

наук.-техн. пр. – Львів: УкрДЛТУ, 2006. – Вип. 16.1. – С. 134–139. 8. Рабинович М.И. Об асимптотическом методе в теории нелинейных колебаний распределенных систем // ДАН СССР. – 1971. – 191, № 6. – С. 1253–1256. 9. Митропольский Ю.А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Клейна – Гордона // Укр. мат. журн. – 1995. – 47, № 9. – С. 209–216.

УДК 622.242:534-16

С.В. Харченко, Р.А. Ковальчук

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра опору матеріалів

ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ФЛАНЦЕВОГО З’ЄДНАННЯ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ ДВОХ ФАСОННИХ КІЛЕЦЬ

© Харченко С.В., Ковальчук Р.А., 2007

Досліджується можливість підвищення навантажувальної здатності фланцевого з’єднання за рахунок застосування двох фасонних кілець. Розрахунок здійснюють методом скінченних елементів з урахуванням сил затяжки болтів, сил ваги елементів конструкції, а також сил технологічного характеру фланцевого з’єднання.

Possibility of increase of loading ability of flange connection is explored due to application of two shaped rings. A calculation is conducted by the method of eventual elements taking into account forces of tightening of screw-bolts, forces of weight of elements of construction, and also strengths of technological fortitude of flange connection.

Аналіз відомих досліджень та постановка проблеми. Широке застосування фланцевих з’єднань в техніці, зокрема, у конструкціях, що працюють під високим тиском, спричиняє необхідність забезпечення надійності їх експлуатації. Здебільшого елементи фланцевих з’єднань виготовляють із великими коефіцієнтами запасу міцності. Це пояснюється тим, що розрахунки на міцність деталей такого типу виконуються наближеними інженерними методами і не забезпечують належної точності розрахунку [2]. Внаслідок на виготовлення фланцевого з’єднання затрачається надмірна кількість матеріалу, конструкція стає значно дорожчою, масивнішою і незручною в експлуатації. Досягнути необхідної точності розрахунку на міцність цих деталей дозволяють сучасні комп’ютерні системи проектування елементів машин і інженерних конструкцій, в основу яких покладено застосування методу скінченних елементів [1]. За рахунок підвищення точності розрахунку на міцність можна зменшувати коефіцієнти запасу, які не завжди задають обґрунтовано. Особливе значення має застосування уточнених методів розрахунку для оцінки міцності конструкцій, які значною мірою вичерпали свій ресурс [4, 5, 7]. Детальний аналіз напружено-деформованого стану конструкції дає можливість встановити реальний ступінь її зношення і визначити придатність до подальшої експлуатації.

У фланцевих з’єднаннях оболонкових елементів технологічного обладнання, що працює в умовах високого або надвисокого тиску, для герметизації робочого середовища використовуються фасонні кільця. Як показують проведені дослідження, наявність одного фасонного кільця у з’єднанні призводить до значного деформування фланця силами попередньої затяжки болтів, внаслідок чого істотно збільшуються еквівалентні напруження в місці переходу від фланця до оболонкової частини деталі. Розрахунок напружено-деформованого стану фланцевого з’єднання методом скінченних елементів на прикладі спеціальних муфт колонних головок газових свердловин

показав, що найнебезпечнішим місцем у спеціальній муфті є перехідна частина деталі між фланцем і стінкою. Для зменшення напружень у небезпечному місці муфти доцільно застосувати у фланцевому з'єднанні два фасонних кільця, які розміщуються концентрично до кола, що перетинає осі болтів, по різні боки від цих болтів. За рахунок опирання фланця одночасно на два кільця зменшується його прогин та усувається надмірний вплив деформування фланця на напруження в деталі [3, 8].

Метою статті є перевірка ефективності застосування двох фасонних кілець у фланцевому з'єднанні спеціальної муфти колонної головки газової свердловини для зменшення напружень у матеріалі.

Обґрунтування вихідних даних для проведення розрахунку фланцевих з'єднань. Схематичне зображення фланцевого з'єднання з двома фасонними кільцями показано на рис. 1.

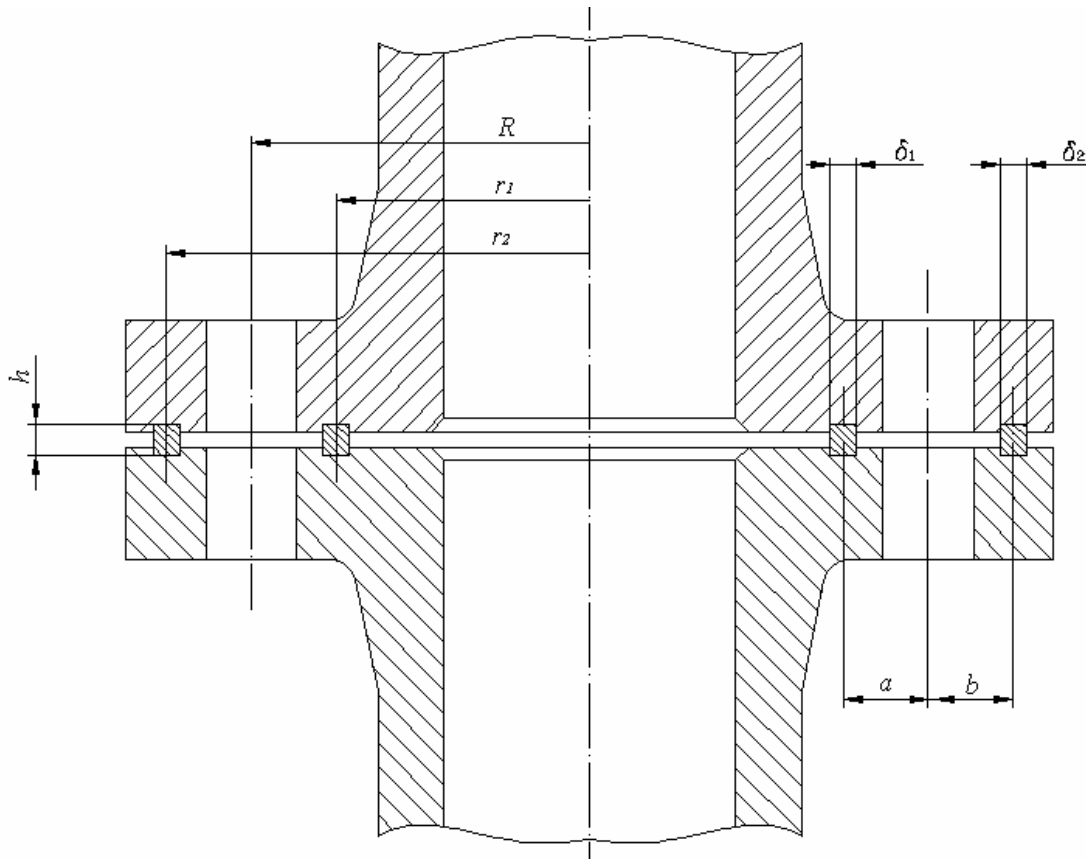


Рис. 1. Схематичне зображення перерізу фланцевого з'єднання

На схемі прийняті такі позначення: R – віддаль від осі фланця до осі болтового з'єднання; r_1 – віддаль від осі фланця до першого фасонного кільця; r_2 – віддаль від осі фланця до другого фасонного кільця; δ_1 , δ_2 – ширина, відповідно, першого та другого фасонних кілець; a , b – віддаль між, відповідно, першим та другим фасонними кільцями та віссю болтового з'єднання.

Від дії сил затяжки шпильок та сил внутрішнього тиску фланцеве з'єднання навантажується. Зусилля попередньо передаються на фасонні кільця. Нехай на перше фасонне кільце діє зусилля F_1 , а на друге F_2 . Для забезпечення рівноваги фланцевого з'єднання необхідно, щоб виконувалась умова

$$F_{к1}(R - r_1) = F_{к2}(r_2 - R). \quad (1)$$

Сили $F_{к1}$, $F_{к2}$ можна записати як

$$F_{к1} = 2\pi r_1 \delta_1 p_1, \quad F_{к2} = 2\pi r_2 \delta_2 p_2, \quad (2)$$

де p_1 , p_2 – тиски на поверхнях контакту першого і другого кілець з фланцями.

Підставивши вирази (2) до залежності (1), отримаємо

$$r_1 \delta_1 p_1 (R - r_1) = r_2 \delta_2 p_2 (r_2 - R). \quad (3)$$

З урахуванням співвідношення (3), залежностей

$$a = R - r_1; \quad b = r_2 - R$$

і припущення про рівність тисків p_1 і p_2 між собою, знаходимо

$$r_1 \delta_1 a = r_2 \delta_2 b. \quad (4)$$

Розглянемо два випадки добору фасонних кілець з урахуванням залежності (4).

Випадок 1. Припустимо, що $\delta_1 = \delta_2$, тобто, ширина кілець є однаковою. Тоді

$$r_1 a = r_2 b,$$

звідки

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{b}{a}. \quad (5)$$

Отже, якщо фасонні кільця мають однаковий прямокутний переріз, то їх необхідно розміщувати так, щоб задовольнялося співвідношення (5).

Випадок 2. Припустимо, що $a = b$, тобто, кільця розміщені на однаковій відстані від осі болта чи шпильки. Тоді

$$r_1 \delta_1 = r_2 \delta_2,$$

звідки

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\delta_2}{\delta_1}. \quad (6)$$

Отже, в разі розміщення кілець на однаковій відстані від осі болта чи шпильки, відношення ширини кілець необхідно добирати так, щоб виконувалася умова (6).

Фланцеве з'єднання може навантажуватися в осьовому напрямі силами внутрішнього тиску газу або рідини, які розтягують з'єднання, і силами ваги елементів конструкції, які додатково стискають з'єднання.

Діаграма навантаження різьбового фланцевого з'єднання розтягувальним зусиллям зображена на рис. 1, а, де F_s – сила затяжки з'єднання; ΔF – частка сумарного осьового навантаження F , на яку зменшується сила стискання фасонних кілець; $F - \Delta F$ – частка сумарного осьового навантаження F , на яку збільшується сила стискання фланців і сила розтягання болтів; F_k, F_1, F_2, F_s – осьові сили, що діють на фасонне кільце, фланці і болти після прикладання до з'єднання сумарного осьового навантаження F .

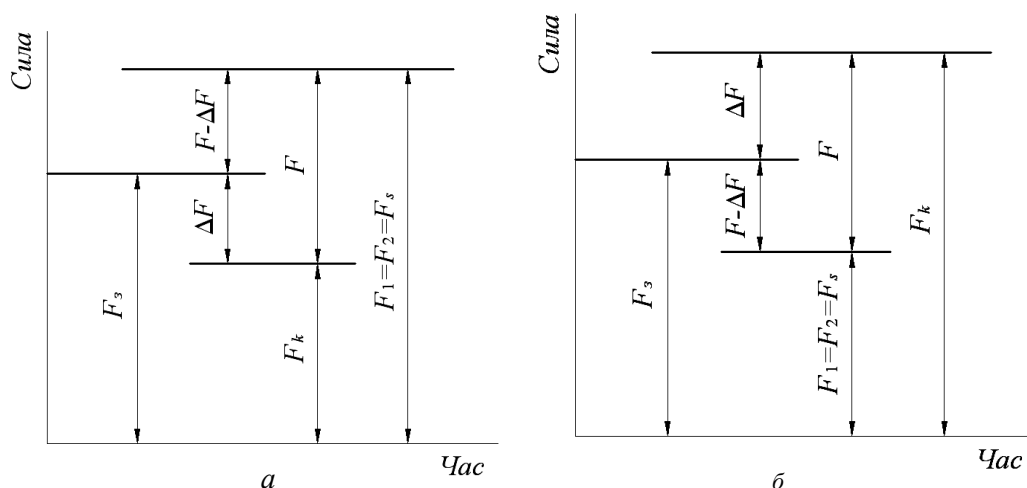


Рис. 2. Схема зусиль, що виникають у з'єднанні спеціальної муфти колонної головки з гирловою хрестовиною, навантаженому силами розтягу (а) та стиску (б)

Діаграма навантаження з'єднання стискаючою силою зображена на рис. 1, б. У цьому разі сила стискання фасонного кільця не зменшується внаслідок прикладання сумарного осевого навантаження F , а, навпаки, збільшується на ΔF . Сили стискання фланців і сила розтягання шпильок – зменшується на $F - \Delta F$.

Сумарне осеве навантаження на різеве з'єднання при дії максимального тиску газу спрямоване вверх і визначається за формулою

$$F = \frac{p\pi d_k^2}{4} - G, \quad (7)$$

де d_k – внутрішній діаметр фасонного кільця, p – тиск газу, G – вага ліфтової колони; після підстановки і обчислень отримаємо $F=194465$ Н.

Внаслідок прикладання навантаження F до затягнутого з'єднання фасонні кільця розслаблюються, фланці додатково стискаються, а стрижень болта розтягується. При тому алгебраїчна сума деформацій фасонних прокладок і фланців дорівнює деформації болта, тобто

$$\frac{\Delta F}{c_k} - \frac{F - \Delta F}{c_1} - \frac{F - \Delta F}{c_2} = \frac{F - \Delta F}{c_s}, \quad (8)$$

де c_k – сумарний коефіцієнт жорсткості фасонних кілець; c_1 і c_2 – коефіцієнти жорсткості фланців; c_s – сумарний коефіцієнт жорсткості стрижнів болтів.

З рівняння (8) одержуємо

$$\Delta F = \chi F, \quad (9)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження,

$$\chi = \frac{c_k(c_s c_1 + c_s c_2 + c_1 c_2)}{c_k c_1 c_s + c_k c_2 c_s + c_1 c_2 c_s + c_1 c_2 c_k}. \quad (10)$$

Для з'єднання, навантаженого поздовжнім розтягувальним зусиллям, силу затяжки болтів знаходимо у вигляді

$$F_3 = k_3 \Delta F, \quad (11)$$

де k_3 – коефіцієнт затяжки болта, $k_3=2,0$ [6].

Для навантаженого з'єднання знайдемо сумарну сила стискання фасонних кілець

$$F_\kappa = F_3 - \Delta F. \quad (12)$$

Визначимо силу стискання кожного з фасонних кілець. Оскільки

$$F_\kappa = F_{\kappa_1} + F_{\kappa_2}, \quad (13)$$

то згідно із залежністю (2), отримаємо

$$F_\kappa = 2\pi r_1 \delta_1 p + 2\pi r_2 \delta_2 p, \quad \text{де } p = p_1 = p_2. \quad (14)$$

Тоді тиск p на контактній поверхні фасонних кілець можна визначити із рівняння (14)

$$p = \frac{F_\kappa}{2\pi(r_1 \delta_1 + r_2 \delta_2)}. \quad (15)$$

Підставивши праву частину виразу (15) у рівняння (2), отримаємо вирази для визначення сил стискання фасонних кілець

$$F_{\kappa_1} = F_\kappa \frac{r_1 \delta_1}{r_1 \delta_1 + r_2 \delta_2}; \quad F_{\kappa_2} = F_\kappa \frac{r_2 \delta_2}{r_1 \delta_1 + r_2 \delta_2}. \quad (16)$$

Якщо прийняти, що $\delta_1 = \delta_2$, тобто, площі перерізів фасонних кілець є однаковими, то можна записати

$$F_{\kappa_1} = F_\kappa \frac{r_1}{r_1 + r_2}; \quad F_{\kappa_2} = F_\kappa \frac{r_2}{r_1 + r_2}. \quad (17)$$

Сумарна сила натягу болтів і сили стискання фланців

$$F_1 = F_2 = F_\sigma = F_3 + F - \Delta F. \quad (18)$$

Сумарне осьове навантаження на різеве з'єднання при дії мінімального тиску газу спрямоване вниз і визначається за формулою

$$F = G - \frac{p\pi d_k^2}{4}; \quad (19)$$

після підстановки значень отримаємо $F=152664,2$ Н.

Для з'єднання, навантаженого стискаючою силою, умова рівності алгебраїчної суми деформацій фасонних прокладок і фланців поздовжній деформації шпильок зберігає вигляд (8), а формули для визначення частки навантаження ΔF і коефіцієнта χ – вигляд (9), (10).

Силу затяжки для цього випадку навантаження знаходимо у вигляді

$$F_3 = k_3(F - \Delta F) = k_3(1 - \chi)F. \quad (20)$$

Для навантаженого з'єднання знаходимо:

– сумарна сила стискання фасонних кілець

$$F_k = F_3 + \Delta F; \quad (21)$$

сила стискання окремо кожного з фасонних кілець визначається аналогічно до з'єднання, навантаженого розтягувальним зусиллям (13)–(17).

Сумарна сила натягу болтів і сили стискання фланців

$$F_1 = F_2 = F_6 = F_3 - F + \Delta F. \quad (22)$$

Визначимо коефіцієнти жорсткостей елементів з'єднання. Коефіцієнт жорсткості фасонного кільця на стиск

$$c_k = \frac{\pi E (D_k^2 - d_k^2)}{4h} \quad (23)$$

Тут D_k і d_k – зовнішній та внутрішній діаметри фасонного кільця; h – висота фасонного кільця; E – модуль пружності матеріалу. Після підстановки значень та проведення обчислень отримаємо такі значення жорсткостей фасонних кілець: $c_{k1}=1,036 \cdot 10^8$ Н/мм; $c_{k2}=1,714 \cdot 10^8$ Н/мм.

Коефіцієнт сумарної жорсткості болтів на розтяг

$$c_6 = \frac{zE\pi d_6^2}{4l} \quad (24)$$

де d_6 – діаметр болта, z – кількість болтів у з'єднанні; $c_6=1,894 \cdot 10^7$ Н/мм.

Коефіцієнти жорсткості фланця спеціальної муфти колонної головки і фланця гирлової хрестовини на стиск, одержані шляхом розрахунку напружено-деформівного стану фланця методом скінченних елементів, становлять $c_1 = c_2 = 1,250 \cdot 10^7$ Н/мм.

Коефіцієнт зовнішнього навантаження визначаємо за формулою (10), після підстановки і проведення обчислень отримаємо

$$\chi = 0,7883.$$

Для максимального тиску газу ($p=12,5$ МПа) за формулами (9), (11)–(12), (18) з урахуванням (7) одержуємо

$$\Delta F = \chi F = 0,7883 \cdot 194465,0 = 153296,8 \text{ Н};$$

$$F_3 = k_3 \cdot \Delta F = 2,0 \cdot 153296,8 = 306593,6 \text{ Н};$$

$$F_k = F_3 - \Delta F = 306593,6 - 153296,8 = 153296,8 \text{ Н};$$

$$F_1 = F_2 = F_5 = F_3 + F - \Delta F = 306593,6 + 194465,0 - 153296,8 = 347761,8 \text{ Н}.$$

Для мінімального тиску газу ($p=1,5$ МПа) з урахуванням (19) за формулами (9), (20)–(22) одержуємо

$$\Delta F = \chi F = 0,7883 \cdot 152664,2 = 120345,2 \text{ Н};$$

$$F_3 = k_3(1 - \chi)F = 2,0 \cdot (1 - 0,7883) \cdot 152664,2 = 64638,0 \text{ Н};$$

$$F_k = F_3 + \Delta F = 64638,0 + 120345,2 = 184983,2 \text{ Н};$$

$$F_1 = F_2 = F_s = F_3 - F + \Delta F = 64638,0 - 152664,2 + 120345,2 = 32319 \text{ Н.}$$

Приймаємо силу затяжки, визначену з урахуванням можливого навантаження з'єднання максимальним тиском $p=12,5$ МПа, тобто,

$$F_3 = 306593,6 \text{ Н.}$$

Тоді максимальні зусилля на кільце і фланці у разі дії мінімального тиску газу (1,5 МПа) будуть

$$F_k = F_3 + \Delta F = 306593,6 + 120345,2 = 426938,8 \text{ Н;}$$

$$F_1 = F_2 = F_s = F_3 - F + \Delta F = 306593,6 - 152664,2 + 120345,2 = 274274,6 \text{ Н.}$$

Результати розрахунків. Розрахунок напружено-деформованого стану спеціальних муфт колонних головок з одним та двома фасонними кільцями проведемо методом скінченних елементів з урахуванням отриманих зусиль, які виникають внаслідок максимального навантаження ($p = 12,5$ МПа, $G = 200000$ Н) фланцевого з'єднання спеціальної муфти колонної головки з фонтанною арматурою.

Використаємо модель муфти з двома фасонними кільцями однакової товщини $\delta = 9$ мм. На рис. 3 зображені спеціальні муфти з пазами для одного (а) та двох (б) фасонних кілець, причому менші серединні діаметри пазів в обох муфтах є однакові і дорівнюють 209,5 мм. Серединний діаметр другого паза у муфті б розрахований за формулою (5) і становить 346,7 мм. Слід зауважити, що діаметр фланця у моделі муфти з двома кільцями дещо збільшено у зв'язку з необхідністю розміщення на ньому паза для другого кільця.

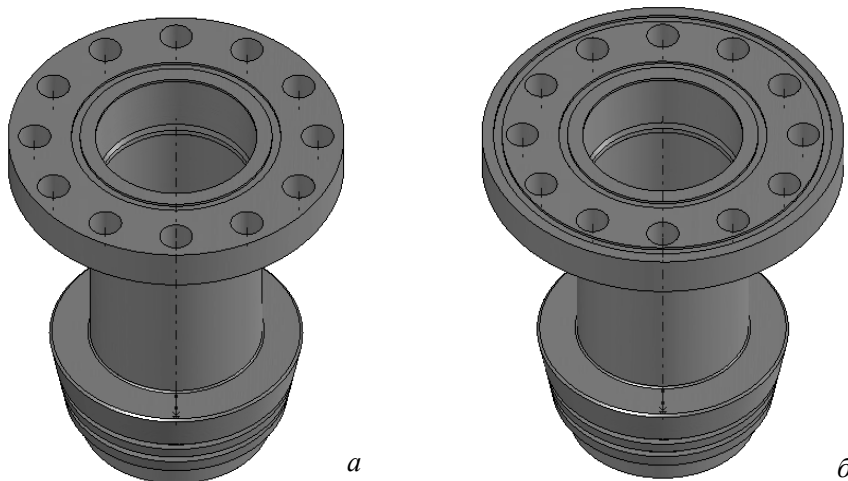


Рис. 3. Моделі спеціальних муфт з одним (а) та двома (б) фасонними кільцями

Аналізу піддавались муфти з товщинами стінок від 5 до 22 мм з інтервалом 1 мм. Особливістю такого розрахунку є детальне урахування реальних навантажень, які діють на муфту під час експлуатації. Результати розрахунків наведені у таблиці.

Результати розрахунків

Товщина стінки муфти, мм	Напруження у муфті з одним кільцем, МПа		Напруження у муфті з двома кільцями, МПа	
	На переході від фланця до стінки	Максимальні в тілі всієї муфти	На переході від фланця до стінки	Максимальні в тілі всієї муфти
1	2	3	4	5
5	167,1	247,8	150,4	256,2
6	148,1	239,9	132,5	247,9
7	149,5	217,7	118,7	220,3

1	2	3	4	5
8	149,8	190,4	107,7	193,5
9	153,8	168,6	98,9	175,2
10	154,7	160,5	90,6	159,4
11	161,6	161,6	88,3	145,6
12	164,3	164,3	89,1	135,9
13	165,6	165,6	90,7	122,8
14	164,4	164,4	93,1	116,5
15	161,0	161,0	93,2	105,7
16	162,1	162,1	92,8	100,8
17	163,3	163,3	94,1	99,9
18	165,0	165,0	96,1	99,4
19	164,3	164,3	95,4	98,7
20	165,8	165,8	95,5	98,3
21	166,2	166,2	96,8	97,4
22	166,5	166,5	97,2	97,2

Висновки. Дані, отримані під час розрахунків, засвідчують переваги застосування фланцевого з'єднання з двома фасонними кільцями. Максимальні напруження в муфті з двома фасонними кільцями при товщині стінки від 5 до 10 мм істотно не відрізняються від максимальних напружень у муфті з одним фасонним кільцем. Це пов'язано з тим, що небезпечним місцем у муфтах з такою товщиною стінки є перехідна частина від стінки до опорної частини муфти. При зростанні товщини стінки максимальні напруження в муфтах з двома фасонними кільцями поступово зменшуються порівняно з напруженнями в муфті з одним кільцем. Починаючи від товщини стінки 11 мм, напруження на перехідній частині між фланцем і стінкою муфти з одним кільцем стають максимальними, а для муфти з двома фасонними кільцями така закономірність проявляється, починаючи від товщини стінки 21–22 мм. Отже, застосування другого фасонного кільця розвантажує місце переходу від фланця до стінки, внаслідок чого зменшуються максимальні напруження в тілі муфти.

1. Алямовский А.А. и др. *Solid Works. Компьютерное моделирование в инженерной практике* / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ – Петербург, 2005. – 800 с. 2. *Арматура фонтанна та головки колонні: Стандарт організації України СОУ 11.1 – 20077720 – 003: 2004. Контроль технічного стану. Методи неруйнівні.* – К.: НАК “Нафтогаз України”, 2004. – 77 с. 3. Божидарник В.В., Сулим Г.Т. *Елементи теорії пластичності та міцності.* – Львів: Світ, 1999. – 945 с. 4. Болотин В.В. *Ресурс машин и конструкций.* – М.: Машиностроение, 1990. – 446 с. 5. *Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій / Під заг. ред. В.В. Панасюка.* – Львів: Фіз.-мех. ін-т ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2004. – 912 с. 6. Павлице В.Т. *Основи конструювання та розрахунок деталей машин.* – К.: Вища шк., 1993. – 556 с. 7. Панасюк В.В., Андрейкив А.Е., Ковчик С.Е. *Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов.* – К.: Наук. думка, 1977. – 280 с. 8. Писаренко Г.С., Квітка О.А., Уманський Є.С. *Опір матеріалів.* – 2-ге вид., доп. і перероб. – К.: Вища шк., 2004. – 655 с.