

УДК 622:621.65

Ю. І. ПАРАЙКО, С. І. ГЛАДКИЙ, Н. П. МИХАЙЛІВ

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна*

## ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ШВИДКОЗНОШУВАНИХ УЩІЛЬНЮЮЧИХ ПРИСТРОЇВ ПОРШНЕВИХ ТА ПЛУНЖЕРНИХ НАСОСІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПРИ ЗВОРОТНО-ПОСТУПОВОМУ РУСІ

*На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень запропоновані заходи та засоби підвищення надійності роботи бурових і нафтопромислових насосів.*

**Ключові слова:** ущільнення, поршневі насоси, плунжерні насоси, вібрація, вібраційний очищувач, довговічність

**Вступ.** Світова практика експлуатації нафтопромислового обладнання, машин та деталей показує, що загальна надійність їх у значній мірі залежить від працездатності пар тертя (герметизатори, підшипники ковзання всіх видів, трансмісії, стану мастильних речовин і т.д.). До окремих виробів, які потребують детального вивчення, відносяться деталі гідравлічної частини насосів, плунжери і клапани різних агрегатів, елементи бурильної колони та багато інших.

Тому науково-дослідні і практичні роботи, що направлені на дослідження механізму тертя та зношування і розробки та впровадження високоефективних заходів та засобів підвищення довговічності являються актуальними. Це особливо важливо, коли необхідна надійна робота техніки, а оновлення виробництва йде повільно.

**Постановка завдання.** Затрати на заміну зношених штоків, циліндрових втулок, поршнів, ущільнень штоків бурових насосів суттєво збільшують собівартість буріння та видобутку нафти і газу, тому підвищення їх довговічності і надійності є першочерговим завданням наукових досліджень.

Відомі конструкції ущільнень штоків мають низький рівень надійності, а фактори їх руйнування багатогранні і взаємозв'язані та важко піддаються вивченню і управлінню. В процесі тертя відбувається складний процес, внаслідок якого здійснюється руйнування манжет ущільнень і, що особливо важливо, катастрофічне зношування штоків (рис.1).

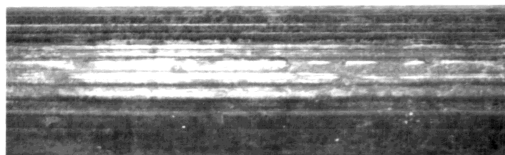


Рис. 1. Зношування робочої поверхні штока

З метою вивчення реального механізму зношування пари ущільнення-шток бурових насосів розроблено спеціальний стенд [1] і встановлено, що основними видами їх зношування є абразивний та гідроабразивний. Необхідно вказати, що існуючі конструкції ущільнень не запобігають попаданню в зону тертя ущільнення-шток абразивних частинок, які проникаючи під манжети підвищують інтенсивність зношування штоків. В цілому це приводить до значного зменшення ресурсу ущільнення бурового насоса, який перекачує буровий розчин із значною кількістю механічних домішок. Подібна ситуація відбувається також і при експлуатації плунжерних насосів.

Тому реалізація умови запобігання попаданню абразиву в зону тертя приводить до значного зростання ресурсу штоків.

Враховуючи результати експериментів і їх аналіз було зроблено висновок [2], що для збільшення ресурсу роботи пари тертя необхідно: 1) зменшити коефіцієнт тертя; 2) не допускати виникнення локальних температур, які призводять до деградації гуми; 3) усунути умови, що приводять до створення коливань; 4) зменшити абразивне зношування.

Для реалізації умови збільшення довговічності пар тертя необхідно детально розглянути природу кожного із складових та їх взаємодію між собою і можливі шляхи управління ними.

Зменшення сили тертя в розглядуваному вузлі можна досягнути зменшенням нормального навантаження та зменшенням коефіцієнта тертя.

З метою зменшення коефіцієнта тертя запропоновано вставляти між манжетами тонкі кільця (рис. 2) з відповідними властивостями (при робочому тиску проявлялась плинність, антифрикційність, стійкість до агресивних середовищ), при яких ущільнення буде зберігати герметичність і при наявності подряпин на штоку. Таким властивостям відповідають матеріали на основі фторопласту чи поліуретану.

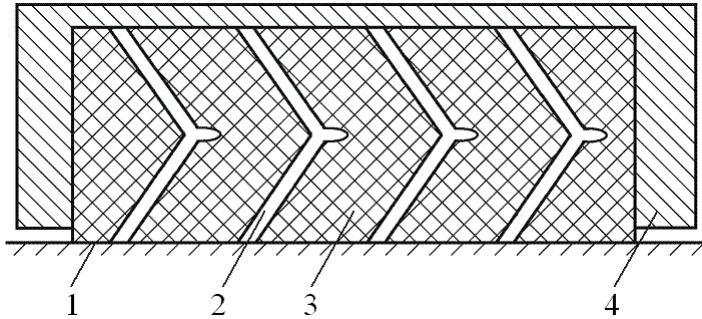


Рис. 2. Модель встановлення фторопластової прокладки:

1 – вал; 2 – фторопластова прокладка; 3 – гумове ущільнення; 4 – корпус.

Якщо не змінювати матеріалу манжети, її геометрії і параметрів поверхні штоку, швидкості, кількості циклів, температури то вплинути на руйнування поверхні штока можна вирівнявши навантаження на манжети та зменшивши концентрацію абразивних частинок, які попадають в зону тертя.

Для реалізації умови зменшення кількості абразивних частинок на вході поверхонь що труться, запропоновано використати відомий ефект [3], що створюється циліндром, який коливається в рідині по нормалі до своєї осі і створює інтенсивні циркуляційні потоки, які відривають частинки, що осіли на поверхню штока та переводять їх в турбулентний потік.

Аналіз існуючих методів, які не дають змоги попаданню абразиву в подібні пари тертя при зворотно-поступовому русі показав, що відсутні ефективні конструкції подібних ущільнень. Тому запропоновано використання вібраційного очищувача [4].

Розроблений брудознімач складається з декількох витків пружини виконаної з пружного дроту трикутного перерізу, що охоплює шток і закріплений початковим витком жорстко до манжети ущільнення штока, другий кінець вільний.

Пружина, закріплена жорстко з однієї сторони, являє собою механічну коливальну систему, що збуджується рухом шару рідини, яка захоплюється поверхнею штока та вібрацією механізму. Вимушені коливання пружини викликають

акустичні течії в поверхневому шарі бурового розчину та сприяють відриву прилиплих до штока частинок чи дрібного абразиву, що знаходиться поблизу ущільнення і перенос їх у верхні шари, внаслідок чого на вході штока в манжету значно знижується концентрація абразивних частинок та ймовірність попадання їх під манжету (рис. 3).

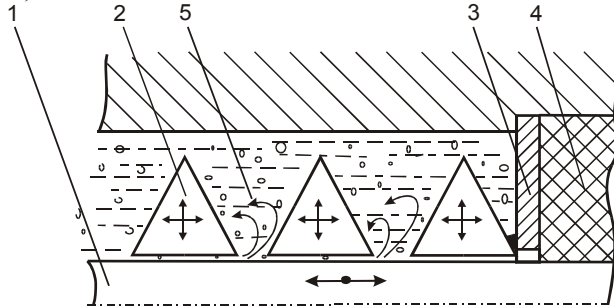


Рис. 3. Модель, що пояснює роботу вібраційного очищувача:

1 – шток; 2 – пружина; 3 – шайба; 4 – ущільнення; 5 – буровий розчин

Попередні випробування конструкції подібних брудознімачів підтвердили високу ефективність їх використання, при чому стійкість штоків до зношування збільшувалась у 2,3...3 рази.

Розглянемо схему розрахунку (рис. 4) запропонованого вібраційного знімача (пружини) для бурового насоса УНБ-600. Циліндрична пружина з невеликим кутом нахилу витків (менше  $15^\circ$ ), з внутрішнім діаметром  $D_1 = 71$  мм, переріз стержня якої є рівносторонній трикутник зі стороною  $b = 3$  мм. В ненапруженому стані зазор між витками  $t_1 = 2$  мм. Деформація пружини в ненапруженому стані  $\lambda = 1$  мм. Модуль пружності при зсуві  $G = 8\,105$  МПа. Число робочих витків пружини  $n = 2$ , повне число  $n_1 = 4$ . Дані значення отримані після проведених експериментальних досліджень, які дозволили запропонувати оптимальну конструкцію брудознімача.

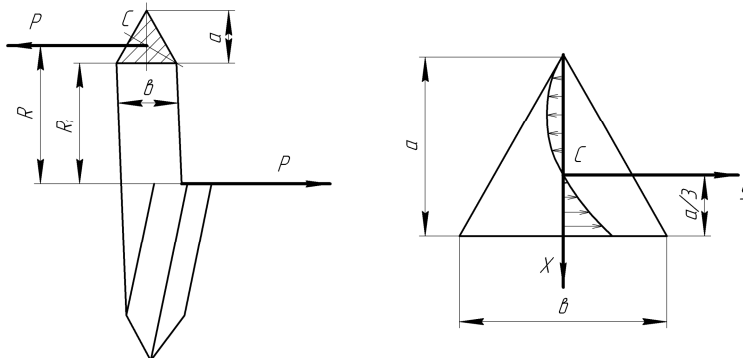


Рис. 4. Розрахункова схема пружини очищувача.

Внаслідок невеликого кута підйому витків переріз стержня пружини буде мати форму, дуже близьку до рівностороннього трикутника із стороною  $b = 3$  мм.

Зведемо силу  $P$  до центру ваги  $C$  цього перерізу. При цьому одержимо пару сил з моментом  $M_k$ , що діє у площині перерізу, майже нормальну до осі стержня, і силу  $P$ , що діє у цій же площині. Нехтуючи відхиленням площини перерізу від площини нормального перерізу стержня, можна вважати, що пара сил з моментом  $M_k$  викликає лише кручення стержня, а сила  $P$  намагається зрізати його у площині нормального перерізу.

Відрізаний елемент пружини перебуває у рівновазі під дією вказаної системи сил та внутрішніх сил пружності, які також повинні зводитися до пари сил з крутним моментом  $M$  і нерозрізуючої сили у площині перерізу. Дотичними напруженнями від дії перерізуючої сили  $P$  можна знехтувати, що рівнозначне нехтуванню поперечної сили, оскільки пружина значно більшого середнього радіуса  $R$  по відношенню до поперечного перерізу стержня.

Момент інерції при крученні  $I_k$  для перерізу стержня пружини згідно [5] визначається:

$$I_k = \frac{b^4}{46,19} .$$

Момент опору при крученні:  $W_k = 0,05b^3 .$

Середній діаметр пружини:  $R = R_1 + a/3 .$

Деформація пружини пружини визначається [6]:

$$\lambda = \frac{2\pi n M_k \cdot R^2}{G \cdot I_k} .$$

Враховуючи, що  $M_k = PR$  сила стиску  $P$  пружини визначається [6]:

$$P = \frac{\lambda G I_k}{\pi n R^3} .$$

Жорсткість пружини:  $c = \frac{P}{\lambda} .$

Крутний момент:  $M_k = PR .$

Кут закручування на одиницю довжини:

$$\Theta = \frac{M_k}{G I_k} .$$

Згідно напівзворотного методу Сен – Венана про кручення стержня не круглого перерізу дотичне напруження для перерізу рівностороннього трикутника, визначаємо за формулою [7]:

$$\tau = \frac{3G\Theta}{2a} \left( \frac{2ax}{3} - x^2 \right) .$$

Найбільше дотичне напруження одержуємо посередині сторін трикутника при  $x=a$ :

$$\tau = \frac{a\Theta G}{2} .$$

Розроблена конструкція вібраційного очищувача на даний час вдосконалюється за рахунок забезпечення зміни маси рухомого кінця, що дасть змогу отримати необхідну частоту його коливань, в залежності від властивостей перекачуваної продукції та характеристик поршневих чи плунжерних насосів.

## Висновки

Виходячи з результатів досліджень запропоновано:

- для зменшення кількості абразивного матеріалу, що потрапляє в щілину між манжетою і штоком встановлювати вібраційний очищувач у вигляді тригранної пружини, закріпленої жорстко одним кінцем до манжети;
- зменшити пружність системи ущільнення-шток;
- створити умови за яких коефіцієнт тертя не був би функцією швидкості за рахунок введення в конструкцію манжетного ущільнення в'язкісної складової;

Розроблені заходи дадуть можливість значно збільшити надійність і довговічність роботи плунжерних та поршневих насосів.

### Список літератури

1. Гладкий С.І. Результати досліджень зміцнених пар тертя насосного газонафтопромислового обладнання при зворотньо-поступовому русі/ С.І.Гладкий, Ю.І.Парайко //Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу університету. –Ч. 2. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ. –1995. – С. 42.
2. Молотков Н.Я. Изучение колебаний на основе современного эксперимента/ Н. Я.Молотков. – К. :Рад. шк., 1988. – 160 с.
3. Альбом течений жидкости и газа: Пер. с англ. /Сост. М. Ван-Дайк. – М. :Мир, 1986. –184 с.
4. Пат. 17727 А України, МКИ F16 J 15/32. Вібраційний брудознімач /С.І. Гладкий, Я.Д. Климишин, М.Й Бурда, Ю.І. Парайко, А.М. Соловка. –№ 96093489; Заявл. 09.09.96; Опубл. 31.10. 97, Бюл. №5. –3 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя в 3 т. / В.И. Анурьев. – М. :Машиностроение, – Т 1, 1979.
6. Сопротивление материалов:Справочник /Под ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренка, – К. :Высшая школа, 1988.
7. Тимошенко С.И. Теория упругости/ С.И.Тимошенко, Дж.Гудьер. – М.:Наука, 1975.

Стаття надійшла до редакції 12.01.2014

*Ю. И. ПАРАЙКО, С. И. ГЛАДКИЙ, Н. П. МЫХАЙЛИВ*

### ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БЫСТРОИЗНАШИВАЕМЫХ УПЛОТНЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПОРШНЕВЫХ И ПЛУНЖЕРНЫХ НАСОСОВ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

На основании проведённых теоретических и экспериментальных исследований предложены меры и средства повышения надёжности работы буровых и нефтепромысловых насосов.

**Ключевые слова:** Уплотнения, поршневые насосы, плунжерные насосы, вибрация, вибраторный очиститель, долговечность

*Y. I. PARAIKO, S. I. HLADKY, N. P. MIHAYLIV*

### WAYS TO IMPROVE THE DURABILITY OF HIGH-WEAR SEALING DEVICES OF PISTON AND PLUNGER PUMPS THAT OPERATE IN RECIPROCATING MOTION

On the basis of experimental studies have established that the main cause of failure of the piston pump oil and gas industry is a failure pair of seal – rod, which is working under the reciprocating motion, catastrophic wear due to the ingress of abrasive friction zone. First proposed to use a vibrating cleaner (wiper) to prevent abrasive and calculated parameters of its operation, thus improving the reliability of these pumps.

**Key words:** seals, piston pumps, piston pumps, vibration, vibration cleaner, durability.

**Парайко Юрій Іванович** – канд. техн. наук, доцент кафедри нафтогазового обладнання.

**Гладкий Сергій Іванович** – канд. техн. наук, доцент кафедри нафтогазового обладнання.

**Михайлів Надія Петрівна** – канд. техн. наук, доцент кафедри зносостійкості та відновлення деталей.