

ударними механізмами // Дис. ... канд. техн. наук. – Івано-Франківськ, 2001. – 142 с.

4. Мойсишин В.М., Кулинин З.В. Динаміка бурильної колони з амортизатором при ліквідації прихоплені ударним способом // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. – Випуск 33, 1996. – С.207-215.

5. Мойсишин В.М., Кулинин З.В. Математична модель процесу ліквідації прихоплення бурильної колони ударним способом // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин, Розробка та експлуатація нафтових і газових родовищ. – Випуск 34, 1997. – С. 49-57.

6. Самотой А.К. Прихвату колонн при буренні скважин. – М.: Недра, 1984. – 205 с.

7. Ясов В.Г. Осложнения и аварии при бурении нефтяных и газовых скважин: Учебное пособие. – Івано-Франківськ: Факел, 1999. – 191 с.

8. Абрамов Б.М. Колебания шарнирных механизмов. – Харьков: Вища школа, изд. Харьк. ун-та, 1977. – 168 с.

9. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.

*Продовження у наступному номері журналу.*

УДК 622.276

## ЗРІВНОВАЖУВАННЯ ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК ЗА НАВАНТАЖЕННЯМ ТОЧКИ ПІДВІСКИ ШТАНГ

*В.Р. Харун, С.І. Гедзик*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342  
e-mail: public@ifdtung.if.ua*

*НГВУ “Долина нафтогаз” ВАТ “Укрнафта”, 77500, м. Долина, вул. Промислова, 7,  
тел. (277) 95431*

*В статті приводиться методика виконання урівноважування станков-качалок по фактичним навантаженням точки підвіски штанг. При виконанні розрахунків крутного моменту, який діє на кривошипному валу редуктора, учтені кінематичні параметри виконавчого механізму і масові характеристики звеньїв наземної установки. Необхідний урівноважуючий момент визначено з умови мінімальної навантаження опор редуктора. Проведені порівняння якості урівноважування станков-качалок, які експлуатуються на скважинах Долинського родовища, з результатами розрахунків по запропонованій методикі.*

*In the article the technique of fulfilment of a balancing the walking beam pump on live loads of horsehead is resulted. At fulfilment of calculations of a torque, which one acts on crank arm to the arbor of the reduction gearbox, the kinematic parameters of an actuator and mass characteristics of links of a ground aid are taken into account. Indispensable balancing moment is determined from a condition of minimum load bearings of the reduction gearbox. Matchings quality of a balancing of walking beam pump are conducted, which one are exploited on wells Dolina field, with outcomes of calculations on an offered technique.*

В процесі експлуатації зрівноважування верстата-гойдалки необхідно проводити для зменшення крутного моменту, що діє на кривошипному валі та для підвищення довговічності елементів привода.

Ефективне зрівноважування виконується в два етапи [1]:

1. Попереднє зрівноважування, яке виконується за наближеною формулою інструкції щодо обслуговування верстата-гойдалки з урахуванням заданих параметрів глибинного обладнання (діаметра насоса, глибини його спуску та конструкції колони штанг).

2. Контроль зрівноважування установки та її дозрівноважування за необхідності.

При попередньому зрівноважуванні розрахунок крутного моменту кривошипа проводиться за спрощеними формулами [2, 3].

В роботі [4] вказується, що розрахунки крутного моменту виконані без урахування

впливу кінематики є наближеними, оскільки при порівнянні осцилограм крутних моментів, знятих на стендовій свердловині, виявлено відмінність їх форми від розрахункових при ідеальній кінематиці. При будь-яких значеннях співвідношень кінематичних характеристик  $r/l$ ,  $r/k$  крутний момент, розрахований за простим гармонічним законом руху точки підвісу штанг, має суттєву відмінність від реального, що діє на кривошипному валі верстата-гойдалки.

Тому для виконання якісних розрахунків необхідно враховувати як кінематичні, так і масові характеристики виконавчого механізму наземної установки.

Крутний момент, що діє на вихідному валу редуктора двоплечого верстата-гойдалки з кривошипним зрівноважуванням, можна записати так:

$$M_{зв} = M_F - (M_G + M_{np}), \quad (1)$$

де:  $M_F$  – зведений до вала кривошипа момент сили, що діє в точці підвіски штанг і приймається додатним при русі точки підвіски штанг вгору;

$M_G$  – зведений момент маси ланок виконавчого механізму верстата-гойдалки;

$M_{np}$  – крутний момент кривошипних противаг.

Значення моментів визначаються за такими формулами:

$$M_F = \pm F_{ко} \cdot \frac{V_3}{\omega_1} = \pm F_{ко} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_1} \cdot k_1, \quad (2)$$

де:  $F_{ко}$ ,  $V_3$  – сила, що діє в точці підвіски штанг та її швидкість;

$\omega_1$  – кутова швидкість кривошипного вала;

$\omega_3$ ,  $k_1$  – кутова швидкість та довжина переднього плеча балансира;

$$M_G = \pm G_{\Sigma} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_1} \cdot k_1 + G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} \cdot \cos(\varphi_1), \quad (3)$$

де:  $G_{\Sigma}$  – конструктивна незрівноваженість балансира в зборці з головкою та траверсою, додатня при перевантаженні балансира в бік свердловини;

$G_{кр}$  – сумарна вага кривошипів;

$r_{кр}$  – максимальна довжина кривошипа;

$\varphi_1$  – кут, що утворює кривошип з віссю X;

$$M_{np} = G_{np} \times \times (R_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_1) + R_2 \cdot \cos(\varphi_1 - \beta_2)), \quad (4)$$

де:  $G_{np}$ ,  $R_1$ ,  $R_2$  – вага однієї пари кривошипних противаг та відстані їх розміщення на кривошипах;

$\beta_1$ ,  $\beta_2$  – кути зміщення центра мас противаг відносно осі кривошипа.

У формулах (1-4) розрахунок кінематичних параметрів (швидкостей та прискорень) проводиться за допомогою повної математичної моделі глибинної установки.

Для перевірки якості зрівноважування верстатів-гойдалок, що використовуються в Долинському НГВУ “Долинафтогаз” проведено розрахунки крутного моменту за формулою (1).

При цьому використані геометричні параметри виконавчого механізму верстата-гойдалки UP12T-3000-5500, який експлуатується на більшості свердловин НГВУ. Значення сили, що діє в точці підвіски штанг прийнято з динамограм зусиль на полірованому штоці, знятих на свердловинах №237, 238, 249 Долинського родовища (рис. 1).

Для аналізу навантаженості опор кривошипного вала проводилось визначення реакцій згідно зі схемою навантаження, показаній на рис. 2 та формули

$$R_{01} = \sqrt{(R_{01}^X)^2 + (R_{01}^Y)^2}, \quad (5)$$

де:  $R_{01}^X = -R_{21} \cdot \cos(\varphi_{12})$  – проекція реакції, що діє в опорі кривошипа на вісь X;

$\varphi_{12}$  – кут, утворений шатуном з віссю X;

$$R_{01}^Y = R_{21} \cdot \sin(\varphi_{12}) - (G_{кр} + G_{np1} + G_{np2})$$

– значення реакції, що діє в опорі кривошипа при проекції на вісь Y.

Результати розрахунків крутного моменту вала кривошипа та реакцій в його опорах зображено на рис. 3.

В табл. 1 подані результати визначення максимумів крутного моменту, що діє на кривошипному валі редуктора верстата-гойдалки при фактичних відстанях R1 та R2 розміщення противаг. Для порівняння якості зрівноважування наводиться розрахунковий крутний момент кривошипа, визначений з умови мінімуму середньоквадратичного відхилення

$$U = \int_0^{2\pi} M_{зв} d\varphi_1. \quad (6)$$

Для аналізу результатів розрахунків виділимо умови задовільної роботи редуктора, пасової передачі та двигуна, які полягають у такому:

1 – крутний момент має мати найменше відхилення від прямої лінії (умова мінімуму середньоквадратичного відхилення);

2 – максимум крутного моменту не має перевищувати максимально-допустиме значення для даного редуктора, оскільки це впливає на довговічність роботи зубчатих передач редуктора та підшипників валів;

3 – крутний момент впродовж усього робочого циклу (оберту кривошипа) не повинен змінювати знак, оскільки при цьому виникають удари в зубчатому зачепленні та ривки в пасовій передачі, які зменшують їх довговічність;

4 – реакції в опорах редуктора мають бути мінімальними.

Схема виконавчого механізму двоплечих верстатів-гойдалок не дає змоги отримати постійний додатний крутний момент на кривошипному валі, проте при правильному зрівноважуванні можна добитись мінімального його відхилення від прямолінійності.

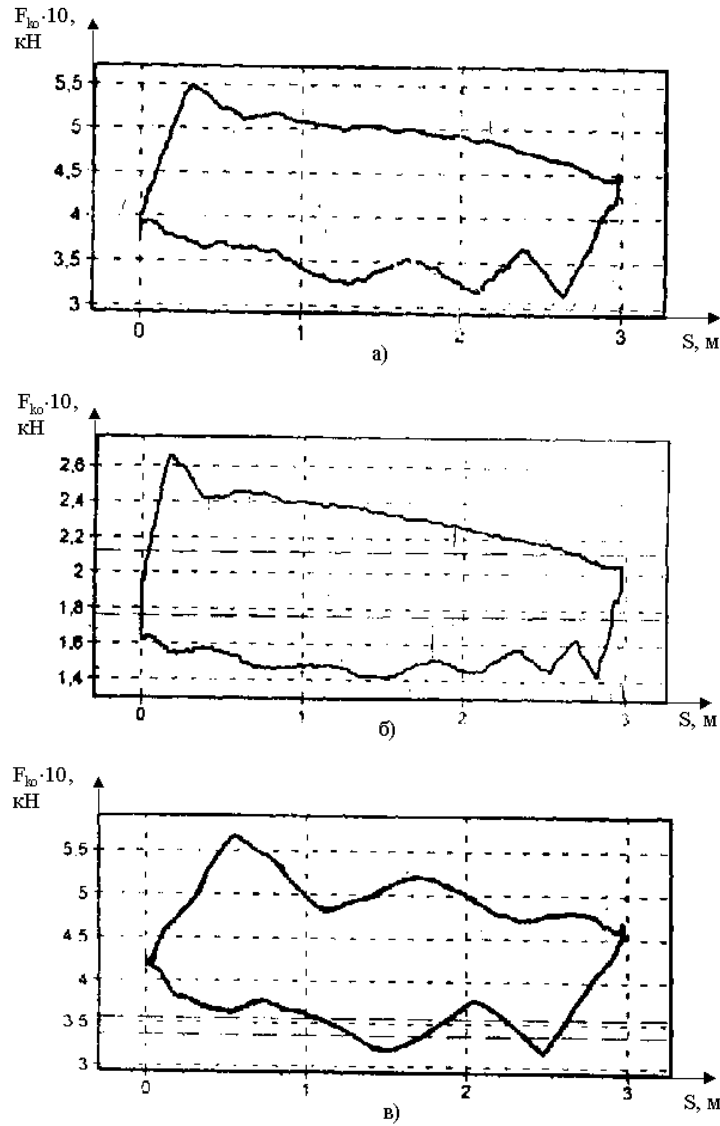
Умова правильного зрівноважування верстата-гойдалки полягає в тому, щоб отримати однакові максимуми додатного крутного моменту за робочий цикл. Уникнути від’ємного крутного моменту для даної схеми виконання верстата-гойдалки неможливо [4].

Зрівноважування має виконуватись при найменшій вазі противаг, оскільки при цьому мінімально навантажуються опори валів редуктора.

Методика виконання якісного зрівноважування полягає в такому:

1 Вагу кривошипних противаг розраховуємо з умови отримання необхідного максимального зрівноважуючого моменту, який дорівнює

$$M_{зп}^{max} = \frac{M_{F1}^{max} + M_{F2}^{max}}{2}, \quad (7)$$



а) – свердловина №237; б) – свердловина №238; в) – свердловина №249  
 Рисунок 1 – Динамограми нормальної роботи глибиного насоса

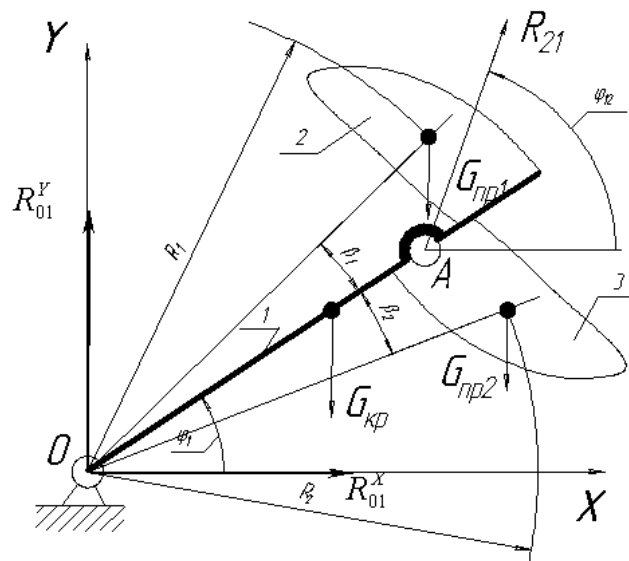
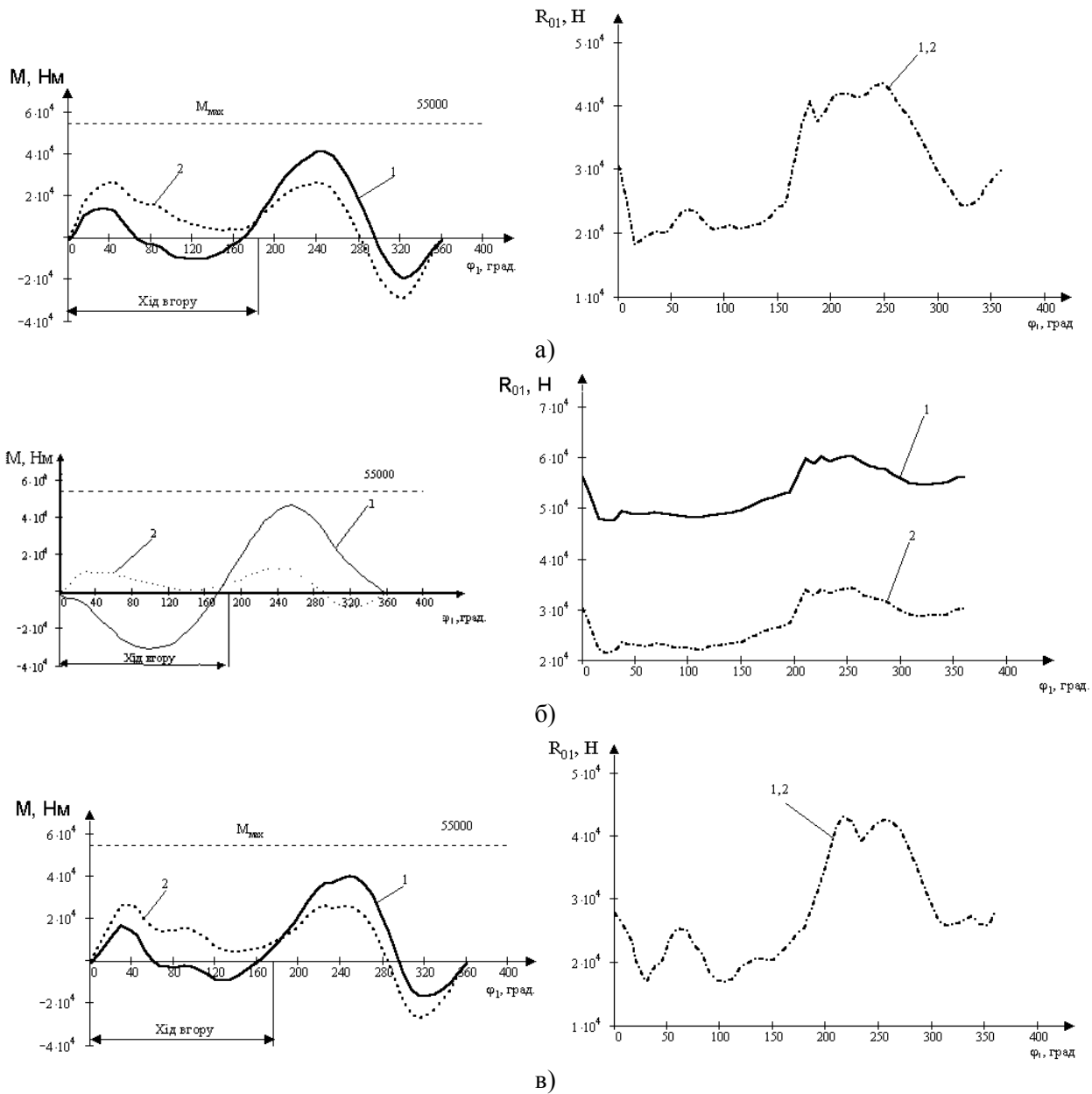


Рисунок 2 – Схема розрахунку реакцій в опорах кривошипного вала



а) – св.№237; б) – св.№238; в) – св.№249; 1 – діючі значення; 2 – оптимізовані значення

**Рисунок 3 – Значення крутного моменту та реакції, що діє в опорах вала для верстатів-гойдалок**

**Таблиця 1 – Фактичні та розрахункові параметри**

№ св.	Крутильний момент	Максимуми крутильних моментів, кН·м				Кривошипні противаги		
		хід вгору		хід вниз		відстань розміщення, м		вага, кН
		додатний	від'ємний	додатний	від'ємний	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	
237	Фактичний	14.4	9.4	40.4	20.1	0.96	1	51.8
	Розрахунковий	27.5	відсутній	27.5	26	0.65	0.65	51.8
238	Фактичний	відсутній	30.7	47	відсутній	0.77	0.76	51.8
	Розрахунковий	11.1	відсутній	12	8.3	0.15	–	25.9
249	Фактичний	16.8	9.1	40	17	1	1	51.8
	Розрахунковий	26	відсутній	26	25.5	0.68	0.68	51.8

де:  $M_{F1}^{max}$ ,  $M_{F2}^{max}$  – максимальні значення зведеного до кривошипа моменту від сили, що діє в точці підвіски штанг при їх русі вгору та вниз.

Значення моментів визначаються за формулою (2).

Оскільки на кривошипах верстата-гойдалки UP12T-3000-5500 може розміщуватись по дві пари кривошипних противаг однакової ваги, то з формул (3) та (4) визначається максимальний момент, який створюється однією парою з урахуванням маси кривошипа та конструктивної незрівноваженості балансира

$$M_{1np}^{max} = G_{np} \cdot R_1^{max} + G_{кр} \cdot r_{кр} \pm G_{\Sigma} \cdot \frac{V_3^{max}}{\omega_1}, \quad (8)$$

де:  $R_1^{max}$  – максимально можлива відстань розміщення противаг на кривошипі;

$V_3^{max}$  – максимальне значення швидкості точки підвіски штанг при їх русі вгору.

Після визначення максимального зрівноважуючого моменту перевіряється умова

$M_{1np}^{max} \geq M_{зр}^{max}$ . При виконанні даної умови вибирається одна пара противаг для розміщення на кривошипах, при невиконанні – дві.

2. Уточнюється розрахунок місця розміщення противаг на кривошипах з умови мінімуму середньоквадратичного відхилення крутного моменту кривошипа.

Аналізуючи результати розрахунків, можна відзначити для свердловини №237, що верстат-гойдалка зрівноважений неякісно. Внаслідок цього на кривошипному валі редуктора діє завищений додатний крутильний момент на початку ходу штанг вниз  $M_{max}=40,4$  кН·м (рис. 3,а) при максимально допустимому 55 кН·м. Розміщення противаг на вибраних відстанях спричинює виникнення двох від'ємних крутних моментів: у кінці ходу штанг угору протягом повороту кривошипа від  $70^\circ$  до  $170^\circ$  від крайнього положення і в кінці ходу штанг униз протягом кута повороту від  $296^\circ$  до  $360^\circ$ . Для покращання зрівноважування необхідно розмістити противаги на відстані 0.65 м, при цьому можна зменшити максимум крутного моменту на початку ходу вниз до 27.5 кН·м, тобто на 49%, і отримати тільки один від'ємний крутний момент. Як позитив можна відзначити, що при цьому зменшиться амплітуда крутного моменту, що також впливає на довговічність деталей редуктора та енергоспоживання.

Як видно з рис. 3,б, вибрана відстань розміщення противаг не дає змоги зрівноважити верстат-гойдалку, що розміщується на свердловині №238, оскільки крутний момент для ходу вгору майже протягом усього ходу від'ємний, і його максимальне значення 30.7 кН·м, а при ході униз відбувається різка зміна його знака, різко збільшується додатний крутний момент, який сягає значення 47 кН·м.

Такий результат пов'язаний з тим, що вага противаг завищена, а це також призводить до надлишкового навантаження опор редуктора, що видно при порівнянні реакцій з рис. 3,б.

При зменшенні ваги противаг удвічі та розміщенні їх на відстані 0.15 м можна значно зменшити крутний момент редуктора та реакцію в опорах вала кривошипів. При цьому максимуми додатного крутного моменту будуть становити 12,8 кН·м, тобто максимальний момент зменшиться в 3,7 рази, в кінці ходу вниз з'явиться від'ємний крутний момент 8,3 кН·м, який буде меншим порівняно з першим варіантом розміщення противаг. Зменшення ваги противаг призведе до значного зменшення реакцій опор кривошипного вала.

На рис. 3,в зображено графік крутного моменту кривошипа для свердловини №249. Можна відзначити, що вага противаг підібрана вірно, проте місце їх розміщення на кривошипах також визначено неточно. Внаслідок цього на кривошипному валу редуктора діє завищений додатний крутильний момент на початку ходу штанг вниз  $M_{1max}=40$  кН·м. Також таке розміщення противаг спричинює виникнення двох від'ємних крутних моментів у кінці ходу штанг вгору протягом повороту кривошипа від  $60^\circ$  до  $165^\circ$  від крайнього положення і від'ємного моменту в кінці ходу штанг вниз протягом кута повороту від  $295^\circ$  до  $360^\circ$ . Максимальні значення від'ємного крутильного моменту для ходу вгору становлять 8,5 кН·м, для ходу вниз – 15 кН·м. Покращати роботу верстата-гойдалки можна при зменшенні відстані розміщення противаг до 0.68 м. При цьому зменшаться максимуми крутного моменту на початку ходу вниз до 26 кН·м, тобто на 60% і отримаємо тільки один від'ємний момент.

### Висновки

1 Виконання якісного зрівноважування верстата-гойдалки необхідно проводити за фактичним навантаженням точки підвіски штанг.

2 Спрощення розрахункових моделей призводить до похибок при визначенні необхідної кількості противаг та відстані їх розміщення.

3 Зрівноважування потрібно виконувати, по можливості, меншою вагою противаг, оскільки при цьому опори редуктора будуть мінімально навантажені.

4 Існує резерв для зменшення максимального значення крутильного моменту кривошипа, оскільки енергія штанг у кінці ходу вниз не акумулюється і створює від'ємну частину крутного моменту.

### Література

1 Касьянов В.М. Доуравновешивание станка-качалки по фактическим нагрузкам полурованого штока // Нефтяное хозяйство. – М.: Гостоптехиздат, 1954. – №6. – С. 34-36.

2 Кенгери А.М., Керимов С.Х., Мамедова М.М. К вопросу кривошипного уравновешивания. – Баку: АзНХ, 1981. – №8. – С. 67-69.

3 Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979. – 213 с.

4 Аливердизаде Т.К. О влиянии кинематики станка-качалки на крутящий момент редуктора. – Баку: АзНХ, 1971. – №9. – С.42-45.