

5. Шеверницкий В.В. Статическая прочность сварных соединений из малоуглеродистой стали / Шеверницкий В.В. – К.: АН УССР, 1951. – 111с.
6. Gaubo M. Determination of the conditions of stress relieving of welded assembly / M.Gaubo // Welding Journal. – 1963. – V.42. – P.48-56.
7. Horst R. Zur statischen Festigkeit von Kehlnahtverbindungen des höherfesten Stahls st 45/60 / R. Horst. – 1969. – H.8 (Schweistechnik DDR).

Надійшла до редколегії 11.10.2011.

УДК 621.643.412:539.4.001.24

НІКІФОРЯК І.Г., студент
РИЧКА Т.М., студент
РЕЙДЕРМАН Ю.І., к.т.н., доцент
МАКАРЕНКО П.П., інженер
ЧЕРЕДНИК Є.О., ст. викладач

Дніпродзержинський державний технічний університет

ПРО РОЗРАХУНОК ФЛАНЦЕВИХ З'ЄДНАНЬ З КОНТАКТОМ ПО ВСІЙ ПРИВАЛОЧНІЙ ПОВЕРХНІ

Вступ. Для з'єднань, які ущільнюють рідке та газоподібне середовища, часто застосовують прокладки, розміщені в пазу кришки або корпусу ємності [1]. Торці такого фланцевого з'єднання щільно затиснені один з одним. Герметичність створюється стисненням прокладки між кришкою та корпусом при затягуванні болтів.

Постановка задачі. Для з'ясування механізму роботи таких фланцевих з'єднань піддавалися навантаженню внутрішнім тиском з'єднання, фланці яких зображені на рис.1. Як показав дослід, при розрахунку подібних фланцевих з'єднань необхідно розрізнити дві стадії навантаження: розкриття тарілок фланців ще не пройшло; почалося розкриття стику. Величина тиску, при якому настає розкриття стику, визначається згідно з роботою [2]. Дана робота присвячена вивченню питання визначення напружено-деформованого стану в елементах фланцевого з'єднання в другій стадії навантаження.

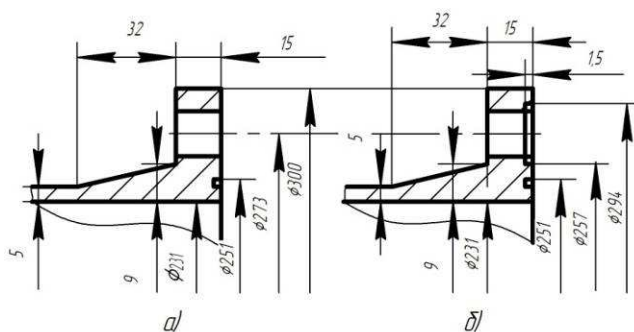


Рисунок 1 – Фланці з'єднань, які підлягають випробуванню

Результати роботи. Експериментальним шляхом встановлено, що механізм роботи фланцевих з'єднань, що досліджуються, після початку розкриття стику однаковий. Це дало можливість припустити, що в другій стадії навантаження контактні поверхні обертаються на деякий кут відносно один одного та контакт тарілок здійснюється по зовнішньому діаметру тарілки фланця. При цьому болти з'єднання розтягуються осьовою силою N та згинаються моментом M_6 . Повне робоче зусилля в болті

$$N = \frac{Q_3}{1-\chi} + \frac{h_1}{l_\delta} E_\delta F_\delta (\theta_1 + \theta_2), \quad (1)$$

де Q_3 – зусилля попередньої затяжки болта, Н; χ – коефіцієнт основного навантаження [2]; h_1 – відстань від осі болта до поверхні по зовнішньому діаметру тарілки фланця, м; E_δ – модуль пружності матеріалу болта, Па; F_δ – площа поперечного перерізу, м²; l_δ – розрахункова довжина болта, м; Q_1 та Q_2 – кути повороту відповідно лівої та правої тарілок фланців, рад.

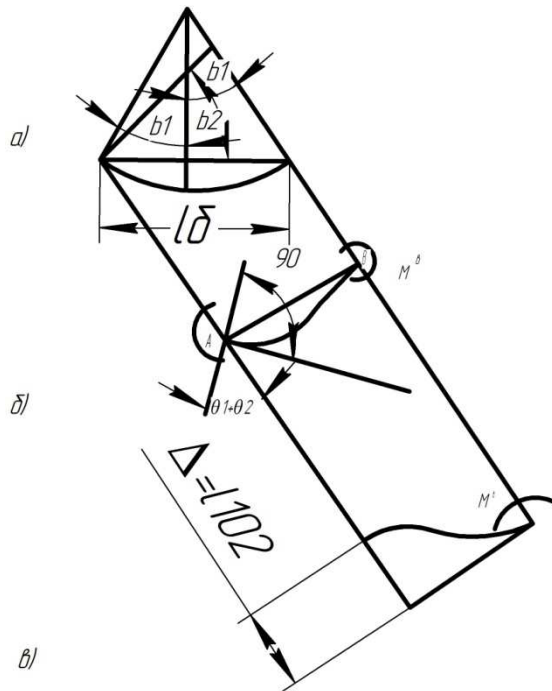


Рисунок 2 – Розрахункова схема згинання болта

У виразі (1) перший член є сумою зусилля попередньої затяжки болта та навантаження, викликаного симетричним деформуванням з'єднання до початку розкриття стику. Другий член враховує додаткове навантаження в результаті повороту перерізу фланця після розкриття стику.

Згинаючий момент M_δ є результатом зміщення лінії дії сили N від осі болта. Для визначення M_δ представимо схему згинання болта (рис.2, а) як суму двох схем (рис.2, б, в), що відповідають балці, обидва кінця якої затиснені. При повороті затисненого кінця А на кут $Q_1 + Q_2$ та зміщення лівої опори на величину $\Delta = l_1 Q_2$ без повороту кінців балки відносно один одного (де l_1 – величина розходження тарілок по болтовому колу) максимальний сумарний згинаючий момент болта та поперечна реакція дорівнюють [3]:

$$M_\delta^A = \frac{4E_\delta J_\delta}{l_\delta} (\theta_1 + \theta_2) - \frac{6E_\delta J_\delta}{l_\delta} \theta_2$$

$$Q_\delta = -\frac{6E_\delta J_\delta}{l_\delta^2} (\theta_1 + \theta_2) + \frac{12E_\delta J_\delta}{l_\delta^2} \theta_2,$$

де J_δ – момент інерції перерізу болта, м⁴.

Зміщення гайки не відбувається, якщо сила тертя гайки об тарілку фланця, яка заважає цьому зміщенню, буде більшою від поперечної реакції Q_δ . При цьому значення мінімально допустимого коефіцієнта тертя гайки об тарілку буде

$$\mu_{\min} = \frac{Q_\delta}{N}.$$

Оскільки величина коефіцієнта тертя в звичайних випадках більша 0,15, а значення μ_{\min} дуже малі [4], то гайка при навантаженні фланцевого з'єднання внутрішнім тиском не зміститься відносно тарілки. На останню будуть передаватися від болта тільки навантаження N та M_δ , що відповідає прийнятій розрахунковій схемі, наведеній на рис.3.

На цій схемі прийняті наступні позначення сил, діючих на фланцеве з'єднання: p – внутрішній тиск, Па; S – осьова сила, рівномірно розподілена по поверхні циліндричної оболонки радіуса r_1 , Н; N та M – рівномірно розподілені по болтовому колу сила та момент, Н, Н·м; P_k – зусилля контакту, що виникає при взаємному повороті тарілок фланців, Н; X та M – крайові поперечна сила та згинаючий момент, Н, Н·м.

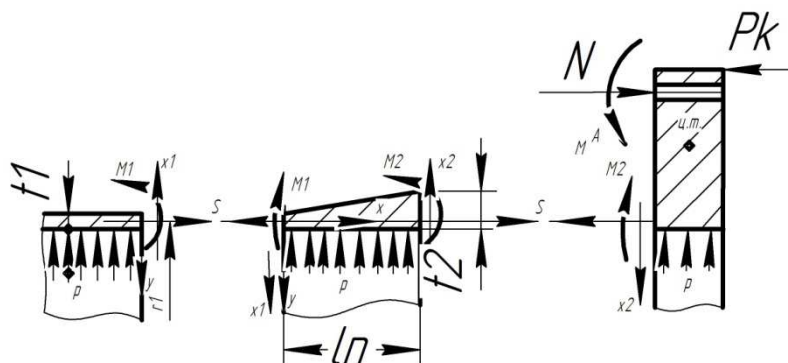


Рисунок 3 – Розрахункова схема елементів фланцевого з'єднання

Перш, ніж перейти до складання рівнянь нерозривності, дослідимо детальніше конічний перехід, який є короткою циліндричною оболонкою змінної товщини, навантаженої внутрішнім тиском. С.П.Тимошенко [5] розглядає подібну оболонку у випадку, коли сила $S=0$, а середній радіус оболонки постійний. А.А.Волошин [6] наближено розповсюджує рішення С.П.Тимошенко і на оболонки зі змінним середнім радіусом.

Напишемо диференціальне рівняння для конічного переходу, прийнявши $S = \frac{pr_1}{2}$:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(t^3 \frac{d^2 y}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\mu^2)t}{r_1^2} y + \frac{12(1-\mu^2)(1-\frac{\mu}{2})p}{E} = 0, \quad (2)$$

де x та y – осьове та радіальне переміщення оболонки, додатній напрямком яких показано на рис.3; t – змінна товщина конічного переходу, м; μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу оболонок та тарілки фланців.

Власним інтегралом цього рівняння буде

$$y = -\frac{r_1 P}{1 + \alpha \xi}, \quad (3)$$

де $P = \frac{(2-\mu)r_1 p}{2t_1 E}$; $\alpha = \frac{t_2 - t_1}{t_1}$; $\xi = \frac{x}{l_n}$;

t_1 та t_2 – відповідно найбільша та найменша товщина конічного переходу, м; l_n – довжина конічного переходу, м.

Щоб отримати повне розв'язання рівняння (2), знайдемо розв'язання однорідного рівняння

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(t^3 \frac{d^2 y}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\mu^2)t}{r_1^2} y = 0 \quad (4)$$

та до цього рівняння додамо власний інтеграл (3).

Виразимо величину t у вигляді функції $t = (t_2 - t_1)\varphi$, де

$$\varphi = \frac{x}{l_n} + \frac{t_1}{t_2 - t_1}.$$

Очевидно, рівняння (4) може бути представлено у вигляді:

$$\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{d^2}{d\varphi^2} \left(\varphi^3 \frac{d^2 y}{d\varphi^2} \right) + \frac{12(1-\mu^2)l_n^4}{r_1^2 (t_2 - t_1)^2} y = 0. \quad (5)$$

Принцип розв'язання рівняння (5) співпадає з розв'язанням, даним в роботі [5].

Для визначення постійних інтегрування, які входять в розв'язання диференціальних рівнянь, напишемо граничні умови, зведені в табл.1 [7], де y_1 – радіальне переміщення оболонки з постійною товщиною стінки; y', y'', y''' та y'_1, y''_1, y'''_1 – послідовні похідні відповідно від y та y_1 ; Δ_1 – радіальне переміщення тарілки фланця; D_1 та D_2 – циліндричні жорсткості відповідно вузького та широкого перерізів конічного переходу.

Таблиця 1 – Граничні умови

Граничні умови	В з'єднанні конічного переходу з циліндричною оболонкою при $x=0$	В з'єднанні конічного переходу з тарілкою фланця при $x=l_n$
Радіальні переміщення однакові	$y=y_1$	$y=\Delta_1$
Поворот перерізів однаковий	$y'=y'_1$	$y'=\theta_1$
Моменти однакові	$-D_1 y'' = -D_2 y''_1$	$-D_2 y'' = M_2$
Сили, що перерізають, однакові	$-D_1 \left(\frac{3\alpha}{l_n} y'' + y''' \right) - \frac{\alpha t_1 r_1 p}{4I_n} = -D y'''_1$; $D_1 = \frac{Et_1^3}{12(1-\mu^2)}$	$-D_2 \left[\frac{3\alpha}{l_n(1+\alpha)} y'' + y''' \right] - \frac{\alpha t_1 r_1 p}{4I_n} = -X_2$; $D_2 = \frac{Et_2^3}{12(1-\mu^2)}$

Для знаходження Δ_1 та θ_1 фланець розглядався як жорстке кільце, скручене навколо центра тяжіння системою сил, прикладених, як показано на рис.4.

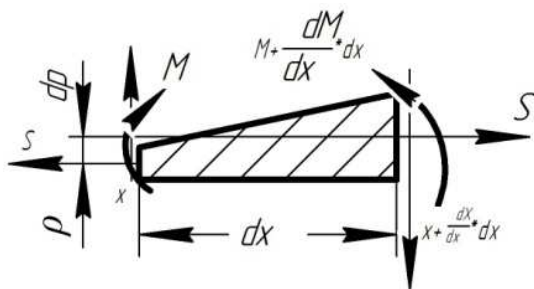


Рисунок 4 – До розрахунку сили, що перерізає, в перехідній ділянці

Таке припущення, як виходить з роботи [6], допустиме, якщо величина відношення зовнішнього діаметра тарілки до внутрішнього менша 2.

В останній граничній умові (рівняння зрізу) член $\frac{\alpha t_1 r_1 p}{4I_n}$ враховує момент вздовж осі конічної ділянки, що виникає внаслідок радіальної зміни середнього діаметра на цій ділянці.

Покажемо, як визначались величини поперечної сили, які входять в граничні умови.

Для цього розглянемо рівновагу елемента довжиною dx , який вирізано з перехідної ділянки:

$$Spdr + Mp - Xpdx - Mp - \rho \frac{dM}{dx} = 0; \tag{6}$$

де $\rho = r_1 + \frac{(t_2 - t_1)}{2l_n}$ – середній радіус конічного переходу, який змінюється, м;

$$M = -\frac{Et^3}{12(1-\mu^2)} y''; \quad t = \frac{(t_2 - t_1)x}{l_n} + t_1;$$

$$\frac{dM}{dx} = -\frac{3Et^2}{12(1-\mu^2)} \frac{(t_2 - t_1)}{l_n} y'' - \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)} y'''.$$

Після перетворень вираз (6) приймає наступний вигляд:

$$X = \frac{-\rho\rho(t_2 - t_1)}{2l_n} - \frac{3Et^2}{12(1-\mu^2)} \frac{(t_2 - t_1)}{l_n} y'' - \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)} y'''. \quad (7)$$

Після підстановки у вираз (7) $x=0, t=t_1, \rho=r_1$ або $x=l_n, t=t_2, \rho \approx r_1$ отримаємо значення поперечної сили X_1 та X_2 на вузькому та широкому торцях конічного переходу.

Рівнянням (7), як і диференціальним рівнянням (2), дається узагальнена залежність між згинаючим моментом та силою, що перерізає.

Підставивши в рівняння, яке виражає граничні умови, значення, що входять до нього, отримаємо вісім рівнянь нерозривності з вісьмома невідомими (шість постійних інтегрування та величини X_2 та M_2). Після визначення невідомих знаходимо N та M_0 , а потім визначаємо напруження в конічному переході.

Сумарна напруга в осьовому напрямку

$$\sigma_1 = \frac{r_1 \rho}{2t} \pm \frac{Et}{2(1-\mu^2)} \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (8)$$

де $\frac{r_1 \rho}{2t} = \sigma_{1m}$ – мембранна напруга в осьовому напрямку, Па.

Мембранна напруга в тангенціальному напрямку може бути визначена зі звичайного співвідношення для двовісно напруженого пружного матеріалу:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_{2m}}{E} - \mu \frac{\sigma_{1m}}{E},$$

де σ_{2m} – мембранна напруга в тангенціальному напрямку, Па; ε_t – тангенціальна деформація.

Оскільки $\varepsilon_t = -\frac{y}{r_1}$

та $\sigma_{1m} = \frac{r_1 \rho}{2t}$,

маємо $\sigma_{2m} = -\frac{Ey}{r_1} + \mu \frac{r_1 \rho}{2t}$.

Сумарна тангенціальна напруга в конічному переході

$$\sigma_2 = -\frac{Ey}{r_1} + \mu \frac{r_1 \rho}{2t} \pm \mu \frac{Et}{2(1-\mu^2)} \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (9)$$

або, враховуючи рівність (8),

$$\sigma_2 = -\frac{Ey}{r_1} + \mu \sigma_1.$$

У виразах (8) та (9) знак плюс береться при визначенні напруг у внутрішній поверхні, а знак мінус – у зовнішній.

Максимальне напруження в болтах визначається за формулою

$$\sigma_0 = \frac{N}{F_0} + \frac{M_0 r_0}{J_0}.$$

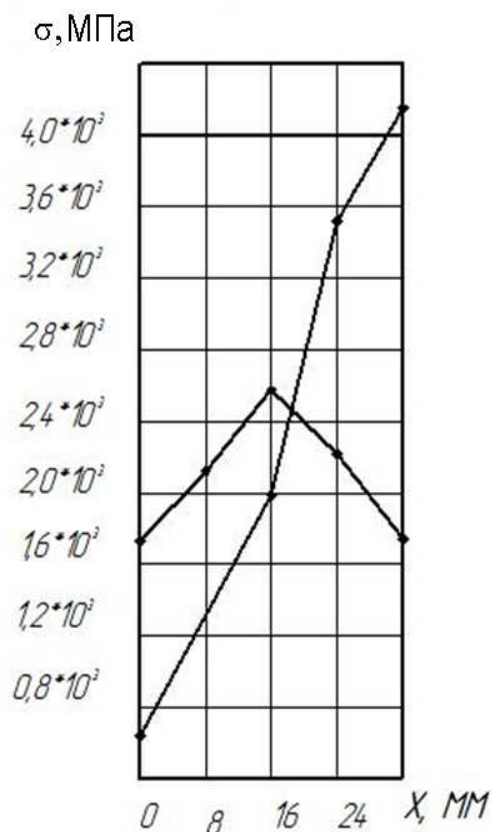


Рисунок 5 – Порівняння розрахункових та експериментальних напружень

Таким чином, розрахунок напруженого стану елементів фланцевого з'єднання із застосуванням методу, що розглядається, проводиться в наступній послідовності. Припускаючи заданими розміри з'єднання, величину розрахункового тиску та зусилля затягу, складають рівняння нерозривності, розв'язуючи які визначають постійні інтегрування та невідомі X_2 та M_2 . Потім знаходять величини $y, \frac{dy}{dx}, \frac{d^2y}{dx^2}$ в перерізах, що розглядаються, кінцевого переходу та вираховують напруження в кінцевому переході та болтах¹.

Висновки. Порівняння результатів розрахунку з'єднання, розміри якого показані на рис.1, а, з експериментальними даними при його навантаженні $p=12$ МПа наведені на рис.5 у вигляді розрахункових кривих, які показують, що в останніх перерізах розрахункові напруження добре узгоджуються з експериментальними. Деякий незбіг розрахункових та дослідних напружень може бути пояснено наявністю закруглення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Корндров Б.А. Техника высоких давлений в химии / Корндров Б.А. – М.: Госхимиздат, 1952. – 231с.
2. Биргер И.А. Определение податливости промежуточных деталей резьбового соединения / И.А.Биргер // Вестник машиностроения. – 1961. – №5. – С.17-20.
3. Румянцев О.В. Теория расчета фланцевых соединений / Румянцев О.В. // Труды НИИХиммаша. – 1958. – №5. – С.10-15.
4. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки / Тимошенко С.П. – М.: Гостехиздат, 1988. – 205с.
5. Волошин А.А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов / Волошин А.А. – Л.: Судпромгиз, 1959. – 255с.
6. Rodabaugh E.C., Atterbury T.I. «Trans. of ASME», Series B. – 1962. – №3. – С.48-56.

Надійшла до редколегії 23.12.2011.

¹ В статті не проводяться кінцеві розрахункові формули через їх громіздкість