

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДІВ СВЕРДЛОВИННИХ ШТАНГОВИХ НАСОСНИХ УСТАНОВОК

Анотація. Найбільш розповсюдженими є балансирні приводи свердловинного штангового глибинного насоса механічної дії, які отримали назву верстатів-качалок [1]. Проте розвиток нових схем виконавчих механізмів свердловинної штангової насосної установки (СШНУ) обумовлює необхідність вибору технічних характеристик, які дозволяють провести порівняльну оцінку нових схем з традиційними балансирними приводами. В науковій праці авторами розроблено методика вибору необхідних параметрів. Визначено, що для порівняння технічних параметрів приводів СШНУ, як традиційних (балансирих) приводів так і нових конструкцій, необхідно провести розрахунки передаточних функції виконавчого механізму та крутного моменту його кривошипного вала.

Графік крутного моменту кривошипного вала дозволяє розрахувати коефіцієнт форми крутного моменту, застосовуючи однаковий закон навантаження штангової підвіски. Таким чином можна зробити висновок, про споживання потужності двигуном традиційного балансирного приводу чи нової конструкції приводу СШНУ.

Ключові слова: верстат-качалка, математична модель, аналог кутової швидкості, аналог кутового прискорення, технічні характеристики, передаточні функції, крутний момент, свердловинна штангова насосна установка.

Постановка проблеми. Традиційні схеми виконавчих механізмів верстатів-качалок - балансирні приводи. Так, наприклад, провідна американська компанія LUFKIN (США) широко рекламує балансирні приводи 8 типів розроблених з врахуванням конкретних умов експлуатації, з яких стандартні двоплечеві налічують понад 70 модифікацій, а одноплечеві – 50 [2].

В світі постійно ведеться пошук нових схем приводів СШНУ, які можуть забезпечити видобування нафти з меншими експлуатаційними витратами. Тому, поряд з традиційними схемами виникають нові, до них, наприклад, можна віднести безбалансирих привід ПНКШ, який випускає НВП “Оснастка”, м. Краматорськ, Україна [3].

Для свердловин з високим дебітом нафти пропонується застосування безбалансирих довгоходових приводів СШНУ [4], конструкція виконавчих механізмів яких відрізняється від балансирних.

Також, тривають пошуки заміни балансирного приводу на інші схеми виконавчого механізму, наприклад за рахунок використання гідроприводу [5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Щодо пошуку вдосконалення конструкції виконавчого механізму двоплечих верстатів-качалок написано немало праць в яких автори пропонують різні шляхи їх удосконалення [6,7]. Розроблено велику кількість модифікацій балансирних приводів [2].

Безбалансирні верстати-гойдалки [8] випускаються з навантаженням на головку балансира від 30 до 60кН, з довжинами ходу від 3,5 до 6м, що перевищує максимальну довжину ходу балансирних приводів. Використання більших довжин ходу дозволяє видобувати ту ж кількість рідини при менших числах подвійних ходів глибинного насоса, що знижує витрати на видобування нафти.

Довгоходовий ланцюговий привід свердловинного штангового насоса [4] містить стійку з барабаном, раму ходового блоку, який з'єднаний поворотним кулаком з ланцюговою передачею та дозволяє працювати з більшими навантаженнями та довжинами ходів.

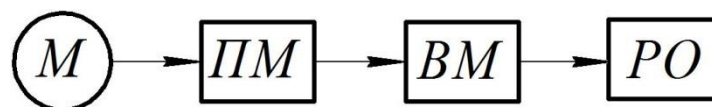
Оскільки схеми виконавчих механізмів балансирних, безбалансирних та довгоходових приводів конструктивно відрізняються між собою, але їх призначення спільне – приводити в зворотньо-поступальний рух плунжер глибинного насоса, який відкачує нафту зі свердловини, то виникає необхідність у виборі параметрів, які б дозволили проводити їх порівняльну оцінку.

Мета і завдання досліджень. Метою даної роботи є вибір параметрів для порівняння технічних показників приводів штангових насосних установок.

Матеріали, методи та методики досліджень. Основні технічні показники, які виробники вказують в шифрі приводу СШНУ є його вантажопідйомність (кН) , крутний момент на валу кривошипа (кН·м) та довжина ходу штангової підвіски (м).

За першими двома показниками автором [9] запропонований метод обчислення коефіцієнтів функціональних апроксимуючих залежностей, який порівнює значення питомої потужності та питомого крутного моменту різних приводів, що дозволяє привести наближену оцінку якості привода.

Для вибору необхідних технічних характеристик, з метою порівняння приводів експлуатаційних характеристик СШНУ, розглянемо її блок-схему (рис.1).



M – двигун приводу; *ПМ* – передаточний механізм;
ВМ – виконавчий механізм; *РО* – робочий орган

Рисунок 1 – Блок-схема СШНУ

Кожний елемент СШНУ, приведений на блок-схемі характеризується своїми технічними параметрами.

Для електродвигуна приводу можна виділити [11]: його потужність $P_{\text{дв}}$ (кВт), номінальну частоту обертання його вала $n_{\text{дв}}$ (об/хв) або кутову швидкість $\omega_{\text{дв}}$ (рад/с), коефіцієнт корисної дії (К.К.Д), коефіцієнт активної потужності ($\cos\varphi$), струм споживання по навантаженню I_n (А), коефіцієнт перевантаження I_n/I_n , напругу живлення U (В), співвідношення між ма-

ксимальним та номінальним крутними моментами T_{max}/T_n , співвідношення між пусковим та номінальним крутними моментами T_n/T_n .

СШНУ відрізняються типом механічних передач в приводі. Так, наприклад, для балансирних верстатів-гойдалок або приводу ПНКШ найчастіше використовують пасову передачу, яка характеризується своїми параметрами [12], та двоступеневий зубчастий редуктор.

Для довгоходового приводу – ланцюгову передачу та редуктор з поворотним кулаком.

Якщо враховувати всі технічні характеристики, то потрібно складати складні математичні моделі.

Проте, з точки зору пришвидшення аналізу можливостей приводів СШНУ, доцільно порівнювати тільки відмінності в характеристиках певних механізмів.

Фактично, різні типів приводів можна порівнювати для одного типу навантаження від РО і однакової довжини його ходу.

Ці характеристики виробники, як правило, вказують в шифрі приводу.

Наприклад, балансирний привід СШНУ виробництва США має шифр [2] C-320D-256-120, який означає С – традиційний (двоплечий) тип балансирного приводу; 320 – максимальний крутний момент редуктора ($10^3 \cdot \text{дюйм} \cdot \text{фунт}$); D – двоступеневий редуктор; 256 – навантаження штангової підвіски (*фунт*); 120 – максимальна довжина ходу (*дюйм*).

Балансирний привід виробництва Румунії, який широко використовується у НГВУ України має шифр UP12T-3-5050, який означає UP – тип балансирного приводу; 12 – навантаження штангової підвіски (*тонн*); 3 – максимальна довжина ходу (*м*), 5050 – максимальний крутний момент редуктора (*Н·м*).

Шифр балансирного приводу СК12-2,5-4000, виробництва України, означає: СК – двоплечевий балансирний привід, 12 – навантаження штангової підвіски (*тонн*); 2,5 – максимальна довжина ходу (*м*), 4000 – максимальний крутний момент редуктора (*Н·м*).

Міри довжин та ваг у країнах-виробників можуть бути різними, тому для їх порівняння необхідно провести перерахунки, що відповідають міжнародному стандарту ISO [13].

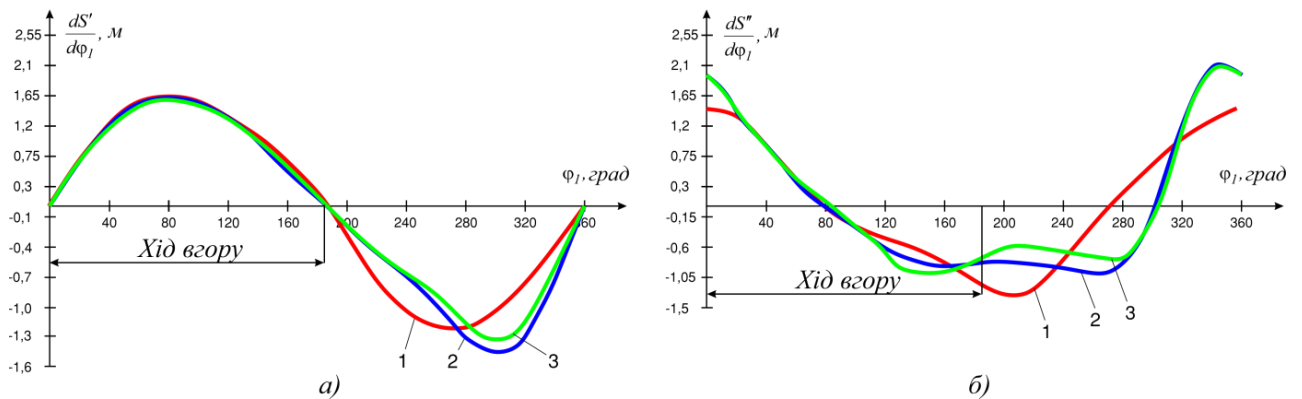
Проте дані, що приводяться в шифрі, показують можливість балансирного приводу і якщо вони подібні, то виникає питання як провести порівняння їх роботи в умовах експлуатації?

Результати досліджень. Перша характеристика, яку необхідно забезпечити для РО – це довжина ходу плунжера та його рух з необхідною швидкістю. Виконавчі механізми балансирних приводів різних країн-виробників подібні за схемою, проте відрізняються геометричними параметрами (довжинами ланок).

Оскільки завдання ВМ забезпечити необхідний закон руху штангової підвіски, а отже і РО, то для порівняння зручно користуватись передаточними функціями [10] та аналогами швидкостей (перша передаточна функція) та прискорень (друга передаточна функція). Звичайно для цього потрібно скласти математичну модель, яка дозволить їх обчислити [14].

За їх обчисленнями будуються графіки аналогів переміщення, швидкості та прискорення штангової підвіски. І саме їх форма, а не тільки максимальні значення, важливі для порівняння якості виконавчого механізму (рис.2).

Робочий цикл СШНУ розділяється на дві фази відносно руху штангової підвіски. Перша, рух вгору – коли на привід діють максимальні навантаження, зумовлені вагою штангової колони та рідини, яка знаходиться над плунжером глибокого насосу. Друга – рух штангової підвіски вниз, коли навантаження зменшується і складається тільки з ваги штанг, оскільки вага рідини сприймається колоною насосно-компресорних труб (НКТ).



1 – RM320D-256-120; 2 – СК12-2.5-4000; 3 – UP12Т –3-5500;

Рисунок 2 – Графіки аналогів швидкостей (а) та прискорень (б) балансирних приводів

Виробники приводів намагаються спроектувати виконавчі механізми таким чином, щоб швидкість штангової підвіски при русі вгору була меншою, чим для її руху вниз. Як видно з рис.2а для руху штангової підвіски вгору максимальне значення аналогу швидкості для всіх трьох верстатів-качалок практично рівне і складає 1,65м, тоді як для ходу вниз – суттєво відрізняються: для приводу RM320D-256-120 значення аналогу швидкості найменше і складає 1,21м, для приводу СК12-2.5-4000 – 1,45м (на 19,85 % більше), а для приводу UP12Т –3-5500 – 1,32м (на 10,7 % більше. Якщо розглянути рис.2б, на якому зображені значення аналогів прискорень цих верстатів-качалок, то можна відзначити, що для ходу вгору максимальне значення аналогу прискорення приводу RM320D-256-120 складає 1,4 м, для приводу СК12-2.5-4000 та UP12Т –3-5500– 1,95м (на 39 % більше), для ходу вниз – для приводу RM320D-256-120 мінімальне значення складає -1,35 м, для приводу СК12-2.5-4000 – -1м (на 26% менше), для UP12Т –3-5500 – -0,8м (на 41% менше). Оскільки аналог прискорення вказує на інерційні навантаження, то можна відмітити, що для приводу RM320D-256-120 інерційні навантаження для ходу вгору будуть меншими ніж інших двох приводів, а для ходу вниз – більшими.

Іншою важливою характеристикою для порівняння є крутний момент, який діє на валу кривошипа верстата-качалки. Це пояснюється тим, що для зменшення енергоспоживання та навантаження механічних передач привода використовується зрівноважування балансирними противагами, гідравлічними або пневматичними механізмами, і про якість такого зрівноваження можна говорити аналізуючи графіки крутного моменту кривошипного вала.

Якість зрівноважування буде тим кращою, чим ближче будуть співпадати форми графіків швидкостей штангової підвіски та зрівноважуючих механізмів. Сумарний момент від сили, що діє на штангову підвіску, приведений до кривошипа, розраховується за наступною формулою [15]

$$M_{зв}^o(\varphi) = M_F(\varphi) - M_{np}(\varphi), \quad (1)$$

де $M_F(\varphi)$ - зведений до кривошипа момент від сили корисного опору, яка діє в точці підвісу штанг;

$M_{np}(\varphi)$ - зведений до кривошипа момент від ваги противаг, які знаходяться на кривошипі.

Рівняння (1) можемо записати як

$$M_{зв}^o(\varphi) = F_{ko} \cdot \frac{V_F}{\omega_1} - \left(G_{np} \cdot r_{np} + G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} \right) \cdot \cos(\varphi), \quad (2)$$

де, F_{ko} – сила корисного опору, яка діє на штангову підвіску виконавчого механізму;

V_F – швидкість штангової підвіски;

ω_1 – кутова швидкість кривошипа;

$G_{кр}, G_{np}$ – вага кривошипа та кривошипних противаг;

$r_{кр}, r_{np}$ – відстань розміщення центру мас кривошипа та кривошипних противаг.

При ідеальному зрівноважуванні $M_{зв}^o(\varphi) = 0$, а це можливо якщо

$$F_{ko} \cdot \frac{V_F}{\omega_1} = \left(G_{np} \cdot r_{np} + G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} \right) \cdot \cos(\varphi), \quad (3)$$

Права частина рівняння – це момент, який створюють противаги і він змінюється за законом косинуса, відповідно якщо в лівій частині рівняння швидкість V_F також буде відповідати цьому закону, то якість зрівноважування буде найкращою.

Відповідно до рис.2а форма аналога швидкості приводу RM320D-256-120 буде найкраще відповідати гармонійному закону, тобто можна спрогнозувати що і момент на кривошипі буде найменшим.

ККД електродвигуна можна оцінити згідно формули [16]

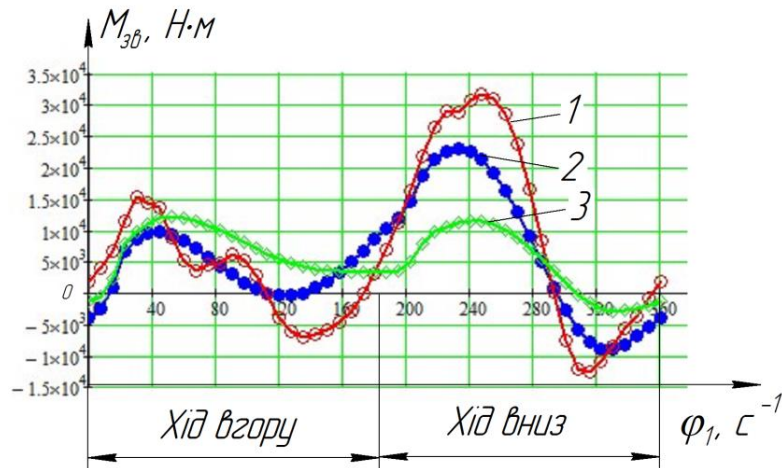
$$\eta_e = \frac{\eta_n}{\eta_n + k_\phi \cdot (1 - \eta_n)}, \quad (4)$$

де, η_n - номінальне значення ККД електродвигуна;

k_ϕ - коефіцієнт форми кривої крутного моменту, який діє на валу електродвигуна.

Тобто, на ККД електродвигуна впливає форма крутного моменту, а отже потрібно аналізувати моменти кривошипного вала цих приводів.

Тобто, ще одним важливим фактором для порівняння можливостей приводу виступає форма крутного моменту, що діє на кривошипному валу (рис.3).



1 – традиційного (балансирного) приводу; 2 – модифікованого балансирного приводу з покращеним зрівноваженням; 3 – довгоходового приводу

Рисунок 3 – Крутні моменти кривошипного вала верстата-качалки

Враховуючи залежність (4) та аналізуючи графіки моментів рис.3 можна зробити висновок, що найбільшу потужність буде споживати двигун традиційного балансирного приводу, найменшу – двигун довгоходового приводу.

Висновки. Основні технічні характеристики, які виробники вказують в шифрі приводу СШНУ, не дозволяють повністю оцінити можливості приводу в умовах експлуатації.

Тому, для порівняння технічних параметрів приводів СШНУ, як традиційних (балансирних) приводів так і нових конструкцій, необхідно розраховувати наступні параметри:

1 – передаточні функції виконавчого механізму, по яких визначити відхилення форми графіка швидкості штангової підвіски від косинусоїди;

2 – крутний момент кривошипу та коефіцієнт форми крутного моменту, приймаючи однакові форми графіків механічної характеристики - залежності сили корисного опору від переміщення штангової підвіски.

ЛІТЕРАТУРА

1. Conventional Beam Pumping Unit. Vital Fluid Systems: веб-сайт. URL: <http://www.eco-live.com.ua> (дата звернення: 25.02.2024).
2. LUFKIN. 2008/2009 GENERAL CATALOG. URL: https://media.salvex.com/auction/d/1829848/182984728_720875.pdf (дата звернення: 26.02.2024).
3. ТОВ НВП “Оснастка”. URL: <https://www.ua-region.com.ua/13517472> (дата звернення: 26.02.2024).
4. WEATHERFORD. Long-stroke pumping unit. веб-сайт. URL: <https://www.weatherford.com/products-and-services/production-and-intervention/artificial-lift-systems/reciprocating-rod-lift-systems/pumping-units/long-stroke-pumping-unit/> (дата звернення: 26.02.2024).
5. С.В.Наследніков, Д.Ф.Тимків, Р.Г.Онацко Аналіз структурної схеми устаткування для видобутку нафти і її кінематика. Науковий вісник. Івано-Франківськ, 2012. №1(31). с.70-79.

6. Hukun Yang, Jianping Wang, Hui Liu Energy-saving mechanism research on beam-pumping unit driven by hydraulics. PLOS.ONE. April 1. 2021. p.1-16. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0249244>.
7. Feng Z. M., Tan J. J., Li Q., Fang X. A review of beam pumping energy-saving technologies // Journal of Petroleum Exploration and Production Technology. 2018. Vol. 8, Issue 1. P. 299–311. URL: <https://doi.org/10.1007/s13202-017-0383-6>.
8. Довгоходові безбалансирні верстати-качалки серії ПНКШ – Приводи штангового насоса. URL: <https://ua.all.biz/uk/dlynnohodove-bezbalansyrnestanky-kachalky-seriyi-g40609> (дата звернення: 29.02.2024).
9. Савчук В. В. Видобування нафти з високим вмістом піску, смол і парафіну із застосуванням спеціальних конструкцій насосів. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2016. № 1(40). С. 20-28.
10. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т.Кіницький. – Київ.: Наукова думка, 2002. –663 с.
11. Порівняльні характеристики електродвигунів АІР. URL: <https://enasos.com.ua/blog/sravnitelnye-harakteristiki-elektrovdigatelej-air> (дата звернення: 03.03.2024).
12. Іващенко В.Т. Сенчішак В.М. Розрахунок і конструювання деталей машин: навчальний посібник. Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2013. 808с.
13. Міжнародна організація зі стандартизації. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/> (звернення: 03.03.2024)
14. В. Р. Харун, В.М. Сенчішак В. Я. Попович, Шостаківський І.І. Порівняльна оцінка виконавчого механізму балансирного приводу верстата-качалки оснащеного довгоходовою стійкою. Нафтогазова енергетика. Івано-Франківськ, 2021. №2(36). с.57-67. DOI: 10.31471/1993-9868-2021-2(36)-57-67
15. В.Р.Харун, В.М.Сенчішак, В.Я.Попович, І.І.Шостаківський І.І. Дослідження пускових режимів верстата-качалки. Нафтогазова енергетика. Івано-Франківськ, 2021. №1(35). с.48-59. DOI:10.31471/1993-9868-2021-1(35)-48-59.
16. А.В.Маляр Оптимізація збалансованості верстата-гойдалки електроприводу штангової нафтовидобувної установки // Електротехніка і Електромеханіка – Харків.: НТУ “ХПІ” , 2009. – №3. – С.29-31.

REFERENCES

1. Conventional Beam Pumping Unit. Vital Fluid Systems: veb-sajt. URL: <http://www.eco-live.com.ua> (data zvernennia: 25.02.2024).
2. LUFKIN. 2008/2009 GENERAL CATALOG. URL: https://media.salvex.com/auction/d/1829848/182984728_720875.pdf (data zvernennia: 26.02.2024).
- 3.TOV NVP “Osnastka”. URL: <https://www.ua-region.com.ua/13517472> (data zvernennia: 26.02.2024).
- 4.WEATHERFORD. Long-stroke pumping unit. veb-sajt.

URL: <https://www.weatherford.com/products-and-services/production-and-intervention/artificial-lift-systems/reciprocating-rod-lift-systems/pumping-units/long-stroke-pumping-unit/> (data zvernennia: 26.02.2024).

5. S.V.Nasliednikov, D.F.Tymkiv, R.H.Onatsko Analiz strukturnoi skhemy ustatkuvannia dlia vydobutku nafty i ii kinematyka. Naukovyj visnyk. Ivano-Frankivs'k, 2012. №1(31). s.70-79.

6.Hukun Yang, Jianping Wang, Hui Liu Energy-saving mechanism research on beam-pumping unit driven by hydraulics. PLOS.ONE. April 1. 2021. p.1-16. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0249244>.

7.Feng Z. M., Tan J. J., Li Q., Fang X. A review of beam pumping energy-saving technologies // Journal of Petroleum Exploration and Production Technology. 2018. Vol. 8, Issue 1. P. 299–311. URL: <https://doi.org/10.1007/s13202-017-0383-6>.

8. Dovhokhodovi bezbalansyrni verstaty-kachalky serii PNKSh – Pryvody shtanhovoho nasosa. URL: <https://ua.all.biz/uk/dlynnohodove-bezbalansyrnestanky-kachalky-seriyi-g40609> (data zvernennia: 29.02.2024).

9. Savchuk V.V. Vydobuvannia nafty z vysokym vmistom pisku, smol i parafinu iz zastosuvanniam spetsial'nykh konstruksij nasosiv. Naukovyj visnyk IFNTUNH. 2016. №1(40). C. 20-28.

10. Kinyts'kyj Ya.T. Teoriia mekhanizmiv i mashyn: pidruchnyk / Ya.T.Kinyts'kyj. – Kyiv.: Naukova dumka, 2002. –663 s.

11.Porivnial'ni kharakterystyky elektrodyhuniv AIR.

URL: <https://enasos.com.ua/blog/sravnitelnye-harakteristiki-elektrovdigatelej-air> (data zvernennia: 03.03.2024).

12. Ivaschenko V.T. Senchishak V.M. Rozrakhunok i konstruiuvannia detalej mashyn: navchal'nyj posibnyk. Ivano-Frankivs'k: Nova Zoria, 2013. 808s.

13. Mizhnarodna orhanizatsiia zi standartyzatsii. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/> (zvernennia: 03.03.2024).

14. V.R. Kharun, V.M. Senchishak V. Ya. Popovych, Shostakivs'kyj I.I. Porivnial'na otsinka vykonavchoho mekhanizmu balansyrnoho pryvodu verstata-kachalky osnaschenoho dovhokhodovoiu stijkoii. Naftohazova enerhetyka. Ivano-Frankivs'k, 2021. №2(36). s.57-67. DOI: 10.31471/1993-9868-2021-2(36)-57-67.

15. V.R.Kharun, V.M.Senchishak, V.Ya.Popovych, I.I.Shostakivs'kyj I.I. Doslidzhennia puskovykh rezhymiv verstata-kachalky. Naftohazova enerhetyka. Ivano-Frankivs'k, 2021. №1(35). s.48-59.DOI:10.31471/1993-9868-2021-1(35)-48-59.

16. A.V.Maliar Optymizatsiia zbalansovanosti verstata-hojdalky elektropryvodu shtanhovoi naftovydobuvnoi ustanovky // Elektrotekhnika i Elektromekhanika – Kharkiv.: NTU “KhPI” , 2009. – №3. – S.29-31.

Received 23.06.2024.
Accepted 27.06.2024

Comparative assessment of the technical characteristics of executive mechanisms in well rod pumping unit drives

Problem statement. The most common type is the mechanical sucker rod-pump units with balanced drives, commonly known as pumpjacks [1]. However, the development of new schemes for the executive mechanisms of the sucker rod-pump unit (SRPU) necessitates the selection of technical characteristics that allow for a comparative assessment of new schemes with traditional bal-

anced drives. The authors have developed a methodology for selecting the necessary parameters in this research. It has been determined that to compare the technical parameters of SRPU, both traditional (beam) drives and new designs, it is necessary to calculate the transfer functions of the executive mechanism and the torque of its crankshaft. The crankshaft torque graph allows for the calculation of the torque shape coefficient, using a consistent load pattern for the rod suspension. This way, it is possible to conclude the power consumption of the motor in either the traditional beam drive or the new SRPU drive design.

Key words: beam-pumping unit, mathematical model, analogue of angular velocity, analog of angular acceleration, specifications, transfer functions, torque, sucker rod-pump unit.

Харун Віктор Романович – к.т.н, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Рачкевич Руслан Володимирович - д.т.н, професор кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Kharun Viktor Romanovich – candidate of technical sciences, associate professor, department of technical mechanics, engineering and computer graphics Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas.

Rachkevych Ruslan Volodymyrovych - doctor of technical sciences, professor, department of technical mechanics, engineering and computer graphics Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas.