

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ НА ЇХ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН

В.В. Михайлюк

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,
e-mail: myhajlyuk@ukr.net

Досліджено напружено-деформований стан різьбового з'єднання насосних штанг при сумісній дії на нього зусиль осевого розтягу, моменту згвинчування, моменту згину.

За допомогою програмного продукту ANSYS Workbench отримано розподіл еквівалентних, осевих, радіальних напружень та контактного тиску у стандартному з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм. Встановлено, що перерозподіл напружень з врахуванням дії моменту згину на різьбове з'єднання відбувається таким чином: напруження у впадинах витків різьби в лівій частині (відносно осі) різьбового з'єднання зростають, а у правій – спадають. Збільшення величини осевої складової еквівалентних напружень при збільшенні згинального моменту призведе до розкриття стику між торцями муфти та головки насосної штанги, внаслідок чого відбудеться самовідгвинчування або руйнування різьбового з'єднання.

З метою підвищення втомної міцності різьбових з'єднань насосних штанг за рахунок зменшення дії зусиль, які сприймають торці ніпеля та муфти, запропоновано та досліджено нові конструкції зарізьбованих каналок за допомогою методу кінцевих елементів.

Згідно з результатами досліджень найбільш стійким до втомного руйнування є запропоноване різьбове з'єднання з проточкою бурта штанги під муфту, менш стійким – різьбове з'єднання з проточкою в бурт штанги та найменш стійким – стандартне різьбове з'єднання насосних штанг.

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

Исследовано напряженно-деформированное состояние резьбового соединения насосных штанг при совместном воздействии на него усилий осевого растяжения, момента свинчивания, момента изгиба.

С помощью программного продукта ANSYS Workbench получено распределение эквивалентных, осевых, радиальных напряжений и контактного давления в стандартном соединении насосных штанг с диаметром 19 мм. Установлено, что перераспределение напряжений с учетом воздействия момента сгиба на резьбовое соединение происходит следующим образом: напряжение во впадинах витков резьбы в левой части (относительно оси) резьбового соединения увеличиваются, а в правой – уменьшаются. Рост величины осевой составляющей эквивалентных напряжений при увеличении изгибающего момента приведет к раскрытию стыка между торцами муфты и головки насосной штанги, в результате чего произойдет самоотвинчивание или разрушение резьбового соединения.

С целью повышения усталостной прочности резьбовых соединений насосных штанг за счет уменьшения действия усилий, которые воспринимают торцы nipple и муфты, предложены и исследованы по методу конечных элементов новые конструкции зарезьбованных канавок.

Согласно результатам исследований наиболее устойчивым к усталостному разрушению является предложенное резьбовое соединение с проточкой бурта штанги под муфту, менее устойчивым – резьбовое соединение с проточкой в бурт штанги и наименее устойчивым – стандартное резьбовое соединение насосных штанг.

Ключевые слова: насосная штанга, резьба, напряженное состояние, усилие, нагрузка, напряжение.

The paper studied the stress-strain state of the sucker rods threaded connection when it is simultaneously influenced by the axial tension forces, make-up torque, and bending moment.

Using the software ANSYS Workbench, the distribution of equivalent, axial, and radial stresses and contact pressure in the standard connection of the sucker rods with the diameter of 19 mm was obtained. It was determined that the stress redistribution with the account of the bending moment influence onto the threaded connection occurs in the following way: the stresses in the bottoms of the thread turns on the left side (with respect to the axis) of the threaded connection increase, and on the right – decrease. The increase in the axial equivalent stresses when increasing the bending moment will lead to disclosure of the joint between the coupling faces and sucker-rod head, which will result in self-unfastening or destruction of the threaded connection.

In order to improve the fatigue strength of the sucker rods threaded connections by reducing the influence of the forces that take nipple and coupling faces, new designs of clearance grooves were developed and studied with the help of the finite element method.

According to the study results, the developed threaded connection with the rod clamp groove for a coupling is the most resistant to fatigue failure, the threaded connection with the rod clamp groove is less stable, and the standard threaded connection of the sucker rods is the least stable.

Keywords: sucker rod, thread, stress state, force, loading, stress.

Вступ

Різьбові з'єднання часто є відповідальними елементами, що визначають міцність і надійність всієї конструкції (стяжні болти роторів турбомашин, силові шпильки й шатунні болти поршневих машин, шпильки фланцевих з'єднань посудин, що працюють під високим тиском, різьбові з'єднання насосних штанг тощо). Для підвищення надійності різьбових з'єднань необхідно застосовувати сучасні методи проектування, які ґрунтуються на широкому використанні ЕОМ. Це дасть змогу під час проектування враховувати розподіл навантажень по витках з'єднання та створювати надійну конструкцію.

Досвід експлуатації свідчить, що більшість руйнувань різьбових з'єднань відбувається внаслідок недосконалості їх конструкції, менша частина поломок викликана технологічними і експлуатаційними похибками. Тому основні тенденції щодо підвищення надійності різьбових з'єднань спрямовані на вдосконалення інженерних методів розрахунку, підвищення конструктивної міцності, вдосконалення технології виготовлення і монтажу.

Аналіз закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Руйнування різьбових з'єднань, особливо за знакозмінних навантажень, часто пов'язані із значною концентрацією напружень у впадинах різьби, в місцях переходу від головки ніпеля до стрижня [1].

Характер розподілу навантаження між витками різьби є однією з оцінок досконалості динамічно навантажених різьбових з'єднань. [1]

Відомо, що при навантаженні різьбових з'єднань зусилля між витками різьби розподіляються нерівномірно. На розподіл зусиль впливають такі конструктивні параметри з'єднання:

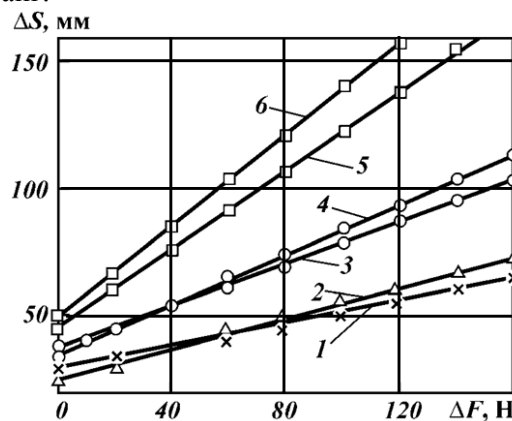
- висота контактуючої різьбової частини;
- товщина стінки муфти;
- крок різьби;
- профіль різьби;
- матеріал, з якого виготовлені ніпель та муфта.

Під час роботи у свердловині колона насосних штанг піддається дії моменту згинчування, зусиллю розтягу, а також дії зусиль згину, що особливо спостерігається в процесі роботи колони у викривлених ділянках свердловини. Форма, яку приймає колона штанг у стані позовдільного згину визначається жорсткістю самих штанг і муфтових різьбових з'єднань.

В роботі [2] наведено результати досліджень оцінки впливу муфтових з'єднань і висаджених частин штанг на жорсткість колони в цілому. У дослідженнях використано штанги діаметром 19, 22, 25 мм довжиною 4 м. Перед початком досліджень з'єднання згвинчувались з оптимальним моментом. Дослідні зразки встановлювали на дві опори, розміщені на від-

стані 3,8 м одна від одної, а їх середню частину навантажували і розвантажували дискретно, з інтервалом вимірювань 50 Н. З метою виключення випадкових похибок зразки навантажували однаковою зусиллям у чотирьох положеннях (поворот на 90°).

Дослідження свідчать, що муфтові з'єднання всіх трьох типорозмірів не знижують жорсткість колони штанг в цілому (рис. 1), що досягається за рахунок потовщення головок штанг.



1, 3, 5 – штанги діаметрами 25, 22 та 19 мм з муфтовими з'єднаннями;
2, 4, 6 – штанги діаметрами 25, 22 та 19 мм без муфт

Рисунок 1 – Залежність прогину штанг ΔS від навантаження ΔF [2]

Однак, згин колони насосної штанги в процесі роботи у свердловині зумовлює перерозподіл напружень в різьбових з'єднаннях насосних штанг, що прямо впливає на їх довговічність [3].

Ціль роботи та обґрунтування необхідності її виконання

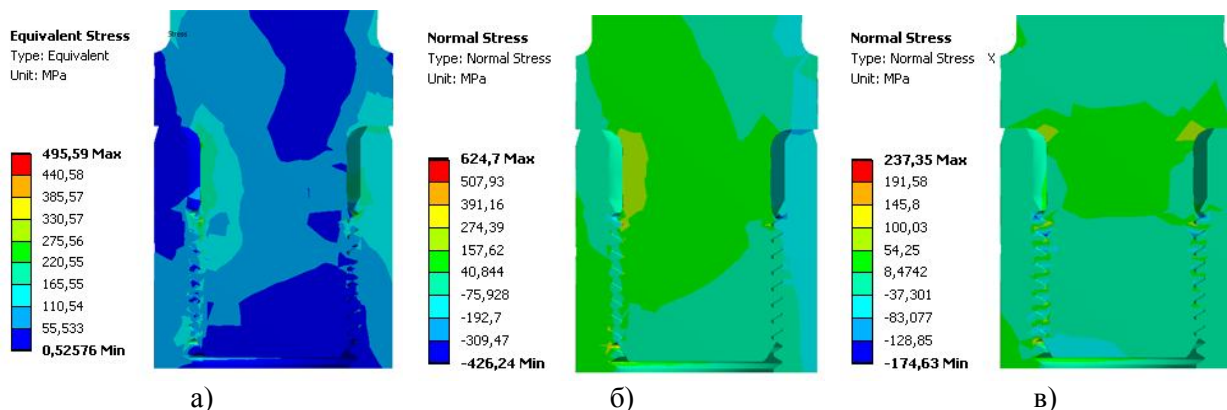
Виходячи з умов роботи колони насосних штанг у похило скерованих свердловинах та зважаючи на аварії різьбових з'єднань, необхідно дослідити їх напружено-деформований стан [4, 5].

Для визначення розподілу напружень в різьбовому з'єднанні насосних штанг розроблено комп'ютерну кінцево-елементну осесиметричну модель стандартного з'єднання штанг діаметром 19 мм [6]. Для розрахунку, як вважається, найбільш небезпечного варіанту з'єднання, розміри моделі різьби ніпеля вибирались мінімально допустимими, а розміри різьби муфти – максимально допустимими. Матеріалом деталей з'єднання вибрана сталь 20Н2М після гартування при температурі 860°C і подальшим охолодженням в мастилі та відпуску при температурі 180°C з охолодженням на повітрі ($E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$, $\sigma_T=685$ МПа, $\sigma_B=880$ МПа).

На рис. 2 зображено схему навантажування, яка була використана під час дослідження в програмі ANSYS Workbench. Результати проведеного моделювання зображені на рис. 3.



Рисунок 2 – Схема навантаження різьбового з'єднання



а – еквівалентних (за Мізесом); б – осевих; в – радіальних (в площині згину)

Рисунок 3 – Розподіл напружень у різьбовому з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм під дією моменту згинчування, осевого зусилля та згинального моменту

Розглянувши отримані результати, можна зробити висновок, що перерозподіл напружень при дії моменту згину на різьбове з'єднання відбувається таким чином: напруження у впадинах витків різьби в лівій частині (відносно осі) різьбового з'єднання зростають, а у правій – спадають. Збільшення величини осевої складової еквівалентних напружень при збільшенні згинального моменту призведе до розкриття стику між торцями муфти та головки насосної штанги, внаслідок чого може відбутись процес самовідгвинчування або повного руйнування різьбового з'єднання. З метою попередження розкриття стику на контактуючих поверхнях під час дії максимальних навантажень має виникати оптимальний контактний тиск. Під час дії осевого зусилля та моменту згвинчування контактний тиск розподіляється по площині контакту ніпеля та муфти рівномірно, а при дії згинального моменту – нерівномірно. З цієї метою проведено дослідження розподілу контактного тиску на контактуючих поверхнях ніпеля та муфти за допомогою методу кінцевих елементів.

На рис. 4 зображені зони контакту у різьбовому з'єднанні насосних штанг. Результати цих досліджень зображені на рис. 5.

Отже, розподіл контактного тиску в з'єднанні (рис. 5) відбувається таким чином: у лівій частині (відносно осі) різьбового з'єднання контактний тиск на бокових поверхнях витків, які знаходяться в контакті зростає, а в правій частині з'єднання – спадає. Розподіл контактного тиску на торцевих поверхнях ніпеля та муфти є таким: в крайній правій частині з'єднання контактний тиск зростає, а в крайній лівій – спадає.

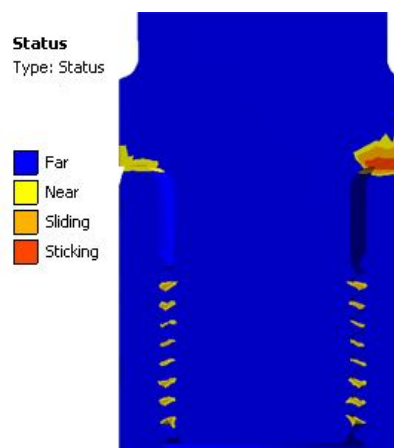


Рисунок 4 – Зони контакту муфти та ніпеля насосної штанги

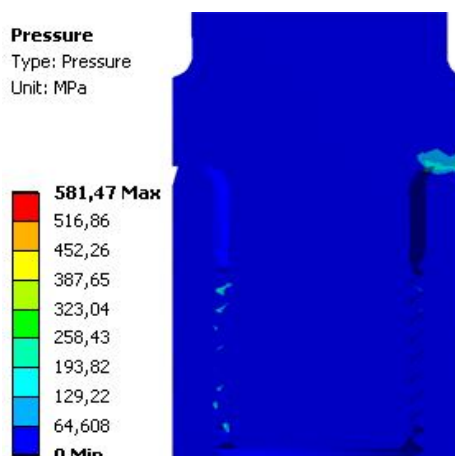


Рисунок 5 – Розподіл контактної тиску у з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм, зумовленого дією осевого навантаження, моменту згинчування та згинального моменту

Відомо, що на розподіл навантажень між витками різьби впливає відносний зсув витків ніпеля та муфти [1]. При дії осьового навантаження та моменту згинчування зсув витків в лівій та правій частині відносно осі з'єднання буде однаковий, а при додатковій дії згинального моменту відбудеться перерозподіл зсуву витків (рис. 6).

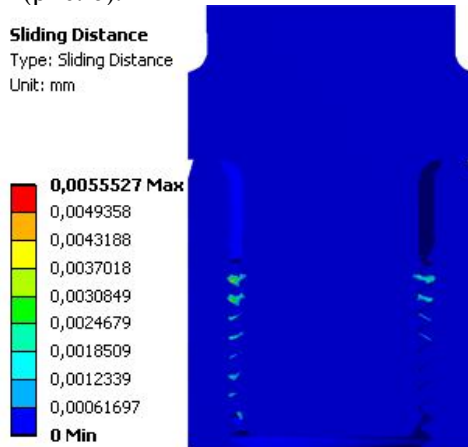


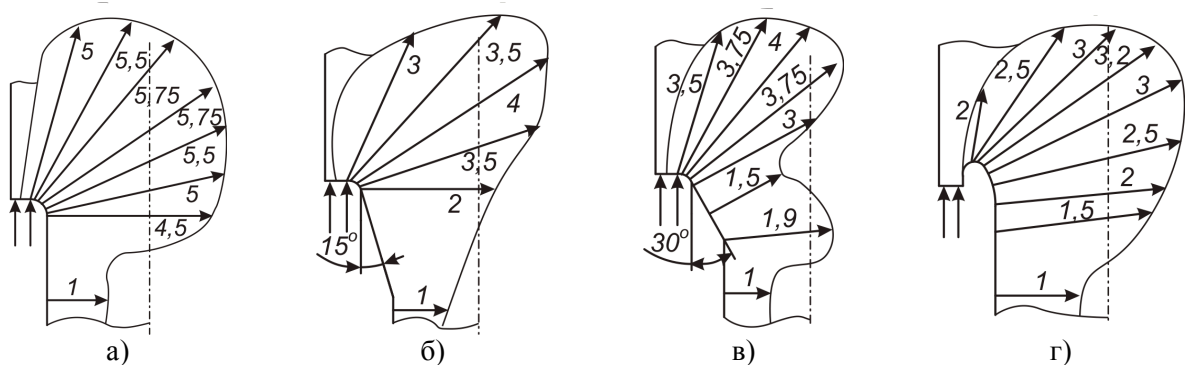
Рисунок 6 – Розподіл зсуву витків у з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм, зумовленого дією осьового навантаження, моменту згинчування та згинального моменту

Згідно рис. 6 зсув витків від дії згинального моменту є більшим у лівій частині.

Отже, при сумісній дії осьового навантаження, моменту згинчування та згинального моменту на різьбове з'єднання насосних штанг напруження в з'єднанні зростають, і під час роботи з'єднання в свердловині можуть призвести до швидкого його руйнування. Тому виникає необхідність створення конструкції різьбового з'єднання насосних штанг, яка б чинила опір дії згинального моменту та дала б змогу збільшити термін служби з'єднання.

Викладення основного матеріалу

Відомо, що міцність різьбових з'єднань залежить від ряду чинників, основними з яких є конструкція ніпеля та муфти. Небезпечними зонами, в яких концентруються напруження є:



а – стандартна штанга; б – конусна з кутом 15°; в – конусна з кутом 30°; г – стандартна з поглибленням (проточкою в бурт штанги)

Рисунок 7 – Концентрація напружень у головці ніпеля залежно від форми переходу різьбової канавки в головку ніпеля

перший радіус канавки ніпеля, другий радіус канавки ніпеля, перша впадина різьби ніпеля. Змінивши конструкцію ніпеля, можна змінити розподіл напружень по витках різьби і зменшити величину напружень, які виникають в різьбовому з'єднанні.

Зміна конструкцій різьби насосної штанги, а саме зарізьбової канавки проводилася Андерсеном [3], який досліджував концентрацію напружень в головці ніпеля з різними формами переходу її в зарізьбову канавку. На рис. 7 відображено результати, отримані для чотирьох різних конструкцій таких переходів, остання з яких показує майже дворазове зменшення концентрації напружень.

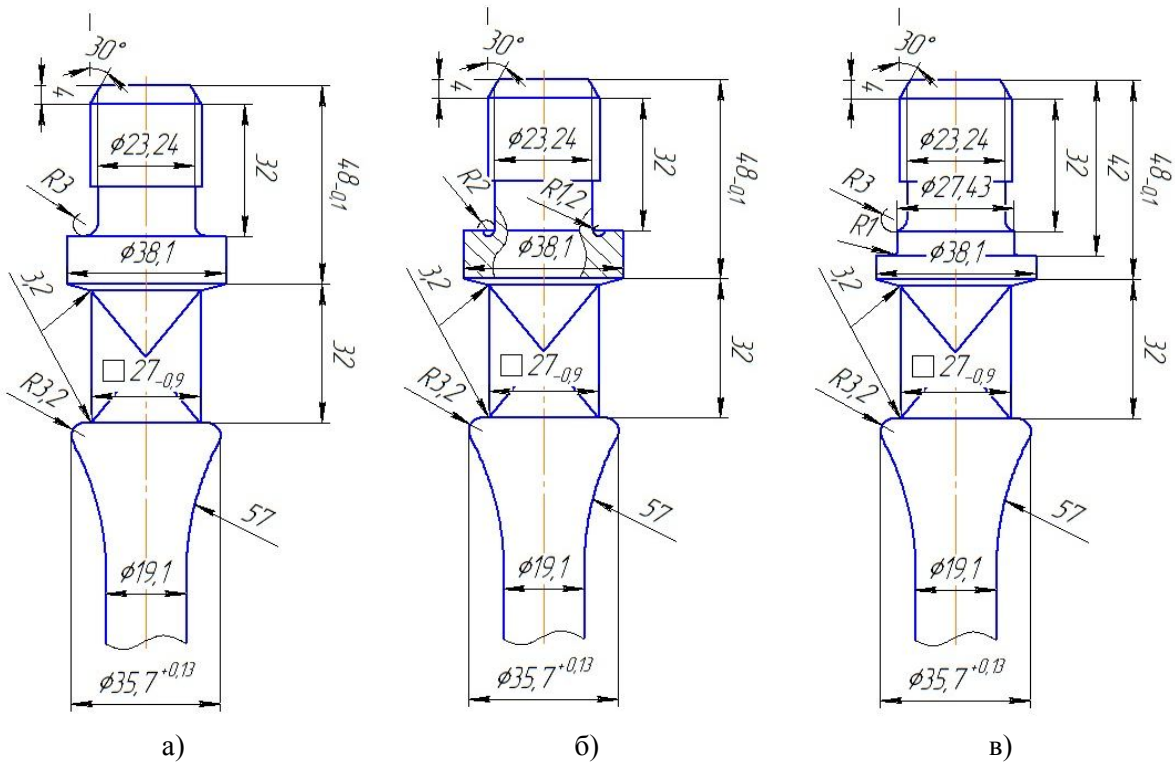
Форма поглиблення в бурт штанги має велике значення: плавніше поглиблення підвищує втомну міцність різьбового з'єднання. Крім цього, як показано в роботі [1], болти, які мають напівкруглу виточку, менш чутливі до перекосу. При ударному розриві таких з'єднань, робота деформації підвищується на 40 % порівняно з різьбовими з'єднаннями без поглиблень.

При дослідженні розподілу напружень [3] в різьбовому з'єднанні не враховувалась дія змінних навантажень, які виникають внаслідок згину колони насосних штанг.

Різьбове з'єднання насосних штанг руйнується, у випадку розкриття стику між опорними торцями ніпеля та муфти [3]. Такому розкриттю стику сприяє не тільки збільшення осьового навантаження, недостатній момент згинчування, але й величина зусилля згину штанг. З метою зменшення величини зусиль, які сприймаються торцями ніпеля та муфти, пропонуються конструкції зарізьбових канавок насосних штанг, що зображені на рис. 8.

Моделювання напружено-деформованого стану різьбових з'єднань насосних штанг також виконано з допомогою програми ANSYS Workbench.

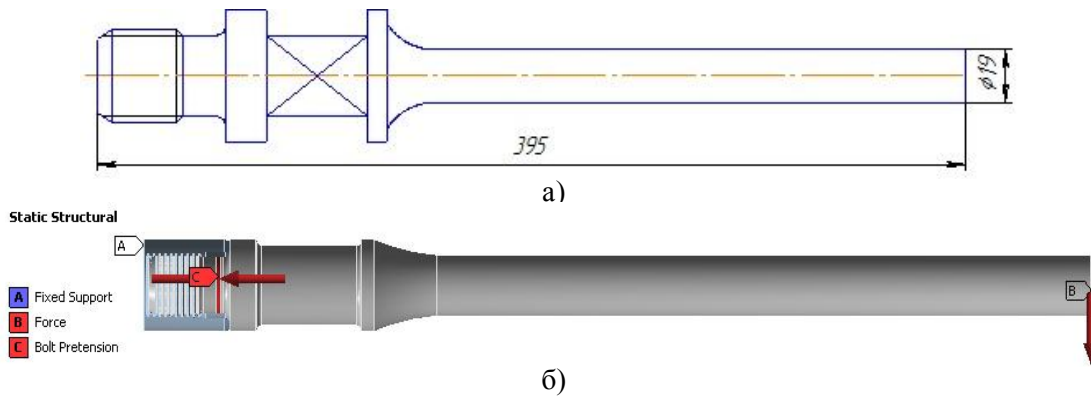
При моделюванні, фіксування (обмеження) різьбових з'єднань, габаритні розміри яких зображені на рис. 9, а, відбувалось за торець муфти, а навантаження прикладалось до торця штанги в радіальному напрямку. Момент згинчування заданий як скорочення циліндричної частинки зарізьбової канавки (рис. 9, б).



бурове з'єднання:

а – стандартна; б – з поглибленням в бурт штанги; в – з проточкою бурта штанги під муфту

Рисунок 8 – Конструкції насосних штанг діаметром 19 мм



а – габаритні розміри; б – схема навантажування

Рисунок 9 – Дослідні зразки

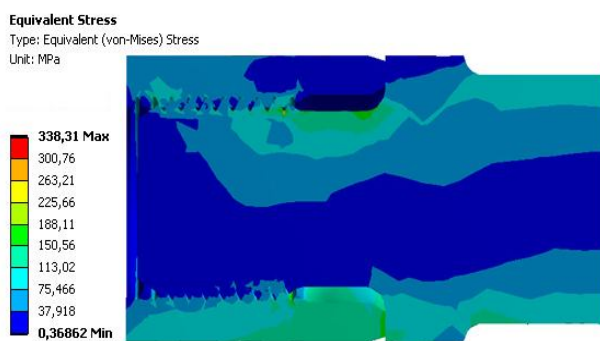
На рис. 10 зображено розподіл еквівалентних напружень в різьбових з'єднаннях насосних штанг.

Згідно результатів моделювання, зображених на рис. 10, найменші напруження виникають у різьбовому з'єднанні з проточкою бурта штанги під муфту. Це пояснюється тим, що частина навантаження, яке виникає від дії згинального моменту, сприймається додатковими контактуючими циліндричними поверхнями. Максимальне напруження виникає у першій впадині різьби насосної штанги і рівне 274,6 МПа.

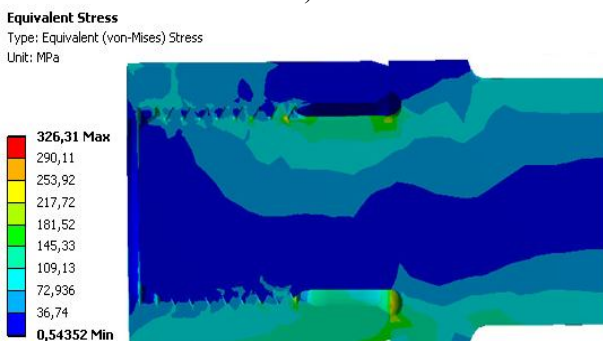
В різьбовому з'єднанні з поглибленням у бурт штанги напруження дещо менші порівняно із напруженнями, які виникають в стандартному різьбовому з'єднанні, але є значно вищи-

ми за напруження в різьбовому з'єднанні з проточкою бурта штанги під муфту. Максимальне напруження виникає в першій впадині різьби насосної штанги і рівне 326 МПа.

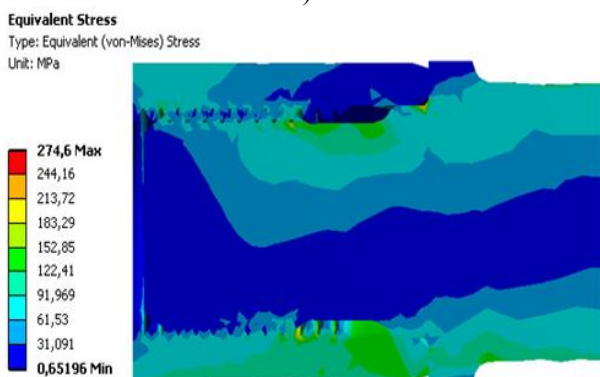
Довговічність різьбового з'єднання залежить також від кількості циклів змінного навантаження. При моделюванні різьбових з'єднань вибрано повністю реверсивне навантаження (симетричне циклічне). За результатами моделювання можна зробити висновок, що найбільшу кількість циклів до руйнування реалізує різьбове з'єднання з проточкою бурта штанги під муфту (709348 циклів) меншу кількість циклів – різьбове з'єднання з поглибленням у бурт штанги (588102 циклів), і найменше – стандартне різьбове з'єднання (528047 циклів).



а)



б)



в)

а – стандартне;
б – з поглибленням у бурт штанги;
в – з проточкою бурта штанги під муфту

Рисунок 10 – Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) в різьбових з'єднаннях штанг діаметром 19 мм

Висновки

Отже, при сумісній дії моменту згинання, осевого навантаження і згинального моменту величина напружень в різьбовому з'єднанні насосних штанг зростає, що може призвести до його швидкого руйнування. Тому з метою збільшення довговічності колони насосних штанг запропоновано нові конструкції з'єднань штанг. Проведено аналіз їх напружено-деформованого стану за допомогою програми ANSYS Workbench. Визначено кількість циклів знакозмінного навантаження, що призводять до їх руйнування. Запропоновані конструкції зарізьбових є простими та не вимагають спеціального обладнання під час виготовлення.

Застосування нових конструкцій різьбових з'єднань на практиці дасть змогу збільшити термін експлуатації колони насосних штанг.

Література

- 1 Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
- 2 Урзаков К.Р. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводеных скважин / К.Р. Урзаков, Е.И. Богомольный, Ж.С. Сейтпагамбетов, А.Г. Газаров ; Под ред. М.Д. Валева ; – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 303 с.: ил.
- 3 Фаерман И. Л. Штанги для глубинных насосов / И.Л. Фаерман. – Баку: Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.
- 4 Гейнрих Ришмюллер. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами / Генрих Ришмюллер, Хорст Майер. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.
- 5 Копей В. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ "Долина нафтогаз" / Володимир Копей, Іван Стеліга // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 4(5). – С. 78-80.
- 6 ГОСТ 13877-96. Межгосударственный стандарт. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. – Киев. Госстандарт Украины, 2002. – 28 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
01.06.15
Рекомендована до друку
професором **Петриною Ю.Д.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук **Онищуком С.Ю.**
(ІП «Група БРАСС», м. Київ)