

Література

- 1 Драганчук О.Т. Науково-методологічні основи конструювання озброєння шарошкових доліт: Дис. ... докт. техн. наук. – Ів.-Фр., 1996. – 456 с.
2 Мокшин А.С., Владиславлев Ю.Е., Комм Э.Л. Шарошечные долота. – М: Недра, 1971. – 216 с.

- 3 Палий П.А., Корнеев К.Е. Буровые долота: Справочник. – М.: Недра, 1971. – 445 с.
4 Петрина Ю.Д. Розробка науково-прикладних основ підвищення довговічності бурових доліт шляхом раціонального використання матеріалів: Дис. ... докт. техн. наук. – Ів.-Фр., 1999. – 325 с.
5 Юрковский П.В. Геометрическое конструирование шарошек буровых долот с использованием интерактивной машинной графики: Дис. ... канд. техн. наук. – Киев, 1982. – 200 с.

УДК 622.276

НАВАНТАЖЕНІСТЬ КОЛОНИ ШТАНГ З ДВОМА ПЛУНЖЕРНИМИ НАСОСАМИ

Б.Д.Малько,

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15

О.В.Прозур, П.В.Пушкар

Прилуцьке НГВУ, Надвірнянське НГВУ, ВАТ „Укрнафта”

Определены особенности погружения колонны штанг глубинной насосной установки с двумя плунжерными насосами. Установлено, что в такой системе нагрузка на нижнюю часть штанг на 25% меньше, чем в схеме с одним плунжерным насосом.

Сучасні схеми штангових глибинних насосних установок (ШГНУ), які використовуються для видобування нафти, мають традиційно одну структуру, зображену на рис. 1 [1]. Сюди входить верстат-гойдалка 1, колона штанг 2, на яких підвішений плунжер 3 занурювального насоса 4.

Стан питання. Схеми можуть відрізнитися конструкцією механізму верстата-гойдалки або заглибного насоса. Такі схеми використовуються в різних за глибиною свердловинах – від кількох сотень до 3000 м і більше, за нахилом осі – від вертикальних до похило направлених. При цьому навантаження на штанги в міру збільшення глибини свердловини й викривлення її осі суттєво зростає і в кінцевому результаті призводить до обмеження використання ШГНУ. В глибоких свердловинах крім того, що зростає навантаження на штанги від власної ваги, має місце збільшення деформації колони штанг і відповідно втрата ходу плунжера занурювального насосу.

Мета роботи. Метою проведених досліджень є вивчення умов роботи колони штанг з двома плунжерними насосами.

Реалізація поставленої мети здійснюється коректуванням схеми ШГНУ. Для цього вводиться додатковий плунжерний насос 2, розташований вище основного насоса 1 (рис. 2). Подібні схеми використовуються для компенсації устьового тиску в свердловинах [2]. Результати досліджень, викладені в цій роботі, засвідчують, що наявність верхнього плунжера дає змогу суттєво зменшити навантаження на колону

Habits of a loading of a column of rods of the deep-seated pumping units with two ram-type pumps are defined. It is established that in such system of loading on the lower part of rods on 25 % it is less than in the circuit with one ram-type pump.

штанг. Крім того, за певних умов в свердловині з'являється фонтанний ефект, викликаний дією верхнього плунжера. На даний час відсутні фундаментальні дослідження роботи подвійних плунжерних насосів як компенсаторів устьового тиску, так і для видобування нафти із свердловин. В даній статті розглядається робота двох плунжерних насосів, які використовуються для підймання нафти з свердловини (рис. 2).

Нижній насос 1 розташований під динамічним рівнем, а верхній насос 2 піднятий на висоту l_1 над нижнім. Довжина штанг, на яких підвішений до головки балансира верхній насос, дорівнює l_2 . Діаметри d_2 плунжера верхнього насоса і d_1 плунжера нижнього насоса можуть бути рівними, тобто $d_1=d_2$, або різними, тобто $d_1>d_2$ або $d_1<d_2$. В кожному з цих випадків будуть різні умови роботи штанг.

Розглянемо загальний випадок роботи системи. При русі колони штанг вгору клапани 3, 4 закриті, а всмоктувальний клапан 5 відкритий. Верхня частина колони штанг l_2 сприймає навантаження

$$F_2 = G_{u1} + G_{u2} + G_{p1} + G_{p2} + F_{d12} + F_m \quad (1)$$

Тут: G_{u1} , G_{u2} – вага нижньої і верхньої частин колони штанг; G_{p1} , G_{p2} – вага рідини в порожнинах I і II; F_{d12} – динамічне зусилля, яке має місце при нерівномірному русі всієї колони штанг; F_m – сила опору рухові всієї колони штанг.



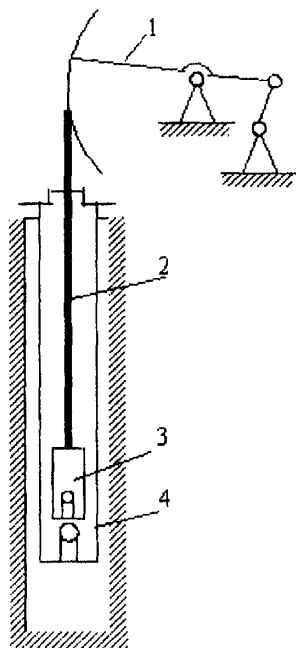


Рисунок 1 - Схема штангової глибиннонасосної установки

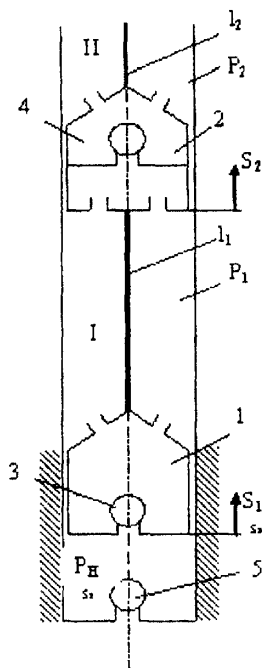


Рисунок 2 - Схема розміщення двох плунжерних насосів

Навантаження на нижню частину колони штанг менше і становить:

$$F_1 = G_{w1} + G_{p1} + F_{o1} + F_{m1}. \quad (2)$$

Рівняння (1) визначає навантаження на головку балансира верстата-гойдалки як для схеми з двома насосами, так і для традиційної схеми з одним нижнім насосом. На рис. 3 зображені епюри розподілу поздовжньої статичної сили F по всій довжині колони штанг для двох схем. Схемі з двома насосами відповідає епюра, яка йде по ломаній 012345. Відрізок 23 відповідає вазі рідини G_{p1} , розташованій в порожнині II над плунжером 2. Ця вага не передається на нижню частину штанг. Відрізок 45 відповідає вазі рідини G_{p1} в нижній порожнині I. Епюра розподілу поздовжньої сили F для схеми з одним нижнім насосом зображена відрізками 01265. В цій схемі вся колона штанг сприймає повну вагу рідини, розташованої над плунжером.

Процес деформування штанг при русі вгору здійснюється поступово в декілька етапів. Спочатку деформується верхня частина колони l_2 . На першому етапі деформація відповідає навантаженню, яке дорівнює вазі рідини G_{p2} над плунжером 2,

$$b_{21} = \frac{G_{p2} l_2}{E_2 A_2}.$$

По завершенні першого етапу деформації починається рух плунжера 2 і деформація нижньої частини колони штанг l_1 , а також продовжується деформація верхньої частини колони. Значення деформацій такі:

$$b_{22} = \frac{G_{p1} l_2}{E_2 A_2}, \quad b_{12} = \frac{G_{p1} l_1}{E_1 A_1}.$$

Повна деформація верхньої частини штанг по завершенні другого етапу деформації дорівнює

$$b_2 = b_{21} + b_{22} = \frac{(G_{p1} + G_{p2}) l_2}{E_2 A_2}. \quad (3)$$

Деформація всієї колони штанг під дією сили ваги рідини, яка підіймається, становить:

$$b_c = b_2 + b_{12} = \frac{(G_{p1} + G_{p2}) l_2}{E A_2} + \frac{G_{p1} l_1}{E_1 A_1}. \quad (4)$$

Якщо довжини частин колони однакові $l_1 = l_2$, рівні діаметри плунжерів, тоді $A_1 = A_2$, $G_{p1} = G_{p2}$ і, крім того, $E_1 = E_2$, то маємо

$$b_c = \frac{3G_{p2} l_1}{E_1 A_1}. \quad (5)$$

Для одноступеневого насоса (рис. 1) деформація колони штанг під дією ваги рідини має значення

$$b_{c1} = \frac{4G_{p2} l_1}{E_1 A_1}. \quad (6)$$

Порівнюючи рівняння (5) і (6), знаходимо, що статична деформація колони штанг з двоступеневим насосом менша від деформації колони штанг з одним насосом на величину

$$\Delta = b_{c1} - b_c = \frac{G_{p2} l_1}{E_1 A_1}. \quad (7)$$

Рівняння (7) одержане з виконання умов рівності довжин $l_1 = l_2$ і площ плунжерів та штанг. Для загального випадку, користуючись



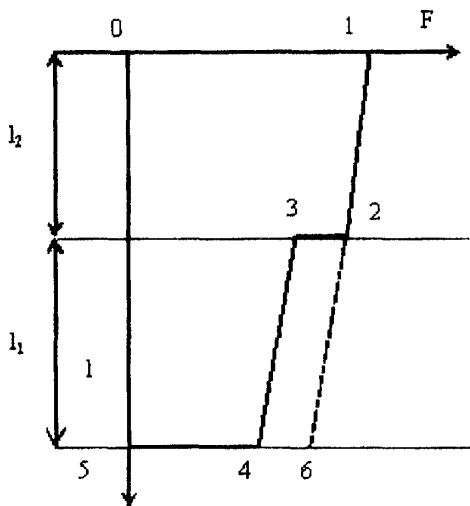


Рисунок 3 - Епюри розподілу поздовжньої статичної сили по довжині колони штанг

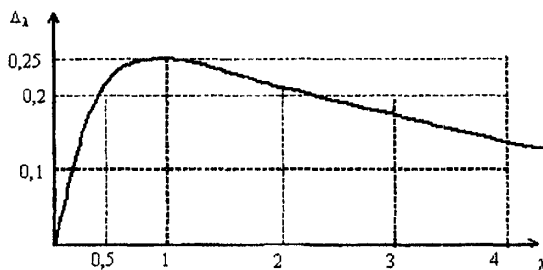


Рисунок 4 - Залежність різниці деформації Δλ від коефіцієнта довжини λ

епюрою розподілу сил (рис. 2), визначимо деформації штанг під дією ваги рідини:

для здвоєного насоса

$$b_{p2} = \frac{G_{p1}l_1}{E_1A_1} + \frac{(G_{p1} + G_{p2})l_2}{E_2A_2}$$

для одного насоса

$$b_{p2} = \frac{(G_{p1} + G_{p2})l_1}{E_1A_1} + \frac{(G_{p1} + G_{p2})l_2}{E_2A_2}$$

Різниця в деформаціях дорівнює

$$\Delta = \frac{G_{p2}l_1}{E_1A_1}$$

Маємо таке ж значення, як і в рівнянні (7).

Отже, наявність другого плунжерного насоса дозволяє зменшити навантаженість і деформацію нижньої частини штанг. Визначимо положення верхнього насоса, яке забезпечує максимальне значення Δ зменшення деформації. Вага рідини G_{p2} , розташованої над верхнім плунжером, дорівнює

$$G_{p2} = A_{p2}l_2\gamma \quad (8)$$

де: A_{p2} – площа попереднього перерізу стовпа рідини в порожнині II; γ – питома вага рідини.

Введемо умову

$$l_2 = \lambda l_1 \quad (9)$$

і запишемо рівняння для повної довжини колони штанг

$$L = l_1 + l_2 = l_1(1 + \lambda)$$

Звідси знаходимо

$$l_1 = \frac{L}{1 + \lambda}$$

Підставляємо l_1 в (9) і з врахуванням (8) переписуємо рівняння (7) у вигляді

$$\Delta = \frac{A_{p2}L\gamma^2}{E_1A_1} \cdot \frac{\lambda}{(1 + \lambda)^2}$$

Тоді рівняння (10) можна переписати

$$\Delta = \frac{A_{p2}L^2\gamma}{E_1A_1} \cdot \Delta_\lambda \quad (10)$$

Перший співмножник правої частини рівняння (10) залежить від параметрів свердловини і є постійною величиною. На значення деформації Δ впливає безрозмірний коефіцієнт Δ_λ величина якого залежить від коефіцієнта довжини λ.

Залежність зміни Δ_λ від значення λ зображена на рис. 4. Звідси знаходимо, що максимальне зменшення деформації штанг буде при $\lambda=1$. Це відповідає умові, що $l_1=l_2$, тобто верхній насос розташований посередині колони штанг. Крім того, з рисунка знаходимо, що зона раціонального розташування верхнього насоса знаходиться в межах значень $\lambda = 0,5...2$, або $l_2 = (0,5...2)l_1$. В цих межах Δ_λ приймає значення $\Delta_\lambda \geq 0,222$.

Висновки

Результати досліджень засвідчують, що використання другого плунжерного насоса, розташованого посередині колони штанг уможливує зменшення навантаження на нижню частину штанг на 25%. В результаті збільшиться їх довговічність. З другого боку, зменшення навантаження дає змогу використовувати штанги з менш міцного матеріалу, наприклад, склопластикові штанги.

Література

- 1 Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1977. – 213 с.
- 2 Ишмурзин А.А., Шамасов Н.Х Штанговая насосная установка для скважин с высоким устьевым давлением //Реф. Науч. техн. сб.: Машины и нефтяное оборудование: - М.: ВНИИОЭНГ. – 1980. №2. – С.7-9.

