

# НАФТОГАЗОПРОМИСЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ

УДК 622.276.53:622.276.054.4.001.8

## МОДЕЛЮВАННЯ РІЗЬБ НАСОСНИХ ШТАНГ МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ

*Б.В.Копей, В.В.Михайлюк, В.Б.Копей*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,  
e-mail: kopeyb@nung.edu.ua*

*Проводиться моделювання різних конструкцій різьб насосних штанг з метою визначення більш рівномірного розподілу напружень, які виникають у з'єднанні, що відіграє велику роль для забезпечення працездатності і надійності різьбового з'єднання.*

*Проводится моделирование разных конструкций резьб насосных штанг с целью определения более равномерного распределения возникающих в соединении напряжений, что играет большую роль в обеспечении трудоспособности и надежности резьбового соединения.*

*Modelling of different designs of sucker rod threads for the purpose of definition of more uniform distribution of stresses which arise in connection which is of great importance for maintenance of work capacity and reliability of thread connection is spent.*

Різьбові з'єднання – відповідальні вузли, що визначають міцність і надійність всієї конструкції. Різьбові з'єднання насосних штанг часто розгвинчуються і руйнуються під час роботи в свердловині, що зумовлено впливом змінних навантажень, вібрацій, дії крутних моментів з використанням штангообертачів [1-4].

Існують різні конструкції різьбових з'єднань насосних штанг, але основною проблемою в цих конструкціях залишається висока концентрація напружень, що виникають навіть тільки при згвинчуванні з'єднання і відповідно призводить до його руйнування під час роботи в свердловині [5-8].

Отже, необхідно вдосконалити конструкцію різьбового з'єднання насосних штанг так, щоб розподіл напружень відбувався більш плавно по витках різьби, а значення величини напружень в місцях їх найбільшої концентрації зменшилось.

Аналіз промислових матеріалів свідчить, що поломки штанг відбуваються в тілі штанг, а також в муфтових і різьбових з'єднаннях [9].

Аварії в муфтових з'єднаннях можна класифікувати за їх походження:

- зношування (стирання) муфти до колони насосно-компресорних труб;
- самовідгвинчування з'єднання;
- необережність обслуговуючого персоналу або дефекти в різьбовому з'єднанні;
- втома металу.

Поломки різьбових з'єднань складають 75% від загальної кількості обривів штанг, а 90% цієї кількості аварій пов'язані з втомою металу.

Основною причиною поломки штанг є значне напруження, що за відповідних умов може значно зрости і перевищити межу міцності матеріалу.

На довговічність штанг значний вплив має їх поверхнева цілісність. Основну увагу під час виготовлення штанг приділяють чистоті обробки поверхні. Поверхневі напруження з'являються у ході експлуатації штанг на промислах. Необережне перевезення і непридатні умови зберігання призводять до згинання штанг, а подальше їх випрямлення перед опусканням у свердловину – до утворення на їх поверхні мікротріщин, які є концентраторами напружень. Крім цього, необережне поводження з штангами в процесі роботи призводить до утворення на них подряпин і заглиблень, які також сприяють концентрації напружень.

Для запобігання виникненню аварій штанг необхідний жорсткий контроль за станом їх поверхні.

Одним з найбільш простих і найбільш поширених способів є безпосередній огляд штанг перед опусканням їх у свердловину. Крім цього, в нафтопромисловій практиці застосовується метод контролю, що базується на реєстрації характеру і вимірюванні величини магнітного

потоків в насосних штангах. Даний спосіб контролю дає змогу розділяти штанги на категорії залежно від можливості їх роботи в тому чи іншому середовищі.

Якщо в процесі роботи насоса плунжер в циліндрі заклинює, то може відбутися обрив штанг в результаті перевищення межі міцності матеріалу штанг. Тут контроль заснований на тому, що в залежності від величини прикладеного навантаження відбувається видовження штанг. За видовженням можна робити висновки про величину навантаження і межі пружності. Графік залежності максимального допустимого безпечного видовження штанг  $\Delta l$  від довжини колони штанг  $L$  із заданою мінімальною межею плинності  $\sigma_{m.min}$  представлений на рис. 1.

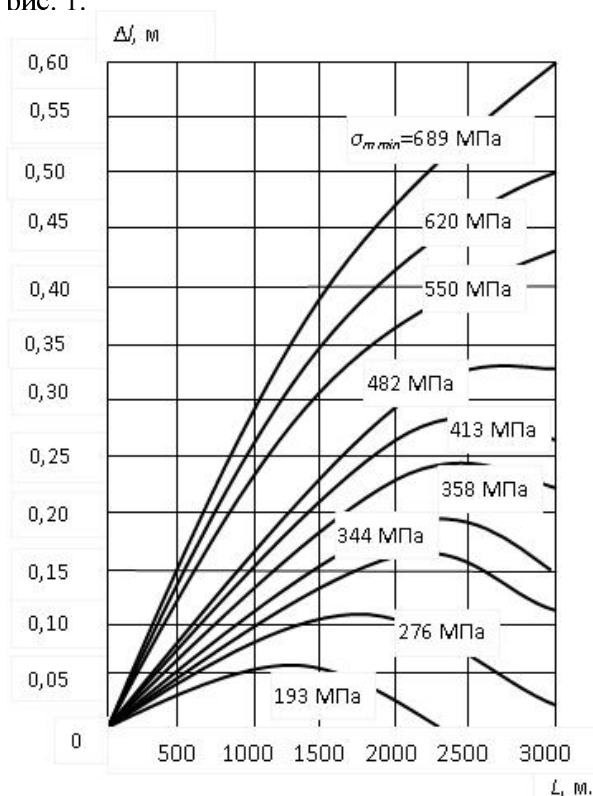


Рисунок 1 – Залежність максимально допустимого видовження штанг із різною межею плинності від їх довжини

### Поломки тіла штанг

Практика свідчить, що штанги, які піддаються згину, руйнуються під дією навантаження. Вигнуту штангу перед опусканням у свердловину випрямляють, при цьому на ній можуть залишатися сліди від ударів, які є концентраторами напружень. Під час роботи у свердловині штанги піддаються стиранню, зношуванню внаслідок тертя їх з колоною насосно-компресорних труб. Так, на штангах з'являються поздовжні риси, що спричиняють злом. Згин штанг може виникати у випадку заклинювання насоса під час руху вниз, від ударів плунжера в рідину (через неповне заповнення циліндра), у викривлених свердловинах, а також у разі викорис-

тання штанг малого діаметра в насосно-компресорних трубах великого діаметра.

### Поломки головок штанг

Такі види поломок викликаються втому металу. Характерним у цьому випадку є злом, лінія якого завжди проходить під прямим кутом до осі штанги. Встановлено, що втомні зломи виникають не лише внаслідок високих напружень, а, здебільшого, від дії знакозмінних навантажень, що створюють невисокі напруження.

Аналіз механізму злomu свідчить: якщо напруження, що виникає внаслідок знакозмінних навантажень, перевищує напруження від попереднього навантаження, то відбувається відокремлення торцевих поверхонь муфти від головки штанги, що зрештою призводить до злomu.

За Дагерті, Картері, Мілсом з метою запобігання поломкам необхідно домагатися того, щоб роз'єднання торцевих контактуючих поверхонь ніпеля та муфти не відбувалося у момент прикладання робочого навантаження. Це можливо, якщо до з'єднання прикласти визначений крутний момент.

Крутний момент можна визначити за формулою Дагерті-Картера:

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

де:  $M_{кр}$  – необхідний крутний момент, Н·м;

$k$  – коефіцієнт пропорційності;

$P$  – осьове навантаження розтягу головки штанги, Н;

$l$  – крок різьби, м;

$d$  – діаметр різьби, м;

$d_{cp}$  – середній діаметр контактуючих поверхонь, м;

$f_p$  – коефіцієнт тертя між витками різьби;

$f_{II}$  – коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями;

$\alpha$  – кут нахилу різьби, рівний 60°.

Аналіз аварій поломок головок штанг дав можливість виявити таку закономірність: найбільша кількість аварій пов'язана з штангами діаметром 25 мм, найменша – з штангами 19 мм і майже відсутні поломки в штангах діаметром 16 мм. Це можна пояснити тим, що для шістнадцятиміліметрових штанг необхідний незначний крутний момент  $M_{кр}$ , який забезпечується звичайним ручним ключем. Для штанг діаметром 22 і 25 мм необхідний значний  $M_{кр}$ , який неможливо створити за допомогою цих ключів, тому різьбові з'єднання виявляються недозатягненими, в чому і полягає велика ймовірність аварії.

Вважається, що з'єднання є достатньо затягненим, якщо проміжок між головкою і муфтою перебуває в межах чистоти обробки торцевих поверхонь і складає 0,0025-0,0175 мм.

Велика кількість аварій з головками штанг створило серйозну проблему, але вихід з цієї ситуації був знайдений. Оскільки злом головок штанги відбувається в основному на ділянці від кінця різьби до торцевих заплечників, було запропоновано проводити спеціальну обробку цієї частини – так звану проточку або зарізьбову канавку.

Суть використання зарізьбової канавки полягає в тому, що після нарізання останнього витка різьби до заплечників головка обробляється до діаметра меншого, ніж внутрішній діаметр різьби.

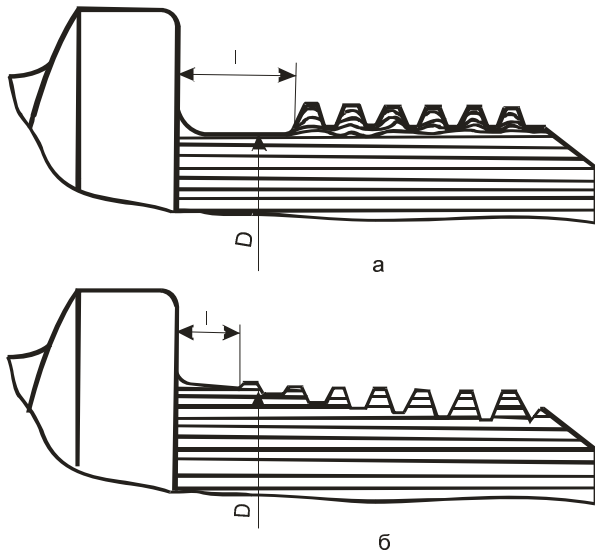
Зарізьбова канавка забезпечує такі переваги:

1) зменшується концентрація напружень у впадині останнього повного витка і створюється плавне обтікання потоку напружень через критичну площину різьби;

2) довга не нарізана частина головки отримує пружинний ефект, тобто видовження даної частини від попереднього навантаження може бути корисним для компенсації незначної релаксації внаслідок прикладання робочого навантаження;

3) довша циліндрична частина головки з проточкою отримує більшу пружність. Чим більша довжина циліндричної частини, тим більше видовження за будь-яких навантажень і тим більша потужність відбирається пластичним тертям.

На рис. 2 зображено профіль різьби головки штанги. Як видно з рисунку, кращий потік ліній напружень (суцільні лінії) у головки з канавкою з накатаною різьбою.



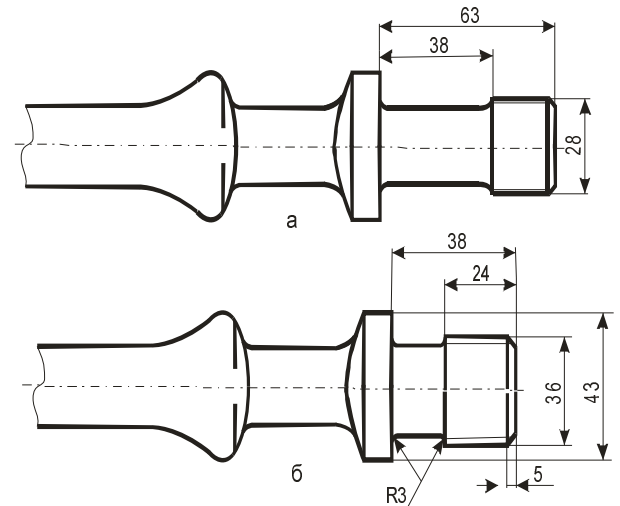
*а – головка з зарізьбовою канавкою і накатаною різьбою; б – звичайна головка зі збігом різьби*

**Рисунок 2 – Профіль різьб головок штанг**

Для штанг діаметром 22 мм зі звичайною головкою API  $l=14$  мм;  $D=29,1$  мм, а штанг з головкою з підрізом –  $l=18,2$  мм;  $D=26,3$  мм. При цьому напруження в 275,5 МПа викликає в звичайній головці пружне видовження 0,016864 мм, а в головці з підрізом – видовження 0,026416 мм, тобто в 1,57 рази більше.

З 1960 року в США введено новий клас на різьби 2А-2В, який передбачає і накатування різьб. Однак методи накатування різьб не стандартизовані. Практично встановлено, що холодне накатування збільшує межу міцності приблизно на 10%.

На рисунку 3 зображено головки штанг API із зарізьбовою канавкою, які відрізняються довжиною циліндричної частини головки. Головка, зображена на рис.3а, визнана кращою. Головам на рис. 3б надають перевагу, але вони потребують нових поковочних матриць, нового обладнання для нарізання різьб і нових конструкцій муфт.



**Рисунок 3 – Головки 22мм штанг за стандартом API**

Напруження на обидві головки однакове і рівне 275,5 МПа. Пружне видовження головки, наведеної на рис. 3а складає 0,023622 мм, а головки на рис. 3,б – 0,051816 мм. Для стандартної головки це величина складає 0,01905мм. Отже, видовження головки, представлені на рис. 3,а на 25%, а головки на рис. 3,б на 172% більше ніж видовження звичайної головки за стандартом API. Зовнішній діаметр різьби при цьому зменшений на 3,18 мм, що дало змогу збільшити площу перерізу муфти по металу і знизити ступінь напруження головки.

### Поломки муфт

Здебільшого поломка муфти відбувається з внутрішнього боку в місці початку різьби на головці насосної штанги (з торця, коли муфта повністю нагвинчена на штангу). Цей вид поломок має втомний характер.

Іноді поломки трапляються в місці зрізу під ключ. При роботі колони штанг в корозійному середовищі муфта може зламати в будь-якому місці.

Після ударів у муфтах часто виникають місця концентрації напружень. Крім того, удари можуть призвести до деформації контактних площин, що сприяє доступ рідини до з'єднання навіть в тому випадку, коли воно нормально згвинчене. Загартовані і цементовані

муфти більш чутливі до ударів ніж м'які, виготовлені з маловуглецевих сталей.

Наведемо найбільш поширені заходи і засоби, що застосовуються з метою попередження аварій з муфтами внаслідок втомного руйнування.

1. Використання муфт збільшеного розміру (якщо дозволяє розмір насосно-компресорних труб).

2. Використання при розрахунках коефіцієнта запасу на корозійність середовища або спеціальних інгібіторів. Іноді муфти перед роботою поміщають в спеціальні інгібітори. Здебільшого це дає значний ефект.

3. Зміна профілю різьби. Зменшують гостроту кута різьби, оскільки стандарт API не дає конкретних вказівок щодо цього питання.

4. Обмеження амплітуди напружень (особливо для колон великих діаметрів).

### Стирання штанг і труб

В процесі роботи колони штанг в насосно-компресорних трубах відбувається стирання як штанг, так і труб. Раніше вважали, що це стирання пов'язане з викривленням свердловини, а також зі згинанням штанг під час руху вниз. Тепер встановлено, що крім цих причин існує ще згин колони насосно-компресорних труб, пов'язаний з подвійним ходом (так званий ефект Лубінського).

#### Чинники, що впливають на аварії штанг

Вище описано окремі чинники, що визначають працездатність колони насосних штанг. Вони залежать від умов роботи і не є головними.

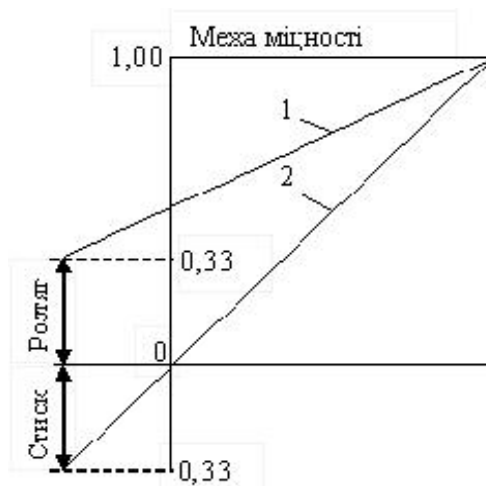
Основними чинниками, що впливають на довговічність будь-якої колони штанг (незалежно від специфічних умов) є: максимальне навантаження  $P_{max}$ , амплітуда зміни напружень та частота зміни навантажень, що прикладаються. Як бачимо, збільшення максимального навантаження  $P_{max}$  призводить до збільшення напружень в перерізі штанг і швидшого їх руйнування.

Якщо робочі напруження наближаються до межі витривалості, можлива втомна поломка. Межу витривалості можливо збільшити шляхом термічної обробки металу. Можна використовувати і леговані сталі. Крім того, доцільно змінити конструкцію колони штанг, тобто збільшити діаметр штанг до величини, для якої робоче напруження наближається до межі витривалості. Звичайно, цей варіант не завжди можливий.

Вплив  $P_{max}$  очевидний і не потребує подальшого конкретного розгляду. Зміна частоти варіювання навантажень, що прикладаються, призводить не тільки до зростання або зменшення динамічних навантажень, а і до зміни природних (вільних) коливань колони штанг.

Розглянемо ще один чинник – амплітуду зміни напружень.

Основною вимогою є постійність амплітуди напружень при зміні навантажень на штанги. У випадку зміни максимального напруження, мінімальне повинне змінюватися на таку величину, щоб амплітуда залишалася попередньою. Такі залежності виражаються графічно в вигляді так званих діаграм Гудмана. Як видно з рис. 4, чим ближче максимальні і мінімальні напруження за абсолютною величиною наближаються до величини межі міцності, тим меншою стає амплітуда зміни напружень (в точці межі міцності вона прямує до нуля).



1 – максимальне напруження;  
2 – мінімальне напруження

**Рисунок 4 – Звичайна діаграма Гудмана**

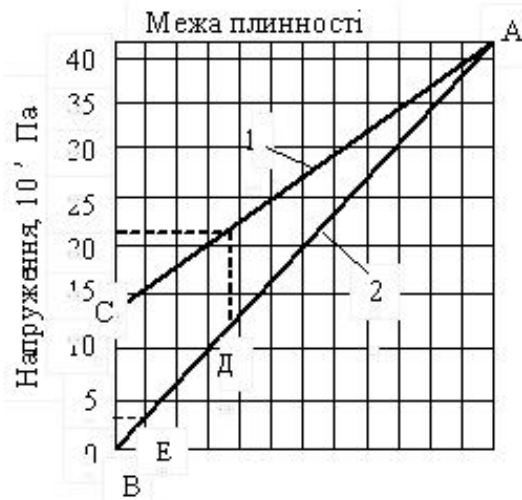
Під час роботи зазвичай намагаються мати не надто великі амплітуди зміни напружень. Амплітуди зміни напружень визначаються глибиною опускання насоса і конструкцією колони штанг. При великих глибинах опускання насосів вага штанг складає основну частину навантаження, що сприймається полірованим штоком. В цих умовах амплітуда зміни напружень матиме невисоке значення, чому сприяє мала різниця між навантаженнями під час руху вгору і вниз.

Особливо важко підтримувати відповідну амплітуду зміни напружень під час опускання насоса на середині глибини з наступним вилученням значних об'ємів рідини при великій швидкості відкачування, оскільки навантаження під час ходу вниз відрізняється від навантаженням під час ходу вгору.

Для таких умов А.А. Харді з врахуванням деяких припущень і пропозицій видозмінив діаграму Гудмана (рис. 5).

Як видно з рис. 5, в основі цієї діаграми лежить не межа міцності на розрив, а межа плинності. Діаграма побудована для гіпотетичної сталі. А – точка з'єднання ліній максимальних і мінімальних напружень – лежить на межі плинності, а не на межі міцності на розрив, так як це прийнято на звичайній діаграмі Гудмана. Крім цього, лінія максимальних напружень починається від лінії нульового напруження (точка В). Цим відкидаються напруження стиску,

які володіють високою руйнівною здатністю для металів. С – точка максимального напруження, значення якої рівне половині величини межі втоми для даної сталі, визначеного на повітрі в лабораторних умовах.



1 – максимальне напруження;  
2 – мінімальне напруження

Рисунок 5 – Видозмінена діаграма Гудмана

Внаслідок довільності вибору окремих точок для побудови діаграми Гудмана конфігурація їх може бути різноманітною. Такі діаграми звичайно використовуються з метою контролю допустимих амплітуд зміни напруження для різних марок сталей, з яких виготовлені штанги, і різних умов роботи цих штанг.

Наведемо приклад використання такої діаграми:

Глибина опускання насоса, м	1070
Діаметр насоса, мм	57
Швидкість відкачування, ходів/хв	24
Довжина ходу плунжера, м	1,625
Діаметр штанг, дюйми (мм)	3/4" (19)
Площа поперечного перерізу штанги, см <sup>2</sup>	2,86

Матеріал штанг, відповідає представлений на рис. 5 діаграмі Гудмана.

Визначивши максимальне і мінімальне навантаження для даних умов, отримаємо  $P_{max}=62500\text{Н}$  і  $P_{min}=8890\text{Н}$ . Максимальне

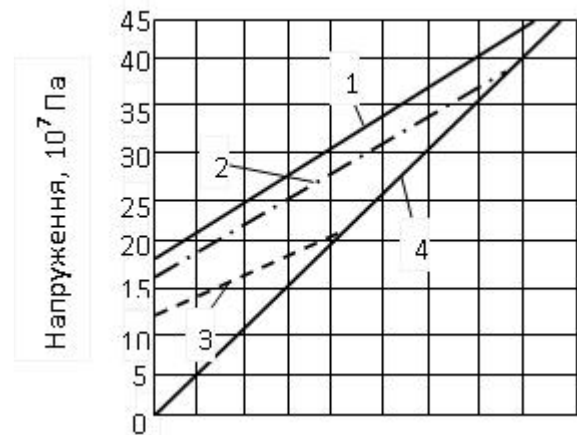
напруження становить  $\frac{62500}{0,000286} = 214\text{МПа}$ .

Відповідно даному максимальному напруженню мінімальне напруження за діаграмою рівне 122,2 МПа (точка Д на рис. 5). Розрахункове мінімальне напруження рівне

$\frac{8890}{0,000286} = 31\text{МПа}$ , знаходиться в зоні

недопустимої частоти амплітуди напружень (точка Е рис. 5). Тому за заданих умов роботи вибрані штанги використовуватися не можуть. Вибирається інший типорозмір насосних штанг, і знову проводиться їх перевірка.

Для випадку роботи колони штанг в корозійних умовах діаграми Гудмана будуються з використанням коефіцієнтів зменшення максимальних напружень. На рис. 6 представлена комбінована діаграма Гудмана для звичайних і корозійних умов.



1 – максимальне напруження під час роботи штанг зі сталі 4600 в звичайних умовах;  
2 – максимальне напруження при роботі цих штанг в мінералізованій воді (лінія побудована з використанням коефіцієнта 0,9);  
3 – максимальне напруження під час роботи цих штанг в умовах сірководневого середовища (лінія побудована з використанням коефіцієнта 0,64);  
4 – лінія мінімальних напружень

Рисунок 6 – Видозмінена діаграма Гудмана

Як видно з рисунка, корозія значно зменшує максимальні напруження і амплітуду зміни напружень.

Для виявлення характеру розподілу напружень в різьбовому з'єднанні насосних штанг було розроблено комп'ютерну скінченно-елементну осесиметричну модель стандартного з'єднання штанг діаметром 19 мм (ГОСТ 13877-96). Для розрахунку найбільш небезпечного варіанта з'єднання розміри моделі різьби ніпеля вибирались мінімально допустимими згідно ГОСТ, а розміри різьби муфти – максимальні допустимими. Матеріалом деталей з'єднання вибрана сталь 40 після нормалізації ( $E=2,1 \cdot 10^{11}\text{Па}$ ,  $\nu=0,28$ ,  $\sigma_m=420\text{МПа}$ ,  $\sigma_s=620\text{МПа}$ ). Розрахунок проводився з врахуванням пластичності матеріалу і тертя між поверхнями контакту. Для моделювання зусилля згинання з'єднання, між уступом ніпеля і опорним торцем муфти було введено ділянку матеріалу, здатного до термічного розширення в осьовому напрямку на величину  $l_z=0,0241\text{мм}$ , яка дорівнює видовженню ніпеля від попереднього затягнення:

$$l_z = \frac{F_v \cdot \delta_z}{A_z \cdot E}, \quad (1)$$

де:  $F_v=141,8\text{кН}$  – сила попереднього затягнення;

$A_z = 423 \text{ мм}^2$  – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки);

$\delta z = 15,1 \text{ мм}$  – величина деформованої частини ніпеля;

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль пружності сталі.

З аналізу скінченно-елементної моделі видно, що напруження, близькі до границі пластичності 389-444 МПа, локалізуються у перших трьох впадинах різьби і зарізьбовій канавці за відсутності зовнішнього навантаження (рис. 7). Під дією максимального навантаження розтягу вони поширюються по цілому поперечному сеченні штанги, починаючи з зарізьбової канавки до третьої впадини різьби. Під дією максимального навантаження стиску (до цього з'єднання було піддане максимальному навантаженню розтягу) високі напруження (близько 350 МПа) виникають в місці контакту упорного бурта штанги з муфтою.

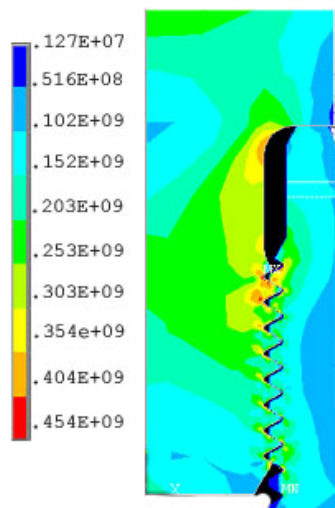


Рисунок 7 – З'єднання насосної штанги і муфти (19 мм)

Таблиця 1 – Розподіл напружень в небезпечних зонах з'єднання насосної штанги і муфти (19 мм)

Небезпечні зони	$\sigma_{M2}$ МПа
Перший радіус канавки	402
Другий радіус канавки	329
Перша впадина різьби ніпеля	454
Остання впадина різьби муфти	381

Розподіл напружень за критерієм Мізеса по впадинах вздовж різьби ніпеля відбувається наступним чином: в першому витку різьби напруження найбільше, далі відбувається спадання величини напружень, а на останніх впадинах різьби ніпеля напруження зростають. Як видно з рис. 9, найменші напруження виникають в різьбі ніпеля з подовженою зарізьбовою канавкою і з моментом згвинчування, якій рівний моменту згвинчування стандартної насосної штанги. Однак прикладання даного моменту згвинчування є недостатнім, оскільки на торцях ніпеля і муфти не виникає необхідного контакт-

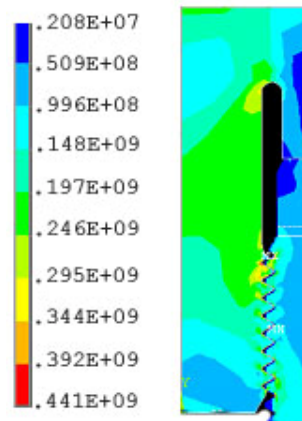


Рисунок 8 – З'єднання насосної штанги і муфти (19 мм) з подовженою до 25 мм зарізьбовою канавкою

Таблиця 2 – Розподіл напружень в небезпечних зонах з'єднання насосної штанги і муфти (19 мм) з подовженою до 25 мм зарізьбовою канавкою

Небезпечні зони	$\sigma_{M2}$ МПа
Перший радіус канавки	324
Другий радіус канавки	292
Перша впадина різьби ніпеля	441
Остання впадина різьби муфти	368

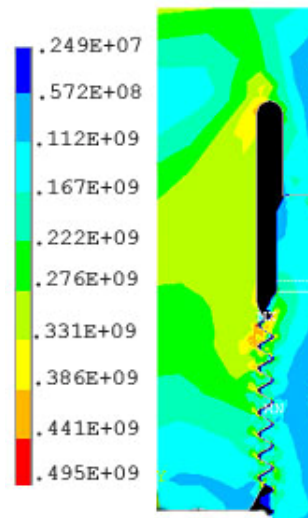
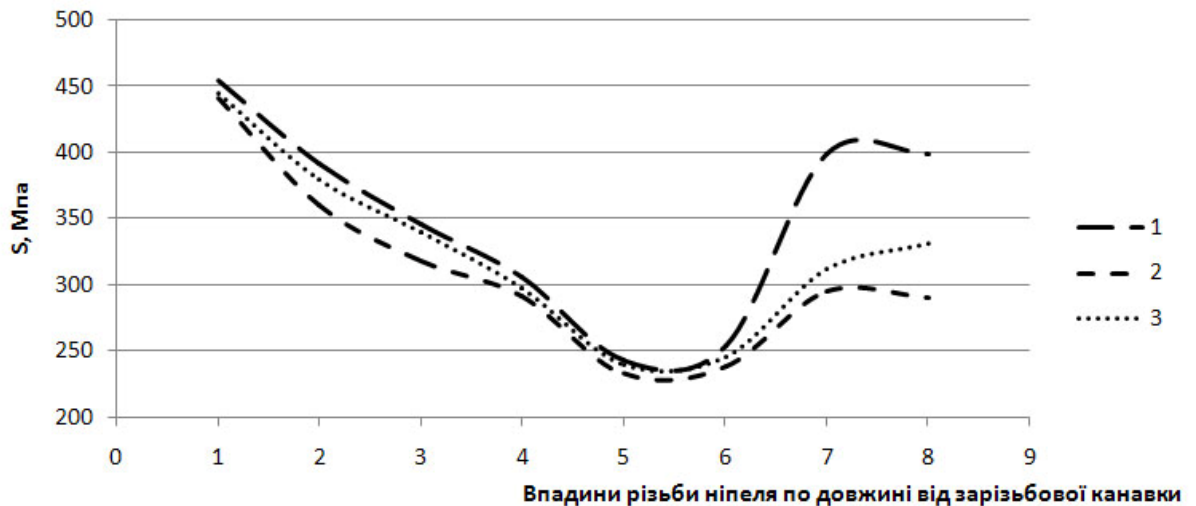


Рисунок 9 – З'єднання насосної штанги і муфти (19 мм) з подовженою зарізьбовою канавкою (25 мм) і збільшеним моментом зтягування

Таблиця 3 – Розподіл напружень в небезпечних зонах з'єднання насосної штанги і муфти (19 мм) з подовженою до 25 мм зарізьбовою канавкою і збільшеним моментом зтягування

Небезпечні зони	$\sigma_{M2}$ МПа
Перший радіус канавки	401
Другий радіус канавки	325
Перша впадина різьби ніпеля	423
Остання впадина різьби муфти	445



1 – стандартна штанга діаметром 19 мм, 2 – штанга діаметром 19 мм з подовженою зарізьбованою канавкою, 3 – штанга діаметром 19 мм з подовженою зарізьбованою канавкою і збільшеним моментом затягування з'єднання

**Рисунок 10 – Графічні залежності розподілу напружень за критерієм Мізеса по впадинах різьби ніпеля насосної штанги діаметром 19 мм і різним виконанням зарізьбованих канавок**

ного напруження, яке б не дозволило з'єднанню самовільно розгвинчуватися під час роботи.

Отже, зі збільшенням моменту згвинчування ніпеля з подовженою зарізьбованою канавкою (рис. 9) відбувається такий розподіл напружень за критерієм Мізеса, коли зростають напруження на торцях ніпеля і муфти, а також напруження у впадинах витків різьби.

Проаналізувавши залежності (рис. 10) розподілу напружень за критерієм Мізеса по впадинах різьби ніпеля насосної штанги діаметром 19 мм і різним конструктивним виконанням зарізьбованих канавок, можна зробити висновок, що найкращий розподіл напружень відбувається в ніпелі з подовженою зарізьбованою канавкою і збільшеним моментом згвинчування. Використання з'єднання з недостатнім моментом згвинчування (з подовженою зарізьбованою канавкою і рекомендованим стандартним моментом згвинчування) не забезпечує створення контактних напружень стиску в стику ніпеля і муфти.

### Література

1 Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.

2 Копей Б.В. Обзор конструкций буровых ключей та методик визначення моментів згвинчування замкових різьбових з'єднань / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. – 2007. – № 1(15). – С.73-83.

3 ГОСТ 13877-96. Межгосударственный стандарт. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. – Киев: Госстандарт Украины, 2002. – 28 с.

4 Копей Б.В. Крутний момент штангообертача для повертання склопластикових насосних штанг та оцінка міцності з'єднання їх головок / Б.В. Копей, О.В. Максимук, Н.М. Щербина, Ю.С. Зінченко // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 4(25). – С.132-139.

5 Ришмюллер Г. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами: Пер. с нем. / Г.Ришмюллер, Х.Майер. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.

6 Хусаинов Р.С. Промысловые исследования влияния момента свинчивания на работоспособность резьбовых соединений глубиннонасосных штанг / Р.С. Хусаинов, Н.И. Корольов, Ю.Г. Вагапов // Нефтепромысловое дело. – 1972. – №7. – С.21-25.

7 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.

8 Персиянцев М.Н. Добыча нефти в осложненных условиях / М.Н. Персиянцев. – М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2000. – 653 с.

9 Муравьев И.М. Насосная эксплуатация скважин за рубежом / И.М. Муравьев, И.Т. Мищенко. – М.: Недра, 1967. – 240 с.

Стаття поступила в редакційну колегію  
25.03.09

Рекомендована до друку професором  
Д. Ю. Петриною