



ДЕРЖАВНЕ
ПАТЕНТНЕ
ВІДОМСТВО

УКРАЇНА

(19) UA (11) 20411 (13) A
(51) 6 F 04 B 47/02

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

без проведення експертизи по суті
на підставі Постанови Верховної Ради України
№ 3769-XII від 23.XII. 1993 р.

Публікується
в редакції заявника

(54) ПРИСТРІЙ ПРОТИ РОЗКРУЧУВАННЯ ГЛИБИННОНАСОСНИХ ШТАНГ

1

(21) 97041622

(22) 07.04.97

(24) 15.07.97

(46) 27.02.98. Бюл. № 1

(47) 15.07.97

(72) Рілов Борис Михайлович, Цвик Богдан
Миколайович, Кононюк Борис Андронович,
Попівчак Сергій Іванович

(73) Рілов Борис Михайлович

(57) Пристрій проти розкручування глибин-
нонасосних штанг, який містить насадку з

2

внутрішніми каналами, які гідравлічно спо-
лучають піднасадкову порожнину підйомних
труб з наднасадковою порожниною
підйомних труб, який відрізняється
тим, що насадка розміщена на колоні штанг
і має гідравлічно сполучені радіально-осьові
канали, причому вихід із радіальних каналів
направлений по напрямку, протилежному до
напрямку закручування штанг.

Винахід відноситься до техніки видобут-
ку нафти із нафтових свердловин з допомо-
гою штангових насосів.

Найбільш близьким до заявленого
пристрою є насадка, яка встановлена безпо-
середньо під нагнітальним клапаном плун-
жера штангового глибинного насоса і зв'язана
з плунжером, і має внутрішні гвинтоподібні
канали, які виконані з можливістю
гідравлічного сполучення об'єму циліндра
штангового насоса над приймальним клапа-
ном насоса і під нагнітальним клапаном і
направлені по ходу з'єднуючої штанги різьби
[Авт.св. СРСР № 1590652, кл. F 04 B 47/02].

Суттєвими недоліками відомого
пристрою є:

– закручуючий штанги момент є незнач-
ним внаслідок того, що в насосах з малими
діаметрами плунжерів, наприклад, 28, 32,
38, 44 мм, практично неможливо одержати
необхідний радіус закручуючої сили;

– виконання внутрішнього гвинто-
подібного каналу є технологічно складним;
– на плунжері насоса практично немож-
ливо укріпляти ряд насадок з метою
збільшення закручуючого моменту в зв'язку
з обмеженою довжиною циліндрів насосів;
– вищевказане обмежує експлуатаційні
можливості пристрою, знижує надійність
його роботи.

Суть запропонованого винаходу полягає
в тому, щоб створити такий пристрій проти
розкручування штанг, в якому введення но-
вих елементів і їх взаємне розміщення дало
б можливість підвищити надійність роботи
пристрою, розширити експлуатаційні мож-
ливості, спростити конструкцію.

Суттю запропонованого винаходу є те,
що пристрій, який містить насадку з
внутрішніми каналами, які гідравлічно спо-
лучають піднасадкову порожнину з надна-
садковою порожниною, розміщений на

(19) UA (11) 20411 (13) A

штангах і має гідравлічно сполучені радіально-осьові канали, причому вихід із радіального каналу направлений по напрямку, протилежному до напрямку закручування штанг.

На рисунках а,б,в,г схематично представлено загальний вид заявленого пристрою.

Пристрій містить насадку у вигляді глухого циліндра 1, укріпленого між штангами 2 з допомогою приєднуючих різьб 3. Знизу насадки в осьовому напрямі виконано канал 4, який не доходить до верхнього торця насадки. У верхній частині насадки в радіальному напрямі виконано канал 5, який гідравлічно сполучений з каналом 4. Загалом канали 4 і 5 гідравлічно сполучають піднасадкову порожнину 6 підйомних труб з насадковою порожниною 7 підйомних труб. Для покращення умов витоку рідини з отвору 5 в насадці виконано сегментний виріз 8. В кожній насадці може бути виконано ряд каналів аналогічно каналам 4 і 5. Зовнішній діаметр насадки максимально приближений до внутрішнього діаметру підйомних труб 9. Наприклад, при найбільш широко застосовуваних підйомних трубах з внутрішнім діаметром 62 мм (зовнішній діаметр 73 мм) зовнішній діаметр насадки може складати 61 мм. При цьому канал 4 діаметром, наприклад, 20 мм, може бути виконаний на віддалі 25 мм, враховуючи необхідність виконання каналу 4 на максимальній віддалі від осі насадки з метою одержання максимального плеча закручуючої штанги сили і забезпечення необхідної мінімальної стінки в місці розміщення каналу 4, наприклад, 5 мм.

Робота пристрою здійснюється таким чином.

При ході штанг вниз рідина із піднасадкової порожнини 6 перетискується в наднасадкову порожнину 7 як через канали 4 і 5, так і через просвіт між циліндром 1 і підйомними трубами 9, причому об'єми рідини, які перетікають через канали 4 і 5 і просвіт між циліндром 1 і підйомними трубами 9, будуть прямо пропорційними площам поперечного перерізу даних каналів.

Внаслідок виткання рідини із каналу 5 в радіальному напрямі в ньому виникає гідродинамічна сила H струї, яка в загальному виді складається із її тиску H_d на виході із каналу 5 за виключенням гідростатичного тиску на глибині розміщення каналу 5, і швидкісного напору H_c . Дана гідродинамічна сила створює рівну по величині і протилежно направлену реактивну силу H_p , яка закручує насадку на штангах.

Схема дії сил представлена на рисунку д.

При ході штанг вверх закручуючий штанги момент відсутній, оскільки рідина із каналу 4 витікає паралельно осі штанг.

В зв'язку з тим, що для всіх насосів з діаметром плунжерів 28,32, 38 і 44 мм використовуються труби з однаковим внутрішнім діаметром 62 мм, закручуючий момент при роботі всіх вищевказаних насосів буде однаковим і значним, що підвищує надійність його роботи і розширює експлуатаційні можливості.

Заявлений пристрій встановлюється в нижній частині колони штанг з метою докручування всієї колони штанг при послабленні їх різьбових з'єднань.

Конкретний приклад розрахунку роботи пристрою.

1. Вихідні дані:

| | |
|---|-------|
| 1.1. Внутрішній діаметр труб $D_{вн}$, см | 6,2 |
| 1.2. Площа поперечного перерізу прохідного січення труб $F_{тр}$, см ² | 30,17 |
| 1.3. Зовнішній діаметр насадки D_n , см | 6,1 |
| 1.4. Площа поперечного перерізу прохідного кільцевого просвіту $F_{пр}$, см ² | 1,23 |
| 1.5. Кількість отворів в одній насадці n , шт | 3 |
| 1.6. Діаметр отворів в насадці d_k , см | 3,14 |
| 1.7. Загальна площа 3-х каналів F^k , см ² | 9,42 |
| 1.8. Число ходів підйомної колони штанг за 1 хв | 6 |
| 1.9. Довжина переміщення штанг, см | 300 |
| 1.10. Плече дії закручуючого моменту r , см | 2,5 |
| 2. Розрахунок енергетичних параметрів. | |

В загальному виді закручуючий штанги момент M можна виразити у виді

$$M = H_p \times r \quad (1)$$

Реактивну силу H_p можна виразити наступним чином

$$H_p = -H; \quad (2)$$

$$H = H_d + H_c. \quad (3)$$

Величину сили H_d на виході каналу 5 можна прийняти рівною $1 \text{ кгс/см}^2 = 10 \text{ м водяного стовпа}$.

Величина швидкісного напору H_c визначається за формулою Бернуллі

$$H_c = v^2/2g \quad (4)$$

де v – лінійна швидкість витікання рідини із каналу 5, см/сек;

g – сила земного тяжіння, 981 см/сек².

В зв'язку з тим, що частина рідини буде протікати через просвіт між насадкою 1 і трубами 9, її об'ємну витрату $V_{пр}$ можна визначити на основі співвідношення площі $F_{пр}$ і площі F_k 3-х каналів слідуячим чином:

$$V_{пр} = V_{заг} \times F_{пр} / F_k \quad (5)$$

де $V_{заг}$ – загальний об'єм рідини, який протікає через канал 5 і просвіт між насадкою 1 і трубами 9.

Об'ємна витрата $V_{заг}$ визначається швидкістю переміщення штанг і об'ємом труб 9.

При синусоїдальному законі переміщення штанг, який визначається синусоїдальним законом роботи привідного верстата-качалки, середню швидкість S руху штанг можна прийняти рівною 200 см/сек (при довжині переміщення штанг 3 м і числі ходів штанг вниз 6,0 за 1 хвилину). Тоді

$$V_{заг} = S \times F_{тр}, \text{ см}^3/\text{сек} \quad (6)$$

Згідно (5) визначаємо, що $V_{пр} = 6034 \times 1.23 / 9.42 = 788 \text{ см}^3$.

Об'єм рідини V_k , який протікає через 3 канали 5, визначається співвідношенням

$$V_k = V_{заг} - V_{пр} = 6034 - 788 = 5246 \text{ см}^3.$$

Лінійна швидкість v витікання рідини через 3 канали 5 визначається за формулою

$$v = V_k / (F_k \times n) = V_k / (0.785 \times d_k^2 \times n) = 5246 / (0.785 \times 2.0^2 \times 3) = 556 \text{ см/сек}.$$

Підставивши значення величин у виразі 4.3.2.1 знаходимо

$$H_c = 158 \text{ см} = 1.58 \text{ м};$$

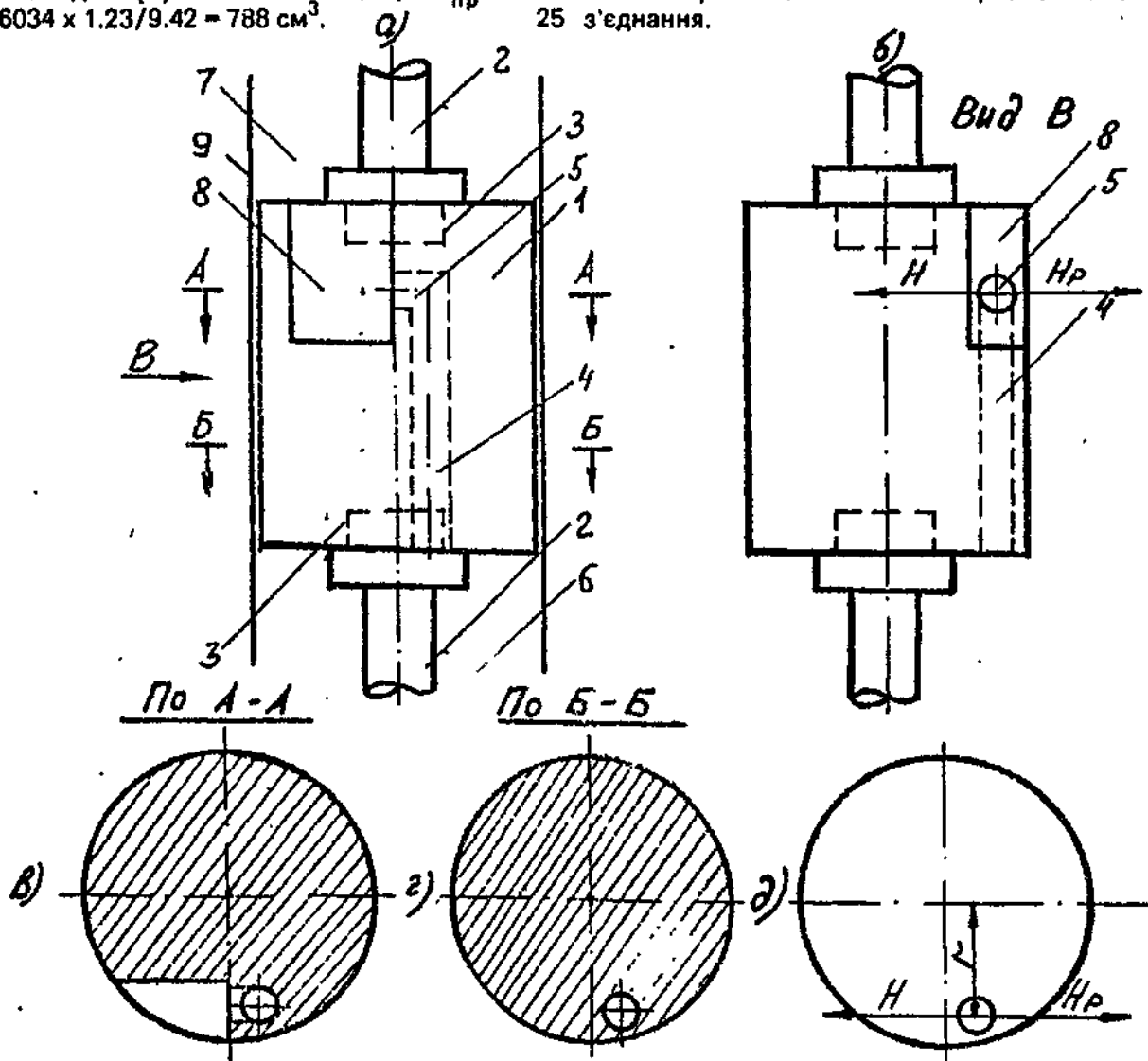
$$H = 10 + 1.58 = 11.58 \text{ м};$$

$$H_p = 11.58 \text{ м} \approx 1.16 \text{ кг/см}^2;$$

$$M = 1.16 \times 9 \times 2.5 = 26.1 \text{ кг} \times \text{см} =$$

$$= 0.261 \text{ кг} \times \text{м}.$$

Таким чином, закручуючий штанги момент M дорівнює 0,261 кг х м. За рахунок збільшення кількості насадок 1 момент M відповідно збільшиться. Поставивши на штангах, наприклад, 8 насадок 1, закручуючий штанги момент збільшиться в 8 разів і складе 2,09 кг м. Дану величину можна вважати достатньою для закручування штанг при послабленні їх різьбового з'єднання.



20411

| | | |
|-----------|------------------|------------------|
| Упорядник | Техред М.Келемеш | Коректор Л.Лукач |
|-----------|------------------|------------------|

Замовлення 4383

| | |
|--|----------|
| Тираж | Підписне |
| Державне патентне відомство України, 254655, ГСП, Київ-53, Львівська пл., 8 | |

Відкрите акціонерне товариство "Патент", м. Ужгород, вул.Гагаріна, 101