

Матеріали, конструкції та обладнання об'єктів нафтогазового комплексу

УДК 622.276.53.054

DOI: 10.31471/1993-9868-2021-2(36)-57-67

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ БАЛАНСИРНОГО ПРИВОДА ВЕРСТАТА-КАЧАЛКИ, ОСНАЩЕНОГО ДОВГОХОДОВОЮ СТІЙКОЮ

В. Р. Харун*, В. М. Сенчішак, В. Я. Попович, І. І. Шостаківський

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: viktor.kharun@nung.edu.ua

Проведено дослідження довгоходового привода свердловинної штангової насосної установки конструкція якої поєднує традиційний двоплечий балансірний привод (верстат-качалку) та довгоходову стійку. Сучасними свердловинними штанговими насосними установками (СШНУ) можна видобувати нафту, як правило, з одного або двох пластів з свердловин глибиною до 3500 м з дебітом рідини від кубометра до декілька сотень кубометрів за добу. Досліджено, що характеристики балансірних приводів ряду світових виробників дозволяють використовувати насосне обладнання в діапазоні подач рідини, що видобується з свердловин, від 1 до 40 м³/добу. Існує загальна світова тенденція до зниження дебітів нафтовидобувних свердловин, оскільки більшість нафтових родовищ перебувають на пізній стадії розробки, а тому більшість традиційних верстатів-качалок працюють з низькою ефективністю. Оскільки переважна кількість свердловин нафтовидобувних підприємств України оснащена верстатами-качалками, то заміна їх на інші види приводів свердловинного штангового насоса вимагає значних капіталовкладень. Оснащення традиційного балансірного привода довгоходовою стійкою дозволяє покращити його технічні характеристики. Визначення впливу зміни конструкції на кінематичні та динамічні характеристики проведено для двох варіантів зрівноваження: 1 – традиційного зрівноваження привода кривошипними противагами, розміщеними на кривошипях верстата-качалки, в поєднанні з довгоходовою стійкою і 2 – коли балансірний привод використовується тільки для перетворення обертового руху кривошипів у поступальний рух канатної підвіски, а противаги розміщуються на довгоходовій стійці. Визначено, що перший варіант зрівноваження дозволяє зменшити максимальний обертовий момент на 27,7 %, а при розміщенні противаг на довгоходовій стійці зниження максимального моменту може скласти до 62 %. Запропоновано як критерій оцінки якості зрівноваження використовувати коефіцієнт середньоквадратичного відхилення обертового моменту.

Ключові слова: верстат-качалка, математична модель, кінематичні характеристики, обертовий момент, середньоквадратичне відхилення.

Проведено исследование привода скважинной штанговой насосной установки, конструкция которой объединяет традиционный двуплечий балансирный привод (станок-качалку) и длинноходовую стойку. Современными скважинными штанговыми насосными установками (СШНУ) можно добывать нефть, как правило, из одного или двух пластов из скважин глубиной до 3500 м с дебитом жидкости от кубометра до нескольких сотен кубометров в сутки. Исследовано, что характеристики балансирных приводов ряда мировых производителей позволяют использовать насосное оборудование в диапазоне подач извлекаемой жидкости из скважины от 1 до 40 м³/сут. Существует общая мировая тенденция к снижению дебитов

нефтедобывающих скважин, так как большинство нефтяных месторождений находятся на поздней стадии разработки, поэтому большинство традиционных станков-качалок работают с низкой эффективностью. Поскольку большинство скважин нефтедобывающих предприятий Украины оснащено станками-качалками, то замена их другими видами приводов скважинного штангового насоса требует значительных капиталовложений. Введение в конструкцию традиционного балансирного привода длинноходовой стойки позволяет улучшить их технические характеристики. Определение влияния изменения конструкции на кинематические и динамические характеристики проведено для двух вариантов уравнивания: 1 – традиционного уравнивания привода кривошипными противовесами, размещенными на кривошипах станка-качалки в сочетании с длинноходовой стойкой и 2 – когда балансирный привод используется только для преобразования вращающегося движения кривошипов в поступательное движение канатной подвески, а противовесы размещаются на длинноходной стойке. Определено, что первый вариант уравнивания позволяет снизить максимальный крутящий момент на 27,7%, а при размещении противовесов на долгоходовой стойке снижение максимального момента может составить до 62%. Предложен в качестве критерия оценки качества уравнивания использовать коэффициент среднеквадратического отклонения крутящего момента.

Ключевые слова: станок-качалка, математическая модель, кинематические характеристики, вращающий момент, среднеквадратическое отклонение.

The article studies long-running drive of a downhole rod pumping unit, the design of which combines a traditional two-arm balancing drive (rocking machine) and a long-running stand. Modern downhole rod pumping units can extract oil, usually from one or two layers of wells up to 3500 m deep with a liquid flow rate from a cubic meter to several hundred cubic meters per day. It is investigated that the characteristics of balancing drives, performed by a number of world manufacturers allow the usage of pumping equipment in the range of fluid flow rate from the well from 1 to 40 m³ day. There is a general global trend of reducing the oil wells' flow, as most oil fields are in the late stage of development, and therefore most traditional rocking machines are operated with low efficiency. Because the vast majority of of Ukrainian oil-production enterprises' wells are equipped with beam pumping units their replacement by other types of the downhole rod pumps' drives requires significant investments. Equipping of a traditional balancing drive with a long-travel stand can improve drive's technical characteristics. Determination of the design changes' influence on kinematic and dynamic characteristics has been performed for two balancing options: 1 – traditional balancing of the drive with crank counterweights, placed on the cranks of the rocking machine in combination with a long-running stand and 2 – when the balance drive is used only to convert movement of a rope suspension bracket, and counterweights are placed on a long-running stand. It has been calculated that the first balancing variant allows to reduce the maximum torque up to 27.7 %, and by the counterweights placing on a long-running stand, the reduction of the maximum torque can be up to 62 %. It is proposed to use the standard deviation of the torque as a criterion for assessing the quality of balance.

Keywords: rocking machine, mathematical model, kinematic characteristics, torque, standard deviation.

Вступ

Сучасними свердловинними штанговими насосними установками (СШНУ) можна видобувати нафту, як правило, з одного або двох пластів зі свердловин глибиною до 3500 м з дебітом рідини від кубометра до декілька сотень кубометрів на добу.

Найбільш поширені механічні приводи. Вони, в свою чергу, поділяються на балансирні та безбалансирні. Переважна більшість свердловин України та й усього світу експлуатуються з використанням балансирних приводів, верстатів-качалок.

Так, відповідно до [1] експлуатаційний фонд свердловин в Україні налічує 2226 свердловин, 90% яких обладнанні СШНУ.

В області подач від 1м³ до 40м³ СШНУ мають більш високий коефіцієнт корисної дії (ККД) в порівнянні з іншими способами видобутку нафти і при подачі в 35м³/добу він може досягати максимального значення в 37%.

Авторами [2] констатується, що в цілому світі понад 80% нафтових свердловин експлуатуються за допомогою балансирних приводів – верстатів-качалок. Так, наприклад, їх кількість в США складає 350000, в Китаї – близько 160000. У процесі видобування енергія нафтового пласту постійно зменшується, що, в свою чергу, призводить до зменшення кількості фонтанних свердловин та зростання кількості свердловин, оснащених СШНУ.

Пізня стадія розробки нафтових родовищ характеризується зменшенням дебітів нафтових свердловин, тож більшість традиційних верстатів-качалок працюють з низькою ефективністю, тобто їхній коефіцієнт корисної дії (ККД) є нижчим за 30%.

Зниження дебітів нафтових свердловин, що експлуатуються механізованим способом, вимагає розширення парку експлуатаційного обладнання. Вибір параметрів верстатів-качалок у відповідності з періодом експлуатації нафтової свердловини є важливим завданням.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Авторами [3] проведено дослідження характеристик свердловинних штангових насосних установок ряду світових виробників та проведено порівняння їх техніко-економічних можливостей в діапазоні подач рідини, що видобувається з свердловини від 1 до 40 м³/добу. Встановлено, що СШНУ найбільш раціонально використовувати для свердловин з середнім та малим дебітом. Порівняння техніко-економічних показників приводів СШНУ проведено методом статистичного аналізу паспортних показників серійних установок для видобутку нафти. За основні показники прийнято максимальну вантажопідйомність установки та питомі показники потужності та обертового моменту. Пізня стадія розробки нафтових родовищ характеризується зменшенням дебітів свердловин, а сумарне електроспоживання, яке припадає на частку механізованого фонду обладнання, складає 72% від загального електроспоживання нафтовидобувного комплексу. Запропоновано проводити підбір характеристик нафтопромислового обладнання, узгоджуючи їх з дебітом свердловини, що особливо актуально в зв'язку з швидким темпами приросту малodeбітних свердловин.

Крім статистичних методів аналізу характеристик СШНУ широко застосовують методи моделювання роботи виконавчого механізму привода (верстата-качалки) СШНУ, де постійно проводиться вдосконалення математичних моделей [4].

Сучасні математичні моделі дозволяють досліджувати пускові режими та нерівномірність обертання кривошипа верстата-качалки при різних компоновках штангової колони, діаметрів плунжера глибинного насоса та динамічного рівня рідини в свердловині [5]

Зазвичай порівняння характеристик нових приводів штангових насосних установок проводять відповідно до традиційних верстатів-качалок. Для цього розробляється математична модель нового привода, яка дозволяє визначити такі кінематичні характеристики, як: переміщення, швидкість та прискорення точки підвіски штанг. Для моделювання навантаження привода приймається певна конструкція глибинного обладнання, яка включає: діаметр насосно-компресорних труб, діаметр плунжера глибинного насоса та його хід, діаметр штанг та конструкція штангової колони, глибина підвісу плунжерного насоса та заглиблення під динамічний рівень рідини. Досить часто математична модель доповнюється рівняннями, які дозво-

ляють розрахувати коливання колони штанг. [6] А це дає змогу порівнювати динамограми традиційного та нового приводів. Для наземного обладнання важливим також є врахування зрівноважування виконавчого механізму привода, аналіз якості якого проводиться на основі графіків крутних моментів діючих на кривошипному валу. Такі моменти будуються від сили, що діє в точці підвісу штанг, зрівноважуючих противаг та їх результуючий момент, який показує якість зрівноважування [7].

Використання графіків крутних моментів, які діють на кривошипному валу балансірного привода, для визначення ефективності процесу зрівноважування, демонструють автори в роботі [2].

Як вихід з даної ситуації в роботі [2] розглянуто різноманітні методи покращення зрівноваження традиційних верстатів-качалок. Це і використання амортизаторів, які розміщуються в точці підвіски штанг і балансірних противаг, розміщених на задньому плечі балансіра спеціальної конструкції, і додаткового балансірного пристрою, розміщеного паралельно до редуктора привода і т.д. Також в цій роботі відзначається, що на ефективність роботи ШСНУ визначальне значення мають характеристики приводного двигуна. Авторами визначено основними шляхами зниження енергоспоживання – зменшення максимального значення крутного моменту кривошипного вала, його амплітуди, зменшення динамічних навантажень виконавчого механізму привода, зокрема і зумовлених інерційними навантаженнями.

Аналіз ефективності запропонованих рішень проводиться шляхом порівняння динамограм традиційного та вдосконаленого верстатів-качалок, швидкості точки підвісу штанг, крутних моментів кривошипного вала.

В роботі [8] авторами пропонується використання як приводного двигуна асинхронного електродвигуна з підвищеним ковзанням. Ними відзначається що асинхронні електродвигуни, які використовуються на більшості верстатів-качалок, мають коефіцієнт ковзання близько 3%, і пропонується використовувати електродвигуни з підвищеним ковзанням до 10%, і навіть 30%. Для порівняння ефективності СШНУ, оснащених традиційним асинхронним електродвигуном та електродвигуном з підвищеним ковзанням, використано графіки кутової швидкості кривошипного вала, переміщення, швидкість та прискорення точки підвісу штанг, динамограма та графіки моментів кривошипного вала, потужності приводного двигуна. Ефективність запропонованих двигунів визначається в

порівнянні мінімальних та максимальних значень вищезазначених параметрів.

Аналогічним чином визначається вплив параметрів глибинного обладнання на навантаження виконавчого механізму та зусилля, що виникають в кінематичних парах виконавчого механізму [9]. Наведена в статті математична модель визначає не тільки кінематичні характеристики та обертовий момент кривошипного вала, а і зусилля в кінематичних парах, що дозволяє встановити причини виходу з ладу вузла з'єднання кривошипа та шатуна.

В нафтодобувній промисловості найбільш розповсюджені штангові свердловинні насосні установки з балансирним приводом, які отримали назву верстатів-качалок. Найбільш давно відомими є традиційні верстати-качалки з двоплечим балансиром, які, наприклад, у фірми Lufkin (США) [10] налічують більше 70 типорозмірів і дозволяють реалізувати довжини ходу плунжера від 0,5м до 6,1м та навантаження на полірований шток від 2400 кг до 19400 кг.

Бажання знизити енергоспоживання, навантаження на штанги та працювати з обертовими моментами, які перевищують значення двоплечих верстатів-качалок, привело до винайдення одноплечих верстатів-качалок типу MARK-II, які фірма Lufkin випускає близько 50 типорозмірів з довжинами ходу плунжера від 1 до 5,5 м та навантаженням на полірований шток від 6500 до 19600 кг.

Як перевагу одноплечих верстатів-качалок можна вказати:

– унікальну геометрію виконавчого механізму та розташування редуктора, які дозволяють збільшити кут повороту кривошипа для ходу штанг вгору до 195° і, як наслідок, знизити максимальне прискорення штанг під час руху;

– зсунути графіки обертових моментів від кривошипних противаг та від сили, яка діє на полірований шток на $7,5^{\circ}$, що спричиняє зниження обертового моменту редуктора до 35%, а отже, і енергоспоживання приводного двигуна.

Поєднання схеми одноплечого балансира та пневматичного зрівноваження дозволило зменшити висоту верстата-качалки: він на 35% нижчий та на 40% легший порівняно з верстатами, які використовують противаги на кривошипях. Максимальна довжина ходу плунжера глибинного насоса сягає 7,5м і забезпечує високу продуктивність при роботі на значних глибинах. Застосовують 20 модифікацій таких верстатів-качалок, які сприймають навантаження до 21320 кг.

Зростання навантаження в точці підвісу штанг, через зростання глибини підвісу гли-

бинних насосів та використання більших довжин ходу зумовило розроблення безбалансирних приводів, прикладом яких є установки Rotaflex фірми Weatherford (США) [11]. Їх пропонують використовувати як альтернативу електровідцентровим насосам для свердловин з великими дебітами рідини та значними навантаженнями, які виникають в похило спрямованих свердловинах. Ці приводи мають меншу металоємність та габарити в порівнянні з балансирними, у них кращий закон руху точки підвіски штанг та, відповідно, менше прискорення та інерційні навантаження. Перевагами цих установок є менший обертовий момент та зменшене споживання електроенергії, яке може сягати від 15% до 40% в порівнянні з традиційними верстатами-качалками.

Довжина ходу точки підвісу штанг безбалансирних приводів коливається від 6 до 9,3м, а навантаження на полірований шток у цих установках складає від 12000 кг до 27200 кг.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

На значній кількості нафтових свердловин західного регіону України верстати-качалки працюють на максимальній довжині ходу плунжера глибинного насоса.

Внаслідок тривалої експлуатації привода в місці з'єднання шатуна та кривошипа виконавчого механізму поступово відбувається зношування отвору, в якому знаходиться палець кривошипа (як показано на рис. 1) [9].



Рисунок 1 – Вузол з'єднання шатуна з кривошипом виконавчого механізму верстата-качалки при тривалій експлуатації

Подальша експлуатація такого вузла може призвести до руйнування стінки між сусідніми отворами і до зупинки верстата-качалки. Для уникнення аварійної ситуації необхідно переставити палець кривошипа в отвори, які відповідають меншій довжині ходу плунжера. Це призводить до зменшення дебітів газорідинної

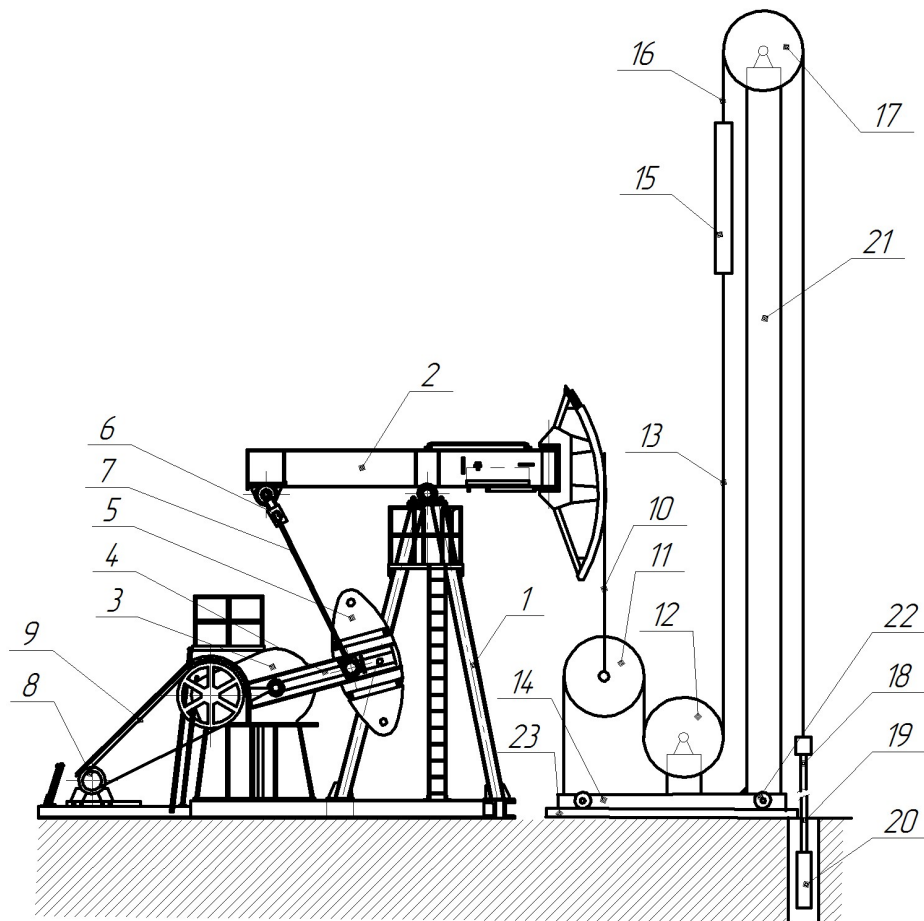


Рисунок 2 – Схема свердловинної штангової насосної установки

суміші, яка видобувається з свердловини, а отже, і до зменшення видобутку нафти.

Крім того, можливість впровадження свердловинних штангових насосів з довжиною ходу, що перевищує 3 м обмежується відсутністю в Україні приводів, які можуть забезпечити більшу довжину ходу плунжера глибинного насоса.

Тому питання вдосконалення конструкції приводу свердловинного штангового насоса в напрямку збільшення довжини його ходу є досить актуальним.

Формулювання цілей статті

Мета роботи – провести розрахунок характеристик нового приводу верстата-качалки, оснащеного довгоходовою стійкою, на основі математичної моделі, яка дозволяє розрахувати кінематичні та динамічні характеристики СШНУ та провести порівняння кінематичних та динамічних характеристик відповідно до традиційного балансірного приводу, який реалізує максимальну довжину плунжера глибинного насоса.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Оскільки значна кількість свердловин нафтовидобувних підприємств України оснащена верстатами-качалками, то заміна їх на інші види приводів свердловинного штангового насоса вимагає значних капіталовкладень. Для збільшення довжини ходу плунжера глибинного насоса без заміни традиційного балансірного приводу (верстата-качалки) пропонується оснастити його довгоходовою стійкою [12].

Запропонований привод свердловинного штангового насоса, наведений на рис. 2, складається з таких елементів: 1 – стійки балансира, 2 – балансира, 3 – редуктора, 4 – двох кривошипів, 5 – кривошипних противаг, 6 – траверси, 7 – двох шатунів, 8 – приводного двигуна, 9 – пасової передачі, 10 – канату, 11 – рухомого блоку, 12 – нерухомого блоку, 13 – канату, 14 – рами довгоходової стійки, 15 – противаги, 16 – тягової стрічки, 17 – нерухомого блоку, 18 – підвіски полірованого штоку, 19 – колони штанг, 20 – свердловинного штангового насоса, 21 – довгоходової стійки, 22 – ходових коліс, 23 – рейок.

Привод, оснащений довгоходовою стійкою, працює наступним чином: оберти вала двигуна 8 передаються пасовою передачею 9 на вхідний вал редуктора 3, на вихідному валу якого розміщуються кривошпи 4, рух яких за допомогою шатунів 7, що траверсою 6, з'єднуються з балансиром 2, перетворюється в коливальний рух балансира, до головки якого приєднана канатна підвіска 10. До канатної підвіски кріпиться рухомий блок 11, який огинається канатом 12, нерухомий кінець якого приєднується до рами 22, а канат послідовно огинає рухомий блок 11, нерухомий блок 12 та кріпиться до противаги 15.

Схему визначення довжини ходу штангової підвіски 18 демонструє рис. 3.

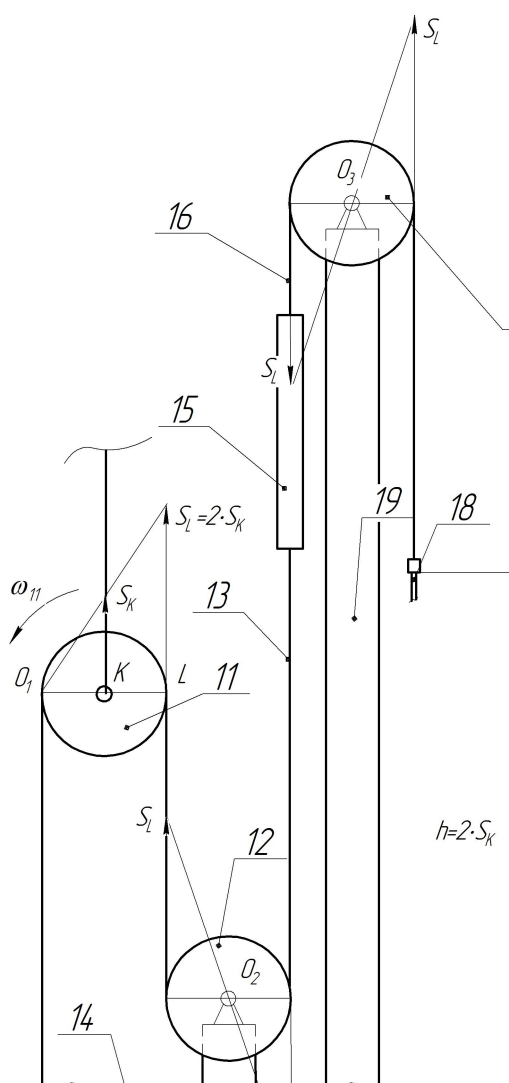


Рисунок 3 – Схема збільшення довжини ходу штангової підвіски

При переміщенні головки балансира вгору вісь К рухомого блока 11 починає також рухатись вгору, а шків повертатись з кутовою швидкістю ω_{11} відносно точки O_1 його контакту з

канатом, приєднаним до нерухомої рами 14. Отже, переміщення канату в т. O_1 буде рівна 0. Вісь К рухомого блока 11 буде здійснювати переміщення таке ж, як головка балансира, а канат в т. L буде здійснювати переміщення

$$S_L = 2 \cdot S_K \quad (1)$$

Нерухомий блок 12 направляє канат на барабан 17. Противага 15, до якої приєднаний кінець канату, з протилежного боку з'єднана з тяговою стрічкою 16, яка огинає барабан 17 змінюючи напрямок руху канату на протилежний. Тому штангова підвіска 18 буде здійснювати переміщення відносно довгоходової стійки 19

$$S_{um} = 2 \cdot S_K \quad (2)$$

Оскільки до тягової стрічки приєднується підвіска полірованого штока 18, то його переміщення буде аналогічним і передаватиметься через колону штанг 19 до плунжера штангового свердловинного насоса 20. При такій конструкції довжина ходу плунжера свердловинного насоса є вдвічі більшою, з переміщення канатної підвіски 10, на якій кріпиться рухомий блок 11.

Визначення кінематичних характеристик довгоходового привода проводиться на основі математичної моделі, описаної в роботі [5], та вдосконаленої в частині визначення переміщення штангової підвіски 18 (див. рис. 3) довгоходової стійки.

Розрахунки проведені для схеми виконавчого механізму з додатнім дезаксіалом (рис. 4), оскільки така схема дозволяє отримати час ходу штанг вгору більшим, ніж при їхньому русі вниз. Під час руху штанг вгору на виконавчий механізм діє максимальна сила корисного опору, зумовлена вагою колони штанг та стовпа рідини над плунжером глибинного насоса. Таким чином, зниження швидкості для руху штанг вгору приведе до зниження потужності, яка затрачається на рух штанг.

Розрахункова схема складена для початкового нижнього положення штангової підвіски, при цьому переміщення точки підвіски штанг буде визначатись з рівняння:

$$S_{um} = 2 \cdot h = 2 \cdot k_1 \cdot \beta, \quad (3)$$

де $k_1 = O_2 K'$ – довжина переднього плеча балансира (див. рис.3);

$\beta = \varphi_3 - \varphi_{30}$ – кут розмаху балансира;

φ_{30}, φ_3 – кут початкового та поточного положення балансира;

$\varphi_3 = \varphi_2 + \alpha_3$,

$$\alpha_3 = \arccos \left(\frac{k_2^2 + l^2 - d_1^2}{2 \cdot k_2 \cdot l} \right),$$

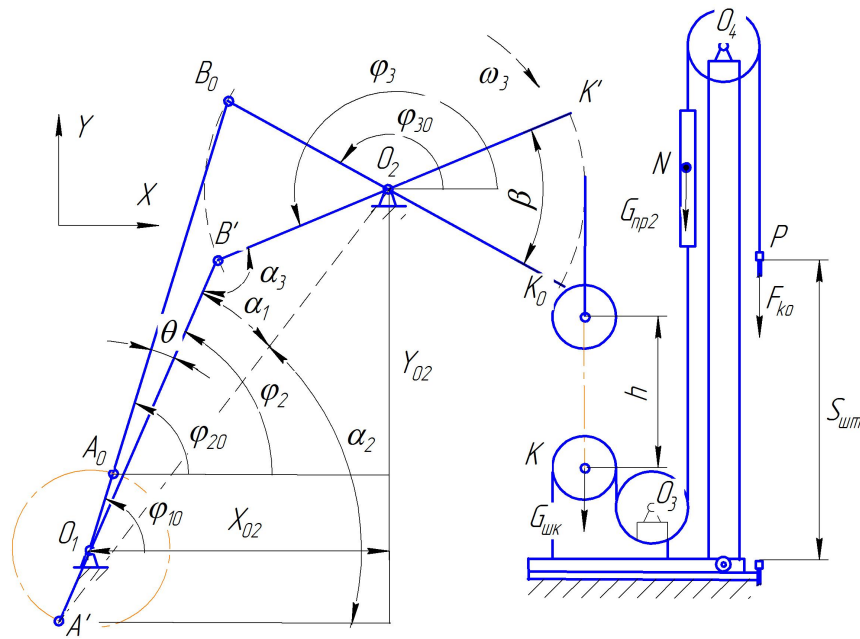


Рисунок 4 – Розрахункова схема виконавчого механізму

Таблиця 1 – Геометричні параметри балансірного, традиційного та довгоходового приводів, прийняті для порівняння

Привод СШНУ	Радіус кривошипа r , м	Розміри ланок виконавчого механізму, м			Довжина ходу, м
		l	k_1	k_2	
UP12T-3-5500	1.34	3.286	3	2.8	3
Довгоходовий балансірний привод на базі UP12T-3-5500	0.67	3.286	3	2.8	3

$k_2 = O_2B'$ - заднє плече балансира;

$l = A'B'$ - довжина шатуна;

$d_1 = \sqrt{(Y_{O_2} - Y_A)^2 + (X_{O_2} - X_A)^2}$ - відстань

поточного положення т.А кривошипа відносно опори балансира т. O_2 ;

$X_A = r \cdot \cos(\varphi_1)$, $Y_A = r \cdot \sin(\varphi_1)$ - проекції положення т.А на осі X та Y системи координат.

Положення шатуна $A'B'$ та балансира $B'K'$ в будь-який момент часу однозначно визначаються кутами φ_2 та φ_3 , які є функціями кута φ_1 – положення кривошипа. Ці кути з наступної системи рівнянь:

$$\begin{cases} l \cos \varphi_2 = d_1 \cos \alpha_2 + k \cos \varphi_3, \\ l \sin \varphi_2 = d_1 \sin \alpha_2 + k \sin \varphi_3, \end{cases} \quad (4)$$

де $\alpha_2 = \arctg\left(\frac{Y_{O_2} - Y_A}{X_{O_2} - X_A}\right)$.

Швидкість точки підвісу штанг буде розраховуватись як

$$V_{ум} = 2 \cdot k_1 \cdot S'_3 \cdot \omega_1, \quad (5)$$

де S'_3 - перша передаточна функція балансира,

$$S'_3 = \frac{r \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{k \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)};$$

ω_1 - кутова швидкість кривошипа виконавчого механізму

Прискорення точки підвісу штанг

$$a_{ум} = 2 \cdot k_1 \cdot \varepsilon_3 = 2 \cdot k_1 \cdot (S''_3 \cdot \omega_1^2 + S'_3 \cdot \varepsilon_1), \quad (6)$$

де S''_3 - друга передаточна функція балансира,

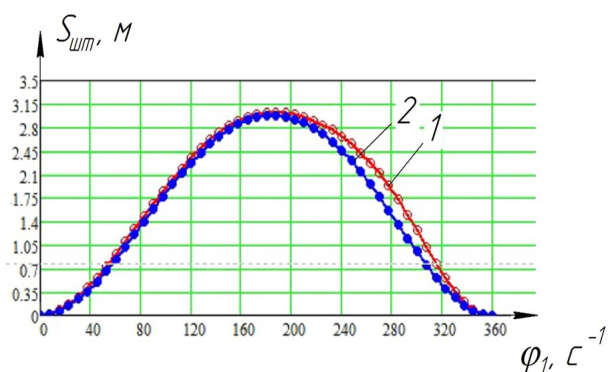
$$S''_3 = -\frac{l \cdot S_2'^2 - k \cdot S_3'^2 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3) + r \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{k \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)};$$

S'_2 - друга передаточна функція шатуна,

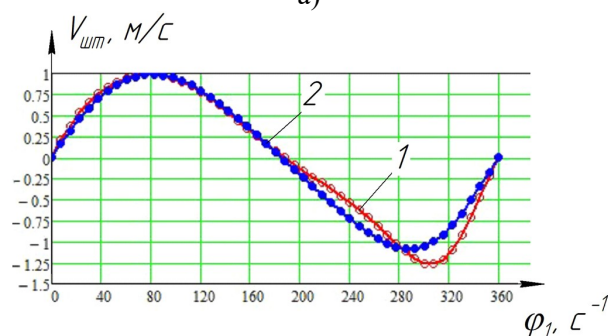
ε_1 - кутове прискорення кривошипа виконавчого механізму.

Порівняння кінематичних характеристик проведемо на основі виконавчого механізму верстата-качалки UP12T-3-5500, який використовується на нафтових свердловинах Долинського, Бориславського та Надвірнянського НГВУ ПАТ “Укрнафта”. Кінематичні характеристики виконавчих механізмів установок, характеристики яких порівнюються наведені в табл. 1 [15].

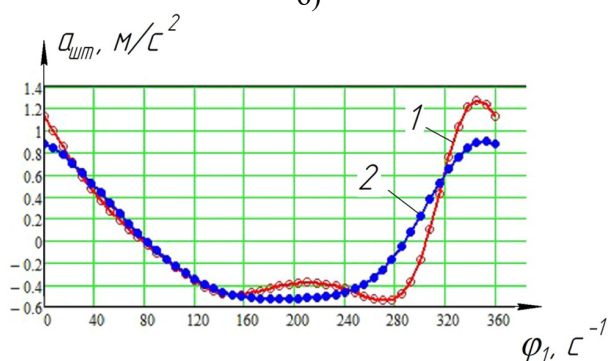
Як бачимо з таблиці 1, якщо в якості довгоходового привода використовувати верстат-качалку UP12Т-3-5500, то радіус його кривошипа необхідно зменшити вдвічі. При цьому відбудеться зміна кінематичних характеристик. Результати розрахунків переміщення точки підвісу штанг, в залежності від кута повороту кривошипа φ_1 приведено на рис. 5а.



а)



б)



в)

а) переміщення; б) швидкість; в) прискорення
Рисунок 5 – Кінематичні характеристики точки підвіски штанг балансірного привода UP12Т-3-5500 (1) та привода з довгоходовою стійкою (2)

Як видно з порівняння графіків рис. 5а, використання довгоходового привода приводить до гармонізації графіка переміщення (крива 2). Крива 1 відповідає переміщенню точки підвісу штанг традиційного балансірного привода, яка дозволяє реалізувати хід плунжера глибинного насоса в 3 м.

Гармонізація графіка переміщення приводить до зменшення максимальної швидкості для руху точки підвісу штанг вниз (кут повороту кривошипа $\varphi_1 = 187^\circ \div 360^\circ$, яка складає 1,265 м/с (крива 1) для традиційного привода та знижується до 1,086 м/с (крива 2) для довгоходового привода (рис. 5б). Зниження складало на 14 %.

Відповідно відбулось і зменшення прискорення точки підвісу штанг (рис.5в). Так, максимальне значення прискорення для точки руху вгору (кут повороту кривошипа $\varphi_1 = 0^\circ \div 187^\circ$), традиційного верстата-гойдалки складає 1,267 м/с², а для довгоходового привода 0,897 м/с², відповідно зменшення відбулось на 29,2%.

Іншою характеристикою для порівняння виберемо крутний момент, що діє на валу кривошипа, оскільки його форма важлива для оцінки якості зрівноважування та впливає на енергетичну ефективність верстата-качалки.

Формулу зведеного до кривошипа крутного моменту, наведену в роботі [5], доповнюємо значеннями зведеного моменту від маси рухомого шківів 11 та протизваги 15 (рис. 2).

Момент від зведених до кривошипа верстата-качалки сил корисного опору буде визначатись за рівнянням:

$$M_{зв}^o(\varphi_1) = M_F(\varphi_1) + M_{np1}(\varphi_1) + M_{шк}(\varphi_1) + M_{np2}(\varphi_1), \quad (7)$$

де $M_F(\varphi_1)$ - зведений до кривошипа момент від сили корисного опору, яка діє в точці підвісу штанг;

$M_{np1}(\varphi_1)$ - зведений до кривошипа момент від ваги протизваг, які знаходяться на кривошипах;

$M_{шк}(\varphi_1)$ - зведений до кривошипа момент від ваги рухомого шківів 11, який знаходиться в т. К підвісу виконавчого механізму верстата-качалки.

$M_{np2}(\varphi_1)$ - зведений до кривошипа момент від ваги протизваги, яка знаходиться на довгоходовій стійці.

Оскільки математична модель проводить розрахунок швидкостей відповідних точок, де зосереджена маса відповідних ланок, то формула (7) набуде такого вигляду:

$$M_{зв}^o(\varphi_1) = F_{ko} \cdot \frac{V_P}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_1 + M_{np1}(\varphi_1) + G_{шк} \cdot \frac{V_K}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_2 + M_{шк} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_1} + G_{np2} \cdot \frac{V_N}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_3. \quad (8)$$

Покажемо два варіанта зрівноваження: 1 – коли маса протизваги 15 зрівноважує масу рухомого шківу 11 (див. рис. 2), при цьому навантаження на довгоходову стійку буде мінімальним; 2 – коли маса протизваги 15 зрівноважує силу корисного опору (тоді на довгоходовій стійці зосереджена значне навантаження).

На рисунку 6 показані результуючі графіки зведених до кривошипа моментів, розраховані для 1 варіанту зрівноваження.

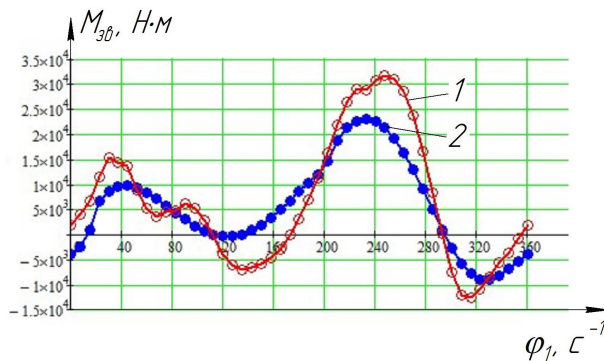


Рисунок 6 – Зведені до кривошипа моменти балансирующего привода UP12T-3-5500 (1) та привода з довгоходовою стійкою (2)

Аналізуючи результати 1 варіанта зрівноваження, можна відзначити, що в довгоходовому приводі відбулось зменшення максимального значення крутного моменту до 22,92кНм, тоді як для традиційного верстата-качалки це значення складало 31,73 кНм, тобто зменшилось на 27,7%.

Проте якість зрівноваження можна оцінювати коефіцієнтом середньоквадратичного відхиленням крутного моменту, який можна визначити з виразу [13]

$$\sigma_M = \sqrt{\frac{\int_0^{2\pi} M_{зв}^2 \cdot d\phi_1}{2 \cdot \pi}}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (9)$$

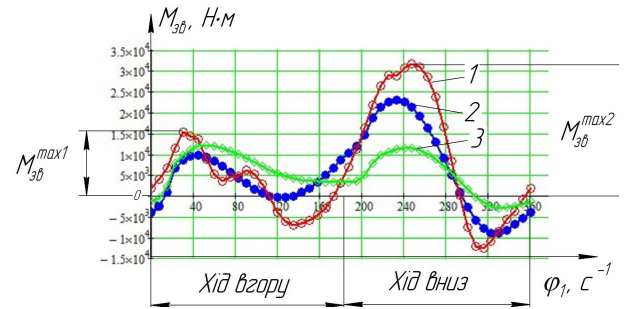
де $M_{зв}$ - зведений до кривошипа момент сил ϕ_1 - кут повороту кривошипа.

За умови опрацювання експериментальних даних з дискретним вимірюванням значення крутного моменту через певні фіксовані кути повороту кривошипа, наприклад 1° , коли робочий цикл відповідає одному оберту кривошипа, дана формула трансформується в наступну

$$\sigma_M = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n M_{зв}^2}{n}}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (10)$$

де n – кількість точок вимірювання.

Нижче на рисунку 7 показано графіки обертових моментів для 2 варіанту зрівноваження, коли маса протизваги 15 зрівноважує силу корисного опору, що діє в точці підвісу штанг.



1 – балансирующего привода UP12T-3-5500; 2 – довгоходового балансирующего привода при розташуванні протизваг на кривошипі верстата-качалки; 3 – довгоходового балансирующего привода при розташуванні протизваг на довгоходовій стійці

Рисунок 7 – Зведені до кривошипа моменти

Розташування протизваги вагою $G_{пр2}$ на довгоходовій стійці (див. рис. 4), призводить до ще більшого пониження максимального значення обертового моменту кривошипа, яке склало 12,07 кНм, тобто у відсотках - 62% від максимального значення традиційного верстата-качалки.

Відповідно до формули (9) коефіцієнт середньоквадратичного відхилення обертового моменту для традиційного балансирующего привода складає $\sigma_M = 14,26 \cdot 10^3$ Н·м (графік 1 рис. 7), для зрівноваження довгоходового балансирующего привода при розташуванні протизваг на кривошипях верстата-качалки $\sigma_M = 10,54 \cdot 10^3$ Н·м (графік 2 рис. 7), для довгоходового балансирующего привода при розташуванні протизваг на довгоходовій стійці $\sigma_M = 7,3 \cdot 10^3$ Н·м.

Порівняння методів визначення якості зрівноваження за максимальним значенням обертового моменту та коефіцієнт середньоквадратичного відхилення наведено в табл. 2.

Як видно з таблиці 2, порівняння якості зрівноваження як за максимальним значення зведеного моменту, так і за коефіцієнтом середньоквадратичного відхилення вказує на покращення якості зрівноваження при поєднанні балансирующего привода з довгоходовою стійкою. Проте аналіз тільки за максимальним значеннями одного періоду руху призводить до похибок, оскільки графік моменту має два максимуми: перший – при ході штанг вгору (рис.7), а другий – при ході штанг вниз. І тому стверджувати про якість зрівноваження можна, оцінивши не тільки максимальні, а мінімальні зна-

Таблиця 2 – Порівняння методів оцінки зрівноваження

Графік зведеного моменту	Значення M_{max} , кНм				Значення σ_M , кН·м	Відхилення σ_M , %
	Хід вгору	ΔM , %	Хід вниз	ΔM , %		
1	14,62	-	31,73	-	14,26	-
2	9,71	33,6	22,92	27,7	10,54	26,1
3	12,1	17,2	12,07	62	7,3	48,8

чення обертового моменту. А з цією задачею краще справляється коефіцієнт середньоквадратичного відхилення, який, судячи з табл. 2, приймає менші значення при покращенні зрівноваження верстата-качалки. Чим менше значення коефіцієнта середньоквадратичного відхилення обертового моменту, тим ближче точки в множині згруповані навколо середнього значення.

Висновки

На основі вдосконаленої математичної моделі привода, який поєднує традиційний балансирний верстат-качалку та довгоходову стійку, вдалось встановити, що така конструкція привода дозволяє перейти до менших довжин кривошипа верстата-качалки, що дозволяє гармонізувати графік переміщення точки підвісу штанг. Як наслідок, знижується максимальне значення швидкості точки підвісу штанг вниз на 14%.

В свою чергу, це призводить до зменшення максимального значення прискорення для руху штанг вгору до 29,2%, що важливо, оскільки прискорення є складовою сили інерції, яка досягає максимальних значень при повороті кривошипа в 330^0 .

Визначено, що загальноприйнятий метод оцінки зрівноваженості верстата-качалки за максимумами обертового моменту частково дозволяє говорити про зрівноваження СШНУ, оскільки не зрозуміло, чи максимум моменту відповідає зрівноваженому верстату-качалці.

Використання коефіцієнта середньоквадратичного відхилення обертового моменту дозволяє краще оцінити якість зрівноваження, оскільки враховує всі коливання кривої моменту, тобто і мінімальні, і максимальні його значення. Згідно з рис. 7 графік 1 відповідає незрівноваженому стану верстата-качалки. При цьому значення σ_M складає 14,26 кНм. При зрівноваженому стані верстата-качалки (рис. 7 графік 3) значення σ_M складає 7,3 кНм. Зафіксувавши значення коефіцієнта середньоквадратичного відхилення обертового моменту, можна говорити про порушення рівноваги.

Література

1. Наследніков С.В., Тимків Д.Ф., Онацко Р.Г. Аналіз структурної схеми устаткування для видобутку нафти і її кінематика. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2012. №1(31). С.70-79.
2. Zi-Ming Feng, Jing-Jing Tan, Qi Li, Xin Fang A review of beam pumping energy –saving technologies. *J Petrol Explor Prod Technol*. 2018. No 8. P. 299-311.
3. 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.
4. Дубей О.Я. Визначення закону руху точки підвісу штанг верстатів-гойдалок. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. № 4(49). С. 67-73.
5. Харун В.Р., Сенчішак В.М., Попович В.Я., Шостаківський І.І. Дослідження пускових режимів верстата-качалки. *Нафтогазова енергетика*. 2021. №1(35). С. 48-59. URL: DOI: [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2018-2\(30\)](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2018-2(30))
6. Малько Б.Д., Крижанівський Є.І. Динаміка верстатів-гойдалок. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 1997. №34. С.8-15.
7. 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. URL: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0249244>.
8. Zi-Ming Feng, Orinyang Ha, Xiaolei Liu, Wei Cui, Chaodong Tan, Yang Lui Dynamic coupling modeling and application case analysis of high-slip motors and pumping units. *PLOS ONE*. January 30. 2020. p.1-25. URL: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0227827>
9. Попович В.Я., Харун В.Р. Дослідження причини зносу вузла з'єднання кривошипа та шатуна верстата-гойдалки. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. №4(49). С. 60-66.
10. LUFKIN Продукция нефтяной отрасли. Основной каталог. <https://dmliefer.ru/sites/default/files/lufkin-catalog-ru.pdf>

11. Pumping Units. <https://www.weatherford.com/en/products-and-services/production/artificial-lift-systems/reciprocating-rod-lift-systems/pumping-units/> high-slip motors and pumping units. PLOS ONE. January 30, 2020. p.1-25. URL: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0227827>
12. Довгоходовий привод свердловинного штангового насоса: пат. 109343, МПК(2015.01) F04B 47/02(2006.01), E21B 43/00 / В.Р.Харун, В.В.Буй, В.Я.Попович, А.П.Джус; № а 201402413; заявл. 11.03.2014; опубл. 10.08.2015, Бюл. № 15. 4 с.
13. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. М., 1959. 1804 с.
14. Боровиков В. СТАТИСТИКА. Мистецтво аналізу даних на комп'ютері: Для професіоналів. СПб. 2003. 688 с.
15. Архипов К.И., Попов В.И., Попов И.В. Справочник по станкам-качалкам. 2000. 146 с.
9. Popovych V.Ia., Kharun V.R. Doslidzhennia prychny znosu vuzla ziednannia kryvoshypa ta shatuna verstata-hoidalok. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 2013. No 4(49). С. 60-66. [in Ukrainian]
10. LUFKIN Produktsiia neftianoї otrasli. Osnovnoi katalog. <https://dmliefer.ru/sites/default/files/lufkin-catalog-ru.pdf>
11. Pumping Units. <https://www.weatherford.com/en/products-and-services/production/artificial-lift-systems/reciprocating-rod-lift-systems/pumping-units/>
12. Dovhokhodovyi pryvod sverdlovyynnoho nasosa: pat. 109343, МПК(2015.01) F04B 47/02(2006.01), E21B 43/00 / V.R.Kharun, V.V.Bui, V.Ya.Popovych, A.P.Dzhus; No a 201402413; zaiavl. 11.03.2014; opubl. 10.08.2015, Biuk. № 15. 4 с.
13. Artobolevskii I.I., Levitskii N.I., Cherkudinov S.A. Sintez ploskikh mekhanizmov. М., 1959. 1804 р.
14. Borovikov V. STATISTIKA. Mystetstvo analizu danykh na kompiuteri: Dlia profesionakiv. SPb. 2003. 688 p.
15. Arkhipov K.I., Popov V.I., Popov I.V. Spravochnik po stankam-kachalkam. 2000. 146 с.

References

1. Nasliednikov S.V., Tymkiv D.F., Onatsko R.H. Analiz strukturnoi skhemy ustatkuvannia dlia vydobutku nafty i yii kinematyka. *Naukovyi visnyk IFNTUNH.* 2012. №1(31). P.70-79. [in Ukrainian]
2. Zi-Ming Feng, Jing-Jing Tan, Qi Li, Xin Fang A review of beam pumping energy –saving technologies. *J Petrol Explor Prod Technol.* 2018. No 8. P. 299-311.
3. Savchuk V.V. Vydobuvannia nafty z vysokym vmistom pisku, smol i parafinu iz zastosuvanniam spetsialnykh konstruksii nasosiv. *Naukovyi visnyk IFNTUNH.* 2016. №1(40). С.20-28. [in Ukrainian]
4. Dubei O.Ia. Vyznachennia zakonu rukhu tochky pidvisu shtanh verstativ-hoidalok. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 2013. No 4(49). С .67-73. [in Ukrainian]
5. Kharun V.R., Senchishak V.M., Popovych V.Ia., Shostakivskiy I.I. Doslidzhennia puskovykh rezhymiv verstata-kachalky. *Naftohazova enerhetyka.* 2021. No 1(35). P. 48-59. URL: DOI: [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2018-2\(30\)](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2018-2(30)) [in Ukrainian]
6. Malko B.D., Kryzhanivskiy Ye.I. Dynamika verstativ-hoidalok. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 1997. No 34. P. 8-15. [in Ukrainian]
7. 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. URL: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0249244>.
8. Zi-Ming Feng, Oringyang Ha, Xiaolei Liu, Wei Cui, Chaodong Tan, Yang Lui Dynamic coupling modeling and application case analysis of