

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ ПІД ЧАС РОЗГОНУ

Сенчішак В.М., доцент, Попович В.Я., к.т.н., доцент,
Харун В.Р., к.т.н, доцент, Цідило І.В., к.т.н., доцент

*ІФНТУНГ, 76019, Україна, м.Івано-Франківськ, вул.Карпатська, 15
e-mail: mechmach@nung.edu.ua*

Анотація. Розроблена математична модель свердловинної штангової насосної установки з балансирним приводом – верстатом-гойдалкою. Більшість свердловин Українських нафтових родовищ знаходяться на пізній стадії розробки, тобто їх дебіт нижчий ніж подача штангових насосів. Така робота верстатів-гойдалок приводить до зниження динамічного рівня рідини в свердловині, а отже й до зміни навантаження привода. Таким чином порушується усталений режим роботи. Коли рівень рідини досягає прийому глибинного штангового насоса, верстат-гойдалку відключають. На кривошипях верстата-гойдалки встановлено противаги, які зрівноважують навантаження, що діє в точці підвіски штанг. Зміна динамічного рівня призводить до порушення зрівноваження. Таким чином двигун привода перевантажується під час пуску верстата-качалки. Проведено аналітичне дослідження свердловинної штангової насосної установки під час її пуску.

Ключові слова: СВЕРДЛОВИННА ШТАНГОВА НАСОСНА УСТАНОВКА, ВЕРСТАТ-ГОЙДАЛКА, РЕЖИМ РОБОТИ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ, ДИНАМІЧНИЙ РІВЕНЬ РІДИНИ В СВЕРДЛОВИНІ, РІВНЯННЯ РУХУ, КІНЕМАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЧАС РОЗГОНУ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ.

Вступ. Переважаюча більшість нафтових свердловин України експлуатуються за допомогою свердловинних штангових насосних установок (СШНУ), з балансирним приводом. У західному регіоні України більшість свердловин є мало дебітними, тобто видобуток рідини з них складає не більше 5 т/добу [1].

Існуючі приводи СШНУ – верстати-гойдалки, дозволяють забезпечити видобуток нафти не менше 10 т/добу, що призводить до швидкого падіння її динамічного рівня в свердловині аж до прийому штангового глибинного насосу. Часто це призводить до зриву подачі насосом.

Використання таких верстатів-гойдалок змушує застосовувати періодичний режим роботи свердловин. Це спричиняє до необхідності частих пусків СШНУ. Процес розгону верстата-гойдалки призводить до збільшення навантаження на ланки привода і до значного зростання динамічної складової рушійного моменту на валу двигуна, яка є результатом появи сил інерції мас ланок привода.

Підтвердженням цьому є проведені експериментальні дослідження зміни потужності двигуна верстата-гойдалки у період розгону [2]. Внаслідок яких виявлено значне зростання потужності двигуна під час пуску, яке перевищує більш ніж у десять разів середнє значення потужності у період усталеного режиму роботи. Різке збільшення потужності двигуна, а отже і необхідного рушійного моменту, пояснює випадки коли неможливо провести запуск верстата-гойдалки в мало дебітних свердловинах з нижнього положення кривошипних противаг.

Більшість авторів при дослідженні кінематичних та динамічних характеристик верстатів-гойдалок використовують припущення, що кутова швидкість кривошипа – постійна, а отже кутове прискорення відсутнє. Проте дійсний закон руху кривошипа впливає на динамічне навантаження балансира верстата-гойдалки у період усталеного руху [3]. На даний час відсутні роботи, які присвячені аналітичному дослідженню періоду розгону верстата-гойдалки. Відсутні розроблені рекомендації щодо зменшення динамічних навантажень на двигун у період його пуску.

Основний матеріал. У даній роботі розроблено математичну модель СШНУ та виконані теоретичні дослідження режиму роботи верстата-гойдалки в період розгону.

При дослідженні неусталеного руху необхідно розв'язати рівняння

$$J_{36} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{36}}{d\phi} = M_{36}(\phi, \omega), \quad (1)$$

де ω - кутова швидкість кривошипа верстата-гойдалки, с^{-1} ;

ϕ - кут повороту кривошипа, рад.

$J_{зв}$ - зведений до кривошипа момент інерції мас ланок привода верстата-гойдалки, мас колони штанг і рідини, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

У рівнянні (1) функція $M_{зв}(\phi, \omega)$ є зведеним моментом зовнішніх сил опору $M_{зв}^0(\phi)$ і рушійних сил $M_{зв}^p(\omega_\partial)$. Зведений момент сил опору $M_{зв}^0(\phi)$ залежить від положення ланок привода, а зведений момент рушійних сил $M_{зв}^p(\omega_\partial)$ - від кутової швидкості ротора електродвигуна.

Формули для визначення $M_{зв}^0(\phi)$, $J_{зв}(\phi)$ тут не приводяться. Вони описані у роботі [3]. Розглянемо тільки знаходження зведеного моменту рушійних сил асинхронного електродвигуна, обертовий момент якого залежить від кутової швидкості його ротора

$$M_{зв}^p(\omega_\partial) = T_\partial \cdot u, \quad (2)$$

де T_∂ - момент, який розвивається двигуном; u - передаточне число привода.

Обертовий момент T_∂ електродвигуна робочої частини його механічної характеристики можна представити лінійною функцією, і записати у вигляді

$$T_\partial = a - b\omega_\partial, \quad (3)$$

$$\text{де } a = T_n \frac{\omega_c}{\omega_c - \omega_n}, \quad b = \frac{T_n}{\omega_c - \omega_n};$$

T_n - номінальний момент електродвигуна, що відповідає кутовій швидкості ω_n ;

ω_c - синхронна швидкість обертання ротора електродвигуна.

При зведенні рушійного моменту T_∂ до вала кривошипа будемо мати

$$M_{зв}^p(\omega_\partial) = (a - b\omega_\partial)u. \quad (4)$$

В математичній моделі використано характеристики асинхронного електродвигуна АОП2-72-4У2, який входить до привода верстата-гойдалки. Паспортні дані електродвигуна: $P = 30 \text{ кВт}$, $T_m/T_n = 2$, $T_m/T_n = 2,2$, $n_c = 750 \text{ об/хв}$, $n_n = 735 \text{ об/хв}$, $J_\partial = 0,347 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. T_m , T_n , T_n - максимальний, пусковий і номінальний моменти двигуна; J_∂ - момент інерції ротора двигуна.

Для вказаного типу електродвигуна знаходимо числові значення параметрів: $a = 2110$, $b = 26,682$.

Поточне значення кутової швидкості ротора електродвигуна ω_0 виразимо через кутову швидкість кривошипа верстата-гойдалки ω і передаточне число привода $\omega_0 = \omega u$. Тепер залежність (4) матиме вигляд

$$M_{36}^p(\omega) = (a - b\omega u)u. \quad (5)$$

Підставляємо (5) у рівняння (1)

$$J_{36} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{36}}{d\phi} = (a - b\omega u)u + M_{36}^0(\phi). \quad (6)$$

Рівняння (6) розв'язуємо методом лінеаризації [4]. Після ряду перетворень, які опущені у роботі, отримаємо розв'язок рівняння (6) у вигляді

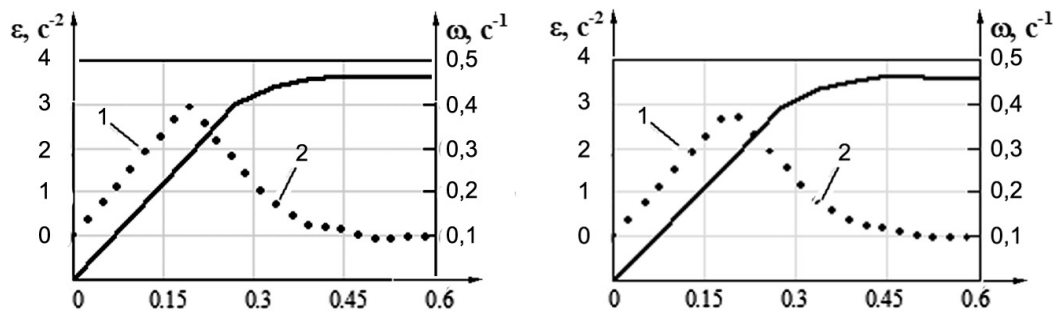
$$\omega_i = \sqrt{\omega_{i-1}^2 + \frac{2\bar{M}_{36(i)}(\phi, \omega_i)\Delta\phi + \omega_{i-1}^2(J_{36(i-1)} - J_{36(i)})}{J_{36(i)} - C_i\Delta\phi}}. \quad (7)$$

Тут $\bar{M}_{36(i)}(\phi, \omega_i)$ - середнє значення функції $M_{36}(\phi, \omega)$ на ділянці $\Delta\phi$;

$$C_i = \frac{1}{2\omega_{i-1}} \left(\frac{\partial M(\phi, \omega)}{\partial \omega} \right). \quad (8)$$

Дослідження закону руху виконувались для верстата-гойдалки 7СК12-2,5-4000 [5] для двох початкових положень колони штанг: нижнього та верхнього.

Результати розрахунків наведені на рис.1.



а) - з нижнього положення штанг б) - з верхнього положення штанг

Рисунок 1 – Розгін верстата-гойдалки:

Висновки. Розроблена математична модель дозволяє проводити розрахунки кутового прискорення кривошипа верстата-гойдалки, яке є складовою моменту сил інерції.

Як видно з графіків рисунку 1 – кутове прискорення кривошипа в період пуску верстата-гойдалки збільшується від 0 до $\varepsilon = 2,97 \text{ c}^{-2}$ за дуже короткий період часу, при цьому час розгону верстата-гойдалки із нижнього положення

штанг становить $t = 0,385c$. Час розгону верстата-гойдалки із верхнього положення штанг дещо більший і становить $t = 0,395c$, а максимальне кутове прискорення кривошипа - $\varepsilon = 2,82c^{-2}$. Тобто за короткий проміжок часу різко зростає динамічна складова, а саме M_ϕ – момент сил інерції зведених до кривошипа мас елементів привода СШНУ, значення якого не враховується при усталеному русі.

Література

1. Іванченко І.М. Резерви видобування нафти за рахунок низько дебітних свердловин у Західному регіоні України. *Науковий вісник ФНТУНГ*. 2011. №4. С.51-54.
2. Харун В.Р., Райтер П.М., Гладь І.В., Буй В.В. Проблеми використання верстатів-гойдалок в мало дебітних свердловинах. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018*: матеріали II Міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 квітня 2018 р. Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2018. С. 194-196.
3. Сенчішак В. М., Попович В. Я., Буй В. В. Вплив нерівномірності обертання кривошипа на динаміку роботи верстата-гойдалки. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 4(65). С.70-76.
4. Ковылин Ю. Я. К расчету движения механизмов под действием сил, зависящих от положения и скорости звена приведения. *Сб. научно-методических статей по теории механизмов и машин*. М.: Высшая школа. 1976. Вып. 5. С. 30-34.
5. Станки-качалки 7СК12-2,5-4000 и 7СК8-3,5-4000. Каталог. Запасные части к нефтяному оборудованию. М.: Недра, 1973. 28 с.

RESEARCH OF THE OPERATION MODE OF THE MACHINE-SWING DURING ACCELERATION

Senchishak Vasyl, Popovych Vasyl, Kharun Viktor, Tsidylo Ivan

Abstract. A mathematical model of a sucker-rod pumping unit with a balancing drive - a beam pumping unit has been developed. Most wells of Ukrainian oilfields are in a late stage of development and that means their flow rate is lower than the delivery of rod pumps. Such work of beam pumping units leads to reducing the level of dynamic loads in the well and therefore changes the drive load. This violates the steady mode of operation. When the fluid level reaches the depth of the sucker-rod pumping unit, the beam pumping unit is being switched off. There are

counterweights on the beam pumping unit cranks that counterbalance the load acting at the point of suspension of the rods. Changing the dynamic level leads to impaired counterbalance.

In this way, the drive motor is overloaded when the beam pumping unit is started. An analytical study of the downhole pumping unit during its start-up was carried out.

Keywords: DOWNHOLE SUCKER-ROD PUMPING UNIT, ROCKING MACHINE, OPERATING MODE OF THE SWINGING MACHINE, DYNAMIC FLUID LEVEL IN THE WELL, EQUATIONS OF MOTION, KINEMATIC CHARACTERISTICS, ACCELERATION TIME OF THE ROCKING MACHINE.

References

1. Ivanchenko I.M. Rezervu vudobyvannya naftu za rakhynok nuzko debitnykh sverdlonun y Zakhidnomy regioni Ykrainu. *Naykovuy visnuk IFNTYNG*. 2011. Issue 4. P.51-54.
2. Kharun V.R., Raiter P.M., Gladj I.V., Buy V.V. Problemu vukorustannya verstativ-goydalok malo debitnyh6 sverdlonunakh. *Mashunu, obladnannya i materialu dlya naroschivannya vitchuznyanogo vudobytky naftu i gazy PGE – 2018: material II Mizhnarodna nayk.-tekhn. konf.*, 24-27 april 2018. Ivano-Frankivsk: Iv.-Fr. National Technical University of Oil and Gas, 2018. P. 194-196.
3. Senchishak V. M., Popovych V. Ya., Buy V. V. Vpluv nerivnomirnosti obertannya kruvoshupa na dunamiky robotu verstata-goydalku. *Rozvidka ta rozrobka naftovukh i gazovukh rodovusch*. 2017. Issue 4(65). C.70-76.
4. Kovulin Yu.Ya. K raschety dvizheniya mekhanizmov pod deystviem sil, zavisyashchikh ot polozheniya i skorosti zvena privedeniya. *Sb. naychno-metodicheskikh statey po teorii mekhanizmov i mashun*. M.: Vuschaya shkola. 1976. Issue 5. P. 30-34.
5. Stanku-kachalku 7CK12-2,5-4000 and 7CK8-3,5-4000. Katalog. Zapasnue chasti k neftyanomy oborydovanuyu. M.: Nedra, 1973. 28 p.