

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МУФТОВОГО РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ НА НАПРУЖЕННЯ У ВПАДИНАХ РІЗЬБИ НІПЕЛЯ

В.Б. Коней

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,  
e-mail: vkorey@nuing.edu.ua

За допомогою скінченно-елементних моделей муфтового різьбового з'єднання насосних штанг виявлено залежності еквівалентних напружень у впадинах різьби ніпеля від геометричних параметрів з'єднання.  
Ключові слова: муфтове з'єднання насосних штанг, різьба, метод скінченних елементів

С помощью конечно-элементных моделей муфтового резьбового соединения насосных штанг выявлены зависимости эквивалентных напряжений во впадинах резьбы нипеля от геометрических параметров соединения.

Ключевые слова: муфтовое соединение насосных штанг, резьба, метод конечных элементов

With the help of finite-element models of sucker rod thread connection the dependences of equivalent stresses in the thread of pin on the geometrical parameters of connection are exposed.

Keywords: sucker rod coupling, thread, finite elements method

**Актуальність проблеми.** Відомо, що основними причинами втомного руйнування муфтового різьбового з'єднання насосних штанг є динамічне навантаження і висока концентрація напружень у перших витках різьби ніпеля і зарізьбовій канавці [1, 2]. Це пояснюється тим, що в з'єднанні такого типу навантаження зростає від останніх до перших витків різьби за законом гіперболічного косинуса [3]. Тому величина нерівномірності навантаження вздовж витків різьби може бути критерієм втомної міцності з'єднання. Відомі дослідження, які проводились з метою зменшення концентрації напружень в різьбовому з'єднанні і пов'язані зі зміною окремих конструктивних елементів з'єднання [3]. Але комплексного підходу до оптимізації конструкції різьбових з'єднань, яка дозволить суттєво зменшити кількість їх відмов, розвинуто не було.

**Метою роботи** є розробка в середовищі Abaqus® [4] осесиметричної скінченно-елементної моделі з'єднання насосних штанг (рис.1) та дослідження впливу різних параметрів з'єднання на розподіл напружень у впадинах різьби.

**Опис моделі.** Особливістю розробки моделі є те, що вона створюється за допомогою модуля прикладної програми на мові Python, що дає змогу автоматично перебудовувати модель у разі зміни будь-якого її параметра. Таким чином, можна легко досліджувати вплив параметрів з'єднання на напруження в небезпечних зонах і проводити оптимізацію конструкції.

Геометрія моделі з'єднання відповідає ГОСТ 13877-96. Досліджувалося з'єднання штанг діаметром 19 мм. Для цього розраховувався найменш міцний стандартний варіант

з'єднання – з мінімальними допустимими розмірами різьби ніпеля і максимальними допустимими розмірами різьби муфти.

Модель є нелінійною, оскільки в ній моделюється контакт між деталями з'єднання та пластичність матеріалу. Матеріал деталей з'єднання – сталь з такими механічними характеристиками: модуль пружності  $E=2.1 \cdot 10^{11}$  Па, коефіцієнт Пуассона  $\mu=0.28$ , характеристики пластичності (див. табл. 1).

**Таблиця 1 – Залежність "напруження – пластична деформація матеріалу"**

Напруження, МПа	Пластична деформація
620	0.0
640	0.02
800	0.04
860	0.08
864	0.11

Згвинчування з'єднання моделювали за допомогою вбудованої функції BoltLoad, яка видовжує упорну частину муфти на величину  $\Delta l$ . Величина  $\Delta l$  підбиралась таким чином, щоб напруження розтягу в зарізьбовій канавці ніпеля дорівнювали  $0.6\sigma_m$ . Для стандартного з'єднання штанг діаметром 19мм  $\Delta l \approx 0,1$  мм.

Досліджувалась модель без зовнішнього навантаження і з зовнішнім навантаженням, яке створює в тілі штанги напруження розтягу 276 МПа.

**Аналіз результатів.** Проаналізуємо вплив на розподіл еквівалентних напружень у впадинах різьби ніпеля таких параметрів з'єднання: зусилля згвинчування, довжини зарізьбової ка-

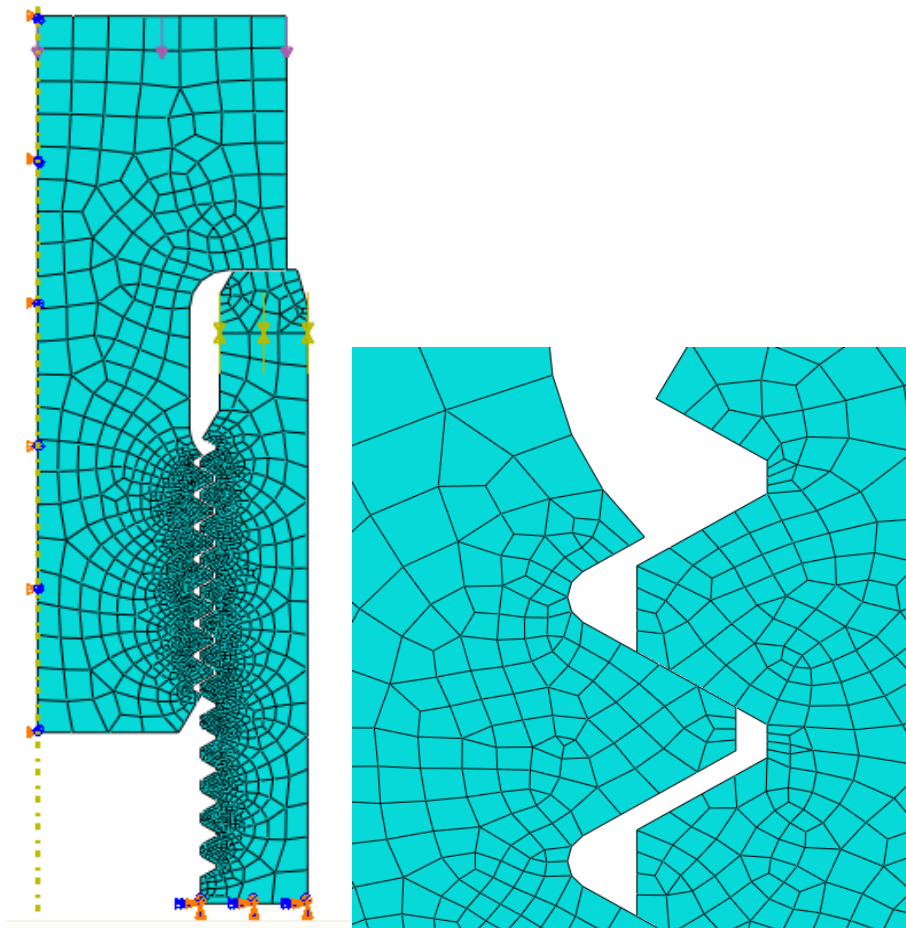


Рисунок 1 – Осесиметрична скінченно-елементна модель муфтового різьбового з’єднання насосних штанг діаметром 19 мм

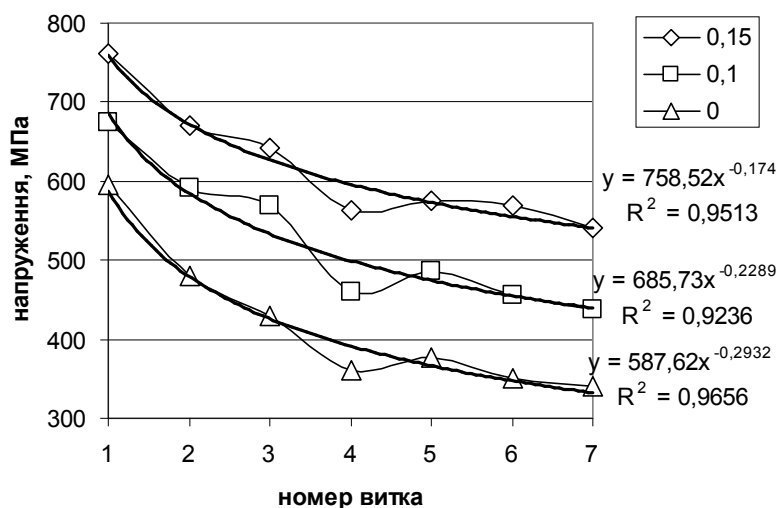
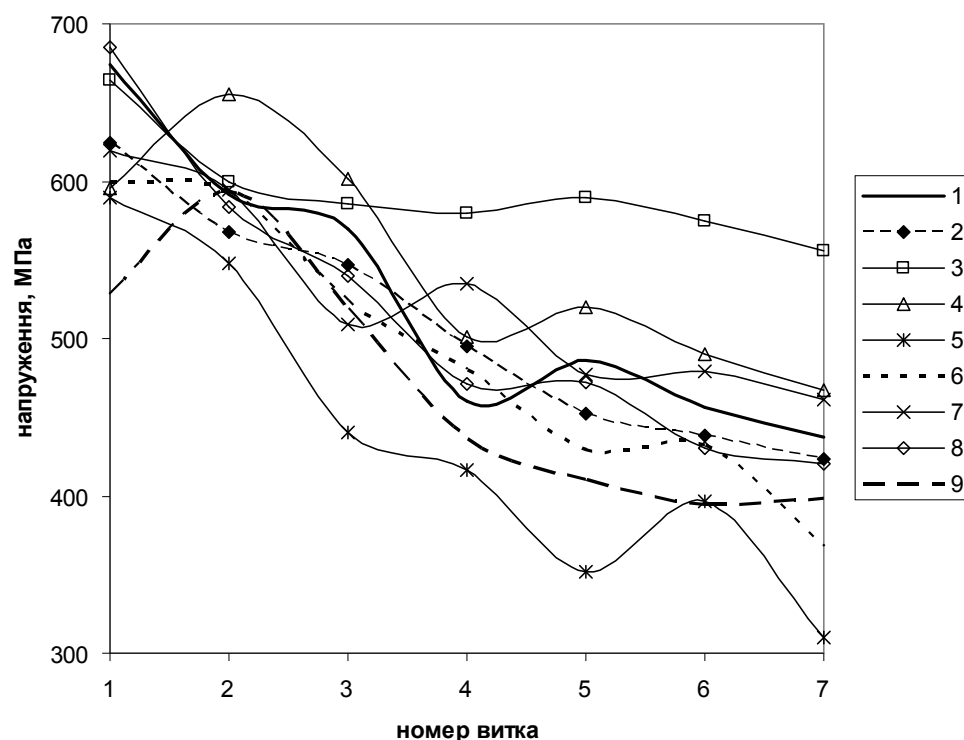


Рисунок 2 – Розподіл еквівалентних напружень у впадинах різьби ніпеля з’єднання штанг 19мм за різних величин згвинчування Δl і зовнішнього навантаження 276 МПа

навки, кроку різьби муфти, кута зрізу перших витків різьби муфти, кута профілю різьби ніпеля, радіуса впадин різьби ніпеля, зовнішнього діаметра різьби ніпеля, внутрішнього діаметра різьби муфти, радіуса скруглень зарізьбової канавки. Відомі подібні дослідження для різьбових з’єднань іншого типу і призначення [3].

На рис. 2 зображено графік розподілу еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера у впадинах різьби ніпеля від величини згвинчування Δl. Як бачимо, навантаження зростає від останніх до перших витків за законом гіперболічного косинуса. Для з’єднань такого типу це підтверджується і іншими джерелами



1 – найбільш небезпечна конфігурація стандартного з'єднання; 2 – довжина зарізьбової канавки 30 мм; 3 – крок різьби муфти 2,545 мм; 4 – кут зрізу перших витків різьби муфти 10°; 5 – кут профілю різьби ніпеля 65°; 6 – максимальний допустимий радіус впадин різьби ніпеля; 7 – максимальний допустимий зовнішній діаметр різьби ніпеля; 8 – мінімальний допустимий внутрішній діаметр різьби муфти; 9 – комплексна зміна параметрів

**Рисунок 3 – Розподіл еквівалентних напружень у впадинах різьби ніпеля з'єднання штанг 19 мм за величини згинчування 0,1 мм і зовнішнього навантаження 276 МПа**

[3]. При цьому помітно, що збільшення моменту згинчування призводить до більш рівномірного розподілу навантаження.

У разі збільшення довжини зарізьбової канавки удвічі, збільшується піддатливість ніпеля. Враховуючи це, для забезпечення зусилля згинчування, яке відповідає напруженню розтягу в ніпелі  $0.6\sigma_m$ , потрібно збільшити величину  $\Delta l$  до 0.134 мм. Проте, навіть після збільшення величини згинчування, у перших трьох впадинах різьби ніпеля спостерігаються менші напруження, ніж у стандартного з'єднання (рис. 3(2)).

Збільшення кроку різьби муфти на 0,005 мм призводить до суттєвого вирівнювання напружень у витках різьби ніпеля, але напруження в перших витках майже не зменшуються (рис. 3(3)). Напруження у зарізьбовій канавці зростають.

Зменшення кута зрізу (корекції) перших витків різьби муфти утричі (до 10°) дає змогу розвантажити лише перший виток ніпеля (рис. 3(4)). При цьому зменшується також напруження в зарізьбовій канавці.

Збільшення кута профілю різьби ніпеля на 5° суттєво зменшує напруження у впадинах його різьби (рис. 3(5)). Це пояснюється зміною області контакту витків: більше навантажується основа витка різьби ніпеля [3]. Зменшується також напруження в зарізьбовій канавці.

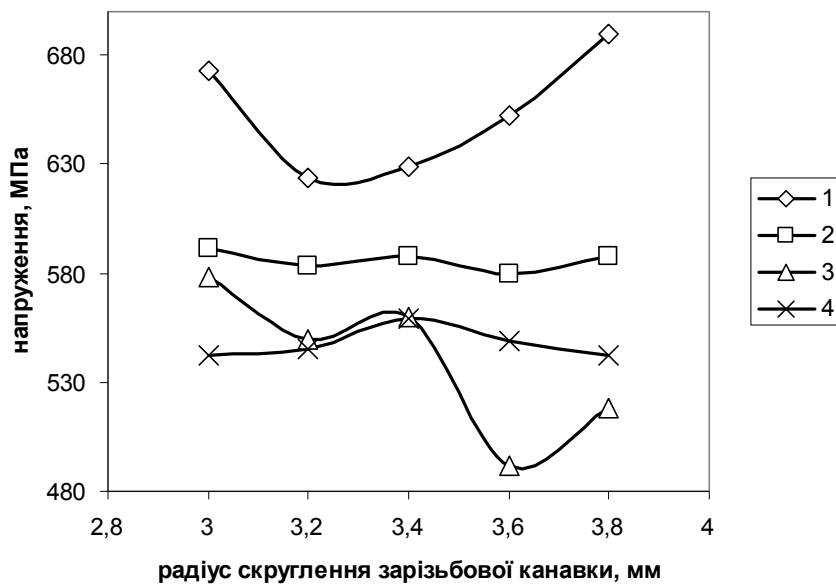
Збільшення радіуса впадин різьби ніпеля до максимального допустимого (0,36 мм) зменшує напруження в усіх впадинах ніпеля, але збільшує напруження в зарізьбовій канавці, оскільки зростає жорсткість різьбової частини ніпеля. (рис. 3(6)).

У з'єднанні з максимальним допустимим зовнішнім діаметром різьби ніпеля (рис. 3(7)) напруження у першій впадині менші, ніж у з'єднанні з мінімальним допустимим внутрішнім діаметром різьби муфти (рис. 3(8)), тому допуск на зовнішній діаметр різьби ніпеля повинен бути якомога меншим.

Зміна радіусів скруглення зарізьбової канавки може впливати на напруження як у самій зарізьбовій канавці, так і у перших впадинах різьби ніпеля (рис. 4). З рисунка видно, що оптимальна величина радіуса лежить в межах 3,2...3,6 мм.

Проаналізуємо з'єднання з комплексною зміною параметрів (кут зрізу перших витків різьби муфти - 10°, кут профілю різьби ніпеля - 65°, радіус заокруглення зарізьбової канавки ніпеля - 3,2 мм, радіус впадин різьби ніпеля - 0,36 мм, максимальний зовнішній діаметр різьби ніпеля - 26,952 мм, мінімальний внутрішній діаметр різьби муфти - 24,25 мм).

З рисунка 3 (9) видно, що одночасна комплексна зміна параметрів не завжди підсумовує позитивні ефекти від окремих змін, проте, спо-



1,2 - у першій і другій впадинах різьби ніпеля;  
 3,4 - у першому і другому радіусі скруглення зарізьбової канавки

Рисунок 4 – Залежність еквівалентних напружень від величини радіусів скруглення зарізьбової канавки

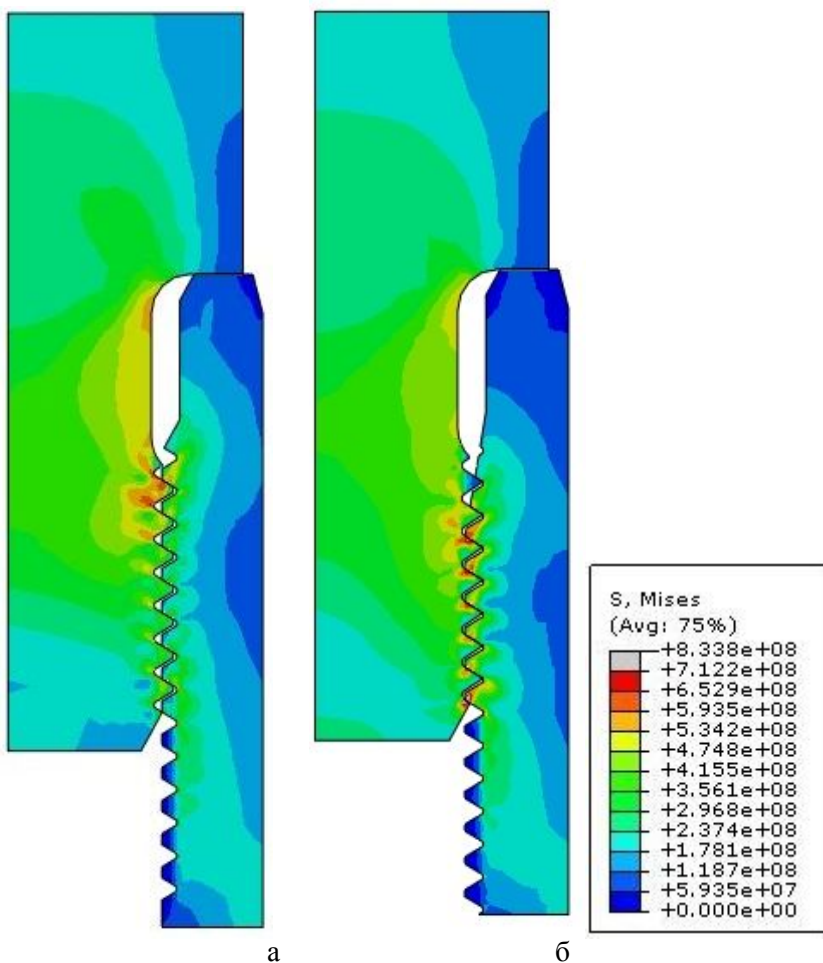


Рисунок 5 – Розподіл еквівалентних напружень за критерієм Мізеса (Па) у стандартному (а) і покращеному (б) з'єднаннях штанг діаметром 19 мм

стерігається значне зменшення напружень порівняно з вихідним варіантом (рис. 3, 5).

**Висновок.** Проведені дослідження свідчать, що вибір оптимальних геометричних параметрів з'єднання дозволяє зменшити величину напружень в небезпечних зонах на 10...20%. Розроблена в Abaqus осесиметрична скінченно-елементна модель з'єднання насосних штанг може ефективно використовуватись для ґрунтового різностороннього аналізу і оптимізації. Зокрема, можна оптимізувати зусилля згинчування, геометричні параметри, механічні характеристики матеріалів, обґрунтовувати застосування нових конструктивних елементів, визначати характеристики втомної міцності [5], аналізувати конструкцію під дією динамічних навантажень. На основі цієї моделі може бути створена тривимірна модель з'єднання для дослідження асиметричних конструктивних елементів, дефектів і навантажень.

### Література

- 1 Круман Б.Б. Глубиннонасосные штанги [Текст] / Б.Б.Круман. – М.: Недра, 1977. – 181 с.
- 2 Hoffman, Edward L. Finite Element Analysis of Sucker Rod Couplings with Guidelines for Improving Fatigue Life: Sandia report / Edward L. Hoffman – Sandia National Laboratories, 1997. – 66 pp.
- 3 Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения [Текст] / И.А.Биргер, Г.Б.Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.
- 4 [www.simulia.com](http://www.simulia.com)
- 5 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12: захищена 16.11.04; затв. 09.03.05 / Копей Володимир Богданович. – Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.

*Стаття поступила в редакційну колегію  
26.01.10  
Рекомендована до друку професором  
Ю.Д.Петриною*