

## ВПЛИВ НЕРІВНОМІРНОСТІ ОБЕРТАННЯ КРИВОШИПА НА ДИНАМІКУ РОБОТИ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ

В. М. Сенчішак, В. Я. Попович, В. В. Буй

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727147,  
e-mail: mechmach@nimg.edu.ua

У роботі проведені дослідження закону руху кривошипа привода верстата-гойдалки з врахуванням реального навантаження на балансир, взятого з динамограми роботи верстата-гойдалки на діючій свердловині.

Для цього використано нелінійне диференціальне рівняння руху всього агрегату. Вказане диференціальне рівняння розв'язане числовим методом. Досліджено вплив реального закону руху кривошипа на динамічне навантаження балансира верстата-гойдалки. За результатами досліджень скориговано величини мас противаг кривошипа.

Ключові слова: верстат-гойдалка, векторний контур, нелінійне диференціальне рівняння, точка підвісу штанг, закон руху.

В работе проведены исследования закона движения кривошипа привода станка-качалки с учетом действительной нагрузки на балансир, взятой из динамограммы работы станка-качалки на действующей скважине. Для этого использовано нелинейное дифференциальное уравнение движения всего агрегата. Указанное дифференциальное уравнение решено численным методом. Исследовано влияние реального закона движения кривошипа на динамическую нагрузку балансира станка-качалки. По результатам исследований скорректированы величины масс противовесов кривошипа.

Ключевые слова: станок-качалка, векторный контур, нелинейное дифференциальное уравнение, точка подвеса штанг, закон движения.

The study of the motion law of the pumping unit crank drive, taking into account the actual loads on the balance, taken from the dynamogram of the pumping unit operation on the active well is conducted.

For this purpose, the nonlinear differential equation of the whole unit movement is used. The given differential equation is solved by a numerical method. The influence of the real law of motion of the crank on the dynamic load of the pumping unit balancer is studied. According to the results of the research, the corrections of the counter-balance weight values of the crank are made.

Key words: pumping unit, vector path, non-linear differential equation, rod hanger center, motion law.

**Вступ.** Штангова насосна експлуатація свердловин займає чільне місце серед інших способів видобування нафти. Широке застосування обумовлене їх відносною простотою і зручністю експлуатації мало- і середньодібних свердловин.

Верстат-гойдалку приводить у дію електродвигун, який з'єднаний через клинопасову передачу з двоступеневим зубчастим редуктором. Шестиланковий важільний механізм перетворює обертальний рух вала двигуна у зворотньо-поступальний рух колони штанг.

Штангові насосні установки не постачаються комплектно: їх збирають із окремих вузлів індивідуально для конкретної свердловини. Основні вузли штангової насосної установки такі: насос, штанги, верстат-гойдалка.

Для оснащення свердловини насосним обладнанням важливим є вірний вибір вузлів за заданими параметрами свердловини. Розроблено багато таблиць і діаграм для вибору штангового насосного обладнання, вихідні дані яких є умовами експлуатації родовищ з найбільшим числом штангових насосних установок.

На інших родовищах, де використовують такі установки, вихідні дані, такі як в'язкість рідини, газовий фактор, коефіцієнт наповнення насоса, занурення насоса під динамічний рівень та інші можуть значно відрізнятися від взятих

за таблицями. Виникає необхідність у перевірці роботи вузлів установки за характеристикою свердловини у реальних умовах експлуатації.

**Аналіз сучасних досліджень.** Питання кінематики і динаміки верстатів-гойдалок достатньо ґрунтовно розглянуті у роботах [1, 2]. Методи розрахунку кінематичних і динамічних параметрів побудовані на уточнених, але дещо спрощених залежностях, які допускають деякі відхилення від реальних показників. Але з появою ЕОМ з'явилась можливість обчислювати кінематичні та динамічні параметри, відмовившись від прийнятих спрощень.

Незважаючи на велику кількість підходів до визначення навантаження у точці підвісу штанг верстата-гойдалки, неможливо точно врахувати всі фактори, які створюють навантаження на балансир. Найбільш обґрунтованими та експериментально підтвердженими є формули А. С. Вірновського [3].

Уточнені значення навантаження, що діють у точці підвісу штанг з врахуванням реальних експлуатаційних факторів свердловини, визначають за допомогою динамограм [4]. Рівень навантажень, визначених за допомогою динамограми роботи верстата-гойдалки, можна брати для досліджень динамічних параметрів штангових насосних установок.

Так, у роботі [5] запропонована методика коректування зрівноваження верстата-гойдалки за реальним навантаженням, визначеним із динамограм для свердловин, які експлуатуються.

**Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми.** Важливою характеристикою, яка дозволяє оцінити навантаженість наземної частини глибинонасосної установки, є обертальний момент, що діє на валу кривошипа. У більшості випадків розрахунки обертального моменту кривошипа виконують наближеними методами без врахування впливу кінематики верстата-гойдалки. Обертальний момент, розрахований за умови рівномірного обертання кривошипа, має суттєву відмінність від осцилограм обертальних моментів, знятих на свердловині.

У зв'язку з цим, для отримання реальної картини зміни обертального моменту кривошипного вала, необхідно проводити його аналіз з врахуванням реального закону руху кривошипа і реальних експлуатаційних факторів свердловини.

Щоб оцінити інерційне навантаження колони штанг на балансір і всі вузли штангової насосної установки, необхідно знати дійсний характер обертання кривошипа.

**Мета роботи.** Визначити реальний закон обертання кривошипа з врахуванням реальних навантажень на балансір, взятих з динамограми роботи верстата-гойдалки на діючій свердловині. Дослідити вплив нерівномірного обертання кривошипа на швидкість і прискорення точки підвісу штанг. Встановити, як впливає нерівномірний рух кривошипа на динамічне навантаження балансіра у порівнянні з його рівномірним обертанням.

За результатами динамічних досліджень виконати коректування параметрів зрівноваження верстата-гойдалки і встановити, як це вплине на рух кривошипа.

**Висвітлення основного матеріалу досліджень.** Навантаження на головку балансіра зі сторони колони штанг глибинного насоса змінюється за величиною і залежить від напрямку їх руху. Така зміна навантаження є причиною нерівномірного руху кривошипа верстата-гойдалки і, як наслідок, нерівномірного руху колони штанг (точки їх підвісу).

При дослідженні руху точки підвісу штанг необхідно розв'язати дві задачі. У першій задачі визнають закон руху кривошипа з урахуванням реальних навантажень у точці підвісу штанг. Потім, знаючи реальну кутову швидкість і прискорення кривошипа, визначають кінематичні параметри точки підвісу колони штанг.

Почнемо дослідження з кінематичного аналізу механізму привода верстата-гойдалки для заданої середньої кутової швидкості кривошипа  $\omega_{1cp}$ .

На рис. 1 зображена розрахункова схема механізму привода верстата-гойдалки. Для дослідження кінематики точки підвісу штанг заміна просторового механізму плоским є достатньо коректним у поставленій задачі.

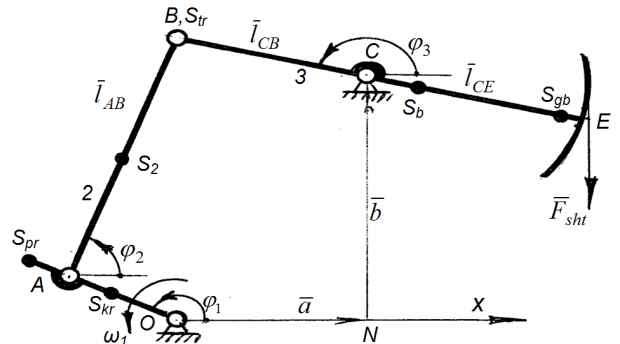


Рисунок 1 – Кінематична схема верстата-гойдалки

На схемі зазначені розміщення центрів мас шатунів, траверси, балансіра, головки балансіра, кривошипа і його противаг.

Швидкості ланок визначають за методом векторного замкненого контуру [6]. Розглянемо контур OABCNO

$$\vec{l}_{OA} + \vec{l}_{AB} = \vec{a} + \vec{b} + \vec{l}_{CB} \quad (1)$$

Векторне рівняння (1) проєкціюють на осі декартової системи координат

$$l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AB} \cos \varphi_2 = a + l_{CB} \cos \varphi_3, \quad (2)$$

$$l_{OA} \sin \varphi_1 + l_{AB} \sin \varphi_2 = b + l_{CB} \sin \varphi_3. \quad (3)$$

Виключають з рівняння кут  $\varphi_2$  і отримують рівняння

$$x \cos \varphi_3 + y \sin \varphi_3 = A, \quad (4)$$

де

$$x = 2al_{CB} - 2l_{OA}l_{CB} \cos \varphi_1,$$

$$y = 2bl_{CB} - 2l_{OA}l_{CB} \sin \varphi_1,$$

$$A = l_{AB} - a^2 - b^2 - l_{CB}^2 - l_{OA}^2 + 2al_{OA} \cos \varphi_1 + 2bl_{OA} \cos \varphi_1.$$

З рівняння (4) отримують

$$\varphi_3 = \pi - \arcsin\left(\frac{A}{\sqrt{x^2 + y^2}}\right) - \arctg\left(\frac{x}{y}\right). \quad (5)$$

З рівняння (2)

$$\varphi_2 = \arcsin\left(\frac{b + l_{CB} \cos \varphi_3 - l_{OA} \cos \varphi_1}{l_{AB}}\right) - \arctg\left(\frac{x}{y}\right). \quad (6)$$

$$\text{Рівняння (2), (3) диференціюють за часом } t - \omega_1 l_{OA} \sin \varphi_1 - \omega_2 l_{AB} \sin \varphi_2 = -\omega_3 l_{CB} \sin \varphi_3, \quad (7)$$

$$\omega_1 l_{OA} \cos \varphi_1 + \omega_2 l_{AB} \cos \varphi_2 = \omega_3 l_{CB} \cos \varphi_3. \quad (8)$$

Із системи рівнянь (2), (3) визначають кутові швидкості шатуну 2 і коромисла 3

$$\omega_2 = \frac{l_{OA} \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{l_{AB} \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \omega_1, \quad \omega_3 = \frac{l_{OA} \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{l_{CB} \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \omega_1. \quad (9)$$

Положення і швидкості центрів мас ланок:

- кривошипа

$$x_{Skr} = OS_{kr} \cos \varphi_1, y_{Skr} = OS_{kr} \sin \varphi_1,$$

$$V_{Skr}^x = -\omega_1 OS_{kr} \sin \varphi_1, V_{Skr}^y = \omega_1 OS_{kr} \cos \varphi_1,$$

$$V_{Skr} = \sqrt{(V_{Skr}^x)^2 + (V_{Skr}^y)^2};$$

- противаг

$$x_{Spr} = OS_{pr} \cos \varphi_1, y_{Spr} = OS_{pr} \sin \varphi_1,$$

$$V_{Spr}^x = -\omega_1 OS_{pr} \sin \varphi_1, V_{Spr}^y = \omega_1 OS_{pr} \cos \varphi_1,$$

$$V_{Spr} = \sqrt{(V_{Spr}^x)^2 + (V_{Spr}^y)^2},$$

- шатуна

$$x_{S_2} = l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cos \varphi_2,$$

$$y_{S_2} = l_{OA} \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \sin \varphi_2,$$

$$V_{S_2}^x = -\omega_1 l_{OA} \sin \varphi_1 - \omega_2 l_{AS_2} \sin \varphi_2,$$

$$V_{S_2}^y = \omega_1 l_{OA} \cos \varphi_1 + \omega_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2,$$

$$V_{S_2} = \sqrt{(V_{S_2}^x)^2 + (V_{S_2}^y)^2};$$

- траверси

$$x_{Str} = a + l_{CB} \cos \varphi_3, y_{Str} = b + l_{CB} \sin \varphi_3,$$

$$V_{Str}^x = -\omega_3 l_{CB} \sin \varphi_3, V_{Str}^y = \omega_3 l_{CB} \cos \varphi_3,$$

$$V_{Str} = \sqrt{(V_{Str}^x)^2 + (V_{Str}^y)^2};$$

- балансира

$$x_{S_3} = a - l_{CS_3} \cos \varphi_3, y_{S_3} = b - l_{CS_3} \sin \varphi_3,$$

$$V_{S_3}^x = \omega_3 l_{CS_3} \sin \varphi_3, V_{S_3}^y = -\omega_3 l_{CS_3} \cos \varphi_3,$$

$$V_{S_3} = \sqrt{(V_{S_3}^x)^2 + (V_{S_3}^y)^2};$$

- головки балансира

$$x_{Sgb} = a - l_{CSgb} \cos \varphi_3, y_{Sgb} = b - l_{CSgb} \sin \varphi_3,$$

$$V_{Sgb}^x = \omega_3 l_{CSgb} \sin \varphi_3, V_{Sgb}^y = -\omega_3 l_{CSgb} \cos \varphi_3,$$

$$V_{Sgb} = \sqrt{(V_{Sgb}^x)^2 + (V_{Sgb}^y)^2};$$

- точки підвісу колони штанг

$$x_{sht} = a + l_{CE}, y_{sht} = a + l_{CE} (\varphi_3 - \varphi_0),$$

$$V_{sht} = \omega_3 l_{CE}, s_{sht} = l_{CE} (\varphi_3 - \varphi_0).$$

Запишемо рівняння руху кривошипа у диференціальній формі [7]

$$J_{36} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{36}}{d\varphi} = M_{36}^p + M_{36}^0. \quad (10)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість кривошипа, рад/с;

$\varphi$  - кут повороту кривошипа, рад.

$J_{36}$  - зведений до кривошипа момент інерції мас ланок привода верстата-гойдалки, мас колони штанг і рідини,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .

У правій частині рівняння руху механізму верстата-гойдалки (10) входять, зведені до кривошипа, обертовий момент рушійних сил електродвигуна  $M_{36}^p$  і сил опору, ваги ланок і противаг  $M_{36}^0$ .

Зведений момент сил опору  $M_{36}^0$  визначається з врахуванням реального навантаження у точці підвісу колони штанг, яке взяте з динамограми записаної під час роботи верстата-гойдалки 7СК12 - 2,5 - 5600. Навантаження балансира у точці підвісу колони штанг наведено на рис. 2.

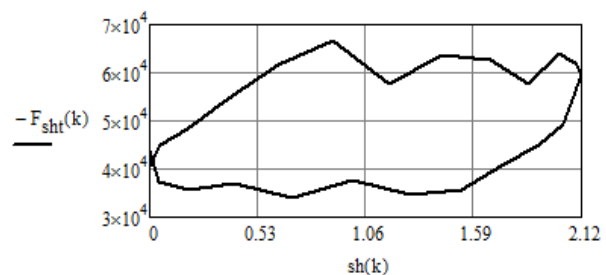


Рисунок 2 – Навантаження балансира у точці підвісу штанг

Запишемо аналітичний вираз для  $M_{36}^0$

$$M_{36}^0 = F_{sht} \frac{V_{sht}}{\omega_{1cp}} + G_{gb} \frac{V_{Sgb}^y}{\omega_{1cp}} + \quad (11)$$

$$+ G_b \frac{V_{Sb}^y}{\omega_{1cp}} + G_{tr} \frac{V_{Str}^y}{\omega_{1cp}} + 2G_2 \frac{V_{S_2}^y}{\omega_{1cp}} +$$

$$+ 2G_1 \cdot OS_{kr} \cos(\varphi_1 + \varphi_0) + 2G_{pr} \cdot OS_{pr} \cos(\varphi_1 + \varphi_0).$$

Кут  $\varphi_0 = 92,25^0$  відповідає початку руху точки підвісу штанг угору. При цьому значенні кутів  $\varphi_1 = \varphi_0 = 92,25^0$  кривошип і шатун витягнуті в одну лінію.

Робота сили  $\bar{F}_{sht}$ , сил ваги ланок  $\bar{G}_i$  і противаг  $\bar{G}_{pr}$  під час руху колони штанг угору буде від'ємною, а вниз – додатною.

Робоча частина механічної характеристики електродвигуна може бути виражена лінійною функцією, і тому обертальний момент на роторі електродвигуна можна записати у такому вигляді

$$M_o = a + b\omega_o, \quad (12)$$

$$\text{де } a = M_n \frac{n_{oc}}{n_{oc} - n_{он}}, \quad b = -M_n \frac{30n_{oc}}{\pi(n_{oc} - n_{он})};$$

$n_{oc}$ ,  $n_{он}$  - синхронна і номінальна частота обертання ротора електродвигуна;

$M_{\delta}$  - момент двигуна, що відповідає кутовій швидкості  $\omega_{\delta}$ ;

$M_n$  - номінальний момент на валу двигуна.

При зведенні рушійного моменту  $M_{\delta}$  електродвигуна до вала кривошипа будемо мати

$$M_{36}^p = (a + b\omega_{\delta})u_{np}, \quad (13)$$

де  $u_{np}$  - загальне передавальне число привода.

Запишемо аналітичні вирази для  $J_{36}$ .

$$J_{36} = J_{kr} + J_p + 2 \left[ m_2 \left( \frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + J_C \left( \frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + (m_{sh} + m_p) \left( \frac{V_E}{\omega_1} \right)^2, \quad (14)$$

де  $J_{kr}$  - момент інерції кривошипа і противаг відносно осі обертання, кгм<sup>2</sup>;

$J_p$  - зведений момент інерції зубчастих коліс редуктора і ротора електродвигуна, кгм<sup>2</sup>;

$m_2$  - маса шатуна, кг;

$m_p$  - маса рідини (під час руху штанг вниз у формулі (11) маса рідини відсутня), кг;

$m_{sh}$  - маса колони штанг, кг;

$J_{S_2}$  - момент інерції шатуна відносно осі, що проходить через центр маси, кгм<sup>2</sup>;

$J_C$  - момент інерції балансира разом з його головою і траверсою відносно осі обертання, кгм<sup>2</sup>.

Момент інерції кривошипа і противаг відносно осі обертання

$$J_{kr} = 2 \left( m_{kr} \frac{l_{kr}^2}{12} + m_{kr} (OS_{kr})^2 + m_{pr} (OS_{pr})^2 \right). \quad (15)$$

Зведений до кривошипа момент інерції зубчастих коліс редуктора і ротора електродвигуна

$$J_p = J_{\delta} u^2 + J_{шк} u_p^2 + J_{\epsilon} u_1^2 + J_T, \quad (16)$$

де  $J_{\delta}$  - момент інерції ротора електродвигуна разом з ведучим шківом клинопасової передачі, кгм<sup>2</sup>;

$J_{шк}$  - момент інерції зубчастих коліс швидкохідного вала редуктора і веденого шківа, кгм<sup>2</sup>;

$J_{\epsilon}$  - момент інерції зубчастих коліс проміжного вала редуктора, кгм<sup>2</sup>;

$J_T$  - момент інерції тихохідного вала редуктора із зубчастим колесом, кгм<sup>2</sup>;

$u$  - передавальне число редуктора;

$u_1$  - передавальне число першої ступені редуктора.

Рівняння (10) може бути проінтегроване числовими методами. Для даного випадку застосуємо метод, запропонований Г. Г. Барановим [8]. Зміст його полягає у тому, що кут повороту  $\varphi_1$  ланки зведення розбивається на достатньо малі інтервали  $\Delta\varphi$ , що приймаються за крок інтегрування. У кожному інтервалі задані функції зведених моментів рушійних сил  $M_{36}^p$  і сил опору  $M_{36}^o$  приймаються постійними, а зведений момент інерції  $J_{36}$  змінюється лінійно.

Оскільки

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d\omega_1}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \frac{d\omega_1}{d\varphi_1},$$

то рівняння (10) можна переписати у такому вигляді

$$2J_{36} d\omega_1 + \omega_1 dJ_{36} = \frac{2(M_{36}^p + M_{36}^o)}{\omega_1} d\varphi_1. \quad (17)$$

У рівнянні (17)  $d\varphi_1$  крок інтегрування  $\Delta\varphi$ . Тоді величина  $d\omega$  приросту швидкості може бути замінена різницею  $(\omega_{1(i+1)} - \omega_{1(i)})$ , а величина  $dJ_{36}$  приросту зведеного моменту інерції – різницею  $(J_{36(i+1)} - J_{36(i)})$ , де  $i$  і  $i+1$  - два положення ланки зведення, які відповідають початку і кінцю інтервалу  $\Delta\varphi$ . Враховуючи вже згадане, рівняння (17) набуде вигляду:

$$2J_{36} (\omega_{1(i+1)} - \omega_{1(i)}) + \omega_{1(i)} (J_{36(i+1)} - J_{36(i)}) = \frac{2(M_{36(i)}^p + M_{36(i)}^o)}{\omega_{1(i)}} \Delta\varphi. \quad (18)$$

Розв'язуємо рівняння (18) відносно невідомої швидкості  $\omega_{i+1}$

$$\omega_{1(i+1)} = \frac{(M_{36(i)}^p + M_{36(i)}^o) \Delta\varphi}{J_{36(i)} \omega_{1(i)}} + \frac{3J_{36(i)} - J_{36(i+1)}}{2J_{36(i)}} \omega_{1(i)}. \quad (19)$$

Дослідження закону руху виконувалось для верстата-гойдалки 7СК12-2,5-4000, паспортні дані його такі [9]:

1) геометричні розміри ланок важільного механізму:  $OA = 865 \text{ мм}$ ;  $AB = 3000 \text{ мм}$ ;  $CB = 2500 \text{ мм}$ ;  $CE = 3000 \text{ мм}$ ;  $OS_{pr} = 1000 \text{ мм}$ ;  $OS_{kr} = 725 \text{ мм}$ ;  $CS_b = 250 \text{ мм}$ ;  $CS_{bal} = 2550 \text{ мм}$ .

2) маси рухомих ланок механізму: одного кривошипа  $m_{kr} = 1425 \text{ кг}$ ; одного шатуна  $m_2 = 130 \text{ кг}$ ; траверси  $m_{tr} = 495 \text{ кг}$ ; балансира  $m_{bal} = 1280 \text{ кг}$ ; головки балансира  $m_{gb} = 390 \text{ кг}$ .

3) привод верстата-гойдалки складається із електродвигуна АОП2-72-4У2. Паспортні дані

електродвигуна:  $P = 30 \text{ кВт}$ ,  $T_n / T_n = 2$ ,  
 $n_{oc} = 750 \text{ об/хв}$ ,  $n_{он} = 735 \text{ об/хв}$ ,  
 $J_o = 0,347 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

$T_n$ ,  $T_n$  - пусковий і номінальний момент двигуна;  $J_o$  - момент інерції ротора двигуна; передаточне число редуктора  $u_p = 38$ ; передаточне число клинопасової передачі  $u_{кл} = 4,5$  (діаметри шківів  $d_1 = 200 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 900 \text{ мм}$ ).

Відповідно до наведених параметрів число обертів кривошипа (число подвійних ходів) верстата-гойдалки буде

$$n_1 = \frac{n_n}{u_p u_{кл}} = \frac{735}{38 \cdot 4,5} = 4,3 \text{ об/хв}.$$

Вище описаний алгоритм дослідження закону руху кривошипа привода верстата-гойдалки реалізований програмним пакетом Mahtcad. За формулою (19) покроково виконувались обчислення кутової швидкості  $\omega_{1(i)}$  і отримано функцію  $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ , графік якої зображений на рис. 3.

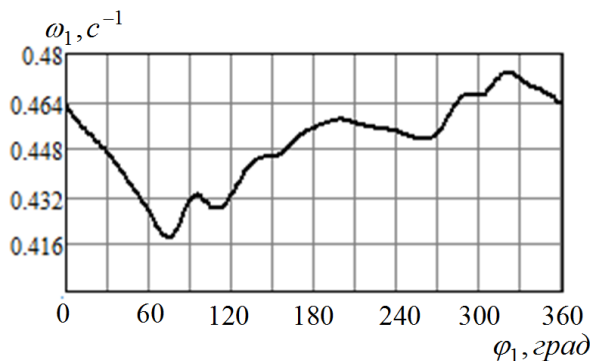


Рисунок 3 – Залежність кутової швидкості кривошипа від кута його повороту

Обертальний рух кривошипа нерівномірний. Найбільша кутова швидкість становить  $\omega_{1max} = 0,474 \text{ с}^{-1}$ , а найменша –  $\omega_{1min} = 0,418 \text{ с}^{-1}$ .

Кутова швидкість рівномірного обертального руху кривошипа визначається за номінальною кутовою швидкістю ротора електродвигуна

$$\omega_{cp} = \frac{\pi n_n}{30 u_{np}} = \frac{3,14 \cdot 735}{30 \cdot 171} = 0,45 \text{ с}^{-1}.$$

Отже, коефіцієнт нерівномірності руху кривошипа становить

$$\delta = \frac{\omega_{1max} - \omega_{1min}}{\omega_{cp}} = \frac{0,474 - 0,418}{0,45} = 0,126.$$

Кутове прискорення  $\varepsilon_{1(i)}$  кривошипа

$$\varepsilon_{1(i)} = \frac{\omega_{1(i+1)} - \omega_{1(i)}}{\Delta\varphi} \omega_{1(i)}. \quad (20)$$

Графік зміни кутового прискорення кривошипа наведений на рис. 4.

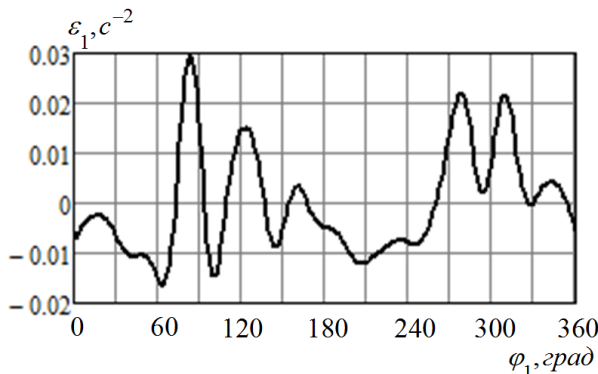


Рисунок 4 – Залежність кутового прискорення кривошипа від кута його повороту

За допомогою програмного пакету Mahtcad і наведеного вище алгоритму була обчислена швидкість руху точки підвісу штанг з урахуванням нерівномірності обертання кривошипа. Результати вказують на те, що нерівномірність руху кривошипа мало впливає на швидкість руху точки підвісу штанг. В окремих положеннях кривошипа максимальна різниця між цими швидкостями не перевищує 5%.

На рис. 5 наведені результати обчислень прискорення точки підвісу колони штанг. Суцільною лінією зображене прискорення точки підвісу штанг при нерівномірному обертанні кривошипа (графік 1), а пунктирною лінією зображено прискорення при рівномірному обертанні кривошипа (графік 2).

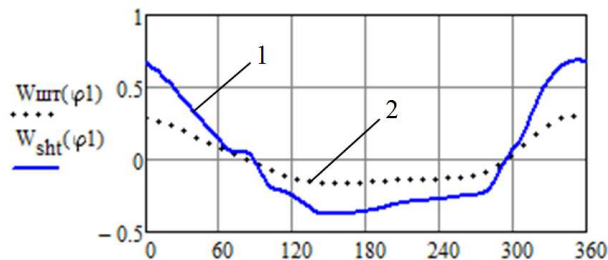
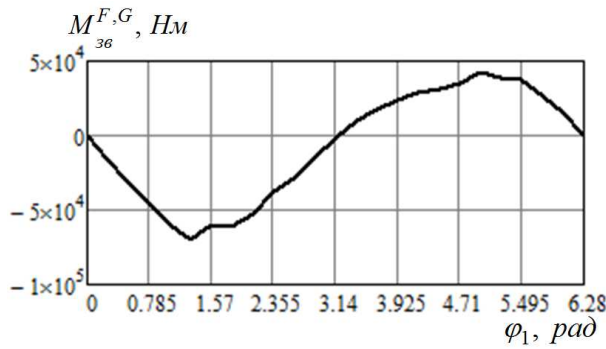


Рисунок 5 – Графіки прискорення точки підвісу штанг

З графіків (рис. 5) видно, що нерівномірний рух кривошипа удвічі збільшує прискорення колони штанг в її крайніх положеннях. Це означає, що у нижньому положенні динамічні осьові напруження у поперечному перерізі труб збільшуються удвічі.

Навантаження, які передаються на головку балансира зі сторони колони штанг глибинного насоса під час руху колони угору і вниз, значно відрізняються між собою (рис. 2). Відповідно змінюється за величиною зведених до кривошипа моменту  $M_{36}^{F,G}$  від навантаження у точці підвісу штанг  $\bar{F}_{шт}$  і сил ваги ланок  $\bar{G}_i$  важільного механізму привода (рис. 6).



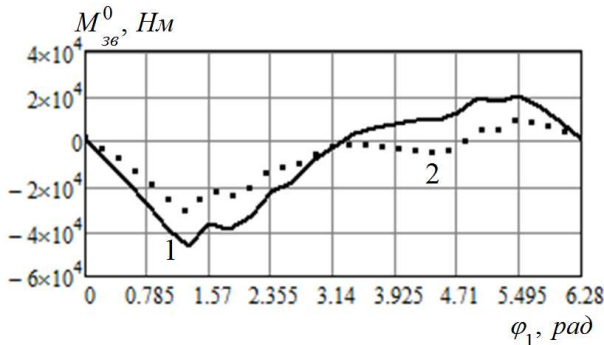
**Рисунок 6 – Графік зведеного до кривошипа моменту від навантаження у точці підвісу штанг і сил ваги ланок без урахування ваги противаг**

Графік зміни зведеного моменту  $M_{36}^{F,G}$ , коли відсутні противаги, вказує на знакозмінний характер навантаження на кривошип. Під час руху колони штанг угору зведений момент на кривошипі від’ємний, а під час руху вниз – додатний. Робота верстата-гойдалки без зрівноваження призводить до того, що під час руху штанг угору необхідно витратити значну енергію на піднімання штанг і рідини, а під час руху вниз частину енергії треба гасити. Момент на валу двигуна під час руху колони вниз набуває від’ємного значення, і електродвигун переходить у генераторний режим роботи. При такому режимі роботи знижуються енергетичні показники електродвигуна [10].

Для того, щоб навантаження на двигун стало більш рівномірним і завдяки цьому покращились його енергетичні показники та зменшити зусилля, які передаються на зубчасту і пасову передачі привода, здійснюють зрівноваження верстата-гойдалки.

З цією метою на обох гілках кривошипа верстата-гойдалки 7СК – 2,5 – 5600 встановлені противаги масою по  $m_{pr} = 760 \text{ кг}$  на відстані від осі обертання кривошипа  $OS_{pr} = 1000 \text{ мм}$ .

На рис. 7 наведені графіки зведеного до кривошипа моменту без противаг (графік 1) і з противагами (графік 2).



- 1) – без урахування ваги противаг;  
2) – з урахуванням ваги противаг

**Рисунок 7 – Графіки зведених моментів сил опору**

Очевидним є те, що для даної свердловини необхідно відкоректувати параметри зрівноваження так, щоб під час руху колони штанг вниз зведений момент на кривошипі був від’ємним або близьким до нуля.

Формулу (11) перепишемо

$$M_{36}^0(\varphi_1) = M_{36}^F(\varphi_1) + M_{36}^G(\varphi_1) + 2G_{pr} \cdot OS_{pr} \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_0). \quad (21)$$

Праву частину рівності (21) прирівняємо до нуля

$$M_{36}^F(\varphi_1) + M_{36}^G(\varphi_1) + 2G_{pr} \cdot OS_{pr} \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_0) = 0. \quad (22)$$

Звідси визначимо відкоректоване значення мас противаг на кривошипі

$$m_{pr} = \frac{M_{36}^F(\varphi_1) + M_{36}^G(\varphi_1)}{2 \cdot g \cdot OS_{pr} \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_0)}. \quad (23)$$

За графіком 2 (рис. 7) встановлено, що максимальне додатне значення  $M_{36}^0(\varphi_1)$ , під час руху колони штанг вниз, відповідає куту повороту кривошипа  $\varphi_1 = 5,495 \text{ рад}$ . У цьому положенні кривошипа значення моментів

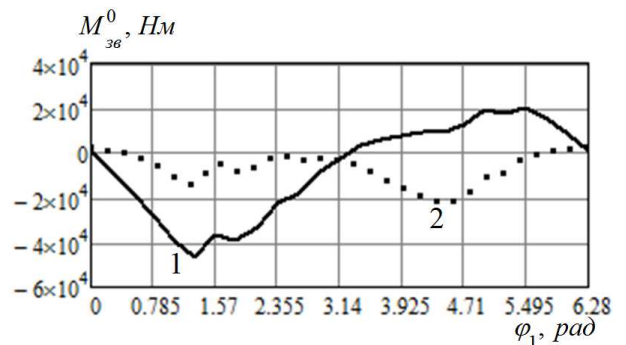
$$M_{36}^G(\varphi_1) = -1,715 \times 10^4 \text{ Нм},$$

$$M_{36}^F(\varphi_1) = 3,737 \times 10^4 \text{ Нм}.$$

За формулою (23) обчислюємо відкоректоване значення мас противаг  $m_{pr}$

$$m_{pr} = \frac{3,737 \times 10^4 - 1,715 \times 10^4}{2 \cdot 10 \cdot 1 \cdot \cos(5,945 + 1,61)} = 1484 \text{ кг}.$$

На рис. 8 наведено результати зведеного моменту сил опору після коректування ваги противаг на кривошипі. На графіку 2 (рис. 8) відсутня ділянка з додатним значенням зведеного моменту на кривошипі. Це означає, що момент на валу електродвигуна протягом одного подвійного ходу колони штанг не мінятиме знак. Електродвигун працюватиме у сприятливому режимі роботи.



- 1) – без урахування ваги противаг;  
2) – з урахуванням відкоректованої ваги противаг

**Рисунок 8 – Графіки зведених моментів сил опору**

Дослідимо, як вплине скоригована вага противаг на рух кривошипа верстата-гойдалки. У формулу (19) підставимо зведений момент

$M_{зв(i)}^o$  з урахуванням відкоректованої ваги противаг.

Якщо порівняти графіки на рис. 3 і рис. 9, то стає очевидним, що амплітуда зміни кутової швидкості кривошипа зменшилась після коригування маси противаг. Так, найбільша кутова швидкість становить  $\omega_{1max} = 0,463c^{-1}$ , а мінімальна -  $\omega_{1min} = 0,430c^{-1}$ . Коефіцієнт нерівномірності руху кривошипа зменшився до  $\delta = 0,073$ .

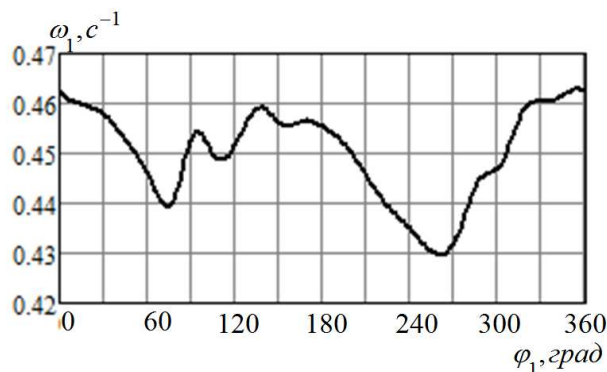


Рисунок 9 – Залежність кутової швидкості кривошипа від кута його повороту

### Висновки

В результаті проведених досліджень встановлено, що коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа становить  $\delta = 0,126$ . Нерівномірний рух кривошипа, у крайніх положеннях колони штанг збільшує динамічні навантаження на балансір майже удвічі.

Коректування мас противаг кривошипа з врахуванням реальних умов експлуатації свердловини, зменшує нерівномірність обертання кривошипа.

### Література

- 1 Чичеров Л. Г. Нефтепромысловые машины / Л. Г. Чичеров. – М.: Недра, 1983. – 308 с.
- 2 Дреготеску Н. Д. Глубинно-насосная добыча нефти / Пер. с румын. П. А. Петрова. – М.: Недра, 1966. – 417 с.
- 3 Вирновский А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти / А.С. Вирновский. – М.: Недра, 1971. – 165 с.
- 4 Заміховський Л. Діагностування глибиннонасосних штангових установок (ШГНУ) при малоінерційних (тихохідних) режимах роботи / Заміховський Л., Калмиков О., Шумада В. // Методи і засоби техніч. діагностики: Зб. праць міжвуз. шк.-сем. – Івано-Франківськ, 1999. – С. 123-130.
- 5 Харун В.Р. Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок: дис. канд. техн. наук: 24.12.04 / Харун Віктор Романович. – Івано-Франківськ, 2004. – 213 с.

- 6 Зиновьев В.Я. Аналитические методы расчета плоских механизмов / В.Я. Зиновьев. – М.: Издат. технико-теоретической литературы, 1949. – 208 с.

- 7 Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов; 4-е изд. / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

- 8 Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин / Г. Г. Баранов. – М.: Машиностроение, 1967. – 508 с.

- 9 Станки-качалки 7СК12-2,5-4000 и 7СК8-3,5-4000. Каталог. Запасные части к нефтяному оборудованию. – М.: Недра, 1973. – 28 с.

- 10 Маляр А. В. Оптимізація збалансованості верстата-гойдалки елетроприводу штангової нафтовидобувної установки / А. В. Маляр // Елетротехніка і електромеханіка. – 2009. – № 3 С. 29-31.

- 11 Сенчішак В.М. Дослідження кінематики і динаміки важільного механізму верстата-гойдалки [Текст] / В. М. Сенчішак, В. Я. Попович, О. В. Прозур // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2016. – № 4(61). – С. 55-64.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
05.10.17

Рекомендована до друку  
професором **Івасівим В.М.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
канд. техн. наук **Прозуром О.В.**  
(НГВУ «Чернігівнафтогаз», м. Чернігів)