7) є значення вектора $\bar{X} = (\bar{x}_1, \dots, \bar{x}_n)^*$, який є дискретним відображенням періодичного розв'язку, а його компонентами є вектори вузлових значень струмів контурів та ковзання ротора АД. Для її розв'язування використовують ітераційний метод Ньютона, згідно з яким приріст $\Delta\bar{X}$ визначається за формулою [6]

$$\left(\left(H - \frac{\partial \bar{Z}}{\partial \bar{Y}} \right) \frac{d\bar{Y}}{d\bar{X}} - \frac{\partial \bar{Z}}{\partial \bar{X}} \right) \Delta\bar{X} = \bar{Q}(\bar{X}), \quad (8)$$

де $\bar{Q}(\bar{X})$ – нев'язки системи (7).

Матриця Якобі системи (8) – блочно-діагональна, а її блоки мають зміст:

$$\frac{d\bar{y}}{d\bar{x}} = \begin{bmatrix} L_{xy} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix},$$

де $L_{xy} = \partial\bar{\psi}/\partial\bar{i}$ – матриця диференціальних індуктивностей, елементами якої є власні та взаємні індуктивності приведених до осей x, y контурів АД [10];

$$\frac{\partial\bar{z}}{\partial\bar{y}} = \begin{bmatrix} & e\omega_0 & & & \frac{g(R_s i_{sx} - \omega_0 \Psi_{sy} - u_{sx})}{(1-s)^2} \\ -e\omega_0 & & & & \frac{g(R_s i_{sy} + \omega_0 \Psi_{sx} - u_{sy})}{(1-s)^2} \\ & & & es\omega_0 & \frac{g(\omega_0 \Psi_{ry} - R_r i_{rx})}{(1-s)^2} \\ & & -es\omega_0 & & \frac{g(-\omega_0 \Psi_{ry} - R_r i_{ry})}{(1-s)^2} \\ -ci_{sy} & ci_{sx} & & & \frac{p_0 g(M_e - M_c)}{J\omega_0(1-s)^2} - \frac{1-s}{2J} \frac{dJ}{d\alpha} \end{bmatrix}$$

$$\frac{d\bar{z}}{d\bar{x}} = \begin{bmatrix} e(\omega_0 L_{syxx} - R_s) & e\omega_0 L_{syy} & e\omega_0 L_{syrx} & e\omega_0 L_{syry} & \frac{g(R_s i_{sx} - \omega_0 \Psi_{sy} - u_{sx})}{(1-s)^2} \\ -e\omega_0 L_{sxx} & e(-\omega_0 L_{sxsy} - R_s) & -e\omega_0 L_{sxrx} & -e\omega_0 L_{sxry} & \frac{g(R_s i_{sy} + \omega_0 \Psi_{sx} - u_{sy})}{(1-s)^2} \\ es\omega_0 L_{ryxx} & es\omega_0 L_{ryyy} & e(s\omega_0 L_{ryrx} - R_r) & es\omega_0 L_{ryry} & \frac{g(\omega_0 \Psi_{ry} - R_r i_{rx})}{(1-s)^2} \\ -es\omega_0 L_{rxxx} & -es\omega_0 L_{rxxy} & -es\omega_0 L_{rxrx} & e(\omega_0 L_{rxry} - R_r) & \frac{g(-\omega_0 \Psi_{ry} - R_r i_{ry})}{(1-s)^2} \\ c(-L_{sxx} i_{sy} + L_{syy} i_{sx} + \Psi_{sy}) & c(-L_{sxy} i_{sy} + L_{syy} i_{sx} - \Psi_{sx}) & c(-L_{srx} i_{sy} + L_{sry} i_{sx}) & c(-L_{sry} i_{sy} + L_{sry} i_{sx}) & \frac{p_0 g(M_e - M_c)}{J(1-s)^2} - \frac{1}{2J} \frac{dJ}{d\alpha} \end{bmatrix}$$

$$e = \frac{p_0 k_i}{\omega_0(1-s)}; \quad c = e \frac{3p_0^2}{2\omega_0 J}; \quad g = \frac{p_0 k_i}{\omega_0}.$$

Система рівнянь (7) зв'язує між собою періодичні залежності вузлових значень координат, які описують стаціонарний режим роботи системи електроприводу ШГПУ. Результатом розрахунку при заданому законі зміни сили, яка діє в точці підвішування штанг, є значення вектора $\bar{x} = (i_{sx}, i_{sy}, i_{rx}, i_{ry}, s)^*$ в n вузлових точках періоду, на підставі яких обчислюють відповідні потокозчеплення контурів АД та електромагнітний момент, а також швидкість обертання кривошипа.

Очевидно, що в системі дискретних рівнянь (7) невідомим може бути вектор будь-яких координат, у тому числі й вектор $\vec{P}_h(\alpha) = (p_1, \dots, p_n)^*$, який описує динамограму роботи верстата-гойдалки. Зумовлений цим навантаженням момент на валу АД навантаження визначають за формулою [6]

$$M_c(\alpha) = \left(\frac{r_{kp}}{k} \frac{\sin(\alpha - \delta)}{\sin(\delta - \beta)} (P_h k_1 + (G_z l_1 - G_\delta l_2) \cos \beta - G_\kappa l_{kp} \cos \alpha) \right) / (k_i k_\eta), \quad (9)$$

де k, k_1 – довжини лівого та правого плеч балансира відповідно; P_h – значення сили, яка діє в точці підвішування штанг; $G_\delta, l_2, G_\kappa, l_{kp}$ – маси рівноважувальних тягарів, розташованих на балансири та кривошипі відповідно, та відстані до них від центрів їх обертання; G_z, l_1 – маса головки балансира та відстань до її центра ваги; $\beta = \beta(\alpha), \delta = \delta(\alpha)$ – кути повороту кривошипа та балансира; δ – кут між шатуном і горизонтальною віссю; k_η – коефіцієнт, яким враховуються втрати в клинопасовій передачі, редукторі та з'єднанні балансир-шатун верстата-гойдалки. Залежність кутових координат α, β, δ від кута α визначається на підставі планарної кінематичної схеми верстата-гойдалки (рис. 1) згідно з його математичною моделлю [6].

З формули (9) можна визначити періодичну залежність $P(\alpha)$ сили, що діє на полірований шток у точці підвішування штанг,

$$P_h(\alpha) = \frac{k}{k_1 r_{kp}} \frac{\sin(\delta - \beta)}{\sin(\alpha - \delta)} (k_i k_\eta M_c(\alpha) + G_\kappa l_{kp} \cos \alpha) - \frac{(G_z l_1 - G_\delta l_2) \cos \beta}{k_1}. \quad (10)$$

Таким чином, задавшись вектором $\vec{A} = (\alpha_1, \dots, \alpha_N)$, де $0 \leq \alpha \leq 2\pi$, вузлових значень кута повороту кривошипа, можна знайти періодичну залежність прикладеного до кривошипа зі сторони верстата-гойдалки моменту.

Залежності векторів струмів, споживаної потужності, моменту на валу АД та сили, яка діє в точці підвішування штанг, взаємопов'язані. Ці зв'язки визначають рівнянням (7). Отже, на підставі закону зміни потужності чи струму АД можна на основі розробленої математичної моделі визначати закон зміни навантаження, що діє на полірований шток, який відображає динамограму роботи верстата-гойдалки, яка слугує основою для діагностики глибоко-помпового обладнання [1].

Приклад результатів розрахунку наведено на рис. 3.

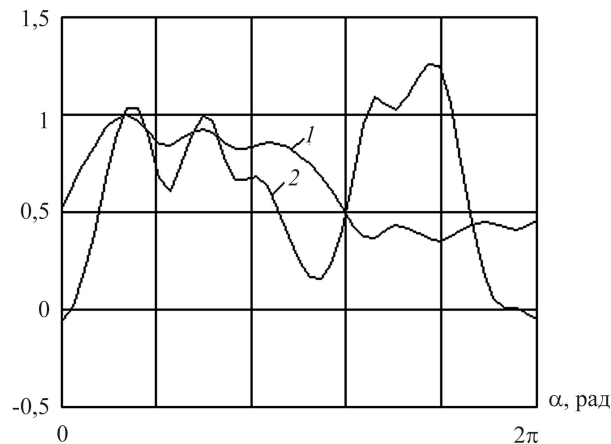


Рис. 3. Розгорнута динамограма роботи верстата-гойдалки (1) та періодична залежність споживаної потужності двигуна (2).

ВИСНОВКИ

Запропонований алгоритм розрахунку дає змогу отримати періодичні залежності електричних та механічних координат у стаціонарних режимах роботи асинхронного електроприводу штангової нафтовидобувної установки в позачасовій області методом розв'язування крайової задачі, що значно скорочує обсяг обчислень і є основою для діагностики роботи плунжерної помпи. Достовірність отриманих результатів забезпечують використанням високого рівня адекватності динамічних моделей АД та верстата-гойдалки.

Отримані на основі математичної моделі дані, у вигляді зусилля у полірованому штоковій в функції положення кривошипа, подають у комп'ютері для подальшої обробки. Ці дані можна використати для побудови динамограми та визначення поточного стану обладнання свердловини безпосередньо за вимірними значеннями напруг, струмів або потужності. Аналіз та обробка результатів дає змогу за допомогою алгоритму діагностики вибрати та встановити необхідний режим роботи ШППУ, а також запобігти аварійним ситуаціям.

1. *Алиев Т. А., Нусратов О. К.* Методы и средства диагностики глубиннонасосного оборудования нефтяных скважин // Нефтяное хозяйство. – 1998. – № 9. – С. 78–80.
2. *Автоматизированный мониторинг процессов обработки скважин – первая ступень интеллектуальных систем управления / А. Ф. Шагеев, А. М. Тимушева, Л. Н. Шагеева, А. С. Гришкин* // Там же. – 2000. – № 11. – С. 48–49.
3. *Генин В. С., Ерохин Е. Ю., Чаронов В. Я.* Диагностика штангового глубинного насоса с помощью ваттметрограммы // Тр. Акад. наук Чуваш. респ. – 2000. – № 1. – С. 42–48.
4. *Исаченко И. Н.* Алгоритмическое и программно-техническое обеспечение контроля состояния штанговых и электроцентробежных насосных установок по электрическим параметрам их на входе: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.11.13. – Томск, 2004. – 18 с.
5. *Калуужный Б. С., Маляр А. В.* Естиматор зусилля у полірованому штоці нафтової глибиннонасосної установки // Техн. електродинаміка. – 2006. – Темат. вип., ч. 4. – С. 79–82.
6. *Маляр А. В.* Математичне моделювання роботи верстата-гойдалки штангової нафтовидобувної установки // Нафтова і газова промисловість. – 2008. – № 3. – С. 34–35.
7. *Маляр А. В., Андрейшин А. С.* Вибір нейронної мережі для визначення коефіцієнта заповнення глибинної помпи // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – 2012. – № 3(19). – С. 543–545.
8. *Маляр А. В.* Алгоритм розрахунку стаціонарних режимів електроприводу штангових нафтовидобувних установок // Технічна електродинаміка. – 2009. – № 4. – С. 40–44.
9. *Маляр В. С., Маляр А. В.* Математическое моделирование периодических режимов работы электротехнических устройств // Электронное моделирование. – 2005. – 27, № 3. – С. 39–53.
10. *Фильц Р. В.* Математические основы теории электромеханических преобразователей. – К.: Наук. думка, 1979. – 208 с.