

## **ПОПЕРЕДЖЕННЯ САМОВІДГВИНЧУВАННЯ РІЗЬБ НАСОСНИХ ШТАНГ**

**Б. В. Копей, В. В. Михайлюк, Ю.Я. Бублінський**

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15; тел. (0342) 727146;

e-mail: kopeyb@iung.edu.ua, myhajlyukv@ukr.net

У процесі опускання у свердловину та під час роботи насосної установки в колонах труб і штанг виникають напруження розтягу і згину. В просторово викривлених свердловинах на колону штанг діє крутний момент, максимальне значення якого зосереджується в зоні набору кривизни стовбура свердловини. На практиці мають місце численні випадки самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг не тільки з причин порушення правил згвинчування обслуговуючим персоналом, а і через перевищення значень крутних моментів, вібрацій тощо. Існуючі способи та засоби запобігання самовідгвинчуванню мають недоліки, на основі аналізу яких пропонується встановлення в зарізьбову канавку різьбового з'єднання насосних штанг розрізного пружного кільця, геометричні параметри якого отримані з допомогою моделювання методом кінцевих елементів. Для підтвердження працездатності запропонованої конструкції фіксуючого кільця проведено експериментальні дослідження та підібрано матеріал. Запропонований спосіб фіксації різьбових з'єднань насосних штанг є досить простим і надійним. Крім цього, кільце сприяє рівномірному розподілу навантажень по витках різьби та запобігає потраплянню пластової рідини в різьбу.

Ключові слова: насосна штанга, різьба, напружений стан, зусилля, навантаження, напруження, самовідгвинчування.

При спуске в скважину или при работе насосной установки в колоннах труб и штанг возникают напряжения растяжения и изгиба. В пространственно искривленных скважинах на колонну штанг действует крутящий момент, максимальное значение которого сосредотачивается в зоне набора кривизны ствола скважины. На практике имеют место многочисленные случаи самоотвинчивания резьбовых соединений насосных штанг, возникающие не только по причине нарушения правил свинчивания обслуживающим персоналом, а и из-за превышения значений крутящих моментов, вибраций и т.п. Существующие способы и средства предотвращения самоотвинчивания имеют недостатки, на основе анализа которых предлагается установление в зарезьбовой канавке резьбового соединения насосных штанг разрезного упругого кольца, геометрические параметры которого получены с помощью моделирования методом конечных элементов. Для подтверждения работоспособности предложенной конструкции фиксирующего кольца проведены экспериментальные исследования и подобран материал. Предложенный способ фиксации резьбовых соединений насосных штанг является достаточно простым и надежным. Кроме этого, кольцо способствует равномерному распределению нагрузок по виткам резьбы и предотвращает попадание пластовой жидкости в резьбу.

Ключевые слова: насосная штанга, резьба, напряженное состояние, усилия, нагрузки, напряжения, самоотвинчивание.

In practice, there are numerous cases of sucker rod thread joints self-unscrewing, which are not only due to the violation of screwing rules by the service personnel, but also due to higher values of torque, vibration, etc. Existing methods and means for self-unscrewing prevention have some drawbacks by analyzing which it is recommended to install the sucker rod threaded connection of the split resilient ring into the clearance groove. The geometrical parameters of the split resilient ring are obtained using finite element modeling. In order to confirm the efficiency of the proposed design of the locking ring, the experimental studies and material withdrawal are conducted. The proposed method of the sucker rod threaded connection fixing is rather simple and reliable one. Moreover, the ring promotes the uniform load distribution on the thread coils and prevents penetration of fluid to the thread.

Keywords: sucker rod, thread, stress condition, effort, load, stress, self-unscrewing.

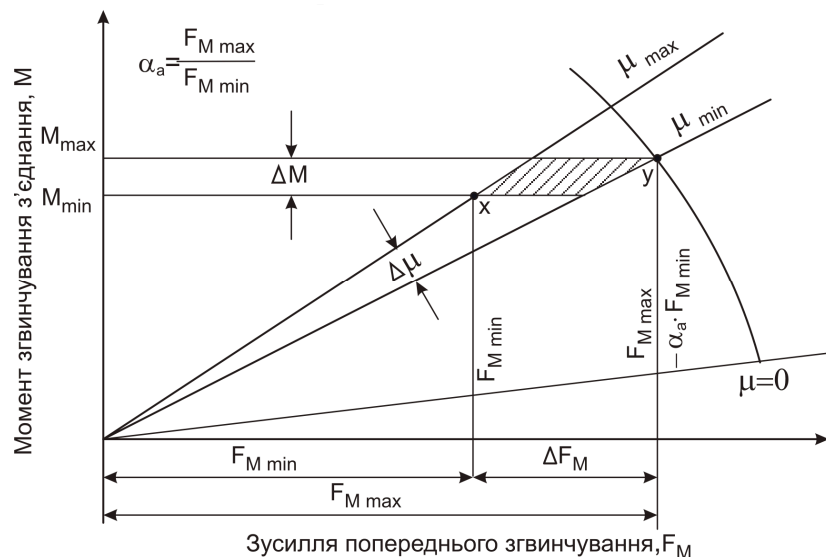
### **Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій**

У процесі опускання у свердловину та під час роботи насосної установки в колонах труб і штанг виникають напруження розтягу і згину. Згідно з результатами досліджень [1] в просторово викривлених свердловинах на колони труб і штанг діє також крутний момент, найбільше значення якого зосереджується в зоні набору кривизни стовбура свердловини. Однак, на практиці мають місце численні випадки самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних

штанг [2]. Відповідно, їх самовідгвинчування відбувається не тільки з причин порушення правил згвинчування обслуговуючим персоналом, а і через перевищення значень крутних моментів, вище поданих в прикладі їх розрахунку [3].

### **Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми**

На величини крутних моментів, що виникають у колоні насосних штанг, в реальних умовах впливає ряд факторів, серед яких, на-



$F_{M \max}$  – максимальне загальне навантаження;  $F_{M \min}$  – мінімальне загальне навантаження;  
 $\mu_{\max}$  – максимальний коефіцієнт тертя;  $\mu_{\min}$  – мінімальний коефіцієнт тертя;  
 $M_{\max}$  – максимальний момент згинчування з'єднання;  
 $M_{\min}$  – мінімальний момент згинчування з'єднання

**Рисунок 1 – Залежність зміни крутних моментів від зусиль попереднього затягування при відхиленні коефіцієнтів тертя**

приклад, величина зазору між плунжером та циліндром свердловинного насоса. Намагання зменшити зазор в плунжерній парі з метою підвищення подачі насоса за рахунок зменшення втрат через зазор в умовах роботи у просторово викривлених свердловинах призводить до заклинювання плунжера і руйнування тіла насосних штанг або до самовідгвинчування чи руйнування їх різьбових з'єднань [4].

Самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг може відбутися також в результаті дії вібрацій, що виникають під час роботи насосної установки. Вібрація є найбільш поширеною причиною поломок штанг в різьбовому з'єднанні [1].

Отже, особливу увагу при експлуатації свердловин штанговими насосними установками слід приділяти питанням запобігання самовідгвинчуванню різьбових з'єднань насосних штанг, тому що в процесі роботи вони недоступні для огляду та своєчасного закріплення. В більшості випадків про самовідгвинчування різьбових з'єднань дізнаються за наслідками роботи ШСНУ. Для відновлення роботи ШСНУ необхідно підіймати колону насосних штанг та насос на поверхню, що є дуже трудомістким та вартісним процесом.

#### Постановка задачі і методів досліджень, що розглядаються

Використовуючи найбільш ефективну інженерну світову практику, запропонувати методику для попередження самовідгвинчування насосних штанг, що перебувають під дією зовнішніх навантажень. Для оптимізації розрахунку, а також отримання найбільш точних резуль-

татів, використати комп'ютерну розрахункову програму, яка має необхідну сертифікацію та базується на методі кінцевих елементів.

#### Основний матеріал дослідження. Методика попередження самовідгвинчування

Запобіжним заходом від самовідгвинчування різьбових є:

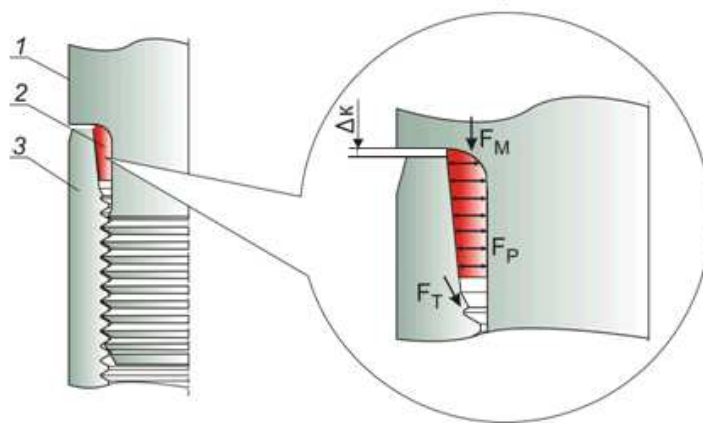
- створення необхідного розрахункового моменту при згинчуванні муфтового з'єднання;
- використання обертачів колон насосних штанг.

Основними чинниками, від яких залежить надійність різьбового з'єднання насосних штанг, є:

- вірний розрахунок з'єднання;
- спосіб монтажу;
- метод збереження моменту згинчування під час експлуатації;
- механічні властивості елементів з'єднання.

Розподіл напружень по витках різьбового з'єднання насосних штанг залежить від фактичних коефіцієнтів тертя, які перебувають в межах 0,1 ... 0,3. Також тертя виникає між торцями упорного бурта ніпеля та муфти. Відхилення коефіцієнтів тертя безпосередньо впливає на величину зусиль попереднього згинчування та досягає 28 %, відповідно динамометричний ключ вказує момент не з абсолютною точністю.

Між крутним моментом та зусиллям попереднього згинчування є зв'язок, на який значною мірою впливає відхилення значень коефіцієнтів тертя (рис. 1).



1 – насосна штанга; 2 – кільце фіксуюче; 3 – муфта;

$F_M$  – осьове навантаження на фіксуюче кільце;  $F_T$  – зусилля тертя;  $F_P$  – радіальне зусилля

**Рисунок 2 – Різьбове з'єднання насосних штанг із розрізним кільцем в зарізьбовій канавці**

Отже, як видно з рис. 1, для підвищення точності згвинчування різьбових з'єднань насосних штанг необхідно задавати і забезпечувати строго визначені величини коефіцієнтів тертя. Відповідно, точність згвинчування буде більшою при меншому значенні коефіцієнтів тертя, але тоді існуватиме більша ймовірність самовідгвинчування з'єднання.

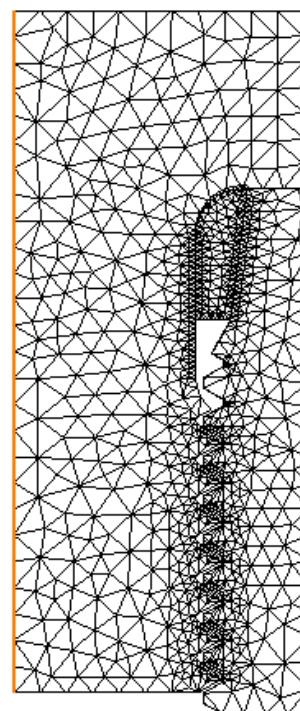
Для запобігання самовідгвинчуванню різьбових з'єднань насосних штанг, в яких коефіцієнти тертя є мінімальними, пропонується використовувати спеціальне кільце, яке виконується розрізним та встановлюється в зарізьбову канавку (рис. 2).

Для підтвердження працездатності запропонованого способу запобігання самовідгвинчуванню різьбового з'єднання побудовано спрощену тримірну модель (рис. 3) та проведено розрахунки методом кінцевих елементів (МКЕ). Матеріалом елементів різьбового з'єднання прийнято сталь 20М2Н після гартування та відпуску, матеріалом для кільця вибраний капролон ( $E=3,1 \cdot 10^9$  Па,  $\nu=0,44$ ,  $\sigma_e=140$  МПа).

При моделюванні розрізне фіксуюче кільце (рис. 2) притискалося торцем муфти на величину  $\Delta K$ , яка становила 1 мм. Момент згвинчування та осьове навантаження з'єднання під час моделювання не враховувались.

На рис. 4 зображено розподіл еквівалентних напружень за Мізесом. Максимальні значення напружень 300 МПа виникають у тілі муфти біля її торця. Безпосередньо у вставці значення напружень становить 32 ... 105 МПа.

На рис. 5 зображено розподіл контактної сили в з'єднанні насосної штанги, максимальне значення якого становить 157,5 МПа та зосереджено на контакті першого витка різьби ніпеля з різьбою муфти. Контактний тиск на поверхні розрізного фіксуючого кільця знаходиться в межах 40 ... 100 МПа. Для подолання сил тертя при розгвинчуванні даного з'єднання необхідно буде прикладати до ключа значно вищий момент, ніж розрахунковий. За рахунок

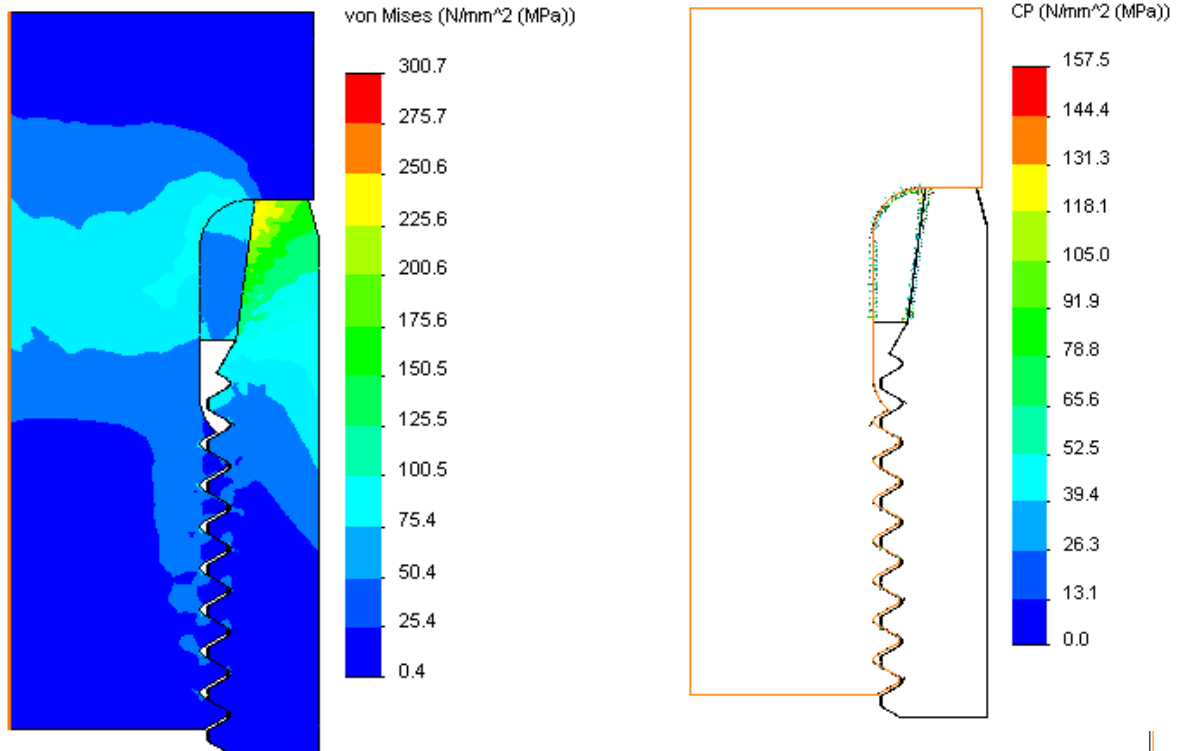


**Рисунок 3 – Осесиметрична модель з сіткою скінчених елементів з'єднання насосних штанг із розрізним кільцем в зарізьбовій канавці**

цих сил тертя і не допускати самовідгвинчування різьбового з'єднання.

Отже, в випадку використання розрізних фіксуючих кілець формула для визначення крутного моменту розкріплення різьбових з'єднань насосних штанг матиме вигляд [5]:

$$M_{кр} = k \cdot \frac{P}{2} \left( \frac{l}{\pi} + \frac{d \cdot f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}} + d_{cp} \cdot f_{II} \right) + M_C, (1)$$



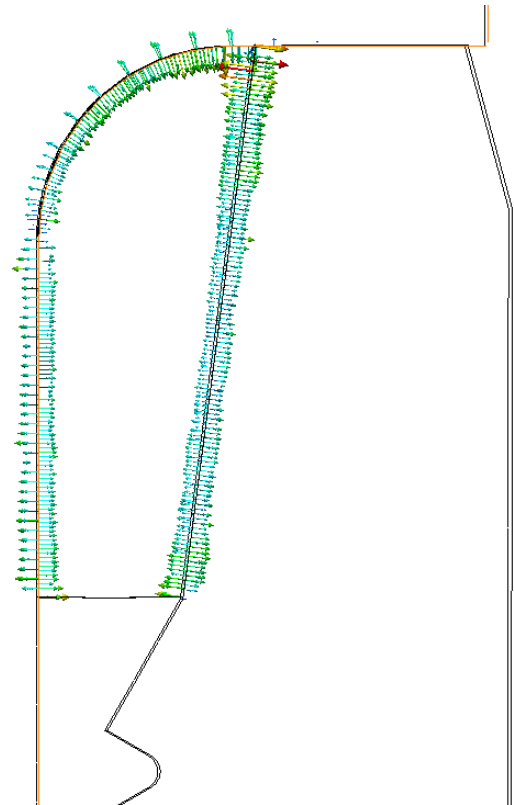
**Рисунок 4 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом в різьбовому з’єднанні насосної штанги із розрізним кільцем в різьбовій канавці**

де  $M_{кр}$  – необхідний крутний момент;  
 $k$  – коефіцієнт пропорційності;  
 $P$  – осьове навантаження розтягу головки штанги;  
 $l$  – крок різьби;  
 $d$  – діаметр різьби;  
 $d_{ср}$  – середній діаметр контактуючих поверхонь (торців ніпеля та муфти);  
 $f_p$  – коефіцієнт тертя між витками різьби;  
 $f_{II}$  – коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями (торцями ніпеля та муфти);  
 $\alpha$  – кут нахилу різьби;  
 $M_C$  – момент, потрібний для деформації фіксуючого кільця та подолання сил тертя.

Момент  $M_C$  може бути встановлений як дослідним шляхом, так і теоретично.

Також в результаті моделювання встановлено геометричні розміри розрізного фіксуючого кільця та фаски на внутрішній поверхні біля торця муфти для штанг діаметром 19 мм (рис. 6).

Щодо впливу розрізного фіксуючого кільця на загальний напружено-деформований стан різьбового з’єднання насосних штанг, то за однакових параметрів моделювання (навантаження, розміри сітки скінченних елементів тощо) максимальні напруження за Мізесом для з’єднання без розрізного кільця і з ним є майже однаковими (різниця в 2 МПа, рис. 7).



**Рисунок 5 – Розподіл контактного тиску в різьбовому з’єднанні насосної штанги із розрізним кільцем в різьбовій канавці**

Для підтвердження працездатності запропонованої конструкції розрізного фіксуючого кільця було проведено експериментальні дослідження. Для дослідження було виготовлено фіксуючі кільця з трьох різних матеріалів: фторопласту, капролону та поліпропілену (зі стандартних поліпропіленових труб для водоводів FV-plast PP-R 32x5,4 A (PN20) Din 8077, 8078).

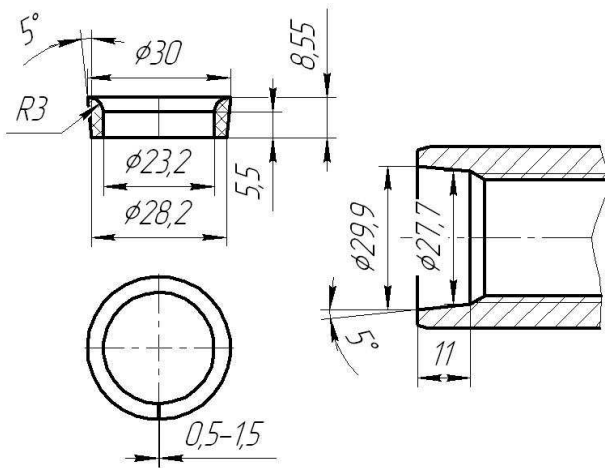
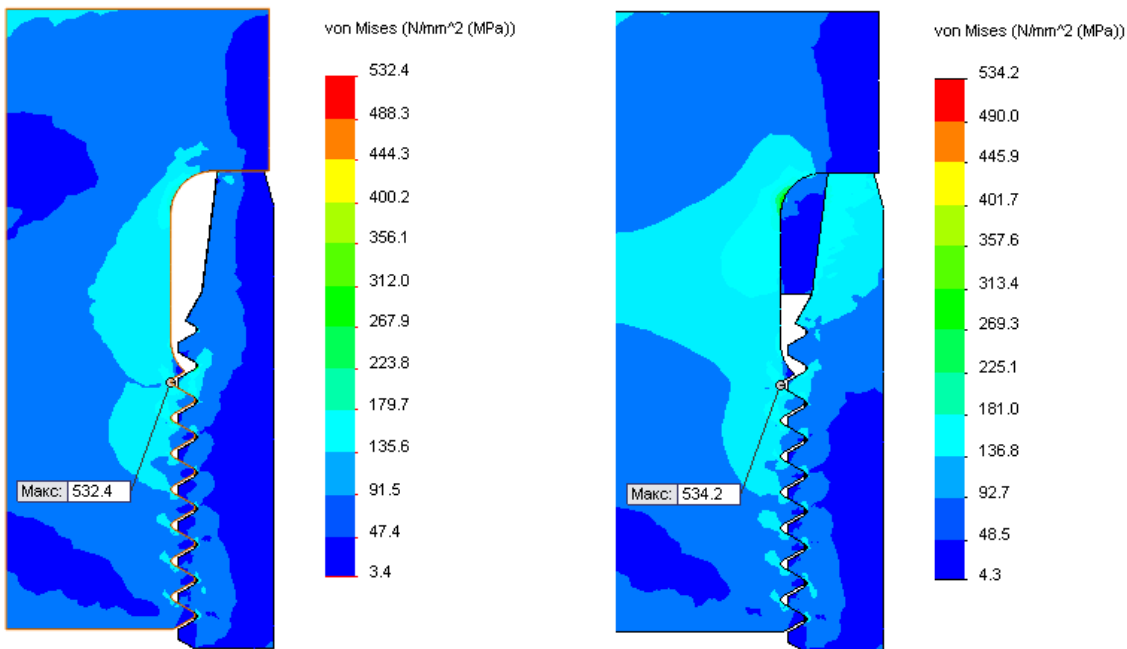


Рисунок 6 – Геометричні розміри розрізного фіксуючого кільця та фаски на внутрішній поверхні муфти

Дослід проводився для кожного кільця 14 разів (7 – без змащування поверхонь кільця, 7 – із змащуванням мастилом), тобто відбувалося семиразове згвинчування-розгвинчування різьбового з'єднання. Момент згвинчування з'єднання для всіх дослідів становив 366 Н·м. Отримані результати зведені до таблиці 1.

Проаналізувавши отримані результати, можна зробити висновок, що з-поміж досліджуваних кілець найбільш придатними до використання є виготовлені з капролону та поліпропілену. Вони продукують більший момент розкріплення різьбового з'єднання навіть при потраплянні на них мастила порівняно із стандартним з'єднанням без мастила. З економічної точки зору, використання поліпропілену є більш вигідним, оскільки його вартість в декілька раз менша вартості фторопласту та капролону. При порівнянні моменту розкріплення різьбового з'єднання з кільцем та без нього, то для розгвинчування з'єднання з кільцем необ-



а)

б)

а) стандартне; б) із розрізним кільцем в різьбовій канавці

Рисунок 7 – Розподіл еквівалентних напружень в різьбовому з'єднанні насосної штанги

Таблиця 1 – Залежність величини моменту розкріплення різьбового з'єднання від кількості циклів та матеріалу фіксуючого кільця

№ з/п	Без кільця	Фторопласт	Капролон	Поліпропілен	Капролон + мастило	Поліпропілен + мастило
1	201,3	231,8	256,2	262,3	250,1	250,1
2	207,4	225,7	262,3	262,3	244	250,1
3	207,4	225,7	262,3	262,3	250,1	250,1
4	207,4	231,8	262,3	262,3	244	250,1
5	201,3	225,7	262,3	262,3	250,1	250,1
6	207,4	225,7	262,3	262,3	250,1	250,1
7	201,3	231,8	262,3	262,3	244	250,1
середнє	204,8	228,3	261,4	262,3	247,5	250,1

хідно прикласти момент на 20 % більший, ніж без кільця.

При виготовленні кільця з поліпропілену можливо збільшувати його розміри, а потім після першого згвинчування обрізати деформовані залишки і далі використовувати кільце. Попередня деформація кільця дозволить компенсувати всі неточності при його виготовленні.

Отже, із зменшенням коефіцієнтів тертя в з'єднанні насосних штанг більш ймовірним стає самовідгвинчування з'єднання, яке виникає від дії вібраційних навантажень, а також крутних моментів, що виникають в насосних штангах у просторово викривлених свердловинах. Запропонований спосіб використання кільця є досить простим і надійним для фіксації різьбових з'єднань насосних штанг. Крім цього, кільце сприяє рівномірному розподілу навантажень по витках різьби, та запобігає потраплянню пластової рідини в різьбу.

### *Література*

- 1 Фаерман И. Л. Штанги для глубинных насосов / И.Л. Фаерман. – Баку: Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.
- 2 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт: Рукопис; Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості / В.Б. Копей. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.
- 3 Ишмурзин А.А. Методика расчета крутящих моментов в трубах и штангах, возникающих при спуске в скважину с пространственным искривлением ствола / А.А. Ишмурзин, Хоанг Тхинь Нян // Нефтегазовое дело. – 2006. – № 2. – С. 28.
- 4 Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно-направленных скважин штанговыми глубинными насосами / К.Р. Уразаков. – М.: ВНИИОЭНГ, 1988.
- 5 Ришмюллер Г. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами: пер. с нем. / Г.Ришмюллер, Х.Майер. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.
- 6 Бабаян С.А. Исследование процесса изнашивания цилиндрической резьбы // Известия Национальная академия наук Армении и государственного инженерного университета Армении. – 2007. – № 2. – Серия технических наук.
- 7 Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
- 8 ГОСТ 13877-96. Межгосударственный стандарт. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. – Киев: Госстандарт Украины, 2002. – 28 с.
- 9 Персиянцев М.Н. Добыча нефти в осложненных условиях / М.Н. Персиянцев. – М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2000. – 653 с.
- 10 Копей В.В. Крутний момент штангообертача для повертання склопластикових насосних штанг та оцінка міцності з'єднання їх головок / В.В. Копей, О.В. Максимук, Н.М. Щербина, Ю.С. Зінченко // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – №4(25). – С.132-139.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
11.03.14*

*Рекомендована до друку  
професором **Петриною Ю.Д.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
д-ром техн. наук **Хоминцем З.Д.**  
(ТОВ «ЕМІІ-сервіс», м. Івано-Франківськ)*