

Локальний напружений стан трубопроводів з неспіввісними з'єднаннями

З.С. Ясковець • І.П. Селіверстова • М.В. Бородій

Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України, м.Київ, Україна;

Received: 24 April 2018 / Accepted: 20 November 2018

Анотація. Дефекти магістральних трубопроводів у вигляді різнотовщинних з'єднань та неспіввісностей є досить поширеними та небезпечними. На основі оболонкових рішень отримано аналітичний метод визначення основних силових і деформаційних параметрів для аналізу напруженого стану труб з недоскональностями поперечних зварних швів у вигляді осьових неспіввісностей, які моделюють поширені дефекти форми при зварюванні труб – зміщення кромки та різнотовщинність. Проведене чисельне моделювання для перевірки результатів аналітичного аналізу показало високу збіжність результатів в зонах концентрації напружень.

Ключові слова: осьова неспіввісність, різнотовщинне з'єднання, концентрація напружень.

Вступ

Системи трубопроводів складають значну частину обладнання нафтогазової, хімічної та енергетичної промисловостей. Вони є найбільш навантаженими елементами у порівнянні з іншим обладнанням за рахунок наявності значної кількості дефектів. Недосконалості форми трубних елементів (дефекти форми) збільшують їх напружений стан і часто є причиною виникнення тріщиноподібних дефектів та руйнувань.

Згідно ДСТУ-Н Б В.2.3-21:2008 [0] та API 579-1/ASME FFS-1 [2] найбільш розповсюдженими дефектами форми трубопроводів є: забоїна, вм'ятина, неспіввісність, різнотовщинне з'єднання. Аналізу вм'ятин та забоїна присвячено багато робіт, наприклад [3-5]. Так, у роботі [4] порівнювалися методи розрахунку переміщень трубопроводів з вм'ятинами, тоді як розробці методів оцінки граничного пластичного стану труби з вм'ятиною присвячено [5].

Проте, дослідженню не менш поширених дефектів магістральних трубопроводів типу неспіввісність та різнотовщинність, присвячено менше робіт. В [6] показано, що вплив дефектів монтажу повинен бути врахований при аналізі напружено-деформованого стану в зоні зварного з'єднання. В роботі [7] описаний принцип вимірювання відхилення від співвісності зварних з'єднань трубопроводів та особливості системи їх контролю. Автор [8] проводив аналітичні та експериментальні дослідження неспіввісності зварного шва.

Нормативні документи [0, 2] та інші дослідники [8, 9] достатньо складно оцінюють або не враховують оболонковий характер локального напруженого стану трубопроводу при наявності неспіввісностей поперечних зварних швів.

Постановка задачі

Робота присвячена визначенню коефіцієнта концентрації для дефектів типу осьова неспіввісність та різнотовщинність. Отже, метою даної роботи є розробка інженерного аналітичного методу визначення напруженого стану елемента трубопроводу за наявності осьової неспіввісності поперечного зварного шва.

Чисельне та аналітичне моделювання

Розглянемо випадок осьової неспіввісності, в якому $t_1 = t_2$ і $D_1 > D_2$ Рис. 1.

Елемент довжиною dx стінки труби радіуса R представлений на Рис. 2, де W – переміщення в напрямку осі y ; Q – поперечна сила в напрямку осі y ; θ – кут повороту відносно осі x ; M – згинальний момент відносно осі x . При цьому, назначаємо наступну систему знаків:

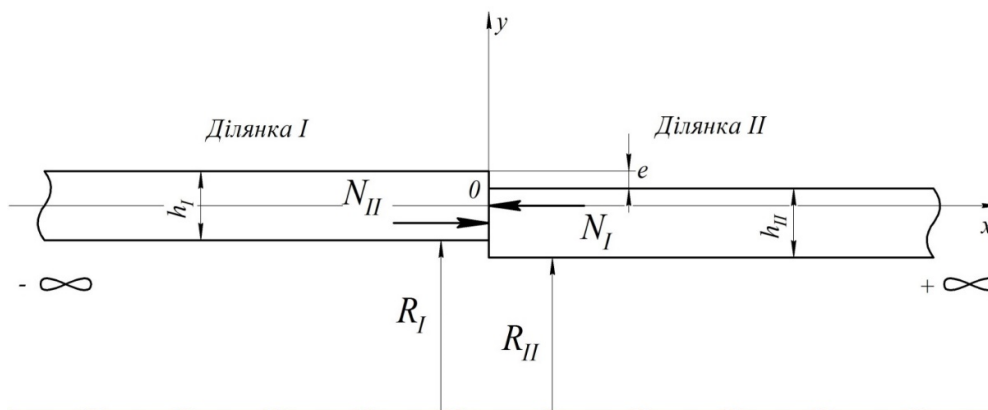


Рис. 1. Розрахункова схема

- додатні значення переміщень W направляємо в напрямку осі y ;
- додатні значення поперечних сил Q направляємо в напрямку осі y ;
- додатній кут повороту θ направляємо проти годинникової стрілки;
- додатні значення згинальних моментів M направляємо за годинниковою стрілкою.

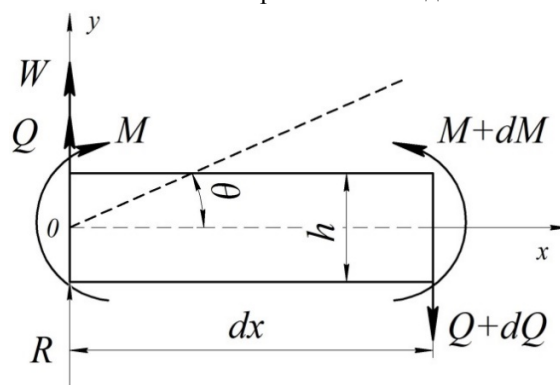


Рис. 2. Елемент стінки труби

Основні диференційні залежності [10]:

$$\frac{dW(x)}{dx} = \theta(x); \quad (1)$$

$$\frac{d\theta(x)}{dx} = \frac{M(x)}{EI} \cdot (1 - \mu^2); \quad (2)$$

$$\frac{dM(x)}{dx} = Q(x); \quad (3)$$

$$\frac{dQ(x)}{dx} = -\frac{N_\phi}{R}; \quad (4)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона; E – модуль Юнга; I – момент інерції; N_ϕ – погонне колове зусилля (див. Рис. 3)
Очевидно, що:

$$\frac{d^2W(x)}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \cdot (1 - \mu^2), \quad (5)$$

Двічі диференціюючи по x обидві частини рівняння (5) та враховуючи залежність (3) отримуємо:

$$\frac{EI}{(1 - \mu^2)} \frac{d^4W(x)}{dx^4} = -\frac{N_\phi}{R}, \quad (6)$$

Виразимо погонне колове зусилля N_ϕ оболонки через прогин балки $W(x)$ (див. Рис. 3).

Одночасно $W(x)$ являється радіальним переміщенням точок оболонки в результаті дії Q та M . Це переміщення викликає в коловому напрямку відносне видовження:

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(R + W(x)) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{W(x)}{R}, \quad (7)$$

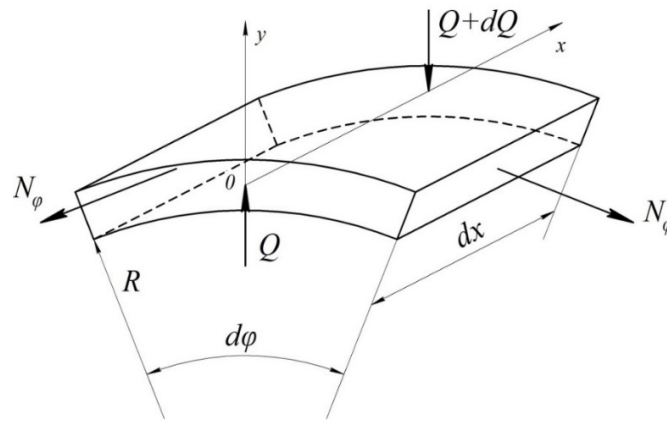


Рис. 3. Елемент оболонки труби

Вважаючи, що меридіальні напруження розтягу в оболонці відсутні, отримаємо колові напруження:

$$\sigma_t = E \cdot \varepsilon_t = \frac{E \cdot W(x)}{R}, \quad (8)$$

Тоді погонне колове зусилля N_ϕ :

$$N_\phi = \sigma_t \cdot h \cdot 1 = \frac{h \cdot E \cdot W(x)}{R}, \quad (9)$$

Підставляємо (8) в (6) та отримуємо:

$$\frac{EI}{(1-\mu^2)} \frac{d^4 W(x)}{dx^4} = -\frac{h \cdot E \cdot W(x)}{R^2}, \quad (10)$$

Для спрощення виразу (9), розпишемо момент інерції I для прямокутного поперечного перерізу та введемо заміну:

$$a^4 = -\frac{3 \cdot (1-\mu^2)}{h^2 \cdot R^2}, \quad (11)$$

Тоді вираз (9) набуває вигляду:

$$\frac{d^4 W(x)}{dx^4} + 4a^4 \cdot W(x) = 0, \quad (12)$$

Розв'язок рівняння (11) добре відомий:

$$W(x) = e^{ax} (C_1 \cdot \cos(ax) + C_2 \cdot \sin(ax)) + e^{-ax} (C_3 \cdot \cos(ax) + C_4 \cdot \sin(ax)) \quad (13)$$

де C_i - довільні константи.

На рис. 1 представлено розрахункову схему щодо визначення впливу неспівісності на концентрацію напружень. Початком системи координат є точка з'єднання двох напівскінченних труб з неспівісністю e .

Запишемо рівняння (12) для першої та другої ділянок в загальному випадку:

$$W_I(x) = e^{a_I x} (C_1 \cdot \cos(a_I x) + C_2 \cdot \sin(a_I x)) + e^{-a_I x} (C_3 \cdot \cos(a_I x) + C_4 \cdot \sin(a_I x)) \quad (14)$$

$$W_{II}(x) = e^{a_{II} x} (C_5 \cdot \cos(a_{II} x) + C_6 \cdot \sin(a_{II} x)) + e^{-a_{II} x} (C_7 \cdot \cos(a_{II} x) + C_8 \cdot \sin(a_{II} x)) \quad (15)$$

Для напівнескінченної труби переміщення, кути поворотів, сили і моменти на першій ділянці швидко затухають зі зменшенням координати x . Тому, в виразі (13) необхідно відкинути компоненти з від'ємним показником ступеня при експоненті. Аналогічним чином у виразі (14) необхідно відкинути компоненти з додатним показником ступеня при експоненті, оскільки переміщення, кути поворотів, сили і моменти на другій ділянці затухають зі збільшенням координати x . Таким чином, для першої та другої ділянок напівнескінченних труб вирази (13) та (14) набувають вигляду:

$$W_I(x) = e^{a_I x} (C_1 \cdot \cos(a_I x) + C_2 \cdot \sin(a_I x)); \quad (16)$$

$$W_{II}(x) = e^{-a_{II} x} (C_7 \cdot \cos(a_{II} x) + C_8 \cdot \sin(a_{II} x)). \quad (17)$$

Константи C_1 , C_2 , C_7 та C_8 визначаються з умов спряження ділянок в точці їх з'єднання (початок координат):

$$\begin{aligned} W_I(x=0) &= W_{II}(x=0); \\ \theta_I(x=0) &= \theta_{II}(x=0); \\ Q_I(x=0) &= Q_{II}(x=0); \end{aligned} \quad (18)$$

$$M_I(x=0) - \Delta M = M_{II}(x=0).$$

де ΔM – додатковий момент за рахунок зміщення нейтральних осей на величину e (див. Рис. 1). Приймаючи, що $N_I \sim N_{II} = N$ (випадок труб одного діаметру та товщини стінки) з врахуванням знаку N та M маємо:

$$\Delta M = N \cdot e, \quad (19)$$

Знаючи умови спряження ділянок (17), рівняння (15) і (16), використовуючи основні диференціальні залежності (1)-(4), знаходимо невідомі константи. При цьому, для спрощення приймаємо $a_I \sim a_{II} = a$ (випадок труб одного діаметру та товщини стінки). Таким чином, отримуємо рівняння для визначення переміщень, моментів, кутів повороту та внутрішніх сил для кожної ділянки.

Для першої ділянки рівняння мають вигляд:

$$W_I(x) = e^{ax} \cdot \frac{\Delta M \cdot (1 - \mu^2)}{4a^2 EI} \cdot \sin(ax); \quad (20)$$

$$\theta_I(x) = e^{ax} \cdot \frac{\Delta M \cdot (1 - \mu^2)}{4a \cdot EI} \cdot (\sin(ax) + \cos(ax)); \quad (21)$$

$$M_I(x) = e^{ax} \cdot \frac{\Delta M}{2} \cdot \cos(ax); \quad (22)$$

$$Q_I(x) = -a \cdot e^{ax} \cdot \frac{\Delta M \cdot (1 - \mu^2)}{2 \cdot EI} \cdot (\sin(ax) - \cos(ax)). \quad (23)$$

Для другої ділянки рівняння мають вигляд:

$$W_{II}(x) = e^{-ax} \cdot \frac{\Delta M \cdot (1 - \mu^2)}{4a^2 EI} \cdot \sin(ax); \quad (24)$$

$$\theta_{II}(x) = -e^{-ax} \cdot \frac{\Delta M \cdot (1 - \mu^2)}{4a \cdot EI} \cdot (\sin(ax) - \cos(ax)); \quad (25)$$

$$M_{II}(x) = -e^{-ax} \cdot \frac{\Delta M}{2} \cdot \cos(ax); \quad (26)$$

$$Q_{II}(x) = a \cdot e^{-ax} \cdot \frac{\Delta M \cdot (1 - \mu^2)}{2 \cdot EI} \cdot (\sin(ax) + \cos(ax)). \quad (27)$$

Для оцінки точності отриманого аналітичного розв'язку проведено чисельне моделювання з використанням розрахункового комплексу ANSYS. Для розрахунку напруженого стану двох труб з'єднаних між собою неспіввісною, була створена скінченно-елементна модель, що мала 20886 елементів SHELL181 та 20892 вузлів. Геометричні параметри моделі: $R=48$ мм, $h=4$ мм, $e=0.8$ мм, для уникнення розрахункової похибки перехід між двома трубами виконано плавно, довжина переходу складала 2 мм. Розподіл нормальних осьових напружень в оболонці представлено на Рис. 4.

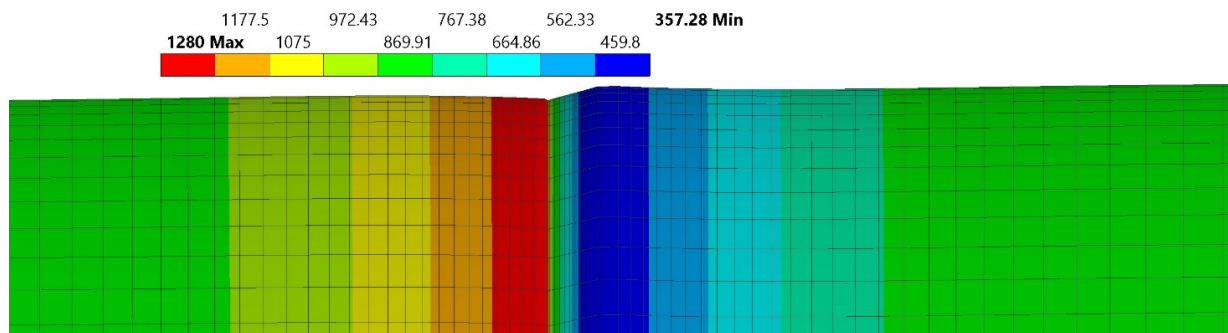


Рис. 4. Розподіл осьових напружень, МПа

Результати розрахунків переміщень та осьових напружень і їх порівняння з аналітичним розв'язком наведено на Рис. 5. З графіка можемо зробити висновок, що аналітичні розрахунки добре узгоджуються з чисельним рішенням. Максимальне значення переміщень за аналітичними залежностями складає 0,022 мм, а в середовищі ANSYS 0,023 мм, при чому, характер радіальних переміщень повністю співпадає. Що стосується напружень, їх порівняння дещо важче, оскільки на чисельній моделі є невеличка перехідна зона довжиною 2 мм, яка згладжує максимальне значення згиних напружень, проте, асимптотика напружень однакова.

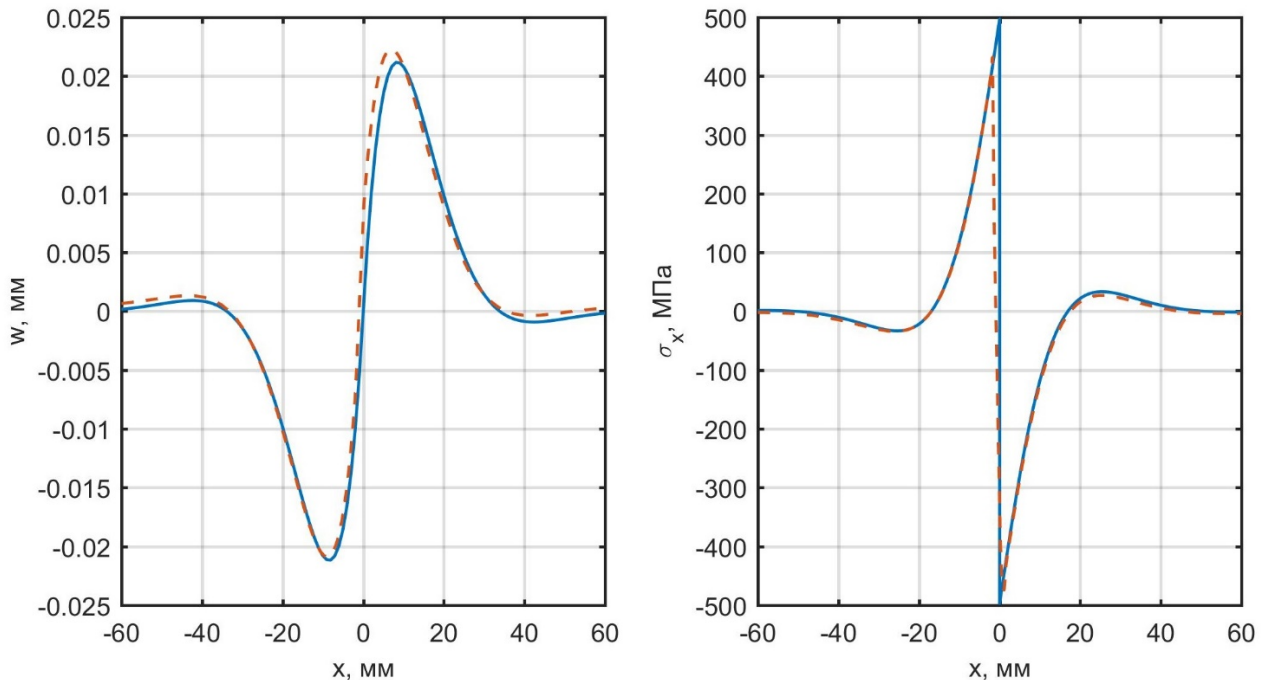


Рис. 5. Порівняння напружень та переміщень: — аналітичний розв'язок; чисельний розв'язок

Отримані розрахункові формули дуже зручні у використанні, аналізуючи вираз (22) або (26) очевидно, що максимальні додаткові згинальні напруження становлять $\sigma_b^{add} = 3Ne/h^2$, тому дуже легко отримати коефіцієнт концентрації напружень:

$$K_b = 1 + \frac{\sigma_b^{add}}{\sigma_{nom}} = 1 + \frac{6R\pi e}{h}, \quad (28)$$

Аналіз (28) показує, що зі збільшенням ексцентриситету e , концентрація напружень зростає лінійно. Вираз (28) є дуже простим, та може напряду використовуватись у розрахунках, наприклад, у розрахунках циклічної міцності трубопроводів з дефектами зварних з'єднань. Викладену у статті техніку можливо безпосередньо використовувати до розрахунку труб з різновтовщиними з'єднаннями, але у цьому випадку не можливо приймати $a_I \sim a_{II} = a$.

Висновки

Розроблено аналітичний підхід до оцінки локального напруженого стану з неспіввісностями поперечних зварних швів, який засновано на оболонкових рішеннях та інженерній оцінці величини стрибка моменту. Співставлення аналітичних розрахунків з чисельною моделлю, що розроблена у середовищі ANSYS, показало гарну збіжність по характеру та значенню переміщень та напружень, проте, оскільки чисельна модель має невеличке згладжування, пікове значення згинальних моментів відрізняється. Розроблена аналітична модель дозволила отримати простий вираз для коефіцієнта концентрації напружень, що може бути напряду використано у розрахунках, зокрема, циклічної міцності. Відзначено що запропоновану техніку розв'язку можливо використовувати для розрахунку з'єднань різновтовщиних труб.

Локальное напряженное состояние трубопроводов с несоосными соединениями

З.С. Ясковец, И.П. Селиверстова, М.В. Бородий

Аннотация. Отмечается актуальность разработки аналитических методов определения напряженного состояния трубопроводов с разнотолщинными соединениями. На основе оболочечных решений получено аналитический метод определения основных силовых и деформационных параметров для анализа напряженного состояния труб с несовершенствами поперечных сварных швов в виде осевой несоосности, которая моделирует распространенные дефекты формы при сварке труб - смещение кромок и разнотолщинность. Проведено численное моделирование для проверки результатов аналитического расчета, которое показало высокую сходимость результатов в зонах концентрации напряжений.

Ключевые слова: осевая несоосность, разнотолщинные соединения, концентрация напряжений.

Local stress state of pipelines with misalignment connections

Z.S. Yaskovets, I.P. Seliverstova, M.V. Borodii

Abstract. The relevance of the development of analytical methods for the determination of the stressed state of pipelines with differently-thickened compounds is noted. On the basis of shell solutions, an analytical method for determining the basic force and deformation parameters for analyzing the stressed state of pipes with imperfections of transverse welds in the form of axial misalignment is obtained, which simulates common defects in the shape of pipe welding-edge misalignment and thickness change. The numerical simulation for checking the results of analytical analysis showed high convergence of the results in stress concentration zones.

Keywords: axial misalignment, difference-weld joints, concentration of stresses.

References

1. ДСТУ-Н Б В.2.3-21:2008.
2. API 579-1/ASME FFS-1, 2016.
3. Ghaednia H. Structural Performance of Oil and Gas Pipe with Dent Defect/ H Ghaednia, S Das //Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice. – 2017. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)PS.1949-1204.0000301](https://doi.org/10.1061/(ASCE)PS.1949-1204.0000301)
4. Ying Wu. The Comparison of Dented Pipeline Displacement Calculation Methods/Ying Wu, Na Tang, Peng Zhang // Engineering Failure Analysis. – 2015. – P. 562-573.
5. Orynyak I.V. Ductile fracture model for a pipe with a dent/ Bogdan A.V, Rozgonyuk V.V // Proc. 4th Int. Conf. on Pipeline Technology. – Ostend, Belgium, 2004. – P. 949-960.
6. Андронов И. Н. Анализ влияния дефектов в зоне сварного шва на прочность трубопровода / Андронов И. Н., Гаврюшин С. С., Захаренков Д. В.// Известия высших учебных заведений. Машиностроение/ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2011.
7. Гольдштейн А.Е. Измерение отклонения от соосности сварных соединений бурильных труб / Гольдштейн А.Е., Якимов Е.В.// Ползуновский вестник. – 2010. - № 2. – С. 65-68.
8. Chaudhari S.B. Experimental and Analytical Investigation in Circumferential Joint / Chaudhari S.B., Belkar S.B. // International Journal of Mechanical Engineering and Information Technology, IJMEIT. – 2014. Vol. 2, No. 6 – P. 453 – 465.
9. Ahmed W. K. Strengthening of Misaligned Welded Pipes with Outer Circumferentially Crack Using FRP Bandage Finite Element Analysis/ Ahmed W. K., Mourad A-H. I. //Journal of Mechanical Engineering and Technology. Sept.. – 2013. Vol. 1, No. 2. P. – 66-73. DOI: 10.18005/JMET0102005
10. Orynyak I. The Application of Long and Short Cylindrical Shell Solutions for Stress and Flexibility Determination in a Single Mitred Bend / I. Orynyak, A. Bogdan, I. Seliverstova // Proceedings of the ASME 2016 Pressure Vessels and Piping Conference PVP2016-63598. — July 17-21, Vancouver, 2016. — 10p.