

Отже, в найближчий період планується впровадити розроблену методику прогнозування довговічності колон бурильних труб на виробництві.

В перспективі необхідно розробити програму для ПЕОМ, яка допомагала б оперативно проводити обчислення за методикою [4] і за цим енергетичним методом. Крім цього, в зв'язку з тим, що питання тертя і зношування стоять особливо гостро, необхідно розробляти покращані мастильні композиції для бурових розчинів [7]. Потребують вдосконалення існуючі конструкції протекторів бурильних труб. Також необхідно досліджувати, розробляти і впроваджувати інноваційні способи зміцнення бурильних труб. Потребують дослідження і впровадження наплавки новітніх зносостійких матеріалів на замках бурильних труб [8].

Література

- 1 Голубев Г.Р., Новиков Л.А. Трение, износ и защита бурильных колонн в глубоких скважинах. – М.: Недра, 1981. – 158 с.
- 2 Эрлих Г.М. Эксплуатация бурильных труб. – М.: Гостоптехиздат, 1956. – 302 с.
- 3 Волков А.С., Калинин А.Г., Бронзов А.С. Бурильные трубы и их соединения. – М.: Гостоптехиздат, 1962. – 128 с.

4 Крижанівський Є.І., Янишевський А.Я. Методика прогнозування працездатності бурильної колони // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Сер. „Нафтогазопромислове обладнання”: Держ. міжвід. наук.-техн. зб. / ІФДТУНГ. – 1999. – Т. 4. – Вип. 36. – С. 14-24.

5 Расчёт бурильных труб в геолого-разведочном бурении / Е.Ф.Эпштейн, В.И.Мацейчик, И.И.Ивахнин, А.Ш.Асатурян. – М.: Недра, 1979. – 160 с.

6 Двоглазов И.А., Березина Н.А. Оценка снижения прочности геологоразведочных труб с износом // Вопросы эксплуатации нефтепродовольственных труб: Тр. ВНИИТнефть. – Куйбышев: Гипровостокнефть. – 1980. – Вып. 12. – С. 62 - 72.

7 Голубев Г.Р. и др. Снижение сил сопротивления движению колонны в сверхглубокой скважине / Г.Р.Голубев, М.И.Ворожбитов, В.И.Иванников // Пути интенсификации буровых работ: Тр. / ВНИИБТ. – М.: Изд-во ВНИИБТ. – 1973. – Вып. 30. – С. 68 - 72.

8 Исследование износоустойкости замковой стали при трении о горные породы в различных средах / А.И.Голованов, Г.В.Конесев, М.Р.Мавлютов и др. // Технология бурения нефтяных и газовых скважин: межвузовский науч.-темат. сб. / УНИ. – Уфа: Изд-во Уфим. нефт. ин-та. – 1982. – С. 108 - 114.

УДК 622.276.53.05-886

АНАЛІЗ СТРУКТУРНИХ СХЕМ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК

Є.І.Крижанівський, Б.Д.Малько, В.Я.Попович

ІФНТУНГ, вул. Карпатська, 15 тел. (03422) 42264, 42453, факс. (03422) 42139,
e-mail: rector@nung.edu.ua

Проведен анализ исполнительных схем исполнительных механизмов станков-качалок. Предложены варианты структурных схем исполнительных механизмов без избыточных связей с целью увеличения КПД.

The analysis of executive mechanisms of the pumping units is done. The authors have proposed the alternative executive mechanisms schemes without overloading connections in order to increase productivity.

Верстат-гойдалки (ВГ) належать до машин циклічної дії з великим навантаженням на виконавчий механізм. Враховуючи складні експлуатаційні умови і велике навантаження, як виконавчі – найчастіше використовують найпростіші чотириланкові важільні механізми. На рис. 1 зображені структурні схеми найпоширеніших виконавчих механізмів, які використовуються у ВГ.

Важільний механізм складається із п'яти рухомих ланок (1 – кривошип, 2,3 – шатуни, 4 – траверса, 5 – балансир) та семи кінематичних пар 5-го класу – О, А, В, С, D, Е та F.

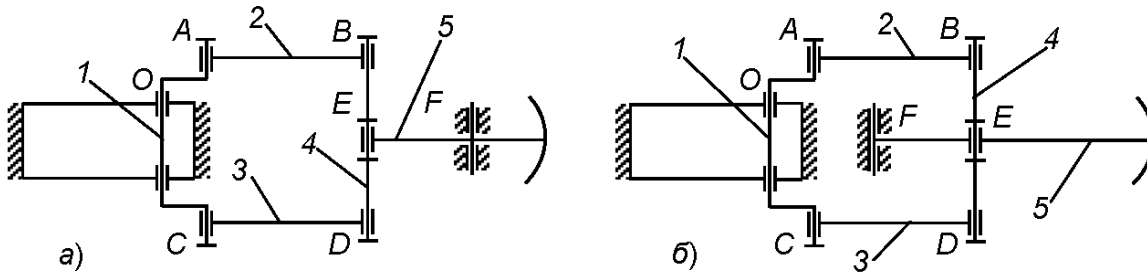
Враховуючи, що число ступенів вільності цього просторового механізму складає $W = 1$, визначаємо кількість надлишкових зв'язків у

його структурній схемі [1, 2]

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = \\ = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 = 6,$$

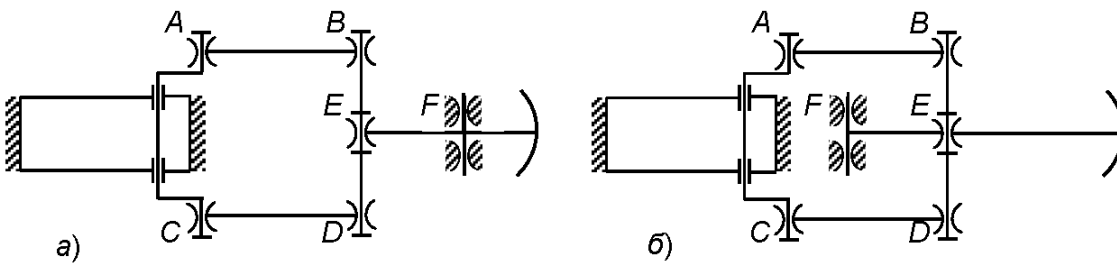
де: n – кількість рухомих ланок; p_i – кількість кінематичних пар i -го класу ($i=1, 2, 3, 4, 5$).

Надлишкові зв'язки, як правило, проявляються при складанні механізму. Кожний надлишковий зв'язок викликає додаткові натяги в кінематичних парах і деформації ланок. Як наслідок, з'являються додаткові реакції в кінематичних парах, зростають втрати на тертя, зменшується коефіцієнт корисної дії механізму, з'являються додаткові деформації в його елементах.



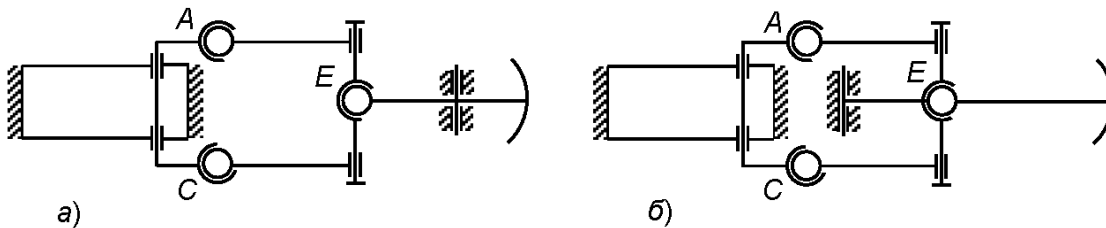
а – двоплечого; б – одноплечого

Рисунок 1 – Структурна схема важільного механізму ВГ



а – двоплечого; б – одноплечого

Рисунок 2 – Структурна схема важільного механізму ВГ без надлишкових зв’язків з кінематичними парами 4-го класу



а – двоплечого; б – одноплечого

Рисунок 3 – Структурна схема важільного механізму ВГ без надлишкових зв’язків з кінематичними парами 3-го класу

З метою усунення надлишкових зв’язків необхідно замінити кінематичні пари 5-го класу кінематичними парами з більшою рухомістю [1, 3].

Розглянемо варіанти використання кінематичних пар 4-го та 3-го класів.

Для повного усунення надлишкових зв’язків з допомогою кінематичних пар 4-го класу, їх кількість повинна бути:

$$p_4 = 5p_5 + W - 6n = 5 \cdot 7 + 1 - 6 \cdot 5 = 6.$$

В цьому випадку кінематичні пари в точках А, В, С, D, Е і F повинні бути 4-го класу (рис. 2).

При використанні кінематичних пар 3-го класу для усунення надлишкових зв’язків кількість кінематичних пар можна визначити за формулою

$$p_3 = \frac{1}{2}(5p_5 + W - 6n) = \frac{1}{2}(5 \cdot 7 + 1 - 6 \cdot 5) = 3.$$

Отже, в цьому випадку необхідно 3 кінематичні пари виконати у вигляді сферичних опор. Це доцільно зробити для кінематичних пар А, С, Е або В, D, F. Схеми механізмів для першого випадку показані на рис. 3.

Додаткові деформації у ланках виконавчого механізму ВГ можуть виникати також від похибок геометричних розмірів ланок та їх положень. Розглянемо просторову структурну схему важільного механізму одноплечого ВГ (рис. 4).

Положення ланок механізму в зазначений момент часу визначають кути кривошипів, шатунів та балансира - $\varphi_{11}, \varphi_{12}; \varphi_{21}, \varphi_{22}$ та φ_3 . Для нормальної роботи ВГ необхідно, щоб значення кутів $\varphi_{11}, \varphi_{12}$ та $\varphi_{21}, \varphi_{22}$ в будь-який момент часу були попарно однаковими, тоді обидва шатуні і кривошипи будуть сприймати однакові навантаження. В реальних умовах важко досягнути виконання таких умов.

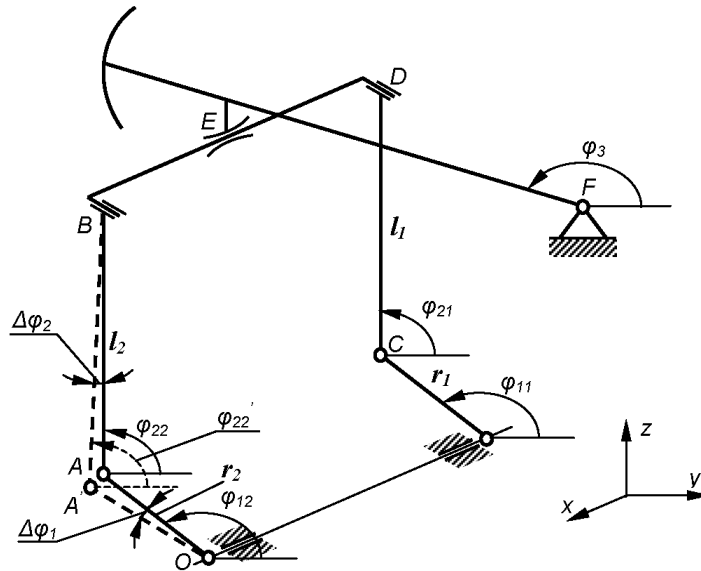
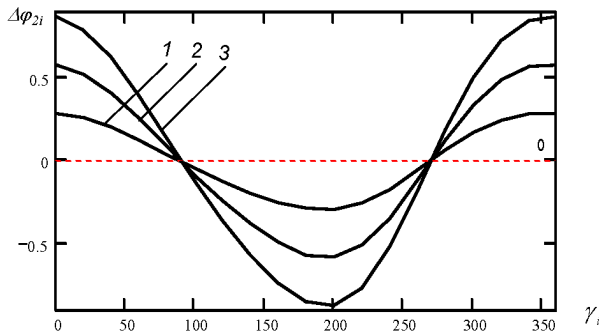


Рисунок 4 – Схема важільного механізму одноплечого ВГ

Розглянемо один із випадків. Зношення шпонкового з'єднання у місці кріплення кривошипів до вихідного вала редуктора, а також деформація самого вала призводять до непаралельної площини YOZ. Тобто виникає похибка $\Delta\varphi_1$, яка в свою чергу є причиною виникнення похибки $\Delta\varphi_2$. Отже, під час роботи ВГ шатуни також непаралельні і до крайніх положень механізму приходять неодноразово. Розрахунки показали, що похибка $\Delta\varphi_1 = 1...3^\circ$ призводить до виникнення похибки $\Delta\varphi_2 = 0,3...0,9^\circ$ (рис. 5).



1 – $\Delta\varphi_1 = 1^\circ$, 2 – $\Delta\varphi_1 = 2^\circ$, 3 – $\Delta\varphi_1 = 3^\circ$
Рисунок 5 – Графіки зміни похибки положення шатуна $\Delta\varphi_{2i}$

В свою чергу, поява похибки $\Delta\varphi_2$ є причиною виникнення додаткової сили F_δ , що виникає в шатуні при його деформації, яку можна визначити за формулою:

$$F_\delta = \frac{2 \cdot \Delta\varphi_2 \cdot E \cdot I_z}{l_2^2}, \text{ Н}$$

З метою перевірки впливу деформації на додаткові навантаження провели розрахунки для ВК фірми Lafkin Mark 11. При розрахунках приймалися такі значення:

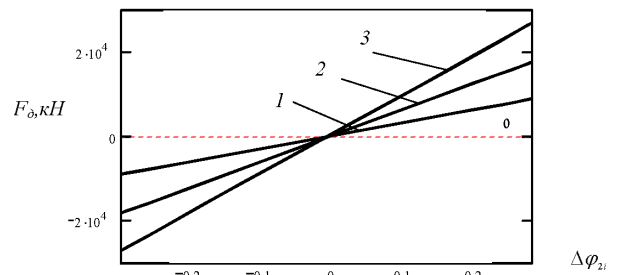
$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н / м}^2$ – модуль пружності матеріалу шатуна;
 I_z – осьовий момент інерції перерізу шатуна;

$$I_z = 0,05 \cdot D^4 \cdot (1 - c^4) =$$

$$= 0,05 \cdot 0,076^4 \cdot (1 - 0,7368^4) = 1,176 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4,$$

де: $D = 76 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр шатуна;
 $c = \frac{d}{D} = \frac{56}{76} = 0,7368$ ($d = 56 \text{ мм}$ – внутрішній діаметр шатуна).

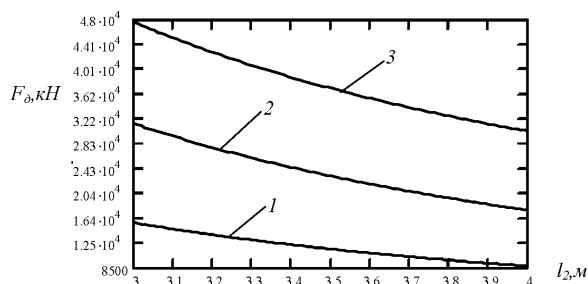
Розрахунки засвідчили, що при $\Delta\varphi_1 = 1...3^\circ$ виникає сила $F_\delta = 9...27 \text{ кН}$, залежність якої від кута $\Delta\varphi_2$ зображена на рис. 6.



1 – $\Delta\varphi_1 = 1^\circ$, 2 – $\Delta\varphi_1 = 2^\circ$, 3 – $\Delta\varphi_1 = 3^\circ$
Рисунок 6 – Графіки зміни сили деформації F_δ

Слід вказати на те, що при зменшенні довжини шатуна сила деформації значно зростає. Це пояснюється тим, що збільшується жорсткість ланки. На рис. 7 зображено характер зміни сили F_δ при зменшенні довжини шатуна від 4 до 3 м.

Поява сили F_δ призводить до додаткових затрат потенціальної енергії на деформування ланок, яка переходить в теплову і розсіюється. Це зменшує ККД механізму.



1 – $\Delta\varphi_I = 1^\circ$, 2 – $\Delta\varphi_I = 2^\circ$, 3 – $\Delta\varphi_I = 3^\circ$

Рисунок 7 – Графіки зміни сили деформації F_d

Таким чином, в процесі роботи ВГ мають місце втрати енергії, викликані недосконалістю кінематичних схем механізмів, спрацюванням їхніх кінематичних пар та складними режимами експлуатації. Врахування цих факторів на етапі проектування, складання і експлуатації важливих механізмів ВК дасть змогу збільшити їх ККД.

УДК 622.242

РОЗРАХУНКОВИЙ МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА СИЛОВИМИ ПРИВОДАМИ БУРОВИХ УСТАНОВОК ПІД ЧАС ПІДНЯТТЯ КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

С.І. Криштона

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42351
e-mail: retes@mail.ru

Стаття посвячена определению расхода топлива силовыми приводами буровых установок во время подъема колонны буровых труб при спуско-подъемных операциях. Обоснована актуальность исследований в направлении технико-экономических расчетов при компоновке силовых установок и силовых передач. Проведено теоретическое исследование расхода топлива во время разгона колонны буровых труб, периода постоянной скорости движения колонны и во время проведения вспомогательных машинно-ручных операций. Проанализированы расход мощности силовыми установками на разных этапах подъема колонны буровых труб и изменение частоты вращения выходного вала двигателя.

Автономний силовий привод бурових установок на сьогоднішній день може бути дизельним, дизель-електричним, газотурбінним і його різновид обирається, виходячи: з способу геологічних умов проходки свердловин; витрат енергії, мастильних матеріалів, їхньої вартості; вартості обслуговування, транспортування, монтажу та демонтажу елементів силового привода; кваліфікації обслуговуючого персоналу та інших чинників. В процесі проходки свердловини необхідна потужність, частота обертання

і крутні моменти змінюються для виконавчих механізмів в широких межах. Потужність, тип і кількість двигунів, спосіб передачі енергії, схема компонування двигунів і трансмісії обирається з врахуванням характеру та границь зміни робочих навантажень.

Відомо, що використання дизель-механічного привода головних механізмів бурових установок має ряд суттєвих недоліків [1]. Намагання покращити характеристики дизельного привода, спростити кінематику трансмісії, під-

Література

- 1 Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
- 2 Теория механизмов и машин./ К.В. Фролов, А.К. Мусатов и др. / Под ред. К.В.Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
- 3 Кинематика, динамика и точность механизмов: Справочник/ Под ред. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.