

МЕХАНІКА МАТЕРІАЛІВ

УДК 621.88

DOI: 10.31471/1993-9965-2019-1(46)-7-15

ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ДВООПОРНИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ПУСТОТІЛИХ НАСОСНИХ ШТАНГ

¹В. Б. Копей*, ¹О. Р. Онисько, ²Ю. Ю. Жигуц

¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: vkopey@gmail.com

²Державний вищий навчальний заклад "Ужгородський національний університет";
88000, м. Ужгород, вул. Підгірна, 46; e-mail: yuzhiguts@gmail.com

Частими відмовами стандартних різьбових з'єднань пустотілих насосних штанг є їх втомні поломки, самовідгвинчування та втрата герметичності. В основному, це спричинено такими недоліками конструкції, як нерівномірний розподіл навантаження по витках різьби, недостатня площа опори, концентрація напружень у зарізьбовій канавці, низький опір навантаженням згину і кручення. За допомогою ітеративного проектування, яке базується на параметричному геометричному моделюванні та методі скінченних елементів, обґрунтовано доцільність застосування двоопорних різьбових з'єднань для пустотілих насосних штанг та удосконалено їх конструкцію. Удосконалене з'єднання має два опорних торця, модифіковані зарізьбові канавки з еліптичним профілем, корекцію першого витка різьби ніпеля та оптимальні величини натягів. Завдяки цьому з'єднання володіє більшою герметичністю, міцністю під час згину, кручення та стиску, вищим опором до самовідгвинчування, більш рівномірним розподілом навантаження на витки та більшою втомною міцністю у порівнянні зі стандартним. Збільшено значення коефіцієнта запасу втомної міцності в зоні першого витка ніпеля на 13..14 одиниць, в зоні останнього витка муфти на 2,6...4, в зоні зарізьбової канавки ніпеля на 0...0,4. Застосування пружного елемента на додатковій опорі дозволило збільшити допуск натягу на ній до 0,2 мм, що робить непотрібним контроль натягу перед згвинчуванням. Навіть після пошкодження пружної частини та втрати натягу на додатковій опорі з'єднання буде міцнішим за стандартне. У разі ремонту штанг удосконалені ніпелі можна легко впровадити шляхом приварювання їх до тіла штанги. Існує також можливість впровадження двоопорних циліндричних з'єднань без значної модифікації стандартного ніпеля.

Ключові слова: напруження, втома, герметичність, натяг, параметрична геометрична модель, метод скінченних елементів, ітеративне проектування.

Частими отказами стандартных резьбовых соединений пустотелых насосных штанг являются их усталостные поломки, самоотвинчивание и потеря герметичности. В основном, это вызвано такими недостатками конструкции, как неравномерное распределение нагрузки по виткам резьбы, недостаточная площадь опоры, концентрация напряжений в резьбовой канавке, низкое сопротивление нагрузкам сгиба и кручения. С помощью итеративного проектирования, которое базируется на параметрическом геометрическом моделировании и методе конечных элементов, обоснована целесообразность применения двухопорных резьбовых соединений для пустотелых насосных штанг и усовершенствована их конструкция. Усовершенствованное соединение имеет два упорных торца, модифицированные зарезьбовые канавки с эллиптическим профилем, коррекцию первого витка резьбы ниппеля и оптимальные величины натягов. Благодаря этому соединение обладает большей герметичностью, прочностью при сгибе, кручении и сжатии, более высоким сопротивлением самоотвинчиванию, более равномерным распределением нагрузки на витки и большей усталостной прочностью по сравнению со стандартным. Увеличено значение коэффициента запаса усталостной прочности в зоне первого витка ниппеля на 13...14 единиц, в зоне последнего витка муфты на 2,6...4, в зоне зарезьбовой канавки ниппеля на 0...0,4. Применение упругого элемента на дополнительном

упоре дозволило збільшити допуск натяга на нем до 0,2 мм, що робить контроль натяга перед свинчуванням. Навіть після пошкодження пружної частини та втрати натяга на додатковому упорі з'єднання буде міцніше стандартного. В разі ремонту штанг удосконалені ніпелі можна легко вводити шляхом зварювання їх з тілом штанги. Існує також можливість впровадження двохплечових циліндричних з'єднань без значущої модифікації стандартного ніпеля.

Ключеві слова: напруження, втоми, герметичність, натяг, параметрична геометрична модель, метод кінцевих елементів, ітеративне проектування.

Frequent failures of standard threaded connections of hollow sucker rods are caused by their fatigue failures, self-loosening and leakages. This is mainly caused by such design flaws as unequal load on threads, insufficient shoulder area, stress concentration in the groove, low resistance to bending and torsion loads. Using iterative design, based on parametric geometric modeling and the finite element method, the feasibility of using double shoulder threaded connections for hollow sucker rods has been proved and their design has been improved. The improved connection has two shoulders, modified grooves with an elliptical profile, correction of the first turn of the nipple thread and optimal values of interferences. Due to this, the joint has greater tightness, strength at bending, torsion and compression, higher resistance to self-loosening, more equal load on the threads and greater fatigue strength compared to the standard one. The value of the fatigue safety factor in the area of the first turn of the nipple thread is increased by 13...14, in the area of the last turn of the coupling – by 2.6...4, in the area of the nipple groove by 0...0.4. The use of an elastic element on an additional shoulder allowed increasing the tolerance of the interference on it to 0.2 mm, making it unnecessary to control dimensions before screwing. Even after damage to the elastic part and loss of tension on an additional shoulder, the connection has greater strength than the standard one. In case of rod repairs, improved nipples can be easily implemented by welding them to the rod body. There is also the possibility of implementation of double shoulder cylindrical connections without modifying the standard nipple.

Keywords: stress, fatigue, tightness, preload, parametric geometric model, finite element method, iterative design.

Вступ. Основними проблемами експлуатації стандартних різбових з'єднань насосних штанг є їх втомні поломки та самовідгвинчування [1]. Втомні поломки спричинені нерівномірним розподілом навантаження по витках різьби і значною концентрацією напружень у зарізьбовій канавці. Їм також сприяє низький опір з'єднання навантаженням згину, послаблення натягу з'єднання, корозія та зношування зовнішньої поверхні муфти. Причиною самовідгвинчувань є нерівномірний розподіл навантаження по витках, недостатня площа опори, навантаження стиску, згину і кручення, які можуть виникати у нижній частині штангової колони. Стандартні з'єднання пустотілих штанг мають додаткову проблему – низьку герметичність. Тому необхідно розробити більш надійну конструкцію з'єднання та дослідити її експлуатаційні характеристики.

Аналіз сучасних досліджень і публікацій. Відомі двоопорні кінцеві замкові з'єднання бурових труб, які застосовуються в складних умовах буріння [2, 3]. У порівнянні з одноопорними вони витримують більший крутний момент, володіють більш рівномірним навантаженням на витки [2] та вищою герметичністю. Відомі дослідження таких з'єднань методом скінченних елементів (МСЕ), в тому числі на основі 3D моделей з гвинтовою різьбою, що дозволяє моделювати згин і кручення [4, 5, 6, 7,

8]. Нижче виконано огляд досліджень і проаналізовано переваги і недоліки наступних з'єднань: циліндричного і кінцевого, одноопорного і двоопорного, з зарізьбовими канавками і без них.

Перевагою кінцевих з'єднань є швидкість і зручність згвинчування. Відповідно зменшується імовірність пошкодження різьби під час згвинчування. Операції згвинчування-розгвинчування для насосних штанг виконуються не так часто, тому кінцеве з'єднання не є обов'язковим. Недоліком кінцевого з'єднання є нижча втомна міцність ніпеля внаслідок зменшення його діаметра в зоні торця. Втомна міцність муфти в зоні останнього витка може бути вищою внаслідок збільшення її товщини. Зменшення конусності дозволяє збільшити площі опор і збільшити міцність під час кручення, згину і стиску [6].

В одноопорному з'єднанні розподіл напружень по впадинах різьби ніпеля дуже нерівномірний – навантажені тільки перші витки [1, 4]. Розподіл напружень в двоопорному з'єднанні більш рівномірний, але з певним недонавантаженням середніх витків [5, 7, 8]. Розподіл навантажень по витках є важливою характеристикою з'єднання і визначає його опір самовідгвинчуванню і герметичність. Однак за ним не можна робити висновок про втомну міцність з'єднання.

Двоопорне з'єднання володіє вищою міцністю опор до великого крутного моменту [6]. Збільшення крутного моменту не спричиняє різкого зростання напружень в перших витках ніпеля [7]. Міцність на кручення залежить від площ опор [3, 6]. На основі 3D моделей з гвинтовою різьбою виявлено, що таке з'єднання володіє кращою статичною і втомною міцністю під час кручення, стиску, розтягу та згину [6, 7, 8].

Недоліком двоопорного з'єднання є суттєва залежність втомної міцності від відношення натягів на основній (зовнішній) і додатковій (внутрішній) опорах [4, 9]. Доведено, що використання додаткової опори може покращити розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків, але завеликий натяг на внутрішньому торці може спричинити руйнування муфти [4]. Це потребує малих допусків довжини ніпеля і глибини муфти. Необхідно також контролювати ці розміри перед згинчуванням, оскільки торці можуть бути пошкоджені під час експлуатації. Для подолання цього недоліку в з'єднанні можна застосовувати пружні або пластичні елементи, наприклад, постійні пружні або змінні пластичні шайби в зоні додаткової опори. Їхня жорсткість або пластичність повинні залежати від потрібної величини допуску натягу і контактного тиску на додатковій опорі.

Збільшення довжини зарізьбової (розвантажувальної) канавки призводить до зменшення концентрації напружень у зоні перших робочих витків різьби [1]. 3D моделювання двоопорних з'єднань показало, що збільшення довжини плечей (без канавок) та зменшення конусності призводить до вищої статичної і втомної міцності, особливо під час кручення [6]. В двоопорних з'єднаннях необхідні зарізьбові канавки в ніпелі і муфті. Їх недолік – збільшення довжини з'єднання. Крім того, значне збільшення довжини зарізьбової канавки спричиняє зменшення її жорсткості і вимагає оптимізації величин натягів.

Формулювання цілей статті. Метою дослідження є обґрунтування доцільності застосування двоопорних різьбових з'єднань пустотілих насосних штанг шляхом моделювання напружено-деформованого стану їх різних варіантів та обчислення значень еквівалентних напружень і коефіцієнта запасу втомної міцності.

Для досягнення мети застосовано методику дослідження та проектування, яка використовує геометричну та скінченно-елементну параметричні моделі з'єднання, що здатні до внесення

нових елементів, базу знань з результатами досліджень різьбових з'єднань та передбачає виконання послідовних або паралельних циклів проектування (ітерації), що можуть складатися з таких етапів:

1. Формулювання множини вимог до з'єднання та гіпотез щодо його удосконалення.

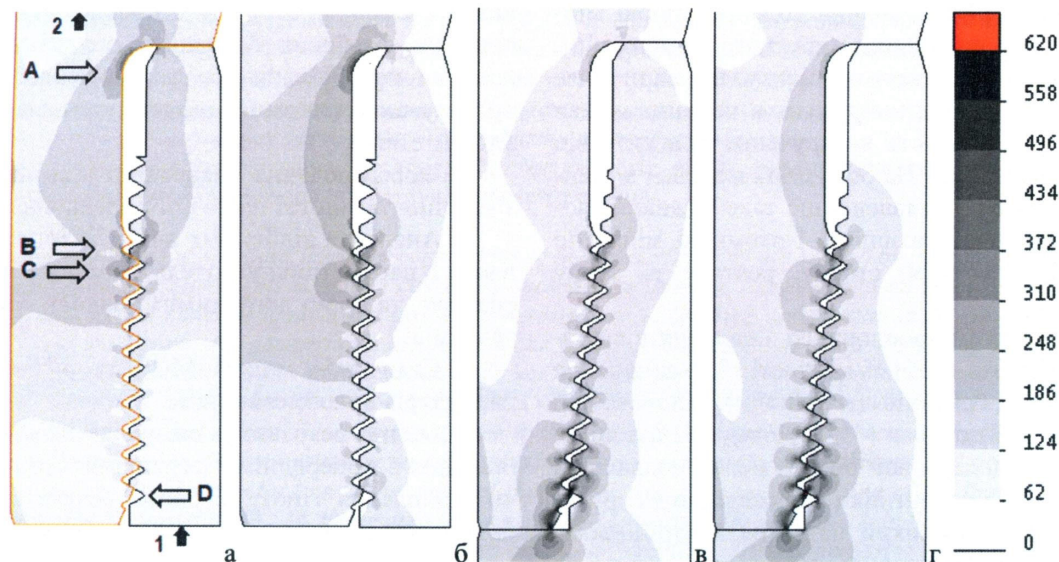
2. Аналіз та відбір цих вимог і гіпотез. Додання в параметричну модель елемента, який їх реалізує, та вибір допустимих значень його параметрів.

3. Симуляція моделі МСЕ та оптимізація параметрів нового елемента.

4. Оцінка результатів симуляції шляхом порівняння з попередніми ітераціями. Прийняття чи відхилення гіпотези. Запис результатів до бази знань.

Висвітлення основного матеріалу дослідження. У зв'язку зі складністю формалізації задачі, наявності багатьох вимог, параметрів та критеріїв оптимальності ця методика повинна опиратись на інформаційну систему, яка ізоморфна до інших складних систем і володіє загальносистемними закономірностями [10]. З цих закономірностей випливає, що на різних етапах проектування повинні використовуватись різноманітні методи, які доповнюють одне одного, наприклад, якісні і кількісні, евристичні і детерміновані, аналітичні і синтетичні, теоретичні і емпіричні. Так, етап 1 повинен, в основному, використовувати якісні та евристичні методи (морфологічні, "мозкової атаки", експертних оцінок) та більше опиратись на інтуїцію і досвід проектувальника. Процес проектування може мати самоподібну структуру – етапи ітерації можуть містити ізоморфні до неї субітерації. Для прикладу, в етапі 3 такі субітерації призначені для оптимізації параметрів.

Параметрична геометрична модель з'єднання насосних штанг розроблена в SOLIDWORKS. Осесиметричні скінченно-елементні моделі розроблено в SOLIDWORKS Simulation 2018. Матеріалом деталей є сталь з границею пружності 620 МПа та границею міцності 724 МПа з моделлю пластичності за Мізесом. Вибрано опцію великих деформацій (Large Strain Option). Створено глобальний контакт поверхонь без проникнення, а на упорних торцях – контакт "гаряча посадка" (Shrink Fit), що дозволяє моделювати натяги. Введено коефіцієнт тертя спокою поверхонь в умовах змащення 0,16. На нижньому торці муфти 1 (рис. 1а) задано граничну умову симетрії, а на верхній торець ніпеля 2 діє тиск, який утворює в тілі штанги напруження розтягу $p=0$ МПа



а, б – стандартне з'єднання з $\Delta_1=0,06$ мм; в, г – конічне двоопорне з'єднання з $\Delta_1=\Delta_2=0,04$ мм;
а, в – $p=0$ МПа; б, г – $p=150$ МПа

Рисунок 1 – Напруження за критерієм Мізеса-Губера (МПа) у з'єднанні пустотілих штанг

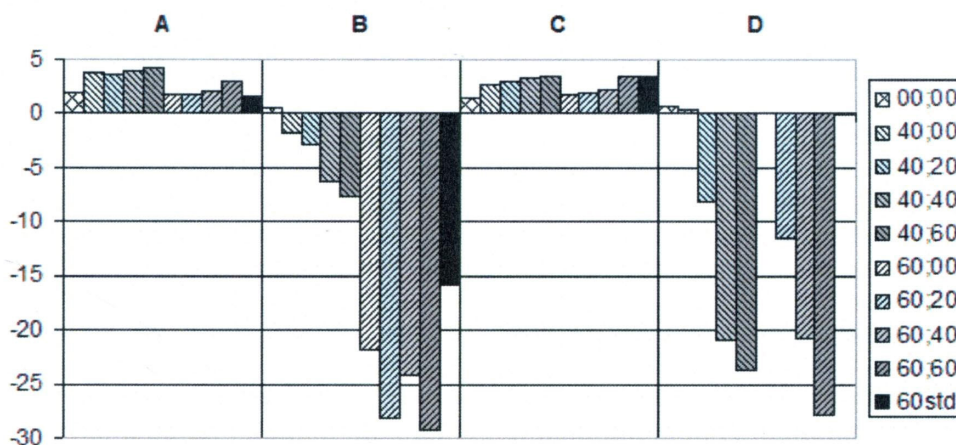


Рисунок 2 – Значення FOS у небезпечних зонах з'єднання для різних величин натягів Δ_1 (перше число), Δ_2 (друге число) (мкм)

(перший крок) та $p=150$ МПа (другий крок). Тип сітки "Blended curvature-based mesh", максимальний розмір елементів – 2 мм, мінімальний – 0,2 мм, мінімальна кількість елементів на колі – 8, показник росту розміру елементів – 1,1. Такі налаштування дозволяють отримати дрібну сітку в зоні різьби і велику в інших зонах. Для обчислення значень коефіцієнта запасу втомної міцності (FOS) для циклу навантаження $p=0..150$ МПа використовували залежність Сайнса [11] зі значенням границі витривалості 207 МПа. Ці значення FOS можна використовувати для відносного порівняння різних варіантів з'єднання, але не для точного прогнозування їх ресурсу. Авторами розроблено програму для автоматизації обчислення значення FOS (<https://github.com/vkorepy/FOS>).

Спочатку порівнювали стандартне з'єднання пустотілих штанг діаметром 25 мм (ГОСТ 31825-2012) та двоопорне з'єднання з конічною різьбою з кутом нахилу до осі $7,125^\circ$. Інші параметри двоопорного з'єднання відповідають стандартному. За даними експлуатації стандартних з'єднань [1] найменшу втомну міцність мають зони А, В, С, D (рис. 1). В цих зонах розраховані значення FOS (рис. 2) для різних величин натягів на основній Δ_1 і додатковій Δ_2 опорах. Стандартне з'єднання з натягом 60 мкм на рисунку позначено як "60std".

Порівняння варіантів "60std" та "60;00" (рис. 2) підтверджує гіпотезу про нижчу втомну міцність конічного ніпеля, але втомна міцність конічної муфти підвищується незначно. У незв'язаного з'єднання ($\Delta_1=\Delta_2=0$) значення FOS

в зонах А, С найменше, а в зонах В, D – найбільше. Проте експлуатація незгвинченого з'єднання неприпустима. Натяг $\Delta_1=0,06$ мм зменшує значення FOS в усіх цих зонах (в зоні В суттєво) у порівнянні з натягом 0,04 мм. Отже, в даному випадку, оптимальне значення Δ_1 потрібно шукати біля значення 0,04 мм.

В двоопорному з'єднанні розподіл еквівалентних напружень по витках різьби ніпеля більш рівномірний (рис. 1). Внаслідок значної жорсткості муфти збільшення натягу Δ_2 різко підвищує напруження в зоні D, контактні напруження на додатковій опорі (рис. 1), значення FOS в зонах А, С і різко зменшує його в зонах В, D (рис. 2). Більше це властиво для натягу $\Delta_1=0,06$ мм. Найбільше зменшується FOS в зоні D. Збільшення натягу Δ_2 може бути корисним для запобігання самовідгвинчуванню з'єднання і підвищення герметичності, але суттєво зменшує втомну міцність в зоні D, що вимагає застосування матеріалу муфти з більшою границею витривалості, або додаткових конструктивних рішень для зменшення концентрації напружень у зонах В, D (зарізьбова канавка заданої довжини, зріз витків та ін.). Найбільш перспективним є комплексне рішення – зарізьбова канавка, корекція перших витків або попереднє деформування з'єднання високим моментом згвинчування [1].

Оптимальним натягами в конічному двоопорному варіанті з'єднання (рис. 1в, г) можуть бути $\Delta_1=0,04\pm 0,01$, $\Delta_2=0,04^{+0,02}$. Вони забезпечують вищу втомну міцність ніпеля, ніж стандартне з'єднання, але їх застосування вимагає додаткового забезпечення втомної міцності муфти. Натяг Δ_2 не повинен бути значно більшим Δ_1 .

Наступним етапом є дослідження двоопорних конічних з'єднань із зарізьбовою канавкою на ніпелі і муфті. Нижче описано послідовність ітерацій дослідження.

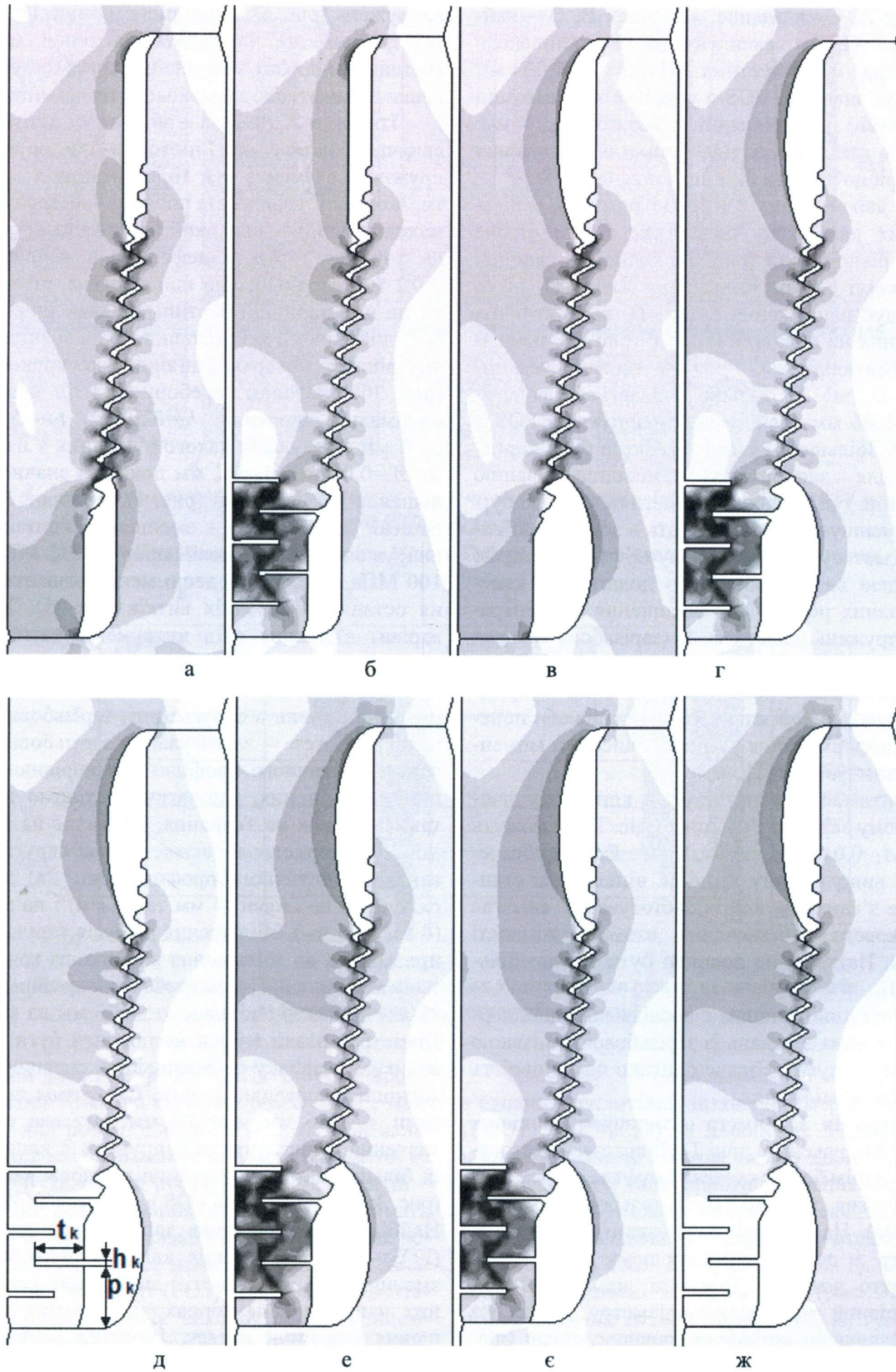
Ітерація 1. Вимога – зменшити концентрацію напружень у зоні D. Гіпотеза – застосування зарізьбової канавки муфти, жорсткість якої нижча за жорсткість різьбової частини (рис. 3а). На жорсткість канавки впливають її діаметр і довжина. У першому наближенні прийнято довжину 16 мм та діаметр 30 мм, який рівний мінімальному діаметру різьби. Без змін залишено зарізьбову канавку ніпеля (діаметр 31,04 мм, довжина 20 мм). Округлення канавок має максимальні можливі значення радіусів - 3 мм. Натяги $\Delta_1=0,06$ мм, $\Delta_2=0,06$ мм. У порівнянні з аналогічним з'єднанням без канавок "60;60" (рис. 2) досягнуто дещо вищого значення FOS у зонах В і D (рис. 4). Розподіл

напружень (рис. 5) більш рівномірний. Контактні напруження на додатковій опорі можна зменшити шляхом зменшення жорсткостей канавки на муфті або додаткового плеча ніпеля.

Ітерація 2. Вимога – збільшити допуск на величину натягу Δ_2 . Гіпотеза – застосування пружного елемента між торцями ніпеля і муфти. Жорсткість елемента повинна забезпечувати максимальний можливий контактний тиск на торці та пружну деформацію величиною 0-0,2 мм. Технологічно найпростіше виготовити на циліндричній частині канавки шириною h_k і глибиною t_k , які розташовані на зовнішній і внутрішній поверхні циліндра з кроком p_k (рис. 3б). Методом перебору по сітці знайдені оптимальні значення: $h_k=0,5$ мм, $t_k=4,5$ мм, $p_k=6$ мм. Симуляція такого з'єднання з натягами $\Delta_1=0,06$ мм, $\Delta_2=0,2$ мм показала значне збільшення FOS в зоні D (рис. 4) порівняно з ітерацією 1. Недоліком є зменшення контактних напружень на додатковій опорі з 200 МПа до 100 МПа (рис. 3б) та дещо менше навантаження останніх і середніх витків (рис. 5). Такий варіант з'єднання слід використовувати тоді, коли немає можливості контролювати натяг Δ_2 .

Ітерація 3. Вимога – зменшення концентрації напружень в скругленнях зарізьбових канавок. Гіпотеза – застосування зарізьбових канавок еліптичного профілю для вирівнювання напружень в них. Спочатку дослідимо вплив таких канавок на з'єднання, отримане на ітерації 1. Використаємо асиметричне скруглення канавок еліптичного профілю (рис. 3в) двома радіусами на ніпелі (4 мм та 10 мм) і на муфті (4 мм та 8 мм). Збільшення радіусів скруглення призводить до збільшення жорсткості канавки, тому мінімальний діаметр канавки зменшено до 28 мм на ніпелі і збільшено до 35 мм на муфті. Діаметр канавки муфти не повинен бути дуже великим у зв'язку з можливістю спрацювання зовнішньої поверхні муфти. Симуляція з натягами $\Delta_1=0,06$ мм, $\Delta_2=0,06$ мм показала менші значення еквівалентних напружень в канавках, їх більш рівномірний розподіл вздовж канавки (рис. 3в) та збільшення FOS в усіх зонах (рис. 4). Найбільш небезпечною залишається зона В (FOS=-11). Модифікація канавки призвела до зменшення її жорсткості і зменшення контактних напружень на торцях, що вимагає збільшення величини натягу. Розподіл напружень (рис. 5) дещо гірший, ніж у ітерації 1.

Ітерація 4. Вимога і гіпотеза – як у ітерації 2. Симуляція з $\Delta_1=0,06$ мм та $\Delta_2=0,2$ мм свідчить, що застосування пружного елемента не зменшує втомну міцність з'єднання (рис. 4). Небезпечною залишається зона В (FOS=-8).



результати ітерації 1 (а), 2 (б), 3 (в), 4 (г), 5 (д), 6 (е), 8 (е), 9 (ж)

Рисунок 3 – Напруження за критерієм Мізеса-Губера (МПа) в з'єднанні порожнистих штанг для $p=150$ МПа

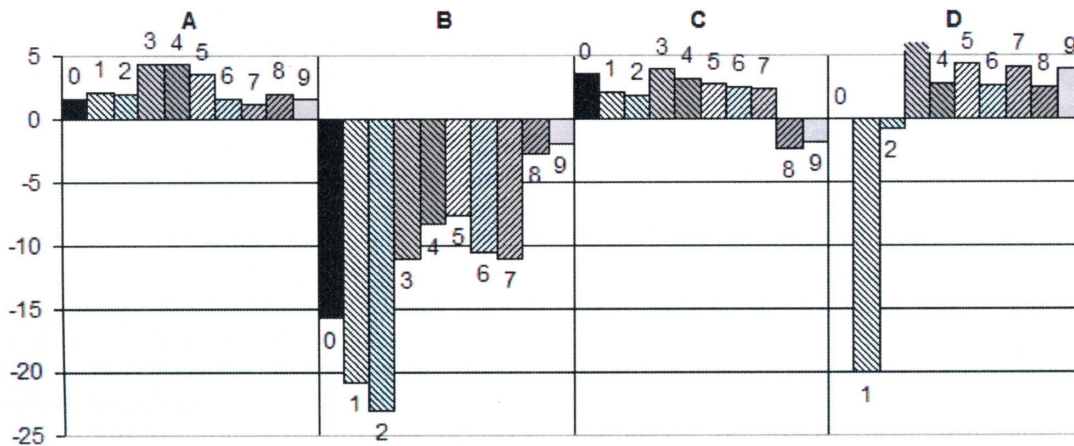


Рисунок 4 - Значення FOS у небезпечних зонах з'єднання для результатів ітерації 1-9

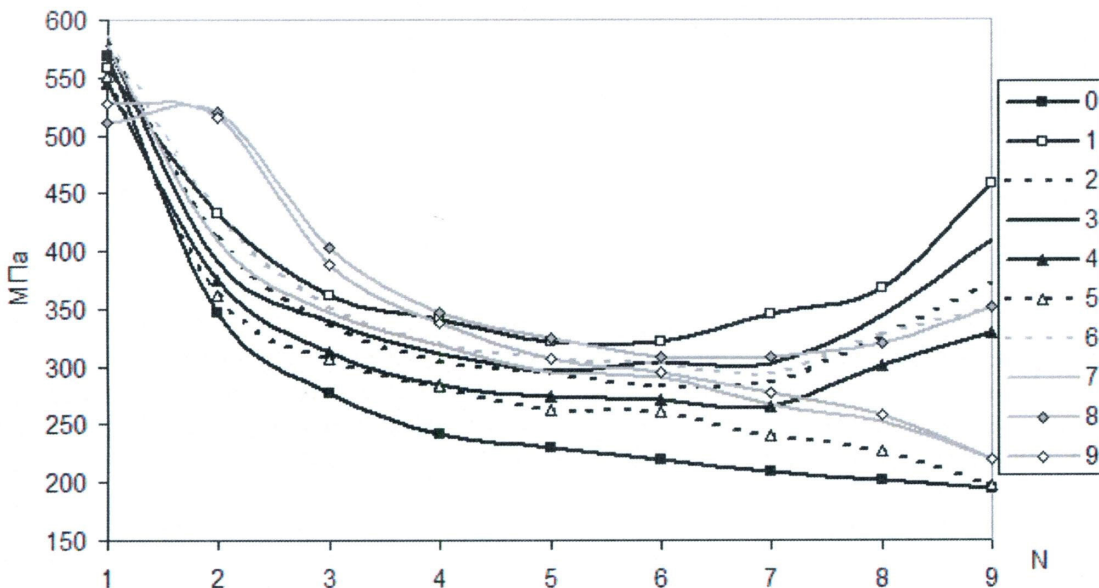


Рисунок 5 – Значення еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера в западинах різьби ніпеля (стандартне 0 та ітерації 1-9)

Розподіл напружень (рис. 5) кращий, ніж у стандартного з'єднання, але гірший, ніж у ітераціях 1-3. У порівнянні з ітерацією 2 контактні напруження на додатковій опорі незначно зменшилися (рис. 3г).

Ітерація 5. У зв'язку з можливістю пошкодження пружної частини необхідно довести роботоздатність результату ітерації 4 для натягу $\Delta_2=0$. Результати симуляції для $\Delta_1=0,06$ мм показують, що втомна міцність з'єднання не погіршується (рис. 4). Розподіл напружень (рис. 3д, 5) дещо кращий, ніж у стандартного.

Ітерація 6. Вимога – збільшити контактні напруження на основній опорі. Методом перебору знайдено значення натягу $\Delta_1=0,07$ мм, який забезпечує орієнтовне значення контактних напружень на основній опорі 100 МПа для $p=150$ МПа (рис. 3е). Натяг $\Delta_2=0,2$ мм. Резуль-

тати показують, що збільшення натягу Δ_1 до 0,07мм не суттєво погіршує втомну міцність з'єднання (рис. 4). Небезпечною залишається зона В (FOS=-10), але вона міцніша, ніж в стандартному з'єднанні (FOS=-16). Розподіл напружень (рис. 5) дещо гірший, ніж у ітерації 2.

Ітерація 7. Перевірка роботоздатності з'єднання під час втрати натягу $\Delta_2=0$. Натяг $\Delta_1=0,07$ мм. В цьому випадку значення FOS в зоні В зменшується до -11, але є більшим, ніж в стандартному (рис. 4). Розподіл напружень (рис. 5) є кращим, ніж у стандартного з'єднання.

Ітерація 8. Вимога – збільшити значення FOS у зоні В. Для цього можна застосувати відомі рішення – корекція перших витків або попереднє деформування з'єднання високим моментом згинчування з метою перерозподілу

навантаження на інші витки. В даному випадку створена асиметрична фаска 1,5x0,01 мм на вершині робочої стороні першого витка ніпеля. Це створює зазор величиною 3..9 мкм між профілем витка ніпеля і муфти. Натяги $\Delta_1=0,07$ мм, $\Delta_2=0,2$ мм. Результат – значне зменшення напружень (рис. 3є) та збільшення значення FOS в зоні В (рис. 4). Тепер значення FOS у зонах В і С майже рівні. Розподіл напружень (рис. 5) гірший, ніж у ітерацій 1, 2, 3, але кращий, ніж у інших ітерацій.

Ітерація 9. Перевірка роботоздатності з'єднання під час втрати натягу Δ_2 . ($\Delta_1=0,07$ мм, $\Delta_2=0$). Значення FOS майже не змінились (рис. 4). Розподіл напружень (рис. 3ж, 5) кращий, ніж у ітерації 7.

У двох останніх ітераціях зменшено навантаження на перший виток ніпеля, але збільшено на наступні три. Ці витки теж можна коректувати, для перерозподілу навантаження на середню частину різьби. Проте обчислення оптимальної величини корекції на кожному витку є предметом окремих досліджень.

Оскільки наявність конуса не підвищує втомної міцності з'єднання і не значно змінює площі поперечного перетину деталей, а операції згинчування-роззгинчування не є частими, то слід також розглянути можливість застосування двоопорного циліндричного з'єднання. Таке з'єднання можна легко впровадити без значної модифікації стандартного ніпеля. Потрібно тільки скоригувати шляхом точіння форму канавки і виготовити нові муфти із запропонованою в статті конструкцією (рис. 3в-ж). Пружний елемент в зоні додаткової опори може бути окремою деталлю з'єднання. Симуляція такого з'єднання показала, що розподіл еквівалентних напружень подібний на розподіл на рис. 3є, а значення FOS в зонах А, В, С, D рівне 2,3; -3,6; -0,9; 0. Це майже відповідає варіанту 8 (рис. 4).

Висновки

Заснована на параметричному геометричному моделюванні та МСЕ ітеративна методика проектування дозволила підтвердити доцільність застосування двоопорних різьбових з'єднань для пустотілих насосних штанг та удосконалити їх конструкцію. Завдяки двом опорам, модифікованим зарізьбовим канавкам з еліптичним профілем, корекції першого витка різьби ніпеля та оптимізації натягів удосконалене двоопорне з'єднання володіє більшою міцністю під час згину, кручення та стиску, вищим опором до самовідгвинчування та герме-

тичністю, більш рівномірним розподілом навантаження на витки та більшою втомною міцністю у порівнянні зі стандартним. Коефіцієнт запасу втомної міцності збільшено в зоні першого витка ніпеля на 13..14, в зоні останнього витка муфти на 2,6..4, в зоні зарізьбової канавки ніпеля на 0..0,4.

Застосування пружного елемента на додатковій опорі дозволило збільшити допуск натягу на ній до 0,2 мм, що робить непотрібним контроль натягу перед згинчуванням. Навіть після пошкодження пружної частини та втраті натягу на додатковій опорі з'єднання буде міцнішим за стандартне.

У разі ремонту штанг удосконалені ніпелі можна легко впровадити шляхом приварювання їх до тіла штанги. Двоопорні циліндричні з'єднання можна впровадити без значної модифікації стандартного ніпеля.

Література

1. Копей В. Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.12. Івано-Франківськ, 2004. 175 с.
2. The NOV Grant Prideco™ GPDS connection. URL: [https://www.nov.com/Segments/Wellbore_Technologies/Grant_Prideco/Connection_Technologies/Grant_Prideco_Double_Shoulder_\(GPDS\)_connection.aspx](https://www.nov.com/Segments/Wellbore_Technologies/Grant_Prideco/Connection_Technologies/Grant_Prideco_Double_Shoulder_(GPDS)_connection.aspx) (Last accessed: 10.02.2019).
3. Ultra high torque double shoulder tool joint: US Patent No: 5908212 ; filed May 2, 1997 ; date of patent Jun. 1, 1999.
4. Аналіз сучасних конструкцій замкових з'єднань обважнених буриньних труб / Артım В. І. та ін. *Нафтогазова енергетика*. 2017. № 2(28). С. 22-30.
5. Numerical and experimental distribution of stress fields for double shoulder tool joint / Yuanhua Lin et al. *Engineering Failure Analysis*. 2011. Volume 18, Issue 6. P. 1584-1594.
6. Zhu X., Zhi Z. Design of an ultra-high torque double shoulder drill-pipe tool joint for extended reach wells. *Natural Gas Industry B*. 2017. Volume 4, Issue 5. P. 374-381.
7. Dong L., Zhu X., Yang D. Study on mechanical behaviors of double shoulder drill pipe joint thread. *Petroleum*. 2018. URL : <https://doi.org/10.1016/j.petlm.2018.01.004> (Last accessed: 10.02.2019).
8. Three-dimensional mechanical analysis of the double-shouldered tool joint / Di Q. et al. *Shiyou Xuebao/Acta Petrolei Sinica*. 2012. Volume 33. P. 871-877.

9. The influence of clearance of secondary shoulder on performance of double shoulder drill pipe joint / Chen F. et al. *Gongcheng Lixue/Engineering Mechanics*. 2013. Volume 30. P. 353-357.

10. Копей В. Б. Абстрактна модель інформаційної системи підтримки життєвого циклу виробу. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2017. № 2(38). С. 71-96.

11. Sines G. Behavior of metals under complex static and alternating stresses / eds. G. Sines, J. L. Waisman. *Metal Fatigue*. New-York : McGraw-Hill, 1959. P. 145-169.

10 Kopei V. B. Abstraktna model informatsiinoi systemy pidtrymky zhyttievoho tsykladu vyrobu. *Prykarpatskyi visnyk NTSsh. Chyslo*. 2017. No 2(38). P. 71-96.

11. Sines G. Behavior of metals under complex static and alternating stresses / eds. G. Sines, J. L. Waisman. *Metal Fatigue*. New-York : McGraw-Hill, 1959. P. 145-169.

References

1 Kopei V. B. Pidvyshchennia resursu shtanhovoi kolony pry vydobutku parafinystykh naft: dys. ... kand. tekhn. nauk : 05.05.12. Ivano-Frankivsk, 2004. 175 p.

2. The NOV Grant Prideco™ GPDS connection. URL: [https://www.nov.com/Segments/Wellbore_Technologies/Grant_Prideco/Connection_Technologies/Grant_Prideco_Double_Shoulder_\(GPDS\)_connection.aspx](https://www.nov.com/Segments/Wellbore_Technologies/Grant_Prideco/Connection_Technologies/Grant_Prideco_Double_Shoulder_(GPDS)_connection.aspx) (Last accessed: 10.02.2019).

3. Ultra high torque double shoulder tool joint: US Patent No: 5908212 ; filed May 2, 1997 ; date of patent Jun. 1, 1999.

4 Analiz suchasnykh konstruksii zamkovykh ziednan obvazhnenykh burylnykh trub / Artym V. I. ta in. *Naftohazova enerhetyka*. 2017. No 2(28). P. 22-30.

5. Numerical and experimental distribution of stress fields for double shoulder tool joint / Yuanhua Lin et al. *Engineering Failure Analysis*. 2011. Volume 18, Issue 6. P. 1584-1594.

6. Zhu X., Zhi Z. Design of an ultra-high torque double shoulder drill-pipe tool joint for extended reach wells. *Natural Gas Industry B*. 2017. Volume 4, Issue 5. P. 374-381.

7. Dong L., Zhu X., Yang D. Study on mechanical behaviors of double shoulder drill pipe joint thread. *Petroleum*. 2018. URL : <https://doi.org/10.1016/j.petlm.2018.01.004> (Last accessed: 10.02.2019).

8. Three-dimensional mechanical analysis of the double-shouldered tool joint / Di Q. et al. *Shiyou Xuebao/Acta Petrolei Sinica*. 2012. Volume 33. P. 871-877.

9. The influence of clearance of secondary shoulder on performance of double shoulder drill pipe joint / Chen F. et al. *Gongcheng Lixue/Engineering Mechanics*. 2013. Volume 30. P. 353-357.