

## АНАЛІЗ ОБЕРТАЧІВ НАСОСНИХ ШТАНГ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Б.В.Копей, Ю.С.Зінченко, В.Б.Копей

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534  
e-mail: koreyb@nung.edu.ua

*Произведен анализ конструкций вращателей насосных штанг непрерывного действия, используемых на промышленных скважинах, оборудованных штанговыми насосными установками добычи нефти. Определены основные преимущества и недостатки существующих штанговращателей. Предложены новые конструкции штанговращателей непрерывного действия, вращающих колонну насосных штанг во время ее движения в прямом и обратном направлениях. По сравнению с традиционными штанговращателями, вращатели непрерывного действия являются более сложными по конструкции, но надежнее в эксплуатации и универсальны по назначению.*

Недоліком багатьох конструкцій штангообертачів, що застосовуються у процесі видобування нафти свердловинними штанговими насосними установками (СШНУ) є те, що вони дають змогу обертати колону насосних штанг (НШ) на невеликий кут лише за час половини циклу роботи плунжера свердловинного насоса. Під час другої половини циклу колона насосних штанг не обертається, оскільки лапка храпового механізму штангообертачів повертається у своє вихідне положення. Це не може забезпечити безперервність обертання колони насосних штанг, що знижує їх довговічність.

Штангообертачі застосовують переважно у комплексі із засобами захисту від спрацювання поверхонь насосно-компресорних труб (НКТ) і насосних штанг, а також видалення з них відкладів парафіну – протекторами і скребками [1]. При цьому штангообертач забезпечує:

- ефективно і рівномірне видалення парафіноутворень скребками і протекторами з поверхонь штанг і НКТ;
- рівномірне спрацювання скребків і протекторів, що підвищує їх довговічність;
- рівномірне спрацювання штанг, муфт і НКТ, якщо протектори не встановлювались, спрацювались або вийшли з ладу (проблема рівномірного спрацювання елементів штангової колони особливо актуальне під час експлуатації нахилених і викривлених свердловин);
- надійність різьбового з'єднання штанг з муфтами завдяки ефекту догвинчування з'єднання у процесі обертання колони.

Крім цього, рівномірне обертання штангової колони в процесі її роботи може позитивно вплинути на її характеристики втоми.

Застосування штангообертачів у комплексі зі скребками і протекторами є актуальним на вітчизняних нафтових промислах Західної України, оскільки ці нафти є парафіністими.

*Done of analysis of constructions of sucker rod rotators of continuous action for industrial wells with artificial lift systems for oil production. Determine basic advantages and lacks of existent rod rotators. Offered new constructions of continuous action rod rotators, which revolve the rod string both during downward and upward motion.*

*To comparative with traditional sucker rod rotators, continuous action rod rotators have more irregular shape, but more reliable in exploitation and more universal.*

Під час експлуатації насосних штанг небажаним є їх повертання за допомогою штангообертача зі змінною кутовою швидкістю, оскільки прискорення, які при цьому виникають, викликають ривки і удари, що знижують довговічність храпового колеса і колони НШ.

Для вирішення цієї проблеми було запропоновано штангообертач [2], що складається з храпового механізму з лапкою, з'єднаною з важелем, і в якому зусилля для обертання передається від ходу колони штанг через трос, прикріплений до важеля і до верхньої та нижньої частин вишки СШНУ. Храповий механізм додатково містить лапку, з'єднану з важелем і розташовану симетрично до першої відносно осі храпового колеса з можливістю безперервного його обертання.

Застосування додаткової лапки, з'єднаної з важелем і розташованої симетрично до першої відносно осі храпового колеса, дає змогу забезпечити безперервність повертання храпового колеса з колоною насосних штанг і за рахунок цього підвищити їх довговічність.

Для оснащення СШНУ промислів “Долинанафтогаз” і “Бориславнафтогаз” Бориславською центральною базою виробничого обслуговування було виготовлено партію штангообертачів з храповим механізмом. Загалом, він показав невисоку надійність. В демонтованих штангообертачах виявлено деформації і поломки зубів храпового колеса, що спричинено неправильними геометричними параметрами зачеплення, зубка колеса і значними контактними напруженнями в зачепленні. Часто спостерігались поломки собачки храпового механізму.

Виходячи з цього, було запропоновано і проаналізовано три варіанти вдосконаленого храпового механізму з торцьовим зачепленням [3].

На рис. 1а показано основні геометричні параметри храпового механізму штангообертача.

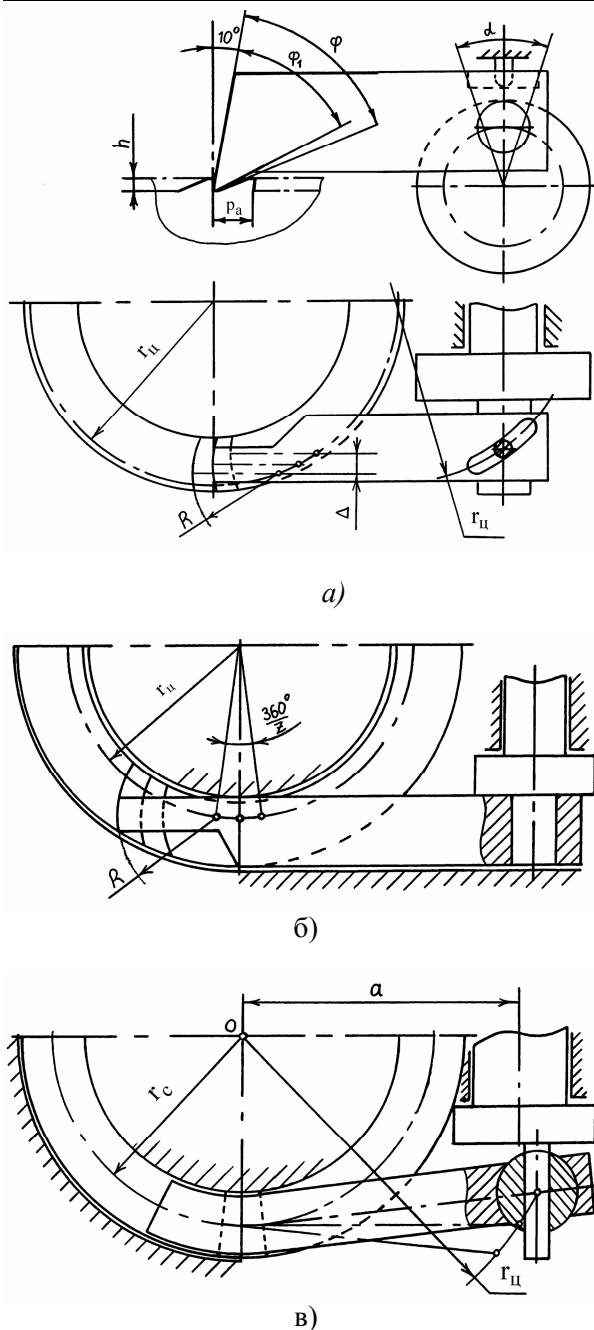


Рисунок 1. – Види храпового механізму із зачепленням по торцю колеса

Тут  $\alpha$  – кут коливання ексцентрикового вала і важеля штангообертача,  $r_a$  – зовнішній крок зубків колеса,  $h$  – висота зубка,  $\phi$  – кут западини зубка колеса,  $\phi_1$  – кут робочої частини собачки.

В храповому механізмі з круговим зубком і кулачком для спрямування руху собачки (рис. 1, а), виготовлені з певним радіусом  $R$  в площині торця колеса, зуби храпового колеса і собачка храповика завжди контактують вздовж всієї поверхні профілю собачки. Це досягається тим, що собачка переміщується паралельно до осі свого обертання, так що центр кривизни її робочої частини завжди співпадає з центром кривизни зубка, який переміщується по колу радіусом  $r_u$ :

$$r_u = \sqrt{r_c^2 + R^2} \quad (1)$$

Для ефективного спрямування собачки запропоновано кулачковий механізм у вигляді паза в собачці радіусом  $r_u$  і гвинта, вгвинченого в корпус. Зубок з кривизною радіусом  $R$  не більше 25 мм може бути отриманий нарізанням зубків торцьовою різцевою головкою. Його перевагами є збільшена площа контакту, що зменшує контактні напруження та відсутність перекосу собачки. Недоліки – зменшена ширина робочої частини собачки  $b$ ; існує інтенсивне тертя в зачепленні і кулачку; необхідна висока точність виготовлення кулачкового механізму; існує складність виготовлення кругового зубка. В процесі роботи собачка буде переміщуватися вздовж осі свого обертання на величину  $\Delta$ , яка дорівнює відстані між першим і останнім положенням центра кривизни зубка:

$$\Delta = \sqrt{(2r_u \sin \frac{\alpha}{2})^2 - (2r_c \sin \frac{\alpha}{2})^2} \quad (2)$$

Ширина робочої частини собачки визначається так:

$$b = B - \Delta, \quad (3)$$

де  $B$  – ширина зубка колеса.

На рис. 1б показано схему храпового механізму, який відрізняється від попереднього тим, що переміщення собачки вздовж осі свого обертання зведене до мінімуму. Це досягається тим, що центр кривизни зубка і собачки впродовж робочого ходу переміщуються по нижній ділянці кола радіусом  $r_u$  (рис. 1, б).

Переваги цього механізму – простота конструкції, немає перекосу собачки. Недоліки – мала ширина робочої частини собачки, є невелике зміщення центра кривизни зубка відносно собачки, яке можна розрахувати за формулою

$$\Delta = r_u \cdot (1 - \cos(180/z)). \quad (4)$$

На рис. 1, в зображено схему храпового механізму з кульовим шарніром і поступальною парою в основі собачки. Цей вид храпового механізму суттєво відрізняється від інших тим, що під час робочого ходу собачки вона контактує із зубком в одних і тих самих точках, що виключає тертя в зачепленні. Це досягається тим, що основа собачки з кульовим шарніром і поступальною парою має можливість переміщення по колу з центром в т.О радіусом  $r_u$

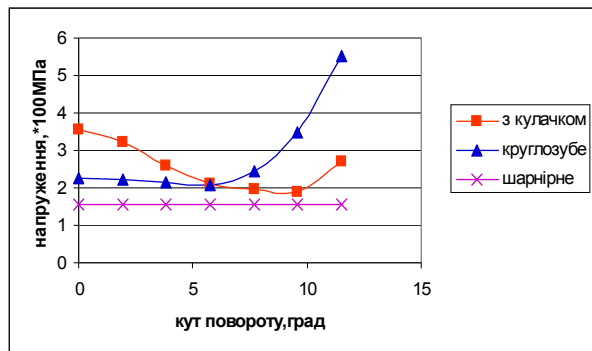
$$r_u = \sqrt{r_c^2 + a^2}, \quad (5)$$

де:  $a$  – відстань між віссю вала і колеса,  $r_c$  – середній діаметр колеса. На рис. 1, в показано положення центра шарніра собачки в трьох положеннях: початковому, середньому і кінцевому. За умови переміщення центра шарніра по колу радіусом  $r_u$  поверхня контакту зубка собачки завжди буде паралельна поверхні контакту зубка колеса.

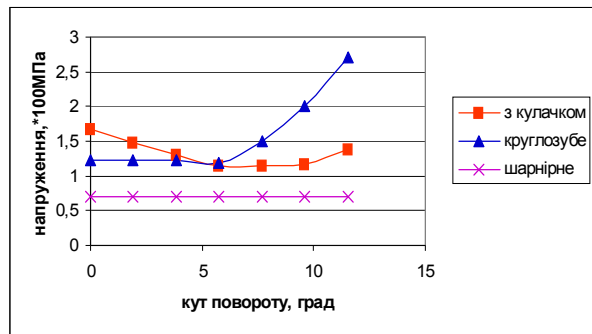
Переваги механізму – мінімальні контактні напруження, відсутнє тертя в зачепленні, можливе застосування зубків з прямолінійним профілем, що більш технологічно, існує можливість застосовувати собачки з кількома зубками, що збільшить надійність передачі. Отже

такий вид храпового механізму може слугувати для передавання великих зусиль. Недоліки – відносна складність конструкції, значно збільшується довжина осі ексцентрика.

Результати аналізу напруженого стану (рис. 2) свідчать, що круглозубкове зачеплення може використовуватись тільки для передавання невеликих зусиль, оскільки зосереджене навантаження крайніх частин профілю зубка призводить до підвищення напруження в 2-2,5 рази. Круглозубкове зачеплення з кулачком може передавати вищі навантаження. При цьому відсутнє суттєве підвищення напруження в головці зубка в початковий і кінцевий момент руху.



а)



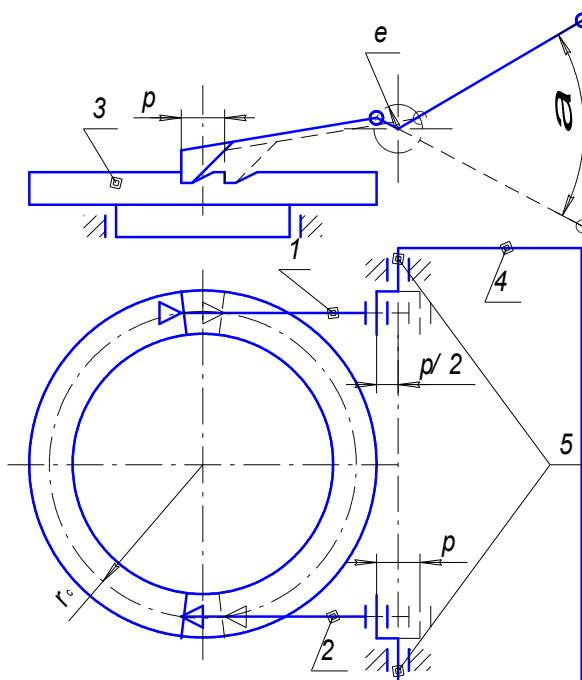
б)

**Рисунок 2 – Залежність максимального напруження згину за критерієм Мізеса від кута повороту храпового колеса в ніжці (а) і головці (б) зубка**

Конструкція храпового механізму з двома паралельно працюючими собачками зменшує навантаження на них і зубки колеса удвічі. Дві послідовно працюючі собачки [2] (рис. 3) уможливають обертання колеса і колони штанг безперервно, що зменшує імовірність відгвинчування муфтових з'єднань штанг. На відміну від аналогів [1], холостий хід собачки 2 храповика компенсується робочим ходом додаткової собачки 1, що забезпечує безперервне обертання і, як наслідок, більш надійну роботу.

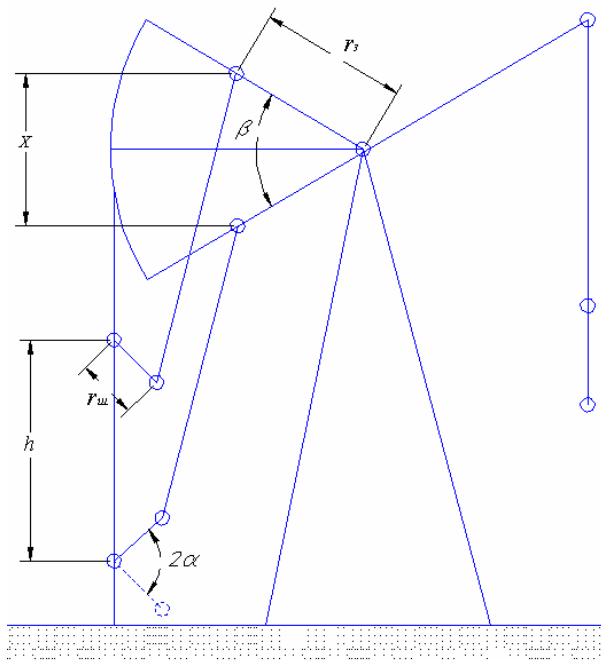
Для конструювання другої моделі штангообертача безперервної дії за основу було взято обертач з черв'ячною і храповою передачами [1]. Недоліком базової конструкції є відкриті передачі, що не забезпечують надійне змащення і не захищені від атмосферного впливу. Штангообертач монтується між підвіскою гирлового штока і затискачем так, щоб кінець ва-

желя під час горизонтального його положення був спрямований у бік вишки СШНУ(рис. 4).



1,2 – собачки, 3 – храпове колесо, 4 – важіль, 5 – ексцентрикові вали з ексцентриситетом  $e$

**Рисунок 3 – Кінематична схема штангообертача з послідовно працюючими собачками**



**Рисунок 4 – Схема визначення місця розташування затискача**

Розмір напрямної втулки визначають відповідно до діаметра полірованого штока. Запобіжний затискач на балансірі встановлюють на відстані  $r_з$  від опори:

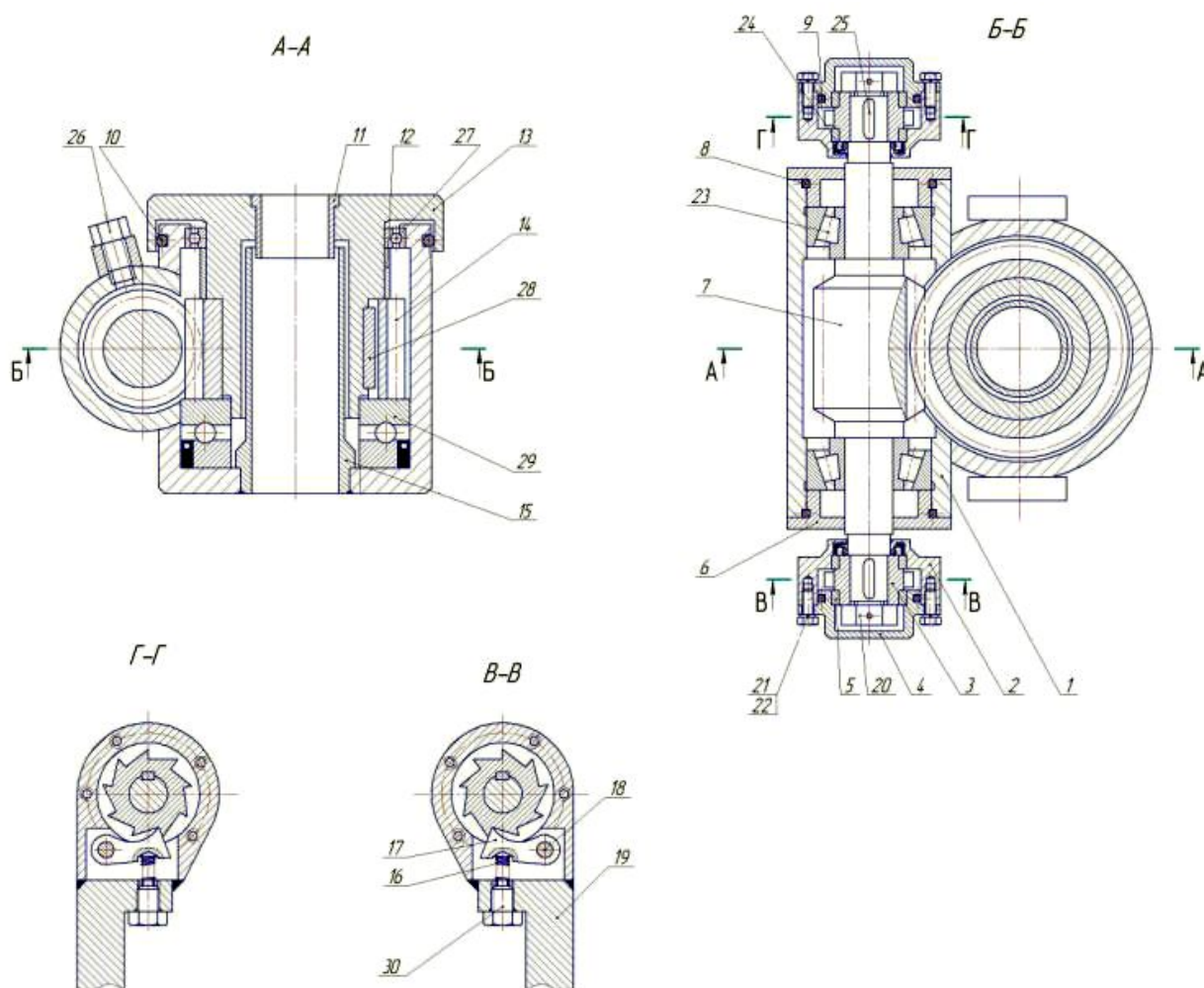


Рисунок 5 – Черв'ячний штангообертач безперервної дії

$$r_3 = \frac{(h - 2r_w \sin \alpha) / 2}{\sin(\beta / 2)}, \quad (6)$$

де:  $h$  – хід штока;

$r_w$  – довжина важеля штангообертача;

$\alpha$  – половина кута повороту важеля;

$\beta$  – кут між верхнім і нижнім положенням

балансира верстата-гойдалки.

Черв'ячний штангообертач безперервної дії (рис. 5) складається з корпусу 1, в якому на упорному підшипнику 29 розміщено черв'ячне колесо 14, в яке впирається стіл 13 штангообертача, і на підшипниках 23 – черв'ячний вал 7. Підшипниковий вузол закривають кришки.

На валах розміщено собачки 17 храпового механізму (штовхаюча), (тягнуча), які працюють по чергову. Зусилля для повертання передається через важелі 19 і тяги, закріплені на балансирах СШНУ за допомогою затискача. Маслоналивний отвір в корпусі закриває пробка 26. Для забезпечення неперервності обертання черв'яка тяга першого храпового механізму кріпиться до балансира, а інша – до рами верстата-гойдалки.

Під час ходу колони штанг вниз тяга закріплена на рамі повертає важелі штангообертача

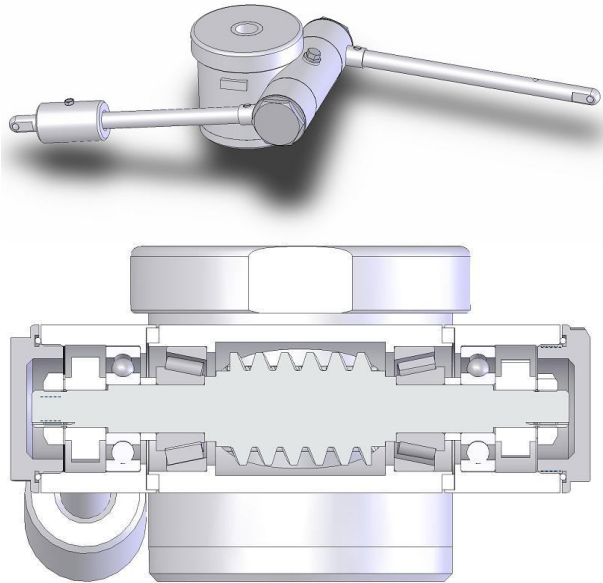
угору. При цьому собачка повертає храпове колесо, в яке впирається стіл з підвищеною на ньому колоною насосних штанг. Під час ходу колони штанг угору собачка виконує холостий хід і повертається в своє вихідне положення, а тяга, приєднана до балансира, здійснює робочий хід.

Порівняно з традиційними штангообертачами цей обертач є складнішим за конструкцією, але надійнішим, оскільки задіяні храпова і черв'ячна передачі, в результаті чого на першу припадають менші навантаження. Крім того, відпадає необхідність у встановленні собачки для фіксації колони під час її обертання. Цю роль виконує черв'ячна передача і другий храповий механізм. Згинальні навантаження, що діють на колону штанг під час роботи обертача, в даному випадку менші завдяки введенню черв'ячної передачі. Відповідно хід важеля повинен бути більшим для повертання колони на один і той самий кут. Обидві передачі розміщені в корпусі, що забезпечує змащення деталей в оливній ванні. Це набагато збільшує довговічність передач.

Крім корпусу, що містить черв'ячну передачу, існують ще два окремі корпуси для храпових механізмів з окремими оливними ванна-

ми, що дуже незручно під час експлуатації та обслуговування штангообертача.

Для усунення наведених недоліків за допомогою системи автоматизованого проектування SolidWorks було розроблено комп'ютерну модель черв'ячного штангообертача (рис. 6), в якому черв'ячна і храпові передачі розміщені в одному корпусі. На відміну від попередньої конструкції другий храповий механізм приводиться у дію від противаги, закріпленої на важелі. Крім того спрощена конструкція храпових механізмів. Собачка кріпиться в отворі важеля без осі 18 і рухається під дією пружини.



**Рисунок 6 – Черв'ячний штангообертач безпервної дії, виконаний в одному корпусі**

Штангообертач монтується між підвіскою гирлового штока і затискачем таким чином, щоб кінець першого важеля під час горизонтального його положення був спрямований у бік вишки СШНУ, а кінець другого – в протилежний бік.

Під час ходу колони штанг вниз тяга, закріплена на рамі, обертає перший важіль штангообертача угору. При цьому собачка повертає храпове колесо, яке перебуває на одному валу з черв'яком, що, відповідно, обертає черв'ячне колесо на упорному підшипнику разом зі столом з підвішеною на ньому колоною насосних штанг. Трос, що закріплений до другого важеля, піднімає важіль внаслідок чого механізм храповика виходить із зачеплення і здійснює холостий хід.

Під час ходу колони штанг угору обертання привода здійснюється внаслідок дії ваги другого важеля. При цьому собачка першого храпового механізму виконує холостий хід і повертається в своє вихідне положення.

Якщо вага важеля привода не достатня для обертання колони штанг, то щоб збільшити колесо на упорному підшипнику разом зі столом з підвішеною на ньому колоною насосних штанг. Трос, що закріплений до другого важеля, піднімає важіль внаслідок чого механізм храповика виходить із зачеплення і здійснює холостий хід.

Змодельований штангообертач є універсальним і може використовуватись в залежності від довжини колони НШ, кривизни свердловини і матеріалу НШ з приводом від ваги важеля або з приводом від троса, закріпленого до балансира, або з двома приводами. При цьому, коли використовується тільки один привод, інший храповий механізм закріплюється певним чином і виконує функцію собачки для фіксації колони під час її обертання.

### **Література**

1. Копей Б.В., Копей В.Б., Кішакевич Л.Л., Федорович Я.Т. Аналіз конструкцій обертачів колони насосних штанг // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – №1. – С. 40–43.
2. Пат. 49211А Україна, МПК E21 B17/02. Штангообертач / Копей В.Б., Копей Б.В. – Опубл. 16.09.2002. Бюл. № 9.
3. Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт: Дис. ... канд. техн. наук / ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ, 2004. – 167 с.