

МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ

УДК 622.276.054

DOI: 10.31471/1993-9965-2021-1(50)-34-41

АНАЛІЗ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ БЕЗРІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ

О. Я. Фафлей, Р. О. Дейнега, Г. Я. Процюк, В. В. Михайлюк, В. О. Мельник, Є. М. Файдаш

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15; тел. (03422) 42166,
e-mail: deynega2004@i.ua

Згідно промислових даних відбуваються численні відмови свердловинного обладнання штангових свердловинних насосних установок, особливо колон насосних штанг. Вони зазнають корозії, зношування та дії змінних навантажень. Напружено-деформований стан елементів різьбового з'єднання визначається характером розподілу навантажень по витках різьби, який є нерівномірним і залежить від багатьох чинників. Зважаючи на це, розроблення нових конструкцій з'єднань насосних штанг і заходів з метою підвищення ефективності експлуатації та їх дослідження є актуальним завданням, що потребує вирішення. Окрім різьбових з'єднань насосних штанг існував ряд конструкцій безрізьбових, які не використовувались на промислах, проте пройшли певні випробовування. У статті наведено ці конструкції з'єднань та розглянуто їх переваги і недоліки порівняно із стандартними різьбовими з'єднаннями. Імітаційне моделювання стандартного з'єднання насосних штанг дало змогу дослідити його напружено-деформований стан та визначити небезпечні зони (концентратори напружень). Досліджено напружено-деформований стан безрізьбового з'єднання насосних штанг, вдосконалено конструкцію цього з'єднання та встановлено, що порівняно із стандартним різьбовим з'єднанням насосних штанг досліджуване має певні переваги. Встановлено, що із збільшенням кількості виступів і впадин в безрізьбовому з'єднанні зменшуються напруження, що концентруються в небезпечних перерізах і по площинах контакту. Виконання площин контакту опуклої форми також дозволяє зменшити напруження, особливо біля поверхні з'єднання. З результатів дослідження випливає, що напруження, які виникають у безрізьбовому з'єднанні насосних штанг, є меншими порівняно з напруженнями, що виникають в з'єднанні стандартної насосної штанги і муфти. Хоча різниця між цими напруженнями є незначною, слід провести коригування геометричних параметрів безрізьбового з'єднання насосних штанг, що дасть змогу зменшити цим самим максимальні напруження.

Ключові слова: імітаційне моделювання, насосна штанга, напруження, напружено-деформований стан, різьба, безрізьбове з'єднання.

Исходя из промисловых данных происходят многочисленные отказы скважинного оборудования штанговых скважинных насосных установок, особенно колонн насосных штанг. Они подвергаются коррозии, износу и действию переменных нагрузок. Напряженно-деформированное состояние элементов резьбового соединения определяется характером распределения нагрузок по виткам резьбы, который является неравномерным и зависит от многих факторов. Несмотря на это, разработка новых конструкций соединений насосных штанг и мероприятий с целью повышения эффективности эксплуатации и их исследования является актуальной задачей. Кроме резьбовых соединений насосных штанг существовал ряд конструкций безрезьбовых, которые не использовались на промислах, однако прошли определенные испытания. В статье приведены эти конструкции соединений и рассмотрено их преимущества и недостатки по сравнению со стандартными резьбовыми соединениями. Имитационное моделирование стандартного соединения насосных штанг позволило исследовать его напряженно-деформированное состояние и определить опасные зоны (концентраторы напряжений). Исследовано напряженно-деформированное состояние безрезьбового соединения насосных штанг, проведено усовершенствование конструкции этого соединения и установлено, что по сравнению со стандартным резьбовым соединением насосных штанг исследуемое имеет определенные преимущества. Установлено, что с увеличением количества выступов и впадин в безрезьбовом соединении уменьшаются напряжения, которые концентрируются в опасных сечениях и по плоскостям

контакта. Выполнение плоскостей контакта выпуклой формы также позволяет уменьшить напряжение, особенно у поверхности соединения. Исследование показало, что напряжения, возникающие в безрезьбовом соединении насосных штанг, меньше по сравнению с напряжениями, возникающими в соединении стандартной насосной штанги и муфты. Хотя разница между этими напряжениями незначительна, следует обратить внимание на изменение геометрических параметров безрезьбового соединения насосных штанг, уменьшив тем самым максимальные напряжения.

Ключевые слова: имитационное моделирование, насосная штанга, напряжение, напряженно-деформированное состояние, резьба, безрезьбовое соединение.

Based on the field data, numerous failures of the downhole equipment of sucker rod pumping units occur, especially of the sucker rod strings. They are subject to corrosion, wear and alternating loads. The stress-strain state of the threaded connection elements is determined by the nature of the distribution of loads along the threads, which is uneven and depends on many factors. Despite this, the development of new designs of sucker rod connections and measures to improve the efficiency of operation and their research is an urgent task. In addition to the threaded connections of the sucker rods, there were a number of threadless designs that were not used in the fields, but they passed certain tests. The article presents these connection designs and discusses their advantages and disadvantages in comparison with standard threaded connections. Simulation modeling of a standard connection of sucker rods made it possible to investigate its stress-strain state and identify hazardous areas (stress concentrators). The stress-strain state of the threaded connection of the sucker rods has been investigated, the design of this connection has been improved and it has been established that, in comparison with the standard threaded connection of the sucker rods, the investigated has certain advantages. It was found that with an increase in the number of protrusions and depressions in a threaded joint, stresses decrease, which are concentrated in dangerous sections and along the contact planes. Convex contact planes also reduce stress, especially at the joint surface. Research has shown that the stresses generated in a threadless sucker rod joint are less than the stresses generated in a standard sucker rod and sleeve joint. Although the difference between these stresses is insignificant, attention should be paid to changing the geometric parameters of the threadless connection of the sucker rods, thereby reducing the maximum stresses.

Key words: simulation, pump rod, stress, stress-strain state, thread, threadless connection.

Вступ

Різьбові з'єднання є відповідальними елементами, що визначають міцність і надійність всієї конструкції, у якій застосовуються. Для підвищення надійності різьбових з'єднань необхідно застосовувати сучасні методи проектування, які ґрунтуються на широкому використанні імітаційного моделювання. 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 через недосконалість 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 та монтажу.

Аналіз закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Оскільки більшість аварій насосних штанг пов'язані з різьбою, розроблялися їх нові конструкції. Були спроби зовсім уникнути різьби у цих з'єднаннях або ж розробити таку конструкцію, у якій різьба не піддавалася б зусиллям, обумовленим специфічною роботою насосних

штанг у свердловині. У більшості випадків ці спроби унаслідок неповноти інформації про реальний складний характер роботи насосних штанг (наявності корозійного середовища, змінного навантаження, можливості заклинювання через наявність корозії, вібрації колони штанг та інших чинників, що приводять до ускладнень в роботі з'єднань) приводили до створення непридатних для роботи конструкцій і хибного напрямку робіт винахідників і конструкторів.

У роботах [1, 2] проведено критичний аналіз безрізьбових з'єднань насосних штанг:

1. З'єднання № 1. У цьому з'єднанні (рис. 1) привертає увагу великий обсяг шліфувальних робіт. Якщо до цього додати, що всі відкриті частини головки досить швидко покриються продуктами корозії, то непридатність до використання цього замка є очевидною.

2. Замок № 2. Конструкція з'єднання (рис. 2 а, б) насосних штанг не відображає основну думку винахідників – не використовувати різьбу в з'єднаннях, оскільки вона має локальні концентратори напружень у зоні двох перших робочих витків різьби.

Основна мета цієї конструкції – зменшення часу на спуско-підймальні операції.

Оцінка цієї конструкції з точки зору її роботоздатності:

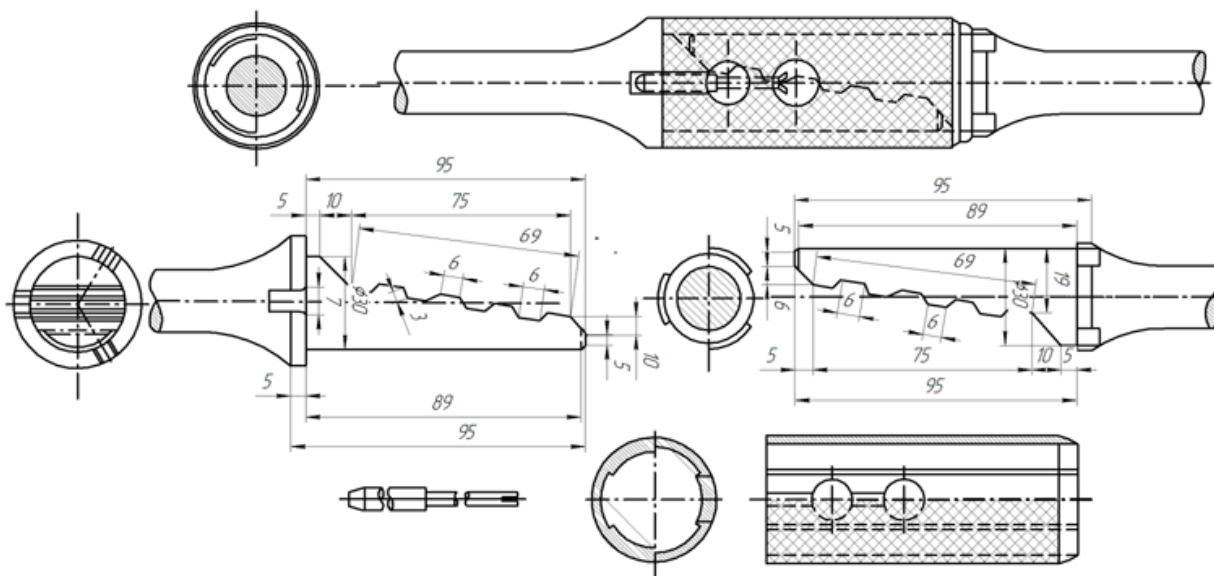
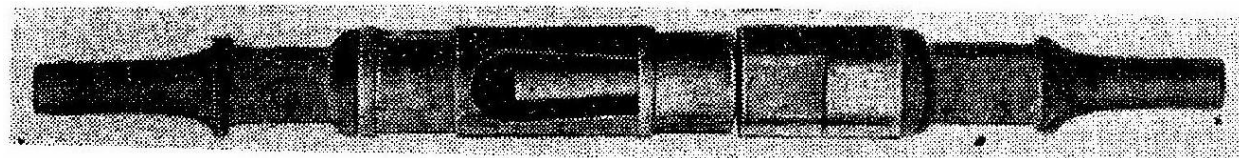
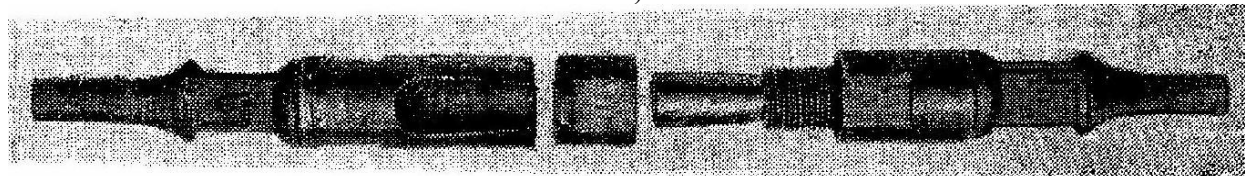


Рисунок 1 – Безрізбове клинове з'єднання



а)



б)

Рисунок 2 – Замок М. Н. Ушакова в зібраному (а) та розібраному стані (б)

– до концентраторів напружень, як у звичайних штангах, в цій конструкції до двох вже існуючих додається ще одна різьба – під конусом «пальця»;

– ця різьба буде створювати ще дві зони концентрації напружень – одну під контргайкою, другу під конусом «пальця», що в поєднанні з існуючими концентраторами напружень створить чотири небезпечні зони;

– зазор в нитці між контргайкою і основою різьби «пальця» буде забруднюватись; крім того, наявний прямий доступ до різьби корозійного середовища, що спричинить перешкоди швидкому роз'єднанню замка;

– затягнута по кінчній поверхні частина «пальця» і «муфти» швидко піддається дії фреттінг-корозії, яка має місце в дотичних поверхнях при знакозмінному навантаженні;

– вартість колони штанг буде вищою, а вага дещо збільшиться.

До переваг цього з'єднання потрібно віднести можливість його застосування в промислових умовах як швидкозбірного.

З переваг та недоліків цього замка видно, що він має багато дефектів конструкторського характеру, які ставлять під сумнів ефективність його роботи у свердловині.

3. Замки конструкції К.М. Цибульського (рис. 3 а, б, в, рис. 4). Перші три конструкції складні у виготовленні та не позбавлені аналогічних вже описаним з'єднанням недоліків. Остання конструкція (рис. 4) вартий більшої уваги.

Цей замок суттєво відрізняється від раніше описаних простотою конструкції та відсутністю різьбових елементів. До його переваг можна віднести можливість швидкого з'єднання і надійність конструкції, яка забезпечується запірним кільцем. Крім того, в цій конструкції зазори в з'єднаннях такі, що перешкоджають по-

траплянню робочого середовища всередину і, відповідно, виникненню корозії, як у вищенаведених з'єднаннях. Простота конструкції дозволяє більшу частину конфігурації замка виконувати штампуванням. Перелічені переваги доволі значні, але наявні також і недоліки. Головний з них – використання цього з'єднання при експлуатації насосів великого діаметра – під сумнівом. Можливість появи у цьому випадку поздовжнього прогину в нижній частині колони штанг неминуче призведе до її обриву. Останнє пояснюється тим, що через наявність значних люфтів в цьому з'єднанні з'явиться непостійне додаткове ударне навантаження при зміні ходу плунжера заглибного насоса, яке призведе до швидкого руйнування цього з'єднання від втоми.

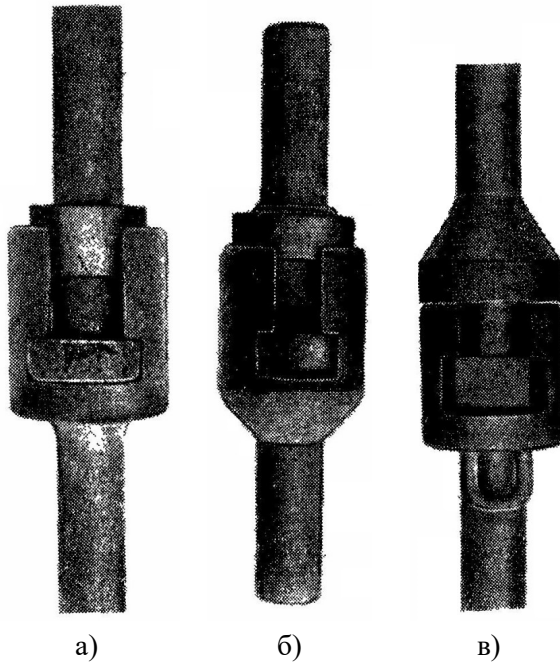


Рисунок 3 – Варіанти безрізбових з'єднань К.М. Цибульського № 1 (а) № 2 (б) № 3 (в)

4. З'єднання типу Бульдог (рис. 5). У цьому з'єднанні на самих штангах різьба відсутня, а осаджені кінці штанг щільно притискаються до перемичок всередині муфти за допомогою двох втулок із різьбою та прорізами, які вкручуються в муфту з двох кінців.

Зміст такого з'єднання базується на тому, що втулка з різьбою і прорізами є ніби запірним пристроєм, який перешкоджає відгвинчуванню. Проте через застосування отриманого в цій конструкції муфти значного діаметра, а також внаслідок корозії, якій піддається різьба, це з'єднання не набуло широкого використання.

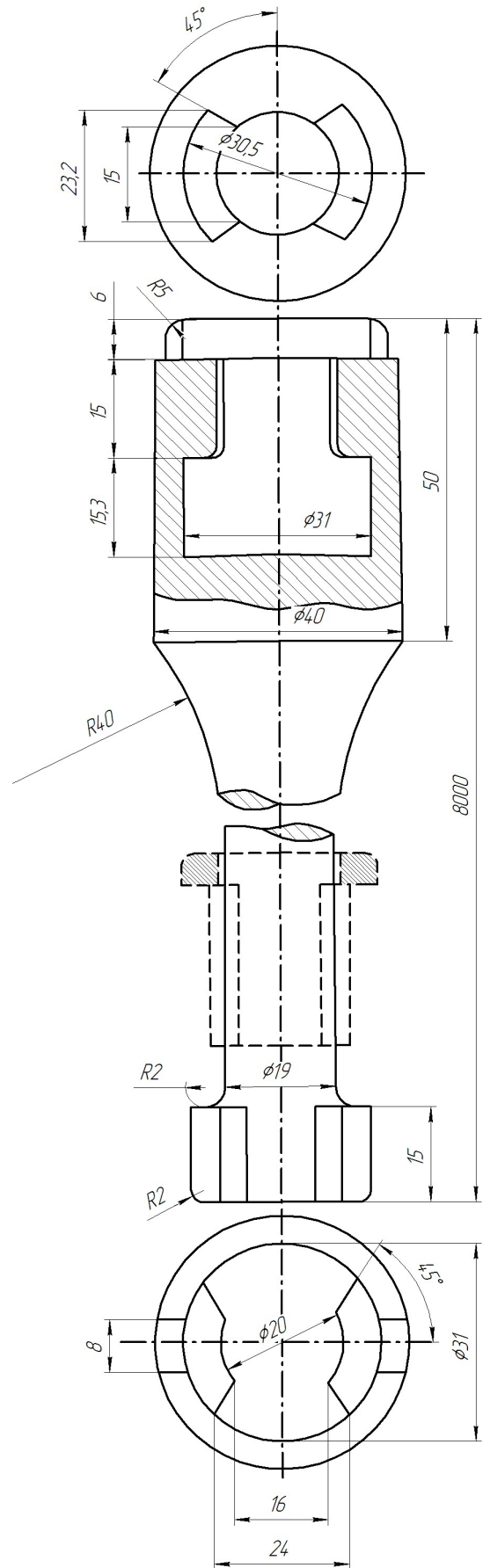


Рисунок 4 – Безрізбове з'єднання К.М. Цибульського № 4

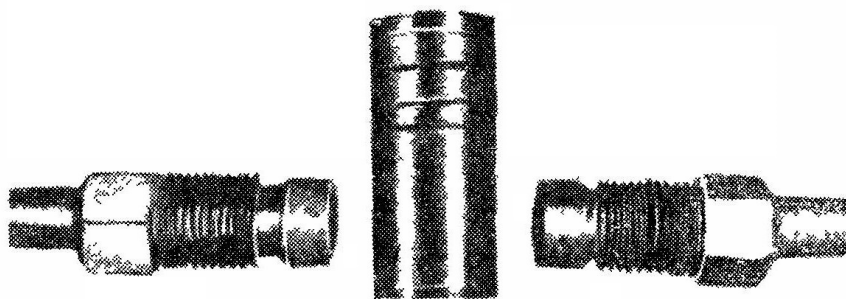
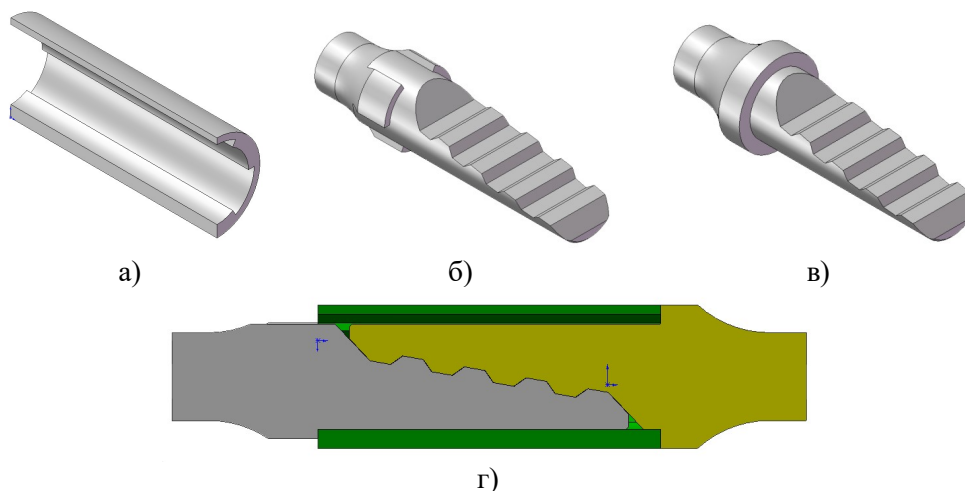


Рисунок 5 – З'єднання типу Бульдог



а – втулка; б, в – кінці штанги; г – зібране з'єднання

Рисунок 6 – Конструкція досліджуваного безрізбового з'єднання з конусним спряженням деталей

Мета роботи

Мета роботи полягає у аналізі конструкцій безрізбових з'єднань насосних штанг та вдосконаленні одного із них – клинового.

Викладення основного матеріалу

Зважаючи на те, що розвиток машинобудування сьогодні є досить стрімким, слід повернутися до вивчення та розроблення безрізбових з'єднань насосних штанг, оскільки більшість недоліків, описаних в літературних дже-релах стосується технології їх виготовлення.

Під час дослідження напружено-деформованого стану безрізбових з'єднань насосних штанг слід порівняти його із напружено-деформованим станом стандартних різбових з'єднань [3]. Тому спочатку для виявлення розподілу напружень у конструкції стандартного різбового з'єднання насосних штанг (рис. 6) діаметром 19 мм проведено його імітаційне дослідження [4]. Для розрахунку найбільш небезпечного варіанта з'єднання розміри моделі різьби ніпеля вибирались мінімально допустимими згідно з ГОСТ 13877-96, а розміри різьби муфти – максимально допустимими.

Матеріалом деталей з'єднання вибрано сталь з такими характеристиками: $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$, $\sigma_T=420$ МПа, $\sigma_B=620$ МПа. Зусилля від дії моменту згвинчування з'єднання змодельовано із введенням у конструкцію з'єднання ділянки матеріалу, здатного до термічного розширення у осьовому напрямку на величину 0,0241мм, яка дорівнює видовженню ніпеля від попереднього затягнення.

За результатами моделювання визначено розподіл напружень у з'єднанні та встановлено найбільш небезпечні зони (концентратори напружень) (табл. 1).

Таблиця 1 – Розподіл напружень у небезпечних зонах з'єднання насосної штанги і муфти

Небезпечні зони	σ , МПа
Перший радіус канавки	402
Другий радіус канавки	329
Перша впадина різьби ніпеля	454
Остання впадина різьби муфти	381

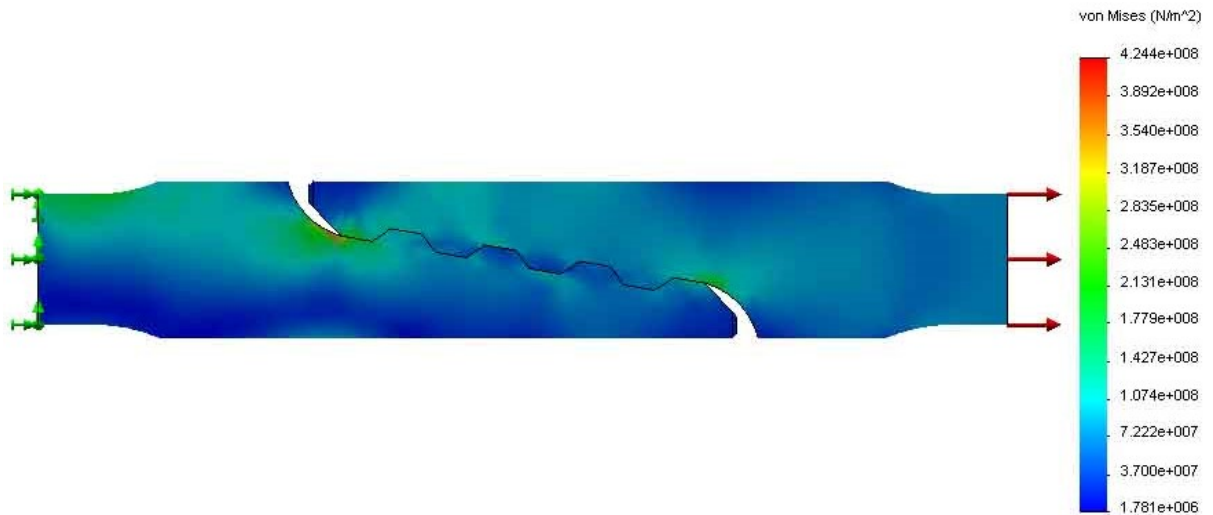


Рисунок 7 – Розподіл еквівалентних напружень у з’єднанні

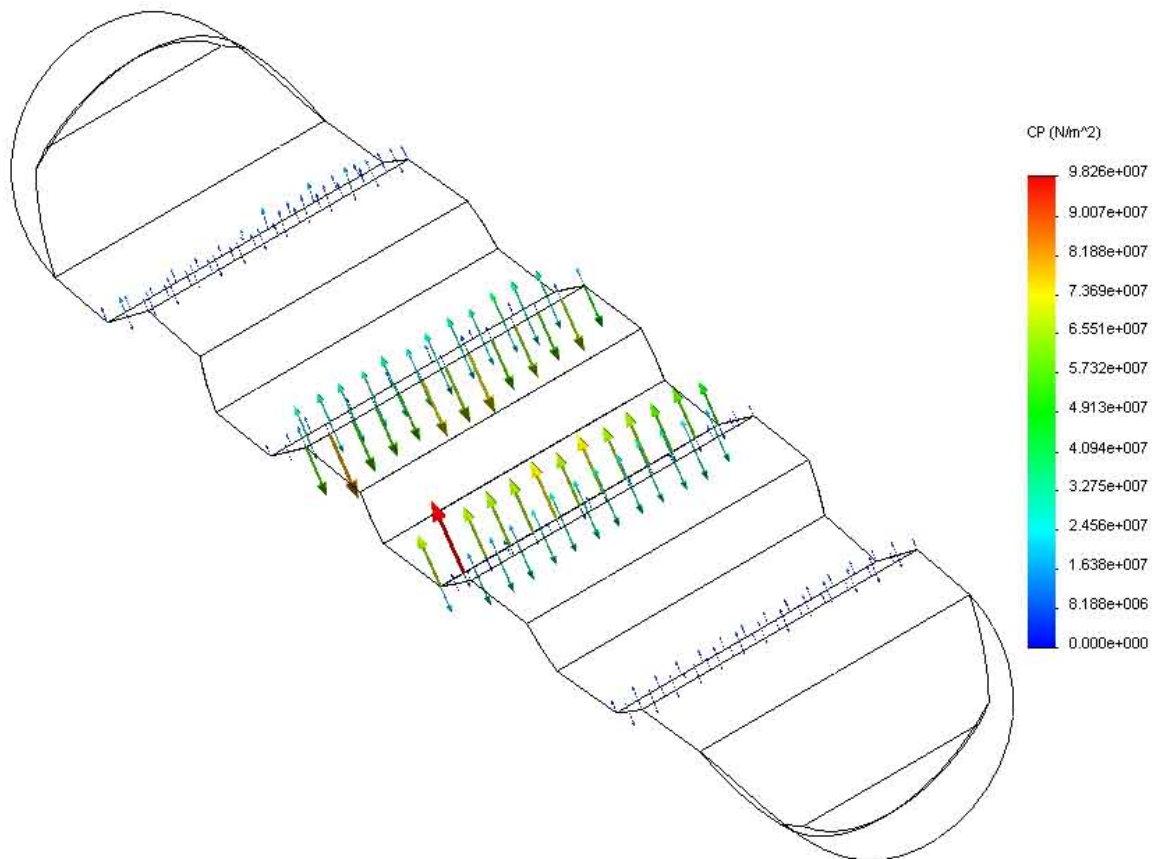


Рисунок 8 – Розподіл контактних тисків у з’єднанні

Розглянемо і дослідимо конструкцію безрізбового з’єднання штанг (рис. 6).

При виконанні аналізу використовувалася спрощена модель з’єднання (діаметр штанги – 19 мм), а саме без використання втулки (контакт втулки зі з’єднанням замінено відповідними обмеженнями). Матеріалом деталей з’єднання прийнято сталь з такими ж характеристиками, як і у різбового з’єднання.

Результати імітаційного моделювання наведені на рис. 7-8.

Отже, максимальні величини напружень виникають у зоні першої і останньої впадин з’єднання. Для зменшення їх величини та місця концентрації пропонується вдосконалена конструкція, у якій порівняно із вищенаведеною збільшено кількість виступів і впадин.

Під час аналізу використовувалася також спрощена модель з’єднання, як і у попередньому випадку.

Отже, як видно з епюр розподілу напружень, при збільшенні кількості виступів і впа-

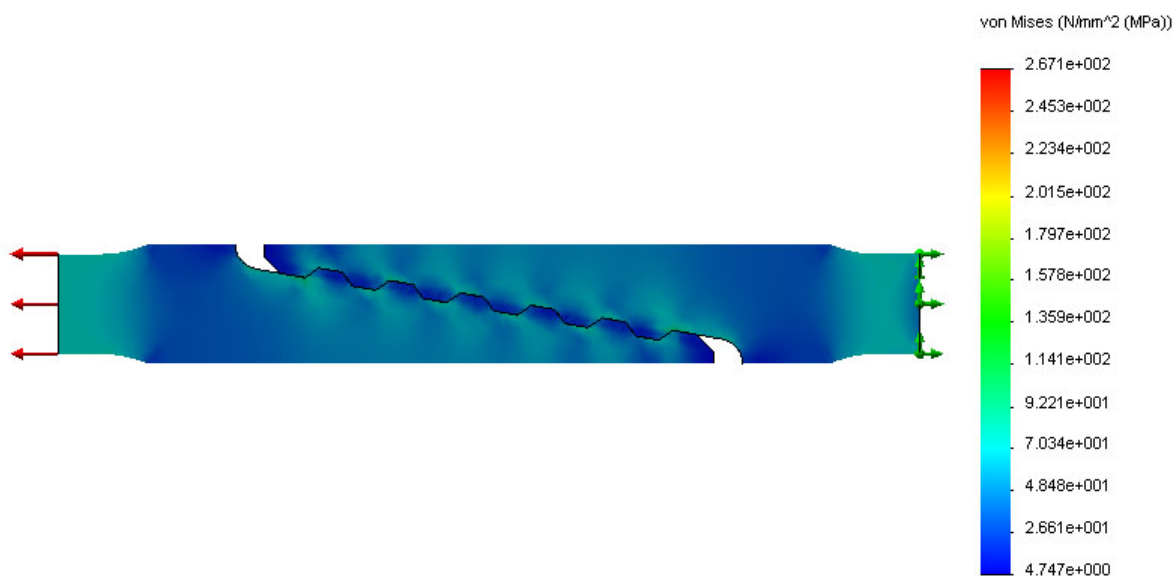


Рисунок 9 – Розподіл еквівалентних напружень

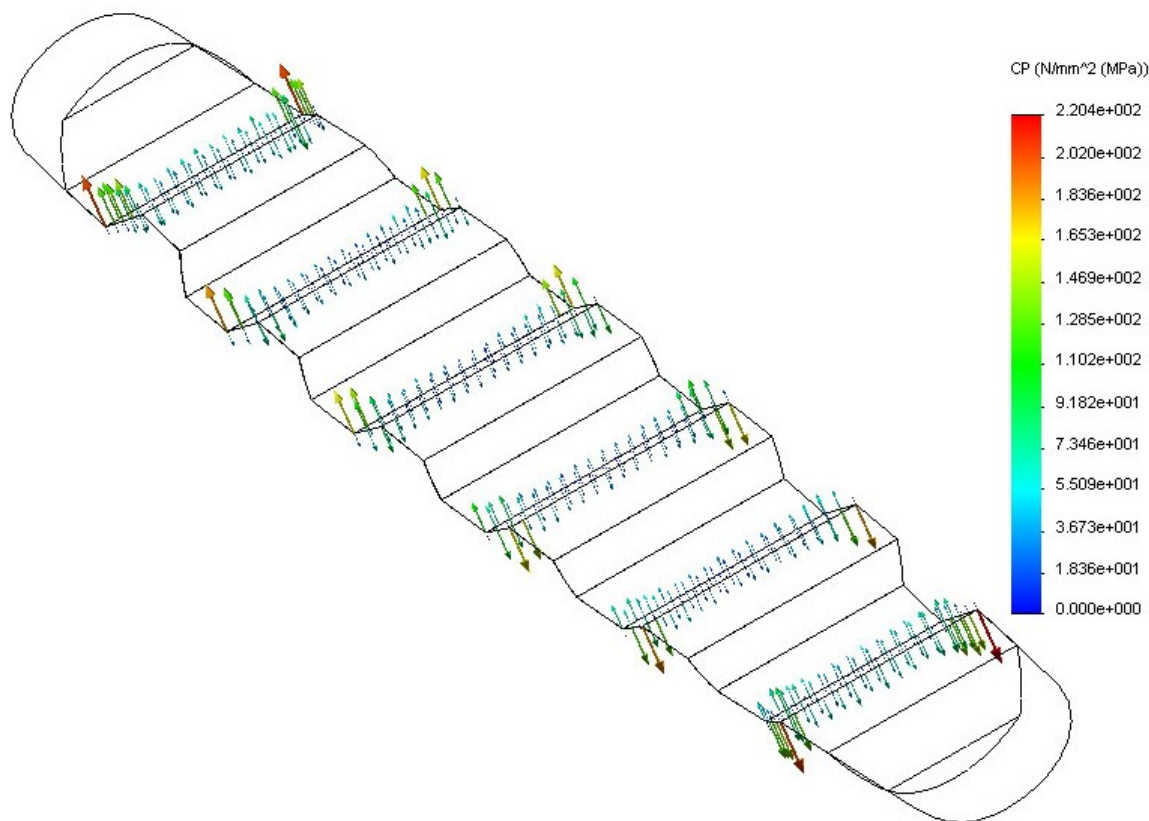


Рисунок 10 – Розподіл контактних тисків у з'єднанні

дин в конструкції безрізбового з'єднання максимальні напруження зменшуються, і розподіл напружень по контактуючих площинах стає рівномірнішим.

Оскільки максимальні напруження, що виникають в з'єднанні даної конструкції, є найбільшими ближче до циліндричної поверхні, то для їх зменшення площини контакту виконуємо опуклої форми, а крайні площини контакту залишаємо без змін (рис. 11).

Проводимо розрахунок з'єднання і переглядаємо одержані результати.

Отже, як видно з епюр розподілу напружень (рис. 12), завдяки використанню опуклих поверхонь контакту максимальні напруження в з'єднанні значно зменшуються.

Висновки

Незважаючи на те, що розглянуті безрізбові з'єднання насосних штанг мають ряд не-

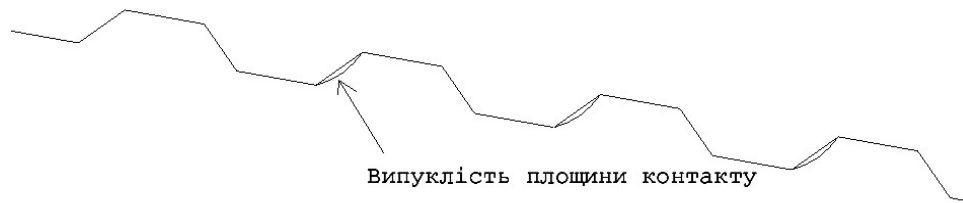


Рисунок 11 – Площини контакту безрізьбового з'єднання

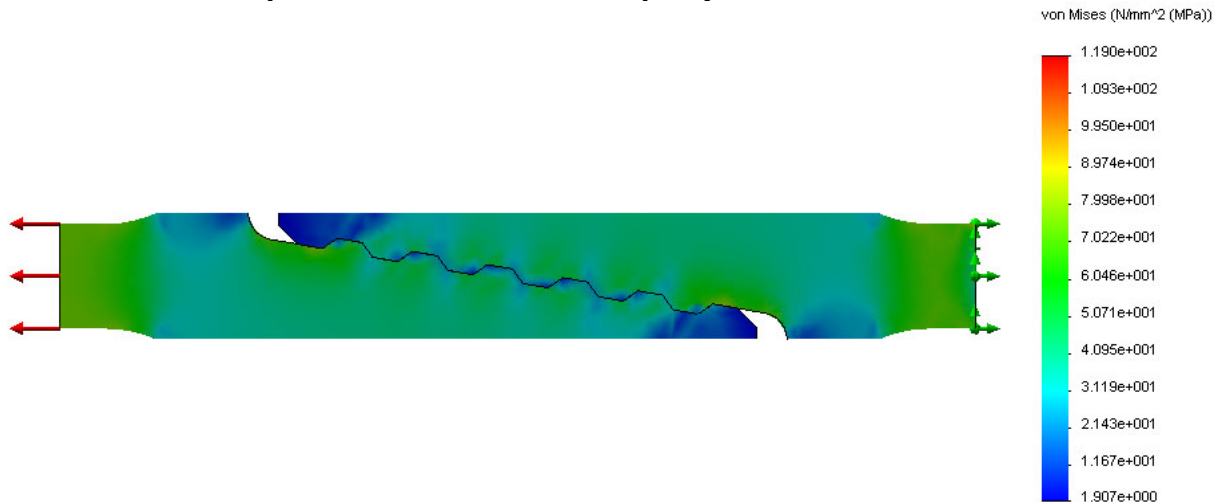


Рисунок 12 – Розподіл напружень у поперечному перерізі з'єднання

доліків, цікаво і варто дослідити особливості їх напружено-деформованого стану, оскільки на сьогодні технологія машинобудування є досить розвиненою.

З проведеного аналізу напружено-деформованого стану безрізьбового з'єднання насосних штанг можна зробити висновок, що із збільшенням кількості виступів і впадин в з'єднанні зменшуються напруження, що концентруються в небезпечних перерізах і по площинах контакту, а при виконанні площин контакту опуклої форми також відбувається зменшення напружень, особливо біля поверхні з'єднання.

Також з результатів дослідження впливає, що напруження, які виникають в безрізьбовому з'єднанні насосних штанг, є меншими порівняно з напруженнями, що виникають у з'єднанні стандартної насосної штанги і муфти. Хоча різниця між цими напруженнями є незначною, слід звернути увагу на зміну геометричних параметрів безрізьбового з'єднання насосних штанг, зменшивши цим самим максимальні напруження.

У подальших дослідженнях безрізьбових з'єднань слід звернути увагу на врахування інших факторів, які впливають на роботу колони насосних штанг (крутні та згинальні моменти), а також провести імітаційне моделювання розглянутого з'єднання із встановленою на його поверхні втулкою.

Література

1. Фаерман И. Л. Штанги для глубинных насосов. Баку: Азнефтеиздат, 1955. 323 с.
2. Круман Б.Б. Глубинно-насосные штанги. М.: Недра, 1977. 181с.
3. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. Sucker rods and sucker rod couplings. Specifications: ГОСТ 13877-96 [Взамен ГОСТ 13877-80; Введ. 01.01.2001]. М.: Изд-во стандартов, 2001. 33 с.: ил.
4. Михайлюк В.В. Розроблення різьбового з'єднання насосних штанг з рівномірним розподілом зусиль між витками різьби. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2010. № 4(26). С. 61-65.

References

1. Faerman I. L. Shtangi dlya glubinykh nasosov. Baku: Aznefteizdat, 1955. 323 p. [in Russian]
2. Kruman B. B. Glubinno-nasosnyie shtangi. M.: Nedra, 1977. 181p. [in Russian]
3. Sucker rods and sucker rod couplings. Specifications: GOST 13877-96. [Vzamen GOST 13877-80; Vved. 01.01.2001]. M.: Izd-vo standartov, 2001. 33 p. [in Russian]
4. Mykhailiuk V. V. Rozroblennia rizbovoho ziednannia nasosnykh shtanh z rivnomirnym rozpodilom zusyly mizh vytkamy rizby. *Naukovyi visnyk IFNTUNH*. 2010. No 4(26). P. 61-65. [in Ukrainian]