УДК 62-83-52:622.276.53

А.В. Маляр

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗБАЛАНСОВАНОСТІ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ШТАНГОВОЇ НАФТОВИДОБУВНОЇ УСТАНОВКИ

Запропоновано метод дослідження збалансованості верстата-гойдалки штангової нафтовидобувної установки на підставі математичного моделювання функціонування його кінематичної схеми і системи електроприводу, що дає змогу враховувати нерівномірність швидкості обертання ротора привідного двигуна протягом циклу роботи плунжерної помпи.

Предложен метод исследования сбалансированности станка-качалки штанговой нефтедобывающей установки на основе математического моделирования его кинематической схемы и системы электропривода, что позволяет учитывать неравномерность скорости вращения ротора приводного двигателя на протяжении цикла работы плунжерного насоса.

ВСТУП

Видобування нафти із свердловин здебільшого здійснюється за допомогою глибинних плунжерних помп одинарної дії, привід в рух яких здійснюється з поверхні землі за допомогою колони штанг. Для цього біля свердловини встановлюють верстат-гойдалку, який перетворює обертальний рух кривошипного вала у зворотно-поступальний рух зв'язаної з плунжером помпи колони штанг [1, 2]. Для приводу верстата-гойдалки використовують трифазні асинхронні двигуни (АД) з короткозамкненим ротором, отже видобування нафти із свердловин за допомогою верстатів-гойдалок потребує значних витрат електроенергії. У зв'язку зі значним підвищенням світових цін на енергоносії питання економії електроенергії під час видобування нафти є особливо актуальним, а отже питанню раціонального вибору всіх елементів глибинно-помпових установок та налагодження ефективної їх роботи повинна приділятись значна увага.

СУТЬ ПРОБЛЕМИ

Навантаження, яке діє на головку балансира зі сторони колони штанг під час їх переміщення вверх та вниз, значно відрізняється, а тангенціальні зусилля, які діють на кривошип незрівноваженого верстата, мають знакозмінний характер. Під час руху плунжера вниз статичне навантаження в точці підвішування штанг діє у цьому ж напрямі, і, якщо відсутні противаги, прикладений до валу двигуна зі сторони верстата-гойдалки момент має від'ємне значення, що змушує двигун переходити в генераторний режим і гальмувати опускання штанг вниз. Робота верстата без зрівноваження призводить до того, що під час руху головки балансира вверх необхідно затратити значні зусилля і відповідно велику кількість електроенергії, що витрачається на підіймання штанг та рідини, а під час руху вниз частина цієї енергії повертається в мережу [1, 6]. За даними літератури [6] при повному завантаженні двигуна АОП2-52-4 (P = 10 кВт) за нагріванням коефіцієнт корисної дії циклу при переході від зрівноваженого режиму роботи до незрівноваженого знижується від 0,834 до 0,65, а cosφ від 0,605 до 0,312. Для того, щоб протягом циклу роботи штангової нафтовидобувної установки (ШНВУ) навантаження на двигун було більш рівномірним і завдяки цьому покращити енергетичні показники та зменшити зусилля, які передаються через зубчасту передачу редуктора, здійснюють зрівноваження верстата-гойдалки. Корисна робота, яку виконує установка, не залежить від зрівноваження верстата-гойдалки, однак потужність привідного двигуна залежить від характеру зміни навантаження на його валу, який визначається ступенем зрівноваженості. При недостатньому зрівноваженні максимальний момент під час ходу плунжера вверх може бути більшим від максимального моменту, який розвиває двигун.

Зрівноваження верстата-гойдалки здійснюють спеціальними противагами, які можуть встановлюватись на протилежному від точки підвішування штанг плечі балансира, на кривошипі або їх комбінацією (рис. 1). Противаги виконують роль акумулятора енергії, накопичуючи її під час руху штанг вверх і віддаючи під час руху вниз.

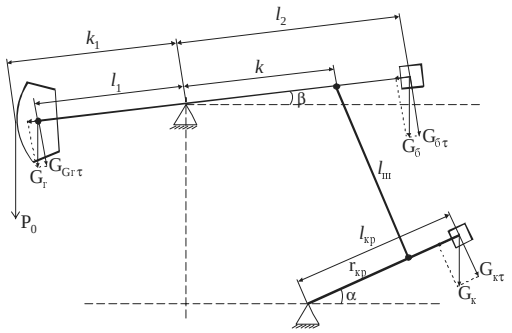

Рис. 1. Розміщення противаг на верстаті-гойдалці ШНВУ

Отже економічність і надійність роботи ШНВУ залежить в значній мірі від правильного балансування верстата-гойдалки. Невідповідність зрівноваження верстата-гойдалки умовам, в яких він працює, призводить не тільки до перевитрат електричної енергії, але й до передчасного зношування редуктора, а нерідко й до аварійних ситуацій, тому питання дослідження зрівноваження верстата-гойдалки має важливе економічне значення.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Зрівноваження верстата-гойдалки здійснюють, виходячи з необхідності забезпечення найменшого середньоквадратичного значення обертального моменту за повний цикл роботи плунжерної помпи [1, 3 ,6 ,7]. В ідеальному випадку при цьому забезпечується рівність максимальних значень обертальних моментів під час руху плунжера вверх і вниз, а, значить, і рівність роботи, яку здійснює двигун за обидва півцикли. На практиці [7] для вирівнювання пікових значень моментів під час руху плунжера вверх і вниз використовують номограми, які наводяться в паспортних даних. Остаточно зрівноваження та його контроль виконують експериментально в процесі експлуатації. Відомі методи [4, 8] оцінки зрівноваженості верстата-гойдалки мають в своїй основі вимірювання струмів, потужності тощо. Зокрема, в [7] наведена емпірична формула, яка дає змогу визначити, на якій віддалі від осі обертання необхідно розмістити ротор-

ний вантаж в залежності від показів амперметра при переміщенні колони штанг вверх і вниз. Такий підхід має низку недоліків щодо достовірності, трудомісткості, точності. Крім того, експериментальні дослідження неможливі на етапі проектування, тому отримання інформації про параметри роботи АД в електроприводі ШНВУ методами математичного моделювання та вирішення на її основі проблеми зрівноваження є актуальною задачею.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Загальноприйнято [6, 7] оцінювати характер періодичної кривої зміни навантаження на підставі значення коефіцієнта форми, який визначається як відношення середньоквадратичної потужності, яку розвиває двигун, до середньої потужності за повний цикл роботи установки [1, 6]

$$k_{\phi} = \sqrt{\frac{1}{T_{\text{м}}}\int_0^{T_{\text{м}}} p^2 dt} \Bigg/ \frac{1}{T_{\text{м}}}\int_0^{T_{\text{м}}} p dt\,, \qquad (1)$$

де p – миттєве значення активної потужності двигуна; $T_{\text{м}}$ – часовий період одного циклу зміни навантаження (повного оберту кривошипа). Як свідчить практика [6, 7], значення цього коефіцієнта лежить в межах $k_{\phi} = 1{,}2 \div 3{,}0$, а, як вказано в [2], точно визначити числові його значення можна лише шляхом запису та обробки навантажувальних діаграм, що є складною і трудомісткою задачею. Крім того, умови роботи ШНВУ в процесі експлуатації постійно змінюються. У зв'язку зі сказаним розглянемо спосіб вирішення поставленої задачі на підставі математичного моделювання.

СУТЬ МЕТОДУ

Математична модель верстата-гойдалки дає змогу однозначно визначати закони руху елементів верстата-гойдалки, зокрема, залежності їх лінійних та кутових переміщень від кута повороту кривошипа на підставі геометричних розмірів ланок перетворювального механізму, планарна схема якого зображена на рис.2.

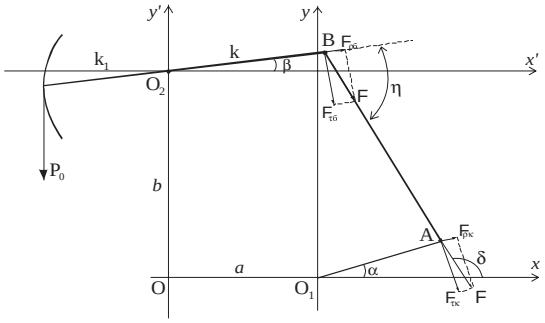

Рис. 2. Кінематична схема верстата-гойдалки

Зокрема, виходячи з методів аналітичної геометрії, можна визначити залежність кута β повороту балансира від кута α повороту кривошипа за формулою

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

де $A = k^2 + r_{\text{кр}}^2 + a^2 + b^2 - l^2 + 2r_{\text{кр}}\left(a\cos\alpha - b\sin\alpha\right)$;

$$B = -2k\left(a + r_{\text{кр}}\cos\alpha\right); \qquad C = 2k\left(b - r_{\text{кр}}\sin\alpha\right).$$

Отже, між кутом α повороту балансира і кутом β повороту балансира існує періодична залежність

$$\beta = \beta(\alpha) = \beta(\alpha + 2\pi). \qquad (3)$$

Кут δ між шатуном і віссю x визначається за формулою

$$\delta = \operatorname{arctg}\frac{k\sin\beta - r_{\text{кр}}\sin\alpha + b}{k\cos\beta - r_{\text{кр}}\cos\alpha - a}. \qquad (4)$$

Тангенціальна складова сили F, яка діє на палець кривошипа зі сторони балансира, визначається за формулою

$$F_{\tau\text{к}} = F\sin(\alpha - \delta), \qquad (5)$$

де сила F – сила, яка діє уздовж шатуна, з урахуванням зрівноважувального вантажу на балансирі. Отже, беручи до уваги, що $G_{\tau\text{к}} = G_{\text{к}}\cos\alpha$, отримаємо

$$M_{\text{кр}} = G_{\text{к}}l_{\text{к}}\cos\alpha - Fr_{\text{кр}}\sin(\alpha - \delta), \qquad (6)$$

де сила F визначається за формулою

$$F = \frac{k_1P_0 + \left(G_{\text{г}}l_{\text{г}} - G_{\text{б}}l_{\text{б}}\right)\cos\beta}{k\sin(\delta - \beta)}, \qquad (7)$$

де P_0 – значення сили, яка діє в точці підвішування штанг [6].

Підставивши (7) в (6), отримаємо формулу для моменту навантаження на валу кривошипа

$$M_{\text{кр}} = \frac{r_{\text{кр}}\sin(\alpha - \delta)}{k\sin(\delta - \beta)}\left(P_0k_1 + \left(G_{\text{г}}l_{\text{г}} - G_{\text{б}}l_{\text{б}}\right)\cos\beta\right) - G_{\text{к}}l_{\text{к}}\cos\alpha. \qquad (8)$$

Момент, який передається через редуктор та пасову передачу до привідного двигуна, визначається за формулою

$$M_{\text{в}}(\alpha) = M_{\text{кр}}/k_i\,, \qquad (9)$$

де k_i.– коефіцієнт передачі.

Споживана двигуном активна потужність в осях x, y визначається за формулою [9]

$$p = 1{,}5\left(u_{sx}i_{sx} + u_{sy}i_{sy}\right), \qquad (10)$$

а для визначення струмів та потокозчеплень контурів, які відповідають швидкості ω обертання ротора АД, необхідно розв'язувати систему диференціальних рівнянь (ДР), яка описує динаміку електроприводу установки. Беручи до уваги, що ШНВУ має періодично змінний момент інерції, ця система має вигляд

$$\begin{aligned}
\frac{d\psi_{sx}}{d\alpha} &= \frac{p_0k_i\left(\omega_0\psi_{sy} - R_si_{sx} + u_{sx}\right)}{\omega};\\
\frac{d\psi_{sy}}{d\alpha} &= \frac{p_0k_i\left(-\omega_0\psi_{sx} - R_si_{sy} + u_{sy}\right)}{\omega};\\
\frac{d\psi_{rx}}{d\alpha} &= \frac{p_0k_i\left(\omega_0\psi_{ry} - R_ri_{rx}\right)}{\omega} - p_0k_i\psi_{ry};\\
\frac{d\psi_{ry}}{d\alpha} &= \frac{p_0k_i\left(-\omega_0\psi_{rx} - R_ri_{ry}\right)}{\omega} + p_0k_i\psi_{rx};\\
\frac{d\omega}{d\alpha} &= \frac{p_0^2k_i}{\omega J(\alpha)}\left(\frac{3p_0}{2}\left(\psi_{sx}i_{sy} - \psi_{sy}i_{sx}\right) - M_{\text{в}}(\alpha)\right) - \frac{\omega}{2J(\alpha)}\frac{dJ(\alpha)}{d\alpha},
\end{aligned} \qquad (11)$$

де ψ_{sx}, ψ_{sy} ψ_{rx}, ψ_{ry}, i_{sx}, i_{sy}, i_{rx}, i_{ry}, u_{sx}, u_{sy}, R_s, R_r – потокозчеплення, струми, напруги та активні опори контурів; p_0, – кількість пар полюсів АД; ω_0, ω – частота напруги живлення та кутова швидкість обертання ротора; k_i – передавальне число між двигуном та кривошипом; $M_{\text{в}}(\alpha) = M_{\text{в}}(\alpha + 2\pi)$, $J_{\text{в}}(\alpha) = J_{\text{в}}(\alpha + 2\pi)$ – періодичні залежності моменту навантаження та моменту інерції від кута α повороту кривошипа, який зв'язаний з кутом γ повороту ротора залежністю $\alpha = \gamma/k_i$.

Періодичність зміни моменту навантаження та моменту інерції в усталених режимах роботи ШНВУ зумовлюють періодичність зміни координат режиму (потокозчеплень, струмів, швидкості обертання ротора АД тощо). Отже задача розв'язування системи ДР (11) полягає в знаходженні законів зміни координат на періоді, що принципово відрізняється від розв'язування

задачі при незмінному моментові навантаження. Розв'язування задачі шляхом розрахунку перехідного процесу аж до усталення неефективно й недоцільно з багатьох міркувань. Отримати періодичні залежності координат найбільш ефективно можна методом розв'язування крайової задачі [5], суть якого полягає в апроксимації змінних стану кубічними сплайнами.

Для цього представимо систему (11) у векторній формі

$$\frac{d\vec{y}(\vec{x},\alpha)}{d\alpha} = \vec{z}(\vec{y},\vec{x},\vec{u}), \qquad (12)$$

де $\vec{y} = (\vec{\psi},\omega)^{\mathrm{T}}$; $\vec{x} = \left(i_{sx},i_{sy},i_{rx},i_{ry},\omega\right)^{\mathrm{T}}$;

$\vec{u} = \left(u_{sx},u_{sy},0,0\right)^{\mathrm{T}}$; $\vec{z} = \left(z_1,\ldots,z_5\right)^{\mathrm{T}}$ – вектор, компонентами якого є праві частини системи (11); (верхній індекс "т" означає транспонування).

Здійснивши сплайн-апроксимацію координат на сітці N+1 вузлів періоду у відповідності з викладеним в [5], отримаємо алгебричний аналог системи (12) у вигляді нелінійного алгебричного рівняння

$$H_{\mathrm{C}}\vec{Y}_{\mathrm{C}} - \vec{Z}_{\mathrm{C}} = 0, \qquad (13)$$

де H_{C} – блочно–діагональна матриця, яка складається з N однакових блоків (підматриць H) розміру 5×5, елементи яких визначаються лише віддалями між вузлами; $\vec{Y}_{\mathrm{C}} = \left(\vec{y}_1,\ldots,\vec{y}_N\right)^{\mathrm{T}}$, $\vec{Z}_{\mathrm{C}} = \left(\vec{z}_1,\ldots,\vec{z}_N\right)^{\mathrm{T}}$ – вектори, компонентами яких є вектори розмірності N вузлових значень відповідних змінних.

Розв'язком системи (13) є значення сіткового вектора $\vec{X}_{\mathrm{C}} = \left(\vec{x}_1,\ldots,\vec{x}_N\right)^{\mathrm{T}}$, компонентами якого є вектори вузлових значень струмів контурів та швидкості обертання ротора АД, яке можна знайти ітераційним методом Ньютона. При цьому для кожного значення маси $G_{\mathrm{к}}$ вантажу на кривошипі, обчислюємо вузлові значення моменту інерції $J_j(\alpha_j)$ та за формулою (8) прикладеного до кривошипа моменту $M_{\mathrm{в}j}(\alpha_j)$ навантаження. Споживана двигуном потужність, яка відповідає вузловому значенню вектора $\vec{x}_j$, визначається за формулою (10).

У зв'язку з нелінійністю системи (13) її розв'язування ітераційним методом пов'язане з проблемою збіжності обчислювального процесу. Отримати багатовимірну залежність вузлових значень координат від зміни величини $G_{\mathrm{к}}$ можна викладеним в [9] диференціальним методом, суть якого полягає в наступному.

Оскільки до рівняння руху системи електроприводу згідно з (8), (9) входить вага зрівноважувального вантажу $G_{\mathrm{к}}$, систему (13) продиференціюємо по цій змінній. В результаті отримаємо

$$W\frac{d\vec{X}}{dG_{\mathrm{к}}} = \frac{\partial\vec{Z}_{\mathrm{C}}}{\partial G_{\mathrm{к}}}, \qquad (14)$$

де $W = \left(H_C - \frac{\partial Z_C}{\partial Y_C}\right)\frac{\partial Y_C}{\partial X_C} - \frac{\partial Z_C}{\partial X_C}$ – матриця Якобі.

Інтегруючи систему ДР (14) по $G_{\mathrm{к}}$, отримаємо багатовимірну характеристику, яка визначає залежність значення сіткового вектора $\vec{X}_{\mathrm{C}} = \left(\vec{x}_1,\ldots,\vec{x}_N\right)^{\mathrm{T}}$, компонентами якого є вектори вузлових значень струмів контурів та швидкості обертання ротора АД, від зміни $G_{\mathrm{к}}$. На кожному крокові значення вектора $\vec{X}_{\mathrm{C}}$ можна уточнювати ітераційним методом Ньютона. Аналогічно можна досліджувати вплив на характер зміни моменту на валу АД маси $G_{\mathrm{б}}$ вантажу на балансирі.

Як приклад, на рис. 3 наведені розрахункові криві потужності на валу двигуна 4АР160S4У3, який приводить в рух верстат-гойдалку 7СК8-3,5-4000, розраховані при різних значеннях зрівноважувального вантажу на кривошипі, яким відповідають різні середні значення електромагнітного моменту і коефіцієнта форми кривої ($M_{\mathrm{сер}} = 1{,}0$, $k_{\Phi} = 1{,}28$ і $M_{\mathrm{сер}} = 0{,}5$, $k_{\Phi} = 1{,}89$), викладеним вище методом.

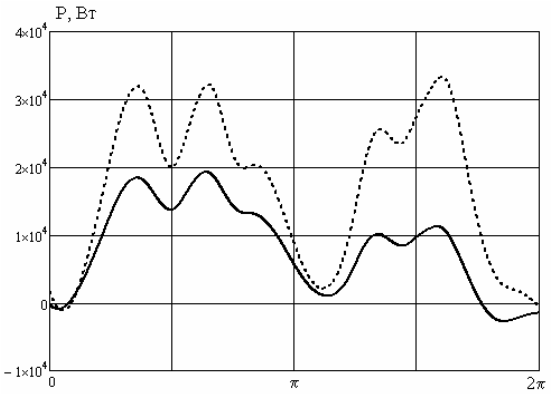

Рис. 3. Залежності потужності на валу двигуна в стаціонарному режимі роботи ШНВУ при різних значеннях вантажу на кривошипі

ВИСНОВКИ

Запропонований в статті метод дослідження збалансованості верстата-гойдалки штангової нафтовидобувної установки на підставі аналізу його кінематичної схеми дає змогу здійснювати оптимізаційні розрахунки методами математичного моделювання, а отже виключити натурні дослідження на діючих установках.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бак С.И., Читипаховян С.П. Электрификация блочно-комплектных установок нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1989. – 183 с.
2. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. – К.: Реал Прінт, 2004. – 695 с.
3. Вагидов М.А. Автоматизированное проектирование и исследование оптимальных станков-качалок//Изв. вузов СССР. Нефть и газ. – 1989. – № 1. – С. 81–84.
4. Исаченко И.Н., Гольдштейн Е.И., Налимов Г.П. Методы контроля сбалансированности станка-качалки на основе измерения электрических параметров//Нефтяное хозяйство. – 2002. – № 1. – С. 60–61.
5. Маляр А.В. Математична модель електроприводу штангової глибиннопомпувальної установки// Наук.-техн. зб. "Електромашинобудування та електрообладнання". – К.: Техніка, 2006. – Вип. 67. – С. 27–31.
6. Михайлов В.В., Жуков Ю.С., Суд И.И. Энергетика нефтяной и газовой промышленности. – Недра, 1982.– 350 с.
7. Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. – М.: Недра, 1984. – 464 с.
8. Смородов Е.А.Оперативный контроль сбалансированности станка-качалки на основе динамометрирования // Нефтяное хозяйство. – 2001.– № 7. – С. 57–58.
9. Фильц Р.В. Математические основы теории электромеханических преобразователей. – К.: Наукова думка, 1979. – 208 с.

Надійшла 12.01.2009

Маляр Андрій Васильович, к.т.н.
Національний університет "Львівська політехніка"
Україна, 79013, Львів, вул. С. Бандери, 12
кафедра електроприводу і автоматизації промислових установок
тел. (032) 258-26-54, e-mail: svmalyar@polynet.lviv.ua