

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ НА  
ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ШТАНГОВОЇ  
ГЛИБИНОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ**

**Вступ.** Періодичне видобування нафти штанговими глибинними помпами із використанням верстатів-гойдалок є основним в Україні. Робота цих верстатів характеризується циклічним навантаженням та змінним моментом інерції. Це, в свою чергу, призводить до того, що приводний двигун має нерівномірне навантаження і працює у перехідному режимі. Тому середні значення ККД і  $\cos \varphi$  є завжди меншими від номінальних. З метою вирівнювання навантаження на редуктор, пасову передачу, електродвигун і зниження його максимального навантаження потрібно зрівноважити вагу штанг. Зрівноважена система значно покращує енергетичні показники електропривода, оскільки коливання навантаження електродвигуна зрівноваженого верстата-гойдалки зменшуються. Це досягається встановленням противаги на кінці балансира (зі сторони, протилежної до головки, на якій підвішені штанги глибинної помпи). Такий спосіб називається балансирним зрівноваженням. На нафтовидобувних установках застосовується зрівноваження верстатів-гойдалок шляхом закріплення вантажу на кривошипах (роторне зрівноваження), а також комбіноване зрівноваження.

**Постановка задачі.** Зрівноваження верстатів-гойдалок виконують перед запуском встановленого верстата та після зміни його параметрів. Чим краще зрівноважений верстат-гойдалка, тим менші коливання моменту навантаження двигуна. У зрівноваженій установці максимальна потужність двигуна під час руху плунжера вгору і вниз є майже однакою. Зменшення коливань навантаження за умови зрівноваження системи верстата-гойдалки дозволяє зменшити і номінальну потужність двигуна. Таким чином завантаження його вирівнюється. Вся установка у цьому випадку працює з більш високим ККД і  $\cos \varphi$ . Оскільки у зрівноваженому верстаті-гойдалці пікові значення струму під час руху штанг вгору і вниз майже однакові, перевірка ступеня зрівноваження, зазвичай, зводиться до вимірювання струму та напруги [1–3]. Для розрахунку вантажу зрівноваження використовують формули, які були запропоновані в [1]. Однак практично зрівноважити верстат-гойдалку відповідно до наведених формул можна, тільки користуючись спеціальними номограмами чи формулами, складеними саме для даного типорозміру верстата-гойдалки. Тому актуальним завданням є створення математичної моделі, яка б дала змогу знайти параметри зрівноважувального вантажу та оцінити вплив зрівноваженості верстата-гойдалки на характеристики приводного двигуна.

**Модель електропривода глибинонасосної установки.**

Для розрахунку енергетичних показників роботи асинхронного двигуна (АД) з короткозамкненим ротором, який використовується для привода верстата-гойдалки, використаємо рівняння електромагнітної рівноваги контурів статора і ротора в обертових осях  $x, y$  [4], в яких для врахування витіснення струму в стержнях глибокопазного ротора кожен стежень розділено по висоті на  $n$  елементарних [5,6]. За цієї умови система рівнянь електромеханічної рівноваги має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d\psi_{sx}}{dt} - \omega_0 \psi_{sy} + R_s i_{sx} &= u_{sx} ; & \frac{d\psi_{sy}}{dt} + \omega_0 \psi_{sx} + R_s i_{sy} &= u_{sy} ; \\ \frac{d\psi_{r1x}}{dt} - s\omega_0 \psi_{r1y} + R_{r1} i_{r1x} &= 0 ; & \frac{d\psi_{r1y}}{dt} + s\omega_0 \psi_{r1x} + R_{r1} i_{r1y} &= 0 , \\ & \vdots & & \\ \frac{d\psi_{mx}}{dt} - s\omega_0 \psi_{my} + R_m i_{mx} &= 0 ; & \frac{d\psi_{my}}{dt} + s\omega_0 \psi_{mx} + R_m i_{my} &= 0 , \\ M_e - M_B &= M_{дин} , \end{aligned} \tag{1}$$

де  $\psi_{sx}, \psi_{sy}, \psi_{r1x}, \psi_{r1y}, \dots, \psi_{mx}, \psi_{my}, i_{sx}, i_{sy}, i_{r1x}, i_{r1y}, \dots, i_{mx}, i_{my}$  – потокозчеплення та струми перетворених контурів статора і ротора;  $R_s, R_{r1}, \dots, R_m$  – активні опори цих контурів;  $\omega_0$  – циклічна частота напруги живлення;  $s$  – ковзання ротора;

$M_e = 1.5p(\psi_{sx} i_{sy} - \psi_{sy} i_{sx})$  – електромагнітний момент АД,  $p$  – кількість пар полюсів;

$M_{д} = J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2} \frac{dJ}{dt}$  – динамічний момент всієї електромеханічної системи, де  $\omega$  – кутова механічна швидкість обертання ротора, а  $J$  – момент інерції, який визначається як сума приведених до валу АД моментів інерції всіх елементів електропривода штангової глибинонасосної установки (ШГНУ);

$M_B = M_B(\alpha + T)$  – момент  $T$ -періодичного навантаження, період якого визначається повним циклом роботи верстата-гойдалки і який можна розглядати як функцію кута  $\alpha$  повороту кривошипа (рис.1).

Виходячи із кінематичної схеми (рис.1) для роторного зрівноваження, визначимо момент навантаження, приведений до вала двигуна, як

$$M_B = F \frac{r_{кр}}{k_p \cdot \eta}, \quad (2)$$

де  $F$  – дотичне зусилля, яке діє перпендикулярно до лінії кривошипа і прикладається в точці з'єднання кривошипа з шатуном;  $r_{кр}$  – віддаль між точкою "O" і цією точкою;  $k_p, \eta$  – передавальне число і загальний коефіцієнт корисної дії редуктора та пасової передачі відповідно.

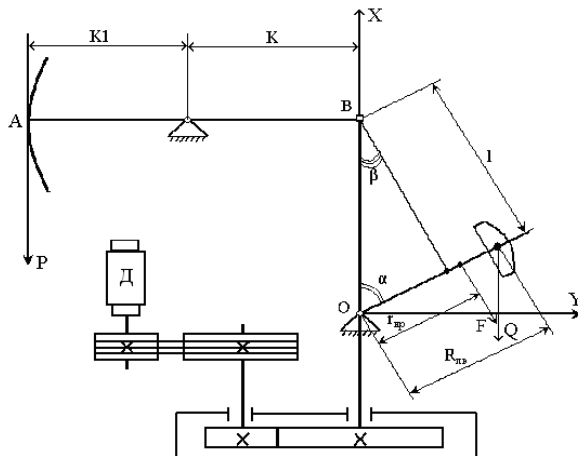


Рис.1. Кінематична схема верстата-гойдалки

Дотичне зусилля  $F$  для роторного типу зрівноваження [1] визначається як

$$F = \frac{K_1}{K} P - \frac{V_B}{\omega_{кр} r_{кр}} - \frac{R_{пв}}{r_{кр}} Q \sin \alpha, \quad (3)$$

де  $P$  – зусилля в точці підвішування штанг під час руху колони штанг вверх та вниз;  $\omega_{кр}$  – кутова швидкість обертання кривошипа;  $R_{пв}$  – радіус обертання центра ваги зрівноважувального вантажу;  $Q$  – вага вантажу зрівноваження кривошипа;  $K_1$  – довжина переднього плеча балансира;  $K$  – довжина заднього плеча балансира;

$$V_B = r_{кр} \cdot \omega \cdot \left( \sin \alpha \cdot \frac{r_{кр}}{l} + \frac{0,5 \frac{r_{кр}}{l} \sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \left( \frac{r_{кр}}{l} \right)^2 \sin^2 \alpha}} \right) - \text{лінійна швидкість точки "B" з'єднання шатуна з}$$

балансиром.

Рівняння (1)–(3) складають математичну модель, яку використаємо для оцінки зрівноваження верстата-гойдалки.

**Результати досліджень.** Для розрахунку показників електропривода глибинонасосної установки взято реально виміряне зусилля  $P$ , яке діє на полірований шток протягом періоду  $T=2\pi$  обертання кривошипа (рис.2).

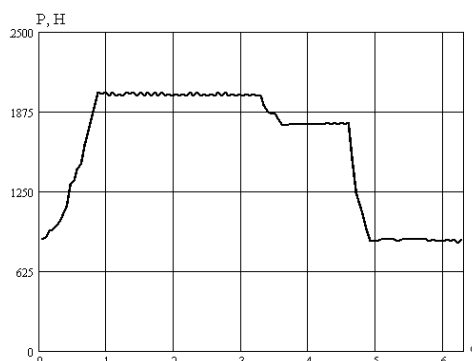


Рис.2. Залежність зусилля в полірованому штоці Свердловини №312 Бориславського НГВУ

Дослідження проводились за різними значеннями моменту на валі двигуна протягом періоду обертання кривошипа (рис.3), які залежали від радіуса  $R_{пв}$  зрівноважувального вантажу.

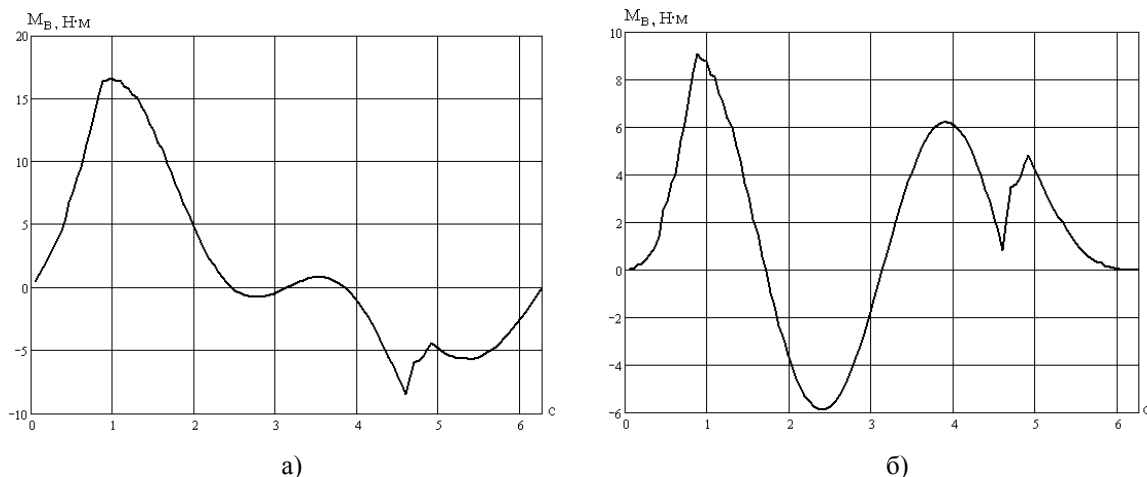


Рис.3. Залежність моменту навантаження при: а)  $R_{пв}= 0,8$  м ; б)  $R_{пв}= 0,5$  м

Як приклад, на рис.4 наведені розрахункові криві відносного значення електромагнітного моменту та  $\cos \varphi$  протягом одного періоду обертання кривошипа за умови роботи АД як приводного двигуна верстата-гойдалки 7СК8-3,5-4000.

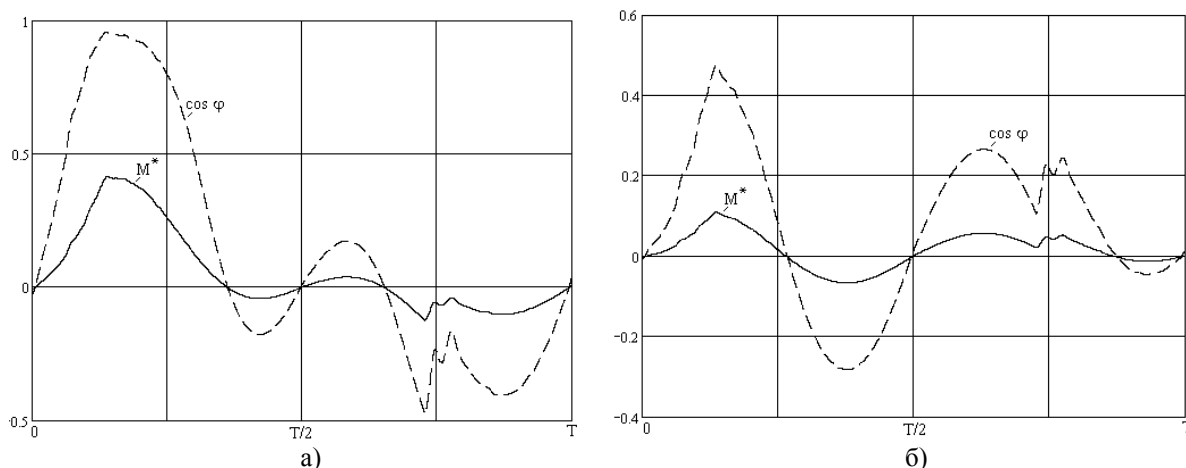


Рис.4. Залежності відносного значення електромагнітного моменту та  $\cos \varphi$  при: а)  $R_{пв}= 0,8$  м ; б)  $R_{пв}= 0,5$  м

**Висновки.** Запропонована в статті математична модель електропривода глибинонасосної установки дає змогу з урахуванням змінного моменту інерції, насичення магнітопроводу та витіснення струму в стержнях ротора АД визначати енергетичні показники роботи електропривода глибинонасосної установки, що можна використати для встановлення правильного зрівноваження верстата-гойдалки.

#### Література.

1. Кулизадэ К. Н. Электрооборудование в нефтедобыче. – Баку.: Азнефтеиздат, 1960. –531с.
2. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. – К.: Реал Прінт, 2004. – 695с.
3. Соломчак О.В., Ровінський В.А., Возняк О.С. Дослідження режимів споживання реактивної потужності асинхронними електродвигунами зі змінним навантаженням // Інформаційний збірник "Промелектро". – 2005. – №5. – С.33–38.
4. Копылов И.П., Фильц Р.В., Яворский Я.Я. Об уравнениях асинхронной машины в различных системах координат//Известия вузов СССР. Электромеханика. – 1986. – №3. – С. 22-33.
5. Калужний Б.С., Маляр А.В. Моделирование динамики пуска электропривода штанговой глибинонасосной установки//Міжвідомчий науково-технічний збірник "Електромашинобудування та електрообладнання", тематичний випуск "Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика". – 2006. – № 66. – С.167–169.
6. 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.