

РОЗРОБЛЕННЯ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ З РІВНОМІРНИМ РОЗПОДІЛОМ ЗУСИЛЬ МІЖ ВИТКАМИ РІЗЬБИ

В.В. Михайлюк

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

Проводиться комп'ютерне моделювання різьбового з'єднання насосних штанг діаметром 19 мм із встановленим на поверхню муфти гладким циліндричним кільцем з натягом. Результати моделювання свідчать, що встановлення гладкого кільця позитивно впливає на розподіл напружень вздовж витків різьбового з'єднання.

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

Приводится компьютерное моделирование резьбового соединения насосных штанг с диаметром 19 мм с установленным на поверхность муфты цилиндрическим кольцом с натяжением. Результаты моделирования показывают, что установление кольца положительно влияет на распределение напряжений по виткам резьбового соединения.

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

In given paper computer modelling of a threaded connection of sucker rods in diameter of 19 mm with installed on a clutch surface a cylindrical ring with a tension is spent. Results of modelling show, that ring determination positively influences a stress distribution along threaded connection convolutions.

Keywords: sucker rod, thread, intense state, effort, loading, stress

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 дозволить при проектуванні 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.

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.

Конструктивна форма муфти значно впливає на розподіл зусиль між витками різьби. Існують такі конструктивні форми муфт [1]:

- стиснено-розтягнені муфти;
- муфта з кроком різьби, що відрізняється від кроку різьби ніпеля;
- розтягнені змінного перерізу.

Розглянемо окремо муфту зі змінним середнім діаметром різьби. Отримання рівномірного розподілу зусиль між витками різьби можливе внаслідок попереднього збільшення зазорів в різьбі, які можна отримати, збільшивши середній діаметр гайки (рис. 1).

Припустимо, що збільшення середнього діаметра різьби рівне $2y(z)$ (рис. 1), тоді осьовий зазор між витками в перерізі z обчислюватиметься за формулою:

$$\delta = y(z)tg \frac{\alpha}{2}, \quad (1)$$

де α – кут профілю різьби.

Тоді рівняння сумісності деформацій для різьбового з'єднання має вигляд:

$$\left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) \cdot dz_2 \cdot dz_1 = \\ = \gamma [q(z) - q(0)] + y(z)tg \frac{\alpha}{2}, \quad (2)$$

де: $E_1 E_2$ – модулі пружності матеріалу ніпеля та муфти відповідно;

$F_1 F_2$ – площі поперечних перерізів ніпеля та муфти;

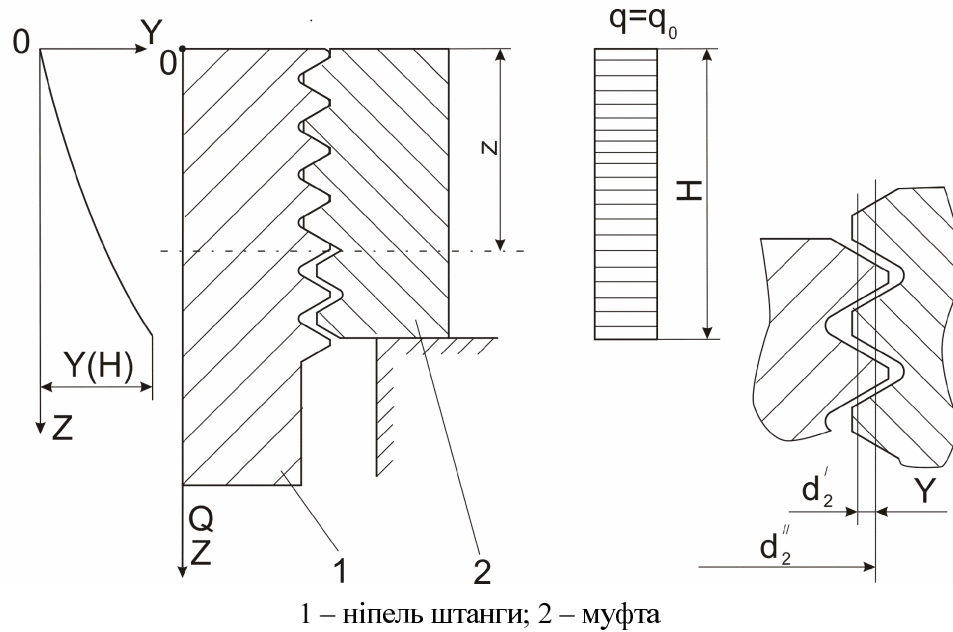


Рисунок 1 – Муфта зі змінним середнім діаметром різьби

γ – коефіцієнт, що залежить від геометричних параметрів різьбового з'єднання;
 z – координати довжини різьбового з'єднання.

Визначимо функцію $y(z)$ з умови рівномірного розподілу навантаження по висоті гайки. В цьому випадку $q(z) = q = const$, тоді з рівняння 2:

$$y(z) = \frac{1}{\text{tg} \frac{\alpha}{2}} \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \cdot \int_0^z dz \cdot \int_0^z q dz$$

або

$$y(z) = \frac{1}{2} q \cdot \text{ctg} \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \cdot z^2. \quad (3)$$

Прийнявши, що $q = \frac{Q}{H}$,

$$y(z) = \frac{Q}{2H} \cdot \text{ctg} \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \cdot z^2, \quad (4)$$

де: Q – загальне розтягуюче зусилля;

H – висота контакту різьби ніпеля та муфти.

З формули випливає, що кожному розрахованому навантаженню відповідає своя крива $y(z)$.

Середній діаметр різьби муфти визначається за рівнянням:

$$d_2'' = d_2' + \frac{Q}{H} \cdot \text{ctg} \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \cdot z^2, \quad (5)$$

де d_2' – середній діаметр різьби ніпеля.

З рівняння видно, що середній діаметр змінюється за параболічним законом. Максимальне збільшення середнього діаметра для вирів-

нювання навантаження по витках різьби необхідне в перерізі $z = H$.

З рівняння 5 знаходимо:

$$\Delta d_2 = \left| d_2'' - d_2' \right|_{\max} = QH \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \text{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (6)$$

Припустимо, що $E_1 = E_2 = E$, тоді

$$\Delta d_2 = H \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{E} \text{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (7)$$

Розглянемо муфту з конічним навантаженням, виходячи з умови, що конусність різьби муфти настільки мала, що всі її витки перебувають в контакті.

Для муфти з конічною різьбою середній діаметр:

$$d_2'' = d_2' + 2kz, \quad (8)$$

де: k – коефіцієнт пропорційності.

Таким чином величина $y(z)$ в рівнянні 2 набуде вигляду:

$$y(z) = kz. \quad (9)$$

Диференціюючи рівняння 2 знаходимо:

$$\beta \cdot \int_0^{z_1} q(z_2) dz = \gamma \cdot q'(z) + k \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Граничні умови будуть наступні:

$$q'(0) = -\frac{k \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}}{\gamma}; \quad (10)$$

$$q'(H) = Qm^2 - \frac{k \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}}{\gamma}; \quad (11)$$

де m – коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей матеріалу та геометричних параметрів різьби.

Визначимо постійні A і B :

$$A = -\frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{m\gamma} \quad (12)$$

$$B = \frac{Qm}{sh mH} + \frac{k}{m\gamma} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{ch mH - 1}{sh mH} \quad (13)$$

Розподіл навантаження по витках:

$$q(z) = \frac{Qm}{sh mH} \cdot ch mz - \frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{m\gamma} \cdot \left[sh mz - \frac{ch mH - 1}{sh mH} \cdot ch mz \right] \quad (14)$$

При $z=0$:

$$q(0) = \frac{Qm}{sh mH} + \frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{m\gamma} \cdot \frac{ch mH - 1}{sh mH} \quad (15)$$

При $z=H$:

$$q(H) = \frac{Qm \operatorname{ch} mH}{sh mH} - \frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{m\gamma} \cdot \frac{ch mH - 1}{sh mH} \quad (16)$$

Вплив конусності різьби муфти на розподіл навантаження по витках аналогічне зміні кроку різьби муфти. Зв'язок між величинами $\frac{\Delta s}{s}$ та k наступний:

$$\frac{\Delta s}{s} = k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (17)$$

де: s – крок різьби;

Δs – різниця кроків різьби ніпеля та муфти.

Збільшення середнього діаметра гайки з конічною різьбою в перерізі $z=H$ рівне:

$$\Delta d_2 = 2y(H) = 2kH. \quad (18)$$

Звідси:

$$\frac{\Delta s}{s} = \frac{1}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{\Delta d_2}{H} \quad (19)$$

Оптимальне співвідношення $\frac{\Delta d_2}{H}$ у відповідності з формулою $\frac{\Delta s}{s} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2E}$ матиме вигляд:

$$\frac{\Delta d_2}{H} = \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} Q \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \quad (20)$$

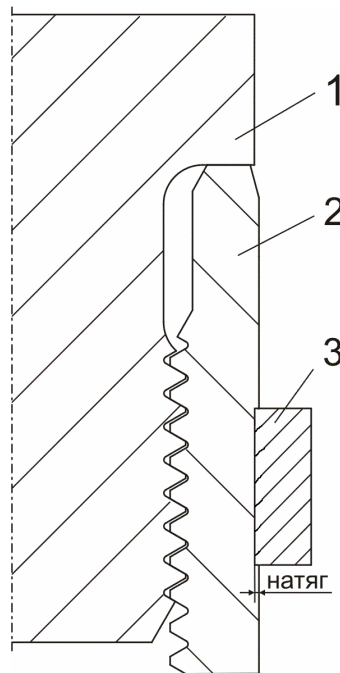
Припустимо, що $E_1 = E_2 = E$, тоді

$$\frac{\Delta d_2}{H} = \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{E} \quad (21)$$

Виготовлення різьби, геометрія середнього діаметру якої змінювалася б за законом гіперболи є майже неможливим. Основними способами формоутворення різьбової поверхні є точіння і накатування. За допомогою точіння мо-

жна тільки змінити середній діаметр на декількох витках, тому розподіл навантаження в реальності буде нерівномірним, а при накатуванні різьби неможливо забезпечити високу точність. Можлива комбінація методів – накатування з подальшим шліфуванням поверхні різьби, але одним з найбільших недоліків є дороговизна процесу шліфування та необхідність виготовлення спеціальних приспособлень та пристроїв. Використання такого методу для формування і оброблення різьби муфти насосної штанги є ще більш складним, оскільки її внутрішній діаметр є незначним.

Тому для зміни геометрії різьби насосної муфти пропонується встановлення гладкого кільця на зовнішню поверхню муфти з натягом (рис. 2).



1 – ніпель штанги; 2 – муфта; 3 – кільце

Рисунок 2 – З'єднання насосної штанги (19 мм) і муфти з кільцем на муфті

Встановлення гладкого циліндричного кільця на поверхню муфти збільшує габаритний розмір муфти (діаметр), що, з одного боку, є недоліком, оскільки зменшується кільцевий простір між насосно-компресорною трубою і муфтою, через який подається нафта на денну поверхню. З іншого боку, встановлення кільця має перевагу, оскільки кільце відіграватиме роль протектора, зменшуючи зношування муфти насосної штанги. В світовій практиці видобування нафти відомі муфти з встановленими на поверхні протекторами (рис. 3). Такі муфти виготовляє ВАТ "Очерский машиностроительный завод" [2].

Для розрахунку напружень, що виникають в різьбовому з'єднанні насосної штанги, в якому муфта має змінний середній діаметр, реалізований шляхом встановлення на її поверхні гладкого циліндричного кільця, та перегляду результатів у будь-якому перерізі. В програмному середовищі Ansys побудовано скінченно-



Рисунок 3 – Муфта з встановленим на поверхні протектором

елементну осесиметричну модель. Для розрахунку найбільш небезпечного варіанта з'єднання, розміри моделі різьби ніпеля вибирались мінімально допустимими, а розміри різьби муфти – максимально допустимими (ГОСТ 13877-96). Матеріалом деталей з'єднання вибрано сталь 40 після нормалізації ($E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$, $\sigma_m=440$ МПа, $\sigma_s=620$ МПа). Розрахунок проводився з врахуванням пластичності матеріалу і тертя між поверхнями контакту. Для моделювання зусилля згвинчування з'єднання,

між уступом ніпеля і опорним торцем муфти було введено ділянку матеріалу, здатного до термічного розширення в осьовому напрямку. Згідно з проведеними попередніми розрахунками розширення ділянки матеріалу становить $0,024$ мм, тобто дорівнює видовженню ніпеля від попереднього згвинчування.

Для порівняння картини розподілу напружень, що виникають в різьбовому з'єднанні насосної штанги з встановленим на поверхні муфти кільцем, побудовано та проведено розрахунок осесиметричної скінченно-елементної моделі стандартного різьбового з'єднання з такими самими геометричними та фізичними параметрами, тільки без встановленого з натягом кільця (рис. 4).

В таблиці 1 вказано числові значення напружень, що виникають в небезпечних зонах муфтового з'єднання.

Розподіл напружень за критерієм Мізеса по впадинах вздовж різьби ніпеля стандартного з'єднання відбувається наступним чином (рис. 5): в першому витку різьби напруження найбільше, далі відбувається зменшення величини напружень, а на останніх впадинах різьби ніпеля напруження зростають.

У випадку використання циліндричного гладкого кільця, яке встановлюється на поверхню муфти з натягом, розподіл напружень за критерієм Мізеса відбувається рівномірно, тільки у першій впадині напруження на 30 МПа більші, ніж на інших впадинах витків, а в останній впадині менші на 50 МПа. Спад напружень на останній впадині різьби ніпеля пояснюється неповним профілем витка різьби.

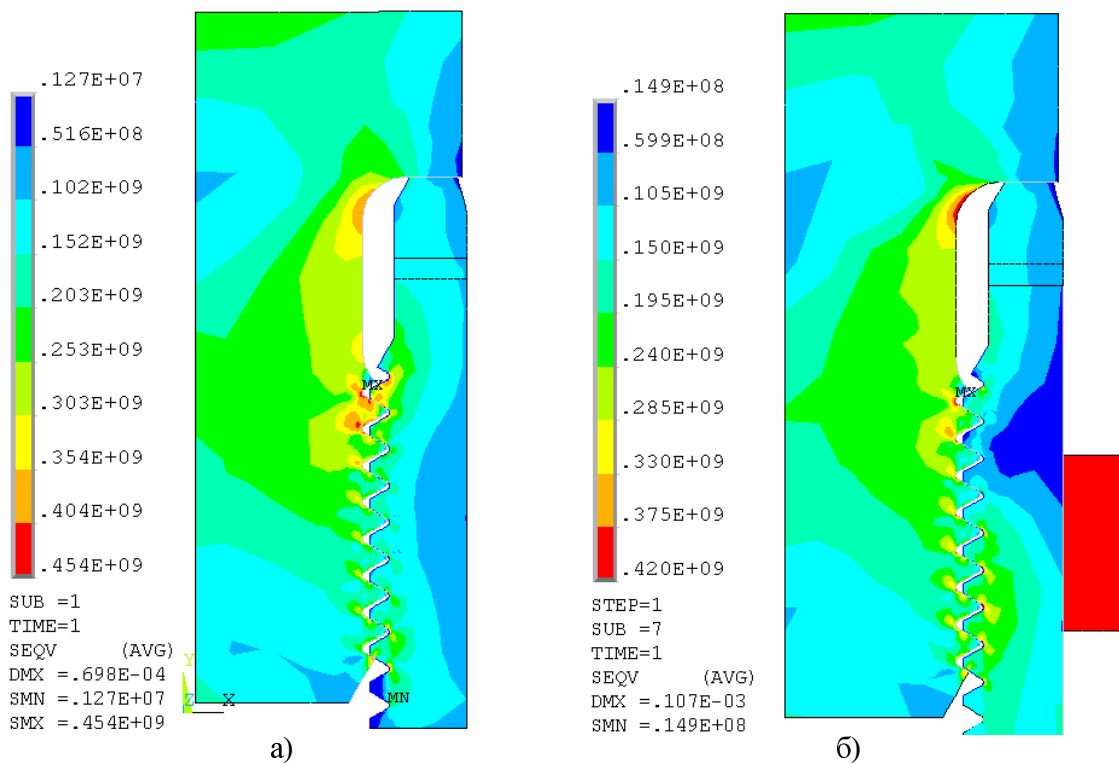


Рисунок 4 – З'єднання насосної штанги (19 мм) і муфти

Таблиця 1 – Розподіл напружень в небезпечних зонах з'єднання насосних штанг і муфт діаметром 19 мм

Небезпечні зони	$\sigma_{\text{мб}}$ МПа	
	Стандартна насосна штанга	Стандартна насосна штанга з кільцем
Перший радіус канавки	439	401
Другий радіус канавки	329	400
Перша впадина різьби ніпеля	454	420

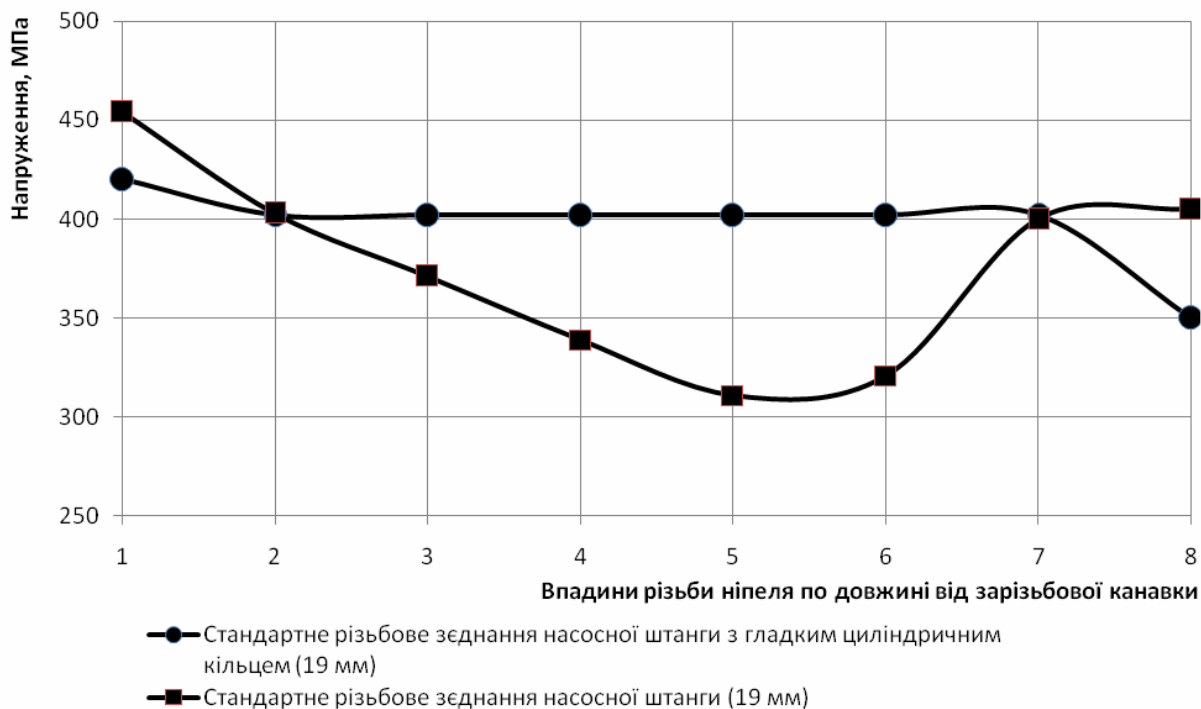


Рисунок 5 – Графічні залежності розподілу напружень за критерієм Мізеса по впадинах різьби

Отже, використання гладкого циліндричного кільця, встановленого на поверхню муфти з натягом, позитивно впливає на розподіл напружень вздовж витків різьбового з'єднання.

Література

1 Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1990. – 368 с.
 2 <http://www.ocher.ru>
 3 ГОСТ 13877-96. Межгосударственный стандарт. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. – Киев. Госстандарт Украины, 2002. – 28 с.

4 Ришмюллер Г. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами; пер. с нем. / Г.Ришмюллер, Х.Майер. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.
 5 Персиянцев М.Н. Добыча нефти в осложненных условиях / М.Н. Персиянцев. – М.: ООО «недра-Бизнесцентр», 2002. – 653 с.
 6 Муравьев И.М. Насосная эксплуатация скважин за рубежом / И.М. Муравьев, И.Т. Мищенко. – М.: Недра, 1967.– 240 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 05.10.10
 Рекомендована до друку професором Ю. Д. Петриною*