

УДК 62-83-52:622.276.53

ДОСЛІДЖЕННЯ АВАРІЙНИХ РЕЖИМІВ ШТАНГОВОЇ ГЛИБИНОПОМПОВОЇ УСТАНОВКИ**А. В. Маляр, А. С. Андрєйшин**

Національний університет "Львівська політехніка"

вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна. E-mail: svmaryar@polynet.lviv.ua

Важкі умови експлуатації штангових глибинопомпових установок призводять до появи несправностей та виникнення аварій у процесі видобування нафти, тому важливим і актуальним завданням є розроблення адекватних математичних моделей, які б дали змогу досліджувати аварійні режими нафтовидобувних установок. Запропоновано математичну модель електроприводу штангової нафтовидобувної установки для розрахунку залежностей електричних і механічних координат у стаціонарних режимах роботи методом розв'язування крайової задачі. При цьому враховується залежність моменту інерції та моменту навантаження установки від кута повороту кривошипа, а також насичення магнітопроводу та витіснення струму в стрижнях ротора привідного двигуна. При моделюванні навантаження привідного двигуна установки за основу взяті реальні динамограми роботи глибинної помпи. Отримано залежності координат електроприводу в нормальному й типових аварійних режимах – пропусканні в нагнітальній частині помпи, заклинюванні плунжера при ході вниз, несправності приймальної частини. Запропонована математична модель дає змогу здійснювати комп'ютерні експерименти по дослідженню впливу різних чинників на характер зміни електричних і механічних координат електроприводу штангової глибинопомпової установки. Це сприятиме прийняттю правильних рішень щодо запобігання аварійних ситуацій у процесі нафтовидобування. Запропоновану модель можна використовувати як складову частину системи керування нафтовидобувними установками вищого рівня.

Ключові слова: нафтовидобувна установка, динамограма, аварійний режим.

ИССЛЕДОВАНИЕ АВАРИЙНЫХ РЕЖИМОВ ШТАНГОВОЙ ГЛУБИННОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ**А. В. Маляр, А. С. Андрєйшин**

Национальный университет "Львовская политехника"

ул. С. Бандеры, 12, г. Львов, 79013, Украина. E-mail: svmaryar@polynet.lviv.ua

Тяжелые условия эксплуатации штанговых глубиннонасосных установок приводят к появлению неисправностей и возникновению аварий в процессе добычи нефти, поэтому важной и актуальной задачей является разработка адекватных математических моделей, которые позволяют исследовать аварийные режимы нефтедобывающих установок. Предложена математическая модель электропривода штанговой нефтедобывающей установки для расчета зависимостей электрических и механических координат в стационарных режимах работы методом решения краевой задачи. При этом учитывается зависимость момента инерции и момента нагрузки установки от угла поворота кривошипа, а также насыщение магнітопровода и вытеснения тока в стержнях ротора приводного двигателя. При моделировании нагрузки приводного двигателя установки за основу взяты реальные динамограммы работы глубинного насоса. Получены зависимости координат электропривода в нормальном и типичных аварийных режимах – пропусканні в нагнетательной части насоса, заклинивании плунжера при ходе вниз, неисправности в приемной части насоса. Предложенная математическая модель позволяет осуществлять компьютерные эксперименты по исследованию влияния различных факторов на характер изменения электрических и механических координат электропривода штанговой глубиннонасосной установки. Это способствует принятию правильных решений по предотвращению аварийных ситуаций в процессе нефтедобычи. Предложенную в данной работе модель можно использовать как составную часть системы управления нефтедобывающими установками высшего уровня.

Ключевые слова: нефтедобывающая установка, динамограмма, аварийный режим.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. В Україні значна кількість видобутку нафти здійснюється за допомогою штангових глибинопомпових установок (ШГПУ), в яких привідним двигуном є асинхронний двигун (АД) з короткозамкненим ротором [1].

Важкі умови експлуатації штангових pomp (високі температура й тиск, наявність піску, парафіну або газу в рідині, що видобувається) зазвичай викликають появу несправностей у механічній та електричній частинах ШГПУ, що призводить до аварій. Унаслідок цього має місце зниження ефективності експлуатації свердловини, збільшення виробничих і невиробничих затрат, енергозатрат і, як наслідок, подорожчання вихідної продукції.

На теперішній час провідні виробники пропонують багато автоматизованих систем, які дають змогу оперативно реагувати на появу аварійної ситуації в обладнанні свердловини [2–6]. Проте далеко не на всіх родовищах вони встановлені, а існуючі засоби захисту не завжди реагують на появу різного роду нештатних режимів роботи.

У зв'язку з інтенсивним розвитком нафтовидобувної галузі та її впливом на навколишнє середовище актуальним є дослідження аварійних режимів роботи ШГПУ з метою попередження їх виникнення та синтезу оптимальних систем керування [2–5]. У цьому напрямку створено низку алгоритмів, які базуються на спектральному аналізі знятих характеристик ШГПУ, теорії фільтрації, еталонних

моделях [4–6]. Більшість із цих алгоритмів по-різному вирішують проблему ідентифікації реального стану ШГПУ. Отже, залишається важливим завдання розроблення адекватної математичної моделі для дослідження аварійних режимів роботи глибинопомпової установки.

Відомо, що аварійні ситуації можуть виникати як у пускових, так і в усталених режимах. Більш практичний інтерес для дослідження роботи електроприводу ШГПУ мають усталені режими, тому метою даної роботи є виявлення аварійних режимів при усталеній роботі нафтовидобувної установки.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. Робота глибинної плунжерної помпи в ідеалізованих умовах, за яких враховуються лише статичні навантаження від ваги штанг P_u і стовпа рідини P_p , архімедова сила та сила пружності матеріалу штанг і труб, описується за допомогою найпростішої теоретичної динамограми (рис. 1) – залежності зусилля P , яке діє в точці підвішування штанг, від переміщення S полірованого штока. Її можна отримати за умови, що динамічний рівень рідини у свердловині забезпечує повне заповнення циліндра помпи рідиною й відсутнє її витікання, а рух полірованого штока настільки повільний, що відсутні інерційні динамічні навантаження.

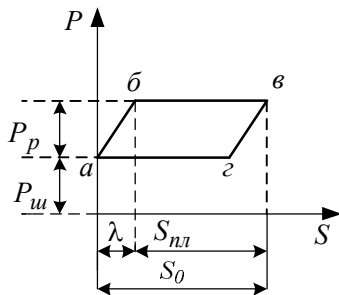
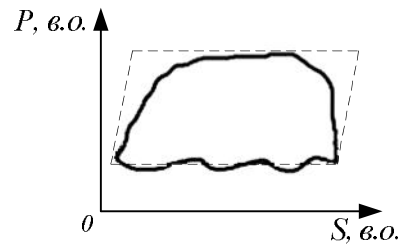


Рисунок 1 – Теоретична динамограма верстата-гойдалки

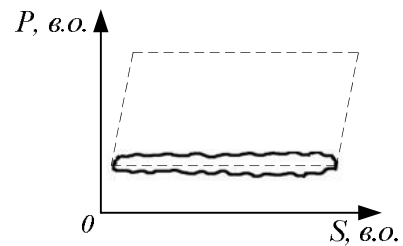
На рис. 1 показано: точка a – початок руху плунжера вгору; точка $б$ – кінець процесу сприйняття штангами ваги рідини; $б-в$ – рух плунжера вгору; $в-з$ – процес розвантаження штанг; $з-а$ – процес руху плунжера вниз; S_0 – повна довжина ходу полірованого штока; $S_{пл}$ – довжина переміщення плунжера; λ – видовження колони штанг за рахунок пружних деформацій.

Динамограма є базою для діагностування роботи свердловини зі штанговими глибинними помпами [6], метою якого є встановлення оптимальних режимів неперервної роботи або періодичної експлуатації свердловини, виявлення аварійних і своєчасного встановлення перед аварійних ситуацій, зрівноваження верстата-гойдалки й оптимізація режиму роботи двигуна, а також оцінка продуктивності глибинної помпи або дебіту свердловини.

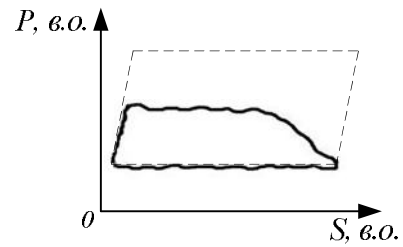
На рис. 2 показано приклади практичних динамограм, які мають місце при різному роду несправностях у механізмі нафтовидобувної установки [6]. Для порівняння штриховою лінією наведено межі динамограм при нормальній роботі установки.



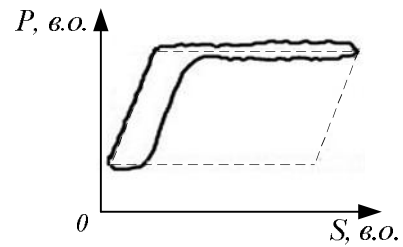
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2 – Приклади практичних динамограм: а) динамограма з пропуском при ході плунжера помпи вгору; б) динамограма при періодичному виході з ладу нагнітальної частини помпи; в) динамограма при нерівномірному спрацюванні втулок або плунжера; г) динамограма при засміченні приймальної частини помпи

Практичні динамограми при нормальній роботі помпи внаслідок дії сил інерції, наявності газового фактору й виникнення власних вимушених пружних коливань колони штанг відрізняються від простішої

динамограми тим більше, чим більша частота гойдань балансира й глибина опускання плунжерної помпи. При виникненні дефектів у плунжерній помпі відбувається зміна геометрії динамограми, тому за допомогою динамограм визначають стан підземного обладнання й різні відхилення від нормальної його роботи.

Для дослідження аварійних режимів роботи необхідно мати моделі механічної та електричної частин ШГПУ.

Повна система диференціальних рівнянь електромагнітної рівноваги контурів АД у системі координатних осей x, y з урахуванням розбиття кожного стрижня на n елементарних складається [7] з векторного рівняння для статора

$$\frac{d\vec{\psi}_s}{d\alpha} = \frac{e}{\omega} (\vec{u}_s + \Omega \vec{\psi}_s - R_s \vec{i}_s) \quad (1)$$

та n векторних рівнянь для ротора

$$\frac{d\vec{\psi}_{rj}}{d\alpha} = \frac{e}{\omega_{kp}} (\Omega \vec{\psi}_{rj} - R_{rj} \vec{i}_{rj}) + E \vec{\psi}_{rj}, (j=1, \dots, n), \quad (2)$$

де

$$\Omega = \begin{bmatrix} & -\omega_0 \\ \omega_0 & \end{bmatrix};$$

$$R_s = \begin{bmatrix} & r_s \\ r_s & \end{bmatrix}; R_{rj} = \begin{bmatrix} & r_{rj} \\ r_{rj} & \end{bmatrix}; E = \begin{bmatrix} & e \\ e & \end{bmatrix};$$

$$\vec{\psi}_s = \begin{bmatrix} \psi_{sx} \\ \psi_{sy} \end{bmatrix}; \vec{\psi}_{rj} = \begin{bmatrix} \psi_{rjx} \\ \psi_{rjy} \end{bmatrix}; \vec{u}_s = \begin{bmatrix} u_{sx} \\ u_{sy} \end{bmatrix};$$

$$\vec{i}_s = \begin{bmatrix} i_{sx} \\ i_{sy} \end{bmatrix}; \vec{i}_s = \begin{bmatrix} i_{sx} \\ i_{sy} \end{bmatrix}; \vec{i}_{rj} = \begin{bmatrix} i_{rjx} \\ i_{rjy} \end{bmatrix};$$

$\psi_{sx}, \psi_{sy}, \psi_{rx1}, \psi_{ry1}, \dots, \psi_{rxn}, \psi_{ryn}; u_{sx}, u_{sy}; r_s, r_{r1}, \dots, r_{rn}$
 $i_{sx}, i_{sy}, i_{rx1}, i_{ry1}, \dots, i_{rxn}, i_{ryn}$ – потокозчеплення, напруги, активні опори та струми контурів; ω_0, ω – кутові швидкості обертання магнітного поля та ротора, виражені в електричних радіанах за секунду; $e = k_i p_0$ (k_i – передавальне число редуктора й клинопасової передачі; p_0 – кількість пар полюсів АД).

Оскільки верстат-гойдалка є механізмом, у якому момент на валу двигуна й момент інерції протягом періоду змінюються, динамічний момент електроприводу є функцією кута α повороту кривошипа [8], то рівняння руху системи електроприводу має вигляд:

$$\frac{d\omega}{d\alpha} = k_i p_0 \frac{3p_0^2}{2J} ((\psi_{sx} i_{sy} - \psi_{sy} i_{sx}) - M_v(\alpha)) / \omega - \frac{\omega}{2J} \frac{dJ}{d\alpha}, \quad (3)$$

де $M_v(\alpha)$ – момент навантаження, який залежить від кута повороту кривошипа α й однозначно визначається з кінематичної схеми верстат-гойдалки [9] та динамограми; J – момент інерції установки, приведений до осі обертання вала АД, який складається із суми моментів інерції всіх рухомих частин, які мають обертальний або поступальний рух: ротора двигуна разом із муфтою та шківом, за допомогою яких він з'єднаний клинопасовою

передачею зі шківом вхідного валу редуктора; редуктора, який складається з моментів інерції зубчастих коліс, приведених до вхідного валу; кривошипа разом із вантажем на його кінці (при роторному зрівноваженні); шатуна; балансира разом із балансирним вантажем (при балансирному зрівноваженні); штанг із плунжером помпи та стовпа рідини, яка знаходиться над ним.

На рис. 3 наведено приклад залежності моменту інерції рухомих мас електроприводу ШГПУ та його похідної від кута повороту кривошипа.

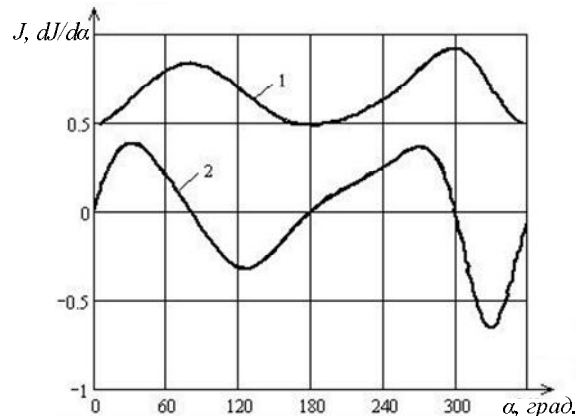


Рисунок 3 – Залежності моменту інерції (1) та його похідної (2) від кута повороту кривошипа верстата-гойдалки

Модель механічної частини електроприводу складена на основі кінематичної схеми верстата-гойдалки, яка показана на рис. 4.

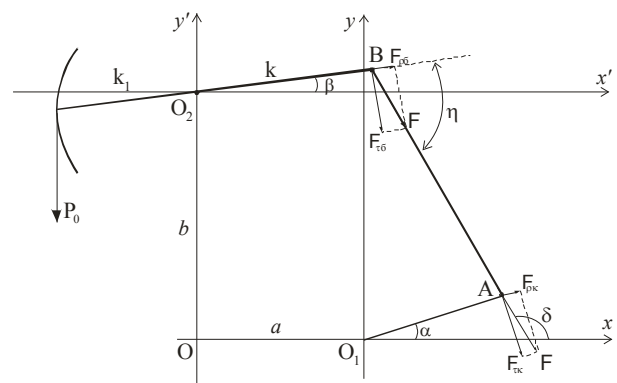


Рисунок 4 – Кінематична схема верстата-гойдалки

На основі схеми визначено залежності між кутами повороту кривошипа α , балансира β і кутом δ – між шатуном і віссю x :

$$\delta = \arctg \frac{k \sin \beta - r_{kp} \sin \alpha + b}{k \cos \beta - r_{kp} \cos \alpha - a};$$

$$\beta = \arcsin \left(\frac{-AC + \sqrt{A^2 C^2 - (A^2 - B^2)(B^2 + C^2)}}{(B^2 + C^2)} \right), \quad (4)$$

де $A = k^2 + r_{кр}^2 + a^2 + b^2 - l^2 + 2r_{кр}(a \cos \alpha - b \sin \alpha)$;
 $B = -2k(a + r_{кр} \cos \alpha)$; $C = 2k(b - r_{кр} \sin \alpha)$.

Отримавши значення δ і β , визначаємо кут η між шатуном і балансиrom:

$$\eta = \pi - \delta + \beta.$$

Як приклад, на рис. 5 показано залежності кутів β , δ і η від кута повороту кривошипа верстата-гойдалки.

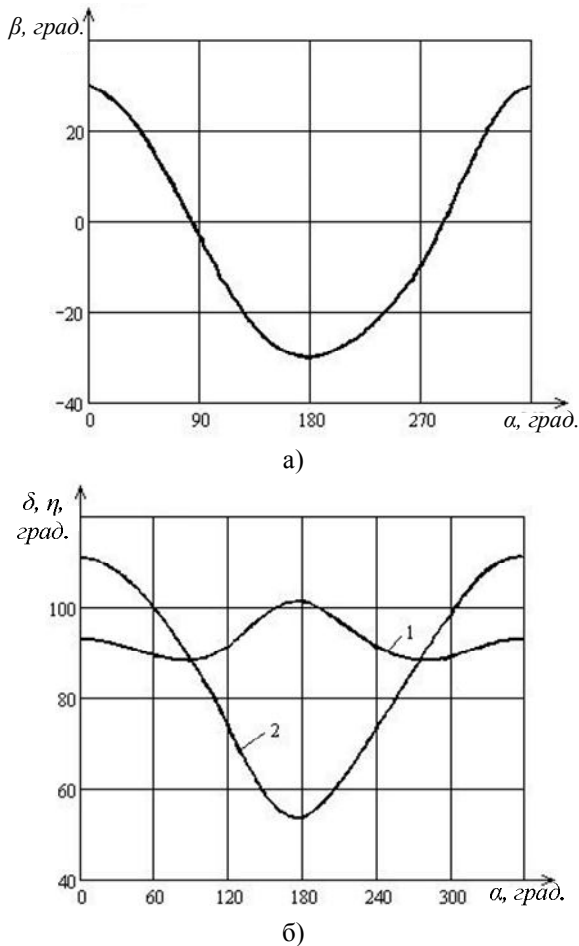


Рисунок 5 – Залежність кута β повороту балансира (а) й залежності кутів δ – (1) та η – (2) (б) від кута α повороту кривошипа верстата-гойдалки

У стаціонарних режимах роботи процеси в електроприводі ШГПУ є періодичними, причому період зміни моменту навантаження дорівнює періоду обертання кривошипа, який відповідає подвійному ходу плунжера глибинної помпи. Повороту кривошипа на кут $\alpha=2\pi$ відповідає періодична залежність $M_v(\alpha)=M_v(\alpha+2\pi)$ моменту навантаження, а значить і координат режиму. Отже, в усталеному режимі розв'язком системи рівнянь (1)–(3) є періодична залежність координат від кута повороту кривошипа. Ці залежності можна отримати шляхом розв'язування нелінійної двочленної крайової задачі для системи диференціальних рівнянь першого порядку з періодичними крайовими умовами

диференціальним сплайн-методом [10], який дає змогу отримати залежності координат режиму на періоді, не вдаючись до розрахунку перехідного процесу, тобто в позачасовій області.

Під час інтегрування системи рівнянь (1)–(3) похідна $dJ/d\alpha$ розраховується чисельним методом і зберігається в пам'яті ПК разом із періодичними залежностями $J=J(\alpha)$ та $M_v=M_v(\alpha)$.

Моделювання режимів роботи ШГПУ

На рис. 7 наведені періодичні залежності струму статора та моменту на валу двигуна 4AP160S4Y3, який приводить у рух верстат-гойдалку типу 7СК8–3,5–4000, в нормальному режимі роботи ШГПУ при наведеному на рис. 6 законі зміни зусилля P в точці підвішування штанг (динамограмі).

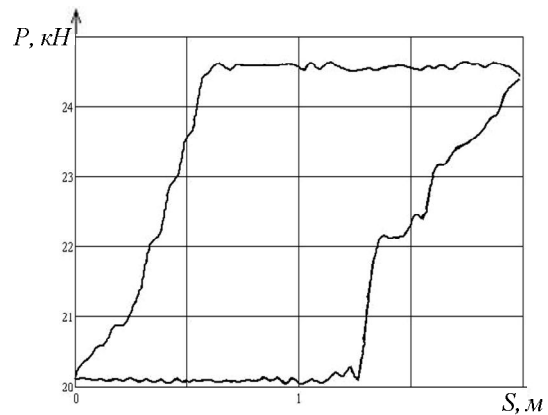


Рисунок 6 – Динамограма нормальної роботи ШГПУ

На рис. 8 наведена динамограма роботи глибинопомпової установки при пропусканні в нагнітальній частині помпи, що є однією з типових несправностей ШГПУ. Динамограма зображується вузькою петлею, витягнутою паралельно лінії ваги штанг, занурених у рідину (ширина петлі обумовлена силами тертя при ході вверх і вниз). Це відбувається через те, що при виході з ладу нагнітальної частини навантаження від усієї ваги рідини буде весь час діяти на приймальний клапан. Є декілька причин появи цього, а саме:

а) у випадку, якщо кулька має односторонню спрацьованість та сідає в гніздо спрацьованим боком;

б) якщо під кульку нагнітального клапана потрапляє сторонній предмет (гума від сальника, щіпка та ін.), який, переміщуючись у клапанній клітці, час від часу перекидає сідло.

На рис. 9 показано залежності струму статора та моменту на валу двигуна, які відповідають динамограмі на рис. 8.

На рис. 10 приведено практичну динамограму роботи глибинної помпи у випадку заклинювання плунжера при ході вниз. Таку динамограму можна отримати внаслідок тугої посадки плунжера в

циліндрі, тобто при одній із декількох тугих втулок глибинної помпи. Плунжер у своєму русі вниз відстає від руху полірованого штока, через що навантаження на полірований шток зменшується.

На рис. 11 показано залежності струму статора та моменту на валу двигуна, які відповідають динамограмі на рис. 10.

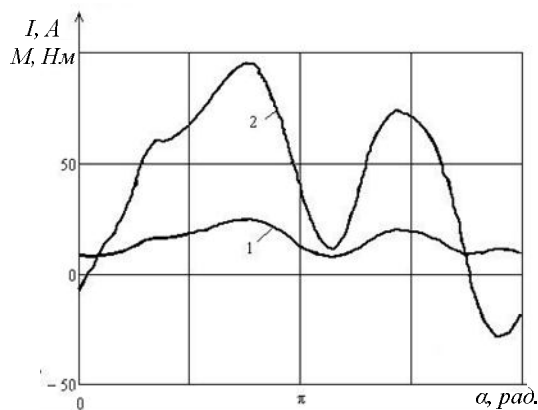


Рисунок 7 – Залежності струму статора (1) та моменту (2) АД при зображеній на рис. 6 динамограмі

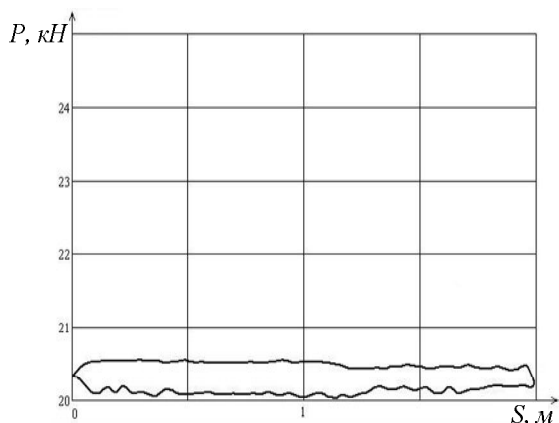


Рисунок 8 – Динамограма роботи ШГПУ при пропусканні в нагнітальній частині

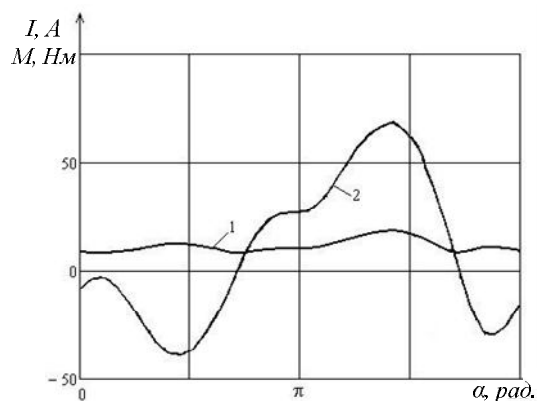


Рисунок 9 – Залежності струму статора (1) та моменту (2) АД при зображеній на рис. 8 динамограмі

Часто при ході плунжера вниз можуть бути пропуски через приймальний клапан, місце посадки конуса приймального клапана та різьбове з'єднання продовжуючого патрубку помпи. Форма динамограми при цьому не залежить від місця витоку. З моменту початку руху полірованого штока вниз на приймальний клапан поступово передається тиск стовпа рідини в трубах і, відповідно, виникає витік рідини з-під плунжера вниз при закритому нагнітальному клапані. У процесі розвантаження штанг від ваги рідини, що тисне на плунжер у підймальних трубах, полірований шток переміщується на суму стиску штанг та розтягу труб плюс переміщення плунжера вниз на величину, що відповідає витоку рідини через приймальний клапан. Таким чином, цей процес протікає на більшій ділянці ходу полірованого штока, ніж при справних клапанах.

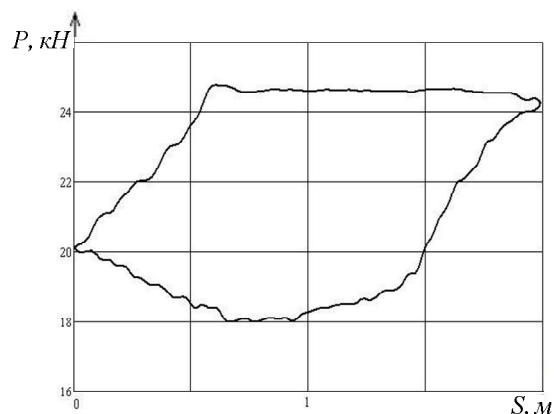


Рисунок 10 – Динамограма роботи ШГПУ при заклинюванні плунжера

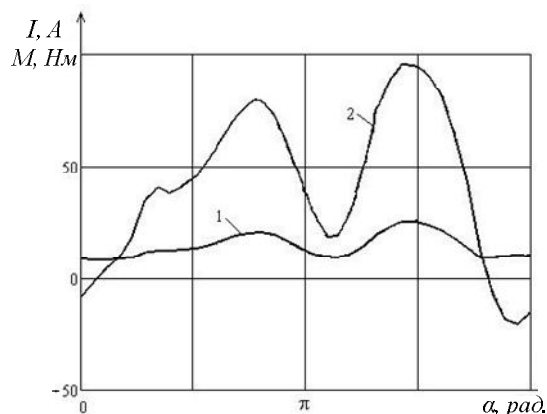


Рисунок 11 – Залежності струму статора (1) та моменту (2) АД при зображеній на рис. 10 динамограмі

На рис. 12 приведено практичну динамограму роботи глибинної помпи у випадку несправності приймальної частини помпи, а на рис. 13 – залежності струму статора та моменту на валу двигуна, які відповідають цій динамограмі.

З наведених рисунків видно, що нештатні ситуації призводять до переходу привідного двигуна

у генераторний режим роботи (рис. 9, 13), порушення зрівноваження верстата-гойдалки (рис. 11), що негативно впливає як на енергетичні показники установки, так і на механічну частину ШГПУ. Якщо цьому не запобігти, то може вийти з ладу вся нафтовидобувна установка.

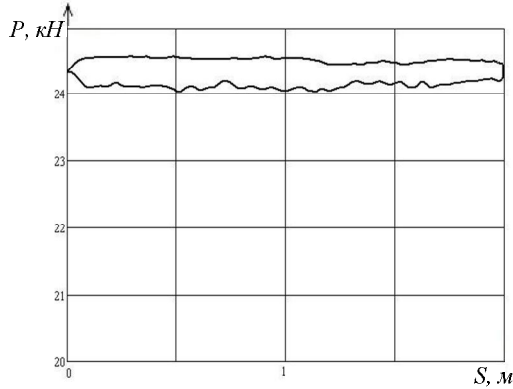


Рисунок 12 – Динамограма роботи ШГПУ при несправності приймальної частини

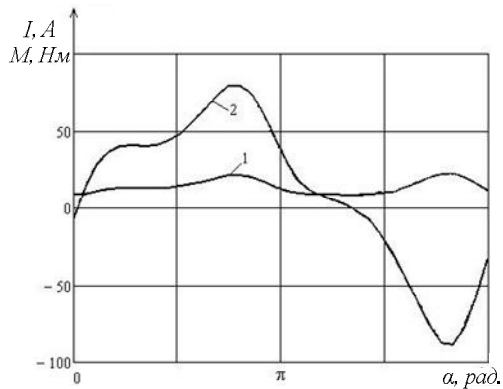


Рисунок 13 – Залежності струму статора (1) та моменту (2) АД при зображенні на рис. 12 динамограмі

Наведену математичну модель електроприводу верстата-гойдалки пропонується використати як складову частину системи керування нафтовидобувними установками вищого рівня (SCADA). За її допомогою формується масив даних (динамограм) для різних – типових та аварійних – режимів роботи нафтовидобувної установки. На рис. 14 показано структурну схему системи керування нафтовидобувною установкою на основі нейромережі. Як видно з рисунка, за допомогою математичної моделі формується масив динамограм для різних режимів роботи установки. На основі цього масиву за допомогою нейронної мережі відбувається розпізнавання реальних динамограм, яка отримується на основі даних, знятих датчиками положення та зусилля.

У наведеній системі спочатку здійснюються наступні операції та перетворення:

- запис інформації про зусилля на полірованому штовці за цикл роботи системи;
- формування масиву динамограм за один цикл роботи в усталеному режимі;
- оцифрування за розробленим алгоритмом [11] динамограм, їх запис у відносних одиницях і перетворення в бінарну матрицю.

Далі нейромережа отримує бінарне зображення динамограми та розпізнає його [12, 13]. У системі використано двошарову модифікацію нейронної мережі Хопфілда, яку називають мережею Хемінга.

Перший шар є мережею прямого поширення. Цей шар розраховує ступінь подібності вхідного вектора до еталонних. Другий шар є мережею Хопфілда, у ньому зворотні зв'язки є від'ємними. Для кожного нейрона є один додатний зв'язок, що з'єднує вхід і вихід нейрона. Зв'язки побудовані за принципом "кожний з кожним".



Рисунок 14 – Структурна схема системи керування ШГПУ

Результат розпізнавання видається у вигляді вектора коефіцієнтів приналежності вхідного

зображення до однієї з динамограм, які беруться з бази даних.

Далі в системі на основі інформації про розпізнаний об'єкт (динамограму) приймається рішення щодо регулювання швидкості привідного двигуна або видачі повідомлення про аварійний режим і тип несправності.

ВИСНОВКИ. Розроблена математична модель електроприводу ШГПУ дає змогу з високою точністю розраховувати аварійні режими роботи штангових нафтовидобувних установок, здійснювати математичні експерименти по дослідженню впливу різних чинників на характер зміни електричних та механічних координат в усталених режимах роботи, визначати граничні величини періодичного навантаження АД електроприводу ШГПУ з метою запобігання виникнення аварійних ситуацій у процесі видобування нафти.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. – К.: Реал Принт, 2004. – 695 с.
2. Zong Ming, Dayong Gen, Fengxiang Wang, Lijun Wu. An intelligent controller for oil-pumping unit // *Electrical Machines and Systems: Proceedings of the Fifth International Conference ICEMS*. – Iss. 2/2001 (2). – PP. 1254–1257.
3. Holtz J. Sensorless control of induction motor drive // *Proceeding of IEEE*. – 2002. – Iss. 90. – PP. 1359–1394.
4. Гусаров А.А. Повышение быстродействия диагностирования автоматизированных штанговых нефтяных установок: автореф. дис. канд. техн. наук: “Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами”. – Оренбург, 2006. – 20 с.
5. Rossini Wagner Marques, Alvarenga Bernardo, Chabu Ivan Eduardo and oth. New Concept for Lifting in Onshore Oil Wells // *IEEE Transactions on industry applications*. – 2008. – Iss. 44/2008 (4). – PP. 951–961.
6. Алиев Т.А., Нусратов О.К. Методы и средства диагностики глубиннонасосного оборудования нефтяных скважин // *Нефтяное хозяйство*. – 1998. – Вып. 9. – С. 78–80.
7. Фильц Р.В., Онышко Е.А., Плахтына Е.Г. Алгоритм расчета переходных процессов в асинхронной машине с учетом насыщения и вытеснения тока // *Преобразователи частоты для электропривода*. – Кишинев: Штиинца, 1979. – С. 11–22.
8. Справочник по проектированию автоматизированного электропривода и систем управления технологическими процессами / Под ред. В.И. Круповича, Ю.Г. Барыбина, М.Л. Самовера. – М.: Энергоиздат, 1982. – 416 с.
9. Маляр А.В. Математичне моделювання роботи верстата-гойдалки штангової нафтовидобувної установки // *Нафтова і газова промисловість*. – 2008. – Вып. 3. – С. 33–34.
10. Маляр В.С., Маляр А.В. Математическое моделирование периодических режимов электротехнических устройств // *Электронное моделирование*. – 2005. – Вып. 27/2005 (3). – С. 39–53.
11. Маляр А.В. Алгоритм розрахунку стаціонарних режимів електроприводу штангових нафтовидобувних установок // *Технічна електродинаміка*. – 2009. – Вып. 4. – С. 40–44.
12. Маляр А.В., Андреїшин А.С. Використання нейромережі для побудови системи керування електроприводом верстата-гойдалки // *Вісник НУ "Львівська політехніка" "Електроенергетичні та електромеханічні системи"*. – 2011. – Вып. 707. – С. 77–82.
13. Андреїшин А.С. Розпізнавання стану свердловини та нафтовидобувного обладнання на основі нейронної мережі // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи: щоквартальний науково-виробничий журнал*. – Кременчук: КрНУ, 2013. – Вып. 2/2013 (22). – С. 87–89.

STUDY OF EMERGENCY MODES OF SUCKER ROD PUMPING UNIT

A. Malyar, A. Andreishyn

Lviv Polytechnic National University

vul. S. Bandery, 12, Lviv, 79013, Ukraine. E-mail: svmalyar@polynet.lviv.ua

Difficult operation conditions of sucker rod oil pumping units cause failures and emergencies during oil production. Therefore, development of adequate mathematical models for studying emergency modes of oil pumping unit operation is an important and urgent task. The paper proposes a mathematical model of the electric drive of the sucker rod oil pumping unit for calculating dependencies of electrical and mechanical coordinates in the stationary modes by solving a boundary problem. It takes into account dependencies of moment of inertia and load moment of the unit on crank rotation angle as well as saturation of the magnetic path and current displacement in the bars of the driving motor rotor. The modelling is based on factual dynamograms of the pump. Dependencies of electric drive coordinates in the normal and typical emergency modes were obtained, namely for cases of leakage in the outlet unit and jamming of the plunger during downstroke, failures in the receiving part of the pump. The proposed mathematical model allows computer experiments studying influence of various factors on the character of variation of electrical and mechanical coordinates of the electric drive of sucker rod oil pumping unit. This can help to find viable solutions aimed at preventing emergency situations during oil production. The proposed model can be used as a component of the higher level control system for oil producing units.

Key words: oil pumping unit, dynamogram, emergency mode.

REFERENCES

1. Boyko, V.S. (2004), *Rozrobka ta ekspluatatsiya naftovykh rodovysch* [Development and Exploitation of Oil Fields]. Real Print, Kyiv. (in Russian)
2. Zong, Ming, Dayong, Gen, Fengxiang, Wang and Lijun, Wu." (2001), "An intelligent controller for oil-pumping unit", *Electrical Machines and Systems: Proceedings of the Fifth International Conference ICEMS*, Vol. 2, no. 2, pp. 1254–1257.
3. Holtz, J. (2002), "Sensorless control of induction motor drive", *Proceeding of IEEE*, Vol. 90, pp. 1359–1394.
4. Gusarov, A.A. (2006), *Povysheniye bystrodeystviya diagnostirovaniya avtomatizirovannykh shtangovykh nefyanykh ustanovok* [Increased speed of diagnostics of automated sucker-rod pumping units], avtoref. dis. kand. tech. nauk: "Avtomatizatsiya i upravleniye tekhnologicheskimy processamy i proizvodstvamy", Orenburg. (in Russian)
5. Rossini, Wagner Marques, Alvarenga, Bernardo, Chabu, Ivan Eduardo and others (2008), "New Concept for Lifting in Onshore Oil Wells", *IEEE Transactions on industry applications*, Vol. 44, no. 4, pp. 951–961.
6. Aliev, T.A. and Nusratov, O.K. (1998), "Methods and Facilities for Diagnostics of Deep Well Oil Pumping Equipment", *Neftyanoye khozyaystvo*, no. 9, pp. 78–80. (in Russian)
7. Filts, R.V., Onyshko, E.A. and Plakhtyna, E.H. (1979), "Algorithm for Calculating Transients in Asynchronous Motors Taking into Consideration Saturation and Current Displacement", *Preobrazovately chasty dlya elektroprivoda*, Shtyintsa, Kishinyev. (in Russian)
8. *Spravochnik po proektirovaniyu avtomatizirovannogo elektroprivoda* [Design of Automated Electric Drive and Technological Process Control Systems Guide], (1982), Edited by Krupovich, V.I., Barybin, Yu.H. and Samover, M.L. Energoizdat, Moscow. (in Russian)
9. Malyar, A.V. (2008), "Mathematical Modeling of Sucker Rod Oil Pumping Unit Operation", *Naftova i hazova promyslovist*, no. 3, pp. 33–34. (in Ukrainian)
10. Malyar, V.S. and Malyar, A.V. (2005), "Mathematical Modeling of Periodic Modes of Electrotechnical Devices", *Elektronnoye modelirovaniye*, vol. 27, no. 3, pp. 39–53. (in Russian)
11. Malyar, A.V. (2009), "An algorithm for calculating stationary operation modes of the electric drive of the deep-well oil pumping unit", *Tekhnichna elektrodynamika*, no. 4, pp. 40–44. (in Ukrainian)
12. Malyar, A.V. and Andreishyn, A.S. (2011), "Using neural networks for building up a control system for the electric drive of the rod oil-pumping unit", *Visnyk NU "Lvivska polytehnika" "Elektroenerhetychni ta Elektromekhanichni systemy"*, no. 707, pp. 77–82. (in Ukrainian)
13. Andreishyn, A.S. (2013), "Neural Network Based Recognition of Wells and Oil Producing Equipment Condition", *Elektromekhanichni i Enerhozberihayuchi systemy, Shchokvartalnyi naukovy vyrobnychiy zhurnal*, Vol. 2, no. 22, pp. 87–89. (in Ukrainian)

Стаття надійшла 11.09.2014.