

ЕСТИМАТОР КОЕФІЦІЄНТА ЗРІВНОВАЖЕННЯ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ

Вступ.

Забезпеченість країни паливно-енергетичними ресурсами – одне з найголовніших завдань національної економіки. Нафта є стратегічним ресурсом, який має вплив на всі сфери суспільного життя. З кожним роком обсяги видобутку нафти зростають, а запаси суттєво зменшуються. Собівартість видобутої в Україні нафти відносно висока, оскільки видобуток її фонтанним способом майже припинився, а тому примусовий спосіб видобування нафти за допомогою штангових глибинонасосних установок (ШГНУ) є основним в нафтовій промисловості країни (близько 80% наявного фонду нафтових свердловин). Значна частина механізованого фонду свердловин відноситься до малодебітних. З року в рік доля таких свердловин зростає, у зв'язку з чим збільшується кількість експлуатаційного обладнання завищеної потужності, а тому, набуває великого значення пошук шляхів щодо зниження енергоспоживання. Одним з таких шляхів є правильне зрівноваження верстата-гойдалки.

Робота верстатів-гойдалок характеризується нерівномірним циклічним навантаженням та змінним моментом інерції. Якщо верстат-гойдалку не оснастити засобами для зрівноваження, то навантаження привідного двигуна під час руху плунжера вгору і вниз будуть суттєво відрізнятися, що значно погіршує енергетичні показники електроприводу. Для зрівноваження навантаження рухомої системи верстата-гойдалки і привідного двигуна під час руху колони штанг вгору і вниз використовують балансири і кривошипні противаги. Використання зрівноваженої системи зменшує втрати електроенергії та збільшує коефіцієнт потужності електроприводу.

Постановка задачі.

При зрівноважуванні верстата-гойдалки виходять з необхідності забезпечення найменшого середньоквадратичного значення моменту за повний цикл роботи, якому відповідає рух плунжера вгору і вниз. Досвід показує, що при цьому практично забезпечується й рівність максимумів моменту за обидва півцикли. Для визначення ступеня зрівноваження верстатів-гойдалок найчастіше використовуються сигнали від давачів струму або потужності, які встановлюють в колі живлення електроприводу ШГНУ [1-4]. При цьому для оцінки зрівноваженості використовують коефіцієнт зрівноваження за струмом

$$K_c = 2 \frac{I_1 - I_2}{I_1 + I_2}, \quad (1)$$

де I_1, I_2 – максимальний струм двигуна при ході плунжера вгору та вниз відповідно.

В іншому випадку використовують коефіцієнт зрівноваження за активною потужністю

$$K_n = 2 \frac{P_1 - P_2}{P_1 + P_2}, \quad (2)$$

де P_1, P_2 – максимальна активна потужність двигуна при ході плунжера вгору та вниз відповідно.

Вважається, верстат потрібно дозрівноважувати, якщо вказані коефіцієнти є більшими за 0,1.

Крім згаданих коефіцієнтів використовують ще й інші. Наприклад, коефіцієнт зрівноваження за енергоспоживанням

$$K_e = \frac{P_c}{P_{c \min}}, \quad (3)$$

де $P_c, P_{c \min}$ – середнє та мінімальне значення активної потужності за період гойдання відповідно.

Як було показано в [3] всі ці критерії оцінки дають схожі результати. Вибір конкретного з них залежить від наявності апаратного та програмного забезпечення для контролю збалансованості, яке часто є досить дорогим та вимагає високої кваліфікації обслуговуючого персоналу. Тому на практиці для зрівноваження часто користуються наближеними номограмами чи формулами, складеними саме для даного типорозміру верстата-гойдалки. Таким чином актуальною є задача створення математичної моделі, яка б дала змогу визначити ступінь зрівноваженості верстата-гойдалки та оцінити його вплив на енергетичні показники роботи електроприводу.

Виклад основного матеріалу.

Для оцінки зрівноваження верстата-гойдалки та розрахунку його впливу на показники роботи глибинонасосної установки створено естиматор, який складається з моделей механічної та електричної частин ШГНУ [5-7].

Модель електричної частини формується із системи диференціальних рівнянь електромагнітної рівноваги

контурів АД в системі координатних осей x, y з урахуванням розбиття кожного стержня на n елементарних у функції кута α повороту кривошипа. Вона складається з векторного рівняння для статора

$$\frac{d\vec{\psi}_s}{d\alpha} = \frac{e}{\omega} (\dot{u}_s + \Omega \vec{\psi}_s - R_s \vec{i}_s), \quad (4)$$

та n векторних рівнянь для ротора

$$\frac{d\vec{\psi}_{rj}}{d\alpha} = \frac{e}{\omega} (\Omega \vec{\psi}_{rj} - R_{rj} \vec{i}_{rj}) + E \vec{\psi}_{rj}, \quad (j=1, \dots, n) \quad (5)$$

де

$$\Omega = \begin{bmatrix} & -\omega_0 \\ \omega_0 & \end{bmatrix}; \quad R_s = \begin{bmatrix} & r_s \\ r_s & \end{bmatrix}; \quad R_{rj} = \begin{bmatrix} & r_{rj} \\ r_{rj} & \end{bmatrix}; \quad E = \begin{bmatrix} & e \\ e & \end{bmatrix};$$

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

$\psi_{sx}, \psi_{sy}, \psi_{r1x}, \psi_{r1y}, \dots, \psi_{rnx}, \psi_{rny}; u_{sx}, u_{sy}; i_{sx}, i_{sy}, i_{r1x}, i_{r1y}, \dots, i_{rnx}, i_{rny}; r_s, r_{r1}, \dots, r_{rn}$ – потокозчеплення, напруги, струми та активні опори контурів; ω_0, ω – кутові швидкості обертання магнітного поля та ротора, виражені в електричних радіанах за секунду; $e = k_i \cdot p_0$, (k_i – передавальне число редуктора і клинопасової передачі, p_0 – кількість пар полюсів).

Рівняння руху системи електроприводу має вигляд

$$\frac{d\omega}{d\alpha} = k_i p_0 \frac{3p_0^2}{2J} \left((\psi_{sx} i_{sx} - \psi_{sy} i_{sy}) - M_e(\alpha) \right) / \omega - \frac{\omega}{2J} \frac{dJ}{d\alpha}, \quad (6)$$

де $M_e(\alpha)$ – момент навантаження, який залежить від кута α повороту кривошипа і однозначно визначається із кінематичної схеми верстата-гойдалки [8] та динамограми – функціональної залежності зусилля у полірованому штоці P_{cv} від його переміщення S ;

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 шківом, за допомогою якого він з'єднаний клинопасовою передачею зі шківом вхідного валу редуктора; редуктора, який складається із моментів інерції зубчастих коліс, приведених до вхідного валу; кривошипа разом із вантажем на його кінці (при роторному зрівноваженні); шатуна; балансира разом із балансиричним вантажем (при балансиричному зрівноваженні); штанг з плунжером помпи та стовпа рідини, яка знаходиться над нею.

Рівняння (4)–(6) використовуються при реалізації естиматора коефіцієнта зрівноваження верстата-гойдалки. Його вхідною інформацією є динамограма, а вихідною величиною – значення коефіцієнта зрівноваження. Це дає можливість обслуговуючому персоналу в процесі встановлення та експлуатації ШГНУ вибрати оптимальний ступінь зрівноваженості верстата-гойдалки.

Як приклад, на рис.1 показано криві зміни коефіцієнта зрівноваження за активною потужністю від радіуса R зрівноважувального вантажу. Дослідження проводились для різних величин максимального зусилля в полірованому штоці: 1 – 73 кН, 2 – 68 кН, 3 – 64 кН, 4 – 55 кН (рис.1), які відповідали різним довжинам штанг. У якості приводного двигуна було взято АД з подвійною кліткою ротора 4AP160S4Y3 ($P_n = 15$ кВт, $U_n = 380$ В, $n_0 = 1500$ об/хв, $M_n = 97$ Н·м).

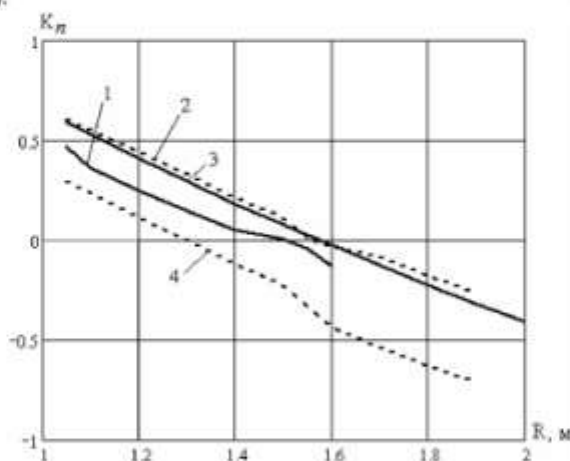


Рис.1. Залежність коефіцієнта зрівноваження за активною потужністю від радіуса зрівноважувального вантажу

Крім цього, використання запропонованого естиматора дає змогу отримати залежності й інших величин, які можна використати для оцінки показників роботи глибинонасосної установки – споживаної активної потужності, струму статора, $\cos \phi$, моменту на валі двигуна, зусилля в елементах верстата-гойдалки тощо. Так на рис.2 наведено криві залежностей середньоквадратичного моменту привідного двигуна за один цикл обертання кривошипа (рис.2,а) та середньої активної потужності, яка ним споживається.

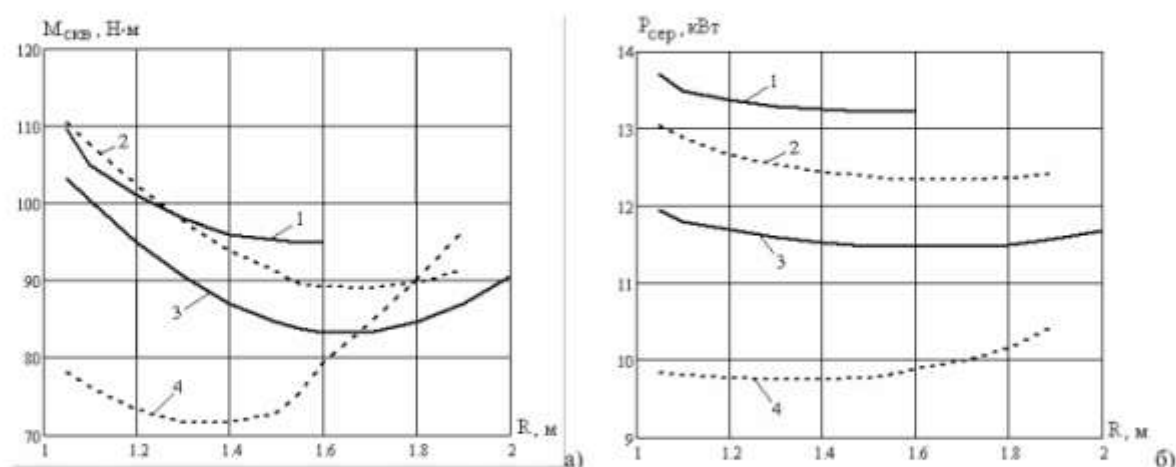


Рис.2. Залежність середньоквадратичного значення моменту (а) та середньої активної потужності (б) двигуна від радіуса зрівноважувального вантажу

Отримані результати показують зниження споживання активної потужності та середньоквадратичного моменту в установках із зрівноваженим верстатом-гойдалкою. Таким чином можна сформувати банк кривих для свердловин всього родовища, що в подальшому допоможе обслуговуючому персоналу встановлювати оптимальний з точки зору енергоспоживання режим експлуатації свердловини.

Висновки.

– Одним із важливих чинників економії електроенергії є зрівноваження верстата-гойдалки, однак значна частина свердловин експлуатується незрівноваженими верстатами.

– За допомогою естиматора можна оперативно контролювати витрати електроенергії кожної ШГНУ та запобігати виникненню аварійних та передаварійних ситуацій.

– Використання запропонованого естиматора не потребує встановлення додаткового обладнання безпосередньо на свердловині, що значно зменшує вартість діагностичного обладнання. Особливо це проявляється в масштабах цілого родовища, коли естиматор використовується як складова частина системи централізованого контролю за роботою великої кількості свердловин.

Література.

1. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. – К.: Реал Принт, 2004. – 695с.
2. Ровінський В.А. Вимірник потужності приводу верстатів-качалок / Методи та прилади контролю якості. – №9. - Івано-Франківськ, 2002.
3. Исаченко И.Н., Гольдштейн Е.И., Налимов Г.П. Методы контроля сбалансированности станка-качалки на основе измерения электрических параметров//Нефтепромышленное оборудование. – 2002. – №1. – С.60-61.
4. Гольдштейн Е.И., Цапко И.В. Нетрадиционные способы функционального контроля и диагностики электромеханических, электротехнических и электротехнологических систем// Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2000. – №1. – С.81-86.
5. 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: Штинца. – 1979. – С. 11-22.
6. Білик В.Ф., Васків О.В., Калужний Б.С., Маляр А.В., Яремко Р.В. Методика діагностики стану глибинонасосної установки за значеннями моменту двигуна // Вестник НТУ "Харьковский политехнический институт" "Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика", 2002, №12. – Том 2. – С.541-542.
7. Маляр А.В., Тацій А.Р. Визначення експлуатаційних параметрів асинхронних двигунів в електропроводах верстатів-гойдалок // Вісник НУ "Львівська політехніка" "Електроенергетичні та електромеханічні системи". – 2007. – № 596. – С.157-161.
8. Лозинський О.Ю., Калужний Б.С., Маляр А.В. Дослідження електроприводу штангової глибинонасосної установки //Технічна електродинаміка. – 2008. – Тематичний випуск. – №6. – С.37-40.