

МОДЕЛЮВАННЯ КІЛЬЦЕВОЇ ТРІЩИНИ ПАТРУБКОВОЇ ЗОНИ ПЛОСКОГО ДНИЩА ТОВСТОСТІННОЇ ПОСУДИНИ ТИСКУ

В.В. Киричок, В.М. Тороп

ІЕЗ ім. Є.О. Патона НАН України. 03150, м. Київ, вул. Казимира Малевича, 11.
E-mail: office@paton.kiev.ua

Розглянуто патрубкову зону плоского днища товстостінної посудини тиску. Проведено розрахунок поля залишкових зварювальних напружень методом скінченних елементів з урахуванням багатьох зварювальних проходів. З метою дослідження процесу руйнування багатопрхідного зварного шва при експлуатації, приводиться апроксимаційний спосіб переносу тензорів напружень, деформацій та переміщень залишкового стану у виді початкових граничних умов на нову скінченно-елементну сітку з імітацією тріщини. В роботі проведено аналіз зміни безпечності конструкції з ростом глибини тріщини. Бібліогр. 4, табл. 1, рис. 5.

Ключові слова: залишкові напруження, мapping полів, термічний цикл зварювання, тріщина, коефіцієнт інтенсивності напружень

Тріщини в патрубкових зонах посудин тиску є досить поширеним явищем. Найчастіше такі пошкодження виникають по кільцю біля зони сплавлення основного металу зі зварним швом. Це може бути обумовлено наявністю концентратора напружень в зоні переходу, низького опору до корозії, структурних перетворень, водневого розтріскування та т. п. Виникнення таких тріщин та їх зріст важко прогнозувати, оскільки в патрубкових зонах наявні залишкові напруження, що обумовлені термічним циклом зварювання та нерівномірним пластичним деформуванням. В разі виявлення подібних дефектів під час експлуатації, необхідно правильно оцінювати ситуацію доцільності негайного ремонту чи заміни. Завдання ще ускладнюється тим, що рівень залишкових напружень по всій товщині металу неможливо точно визначити існуючими на даний час методами неруйнівного контролю. Для цих завдань найчастіше застосовують скінченно-елементне моделювання. Звичайно, враховуючи різний склад присадного дроту та основного металу, ефекти змішування розплавленого металу, міграцію хімічних елементів при зварюванні, структурні перетворення, відсутність точних даних за фізичними властивостям і т. п., скінченно-елементним моделювання не можна досягти ідеальної точності. Та все ж таки, цей неруйнівний підхід зі всіх існуючих є найбільш точним, деяким дослідникам навіть вдавалося отримати цим способом дуже близькі результати до результатів, отриманих засобами руйнівного контролю. Головним недоліком скінченно-елементного моделювання є необхідність тривалого часу на розрахунки та великих обчислювальних потужностей.

Розрахункова модель процесу зварювання. Для розрахунку залишкових напружень, деформа-

цій та переміщень конструкції використовувалася метод скінченних елементів. Об'єктом дослідження є патрубкова зона товстостінної посудини тиску. Товщина основи посудини 40 мм, труба штуцера 160×30 мм. Перед приваркою виконується розробка кромки патрубка. Згідно з роботою [1] застосовується тип шва У24. Заповнення шва проводиться за 16 проходів. Щоб зменшити час розрахунку, до розгляду брали лише локальну частину обладнання, на яку зварювальні напруження та температура мають помітний вплив.

Високі температури при зварюванні дуже сильно впливають на механічні та фізичні властивості сталі, що необхідно враховувати при моделюванні. При розрахунках механічні та фізичні властивості визначалися по емпіричних залежностях програмного пакету JMatPro відносно хімічного складу сталі 20 (хімічний склад вибирався за середніми показниками марочника сталей [2]) і межі текучості при кімнатній температурі, згідно з роботою [3]. Прийняті фізичні та механічні властивості наведені в таблиці. Оскільки при моделюванні дуже важко передбачити перемішування основного металу з присадним, і знаючи, що присадний дріт, як правило, близький за складом до основного металу, ми для спрощення вважаємо, що склад основного металу та присадного дроту аналогічні.

Вирішувалася зв'язана тепломеханічна задача. Моделювання термомеханічного циклу зварювання імітувалося шляхом прикладення температурних граничних умов (температура плавлення сталі 20) до вузлів, що належать зварювальній ванні. Таким чином, для моделювання процесу до уваги бралися швидкість зварювання та розміри зварювальної ванни. Швидкість пальника – 20 м/год. Форма ванни постулювалася напівеліпсоїдною з довжиною 30 мм, шириною 16 мм і глибиною 8 мм. Форма перерізу шва кожного проходу спро-

Прийняті для розрахунку фізичні та механічні властивості сталі 20

Температура, °С	Модуль Юнга, Па	Коефіцієнт Пуассона	Теплоємність, Дж/(кг·К)	Теплопровідність, Вт/(м·К)	Коефіцієнт термічного розширення, К ⁻¹	Залежність межі текучості від попереднього пластичного деформування	
						Напруження, МПа	Деформація
0	2,1·10 ¹¹	0,29	452	51	1,25·10 ⁻⁵	318	0
						439	0,02
						484	0,04
						512	0,06
						533	0,08
						550	0,1
350	1,93·10 ¹¹	0,3	580	43	1,34·10 ⁻⁵	605	0,2
						190	0
						267	0,02
						315	0,06
500	1,71·10 ¹¹	0,3	685	38	1,4·10 ⁻⁵	340	0,1
						377	0,2
						173	0
						247	0,02
900	1,16·10 ¹¹	0,34	610	27	1,22·10 ⁻⁵	290	0,06
						312	0,1
						346	0,2
						49	0
1400	0,65·10 ¹¹	0,37	696	33	1,69·10 ⁻⁵	66	0,02
1500	0,36·10 ¹⁰	0,45	900	34	2,45·10 ⁻⁵	66	0,2
						-	

щено приймалася трикутною. На початку всі елементи моделі швів деактивуються, і потім перед кожним проходом реактивуються елементи наступного проходу. Кожен наступний прохід імітувався після повного охолодження деталі. На рис. 1 можна бачити проміжні результати розрахунків радіальних напружень в середньому перерізі деталі по шву після 1-го, 4-го, 10-го, 16-го проходів.

За отриманими результатами можна відмітити деякі тенденції розподілу та перерозподілу напружень. Максимальні напруження концентруються на основі днища поряд з переходом до шва. Як показує досвід діагностики, саме в цій області найчастіше з'являються тріщини. В процесі накладання невеликої кількості нових швів можна побачити тенденцію, що напруження в нижніх шовних шарах зменшуються або навіть стають стискальними. Проте, якщо швів дуже багато, то розподіл напружень в наплавленому металі та навколошовній зоні стає нерівномірним і цей ефект в багатьох місцях нівелюється.

Алгоритм переносу результатів розрахунку механічної задачі на нову сітку з тріщиною. Моделюючи тріщину, необхідно створити таку сітку навколо її фронту, щоб максимально точно порахувати в цій області розподіл напружень. Якщо цю сітку створити перед імітацією процесу зварювання, то це викличе ряд незручностей. По-перше, згущення розміру скінченних елементів в зоні дефекту сприятиме великому розміру

задачі та збільшенню часу розрахунку. По-друге, розміри та орієнтація скінченних елементів біля тріщини часто стає причиною проблем з пошуком збігу при рішенні пружно-пластичної задачі. По-третє, відсутність можливості зміни параметрів тріщини після розв'язання тепломеханічної задачі. Якщо ми хочемо змінити параметри тріщини, всі розрахунки доведеться робити повторно, що затратно по часу та ресурсам комп'ютера. В такому випадку пропонується перейти до переносу параметрів порахованої моделі на нову сітку (маппінг полів). В нашому розпорядженні є координати вузлів сітки з тріщиною та типи елементів, а також тензори напружень, тензори пластичних деформацій, переміщення у вузлах і координати вузлів сітки першої моделі. Аналізуючи розрахунок першої моделі, можна з невеликою похибкою відмітити, що напруження, деформації та переміщення між двома сусідніми вузлами, не включаючи вузли, змінюються лінійно. При такому припущенні тензори напружень σ в деякій точці з довільними координатами (X, Y, Z) , яка належить області тетраедра чи області поблизу з ним, із відомими координатами та значеннями тензорів в цих координатах, можуть бути пораховані по формулі:

$$\sigma = AX + BY + CZ + D, \quad (1)$$

де A, B, C, D – деякі коефіцієнти.

Якщо нам відомі рішення в чотирьох вузлах тетраедра, то ми можемо визначити коефіцієнти $A, B,$

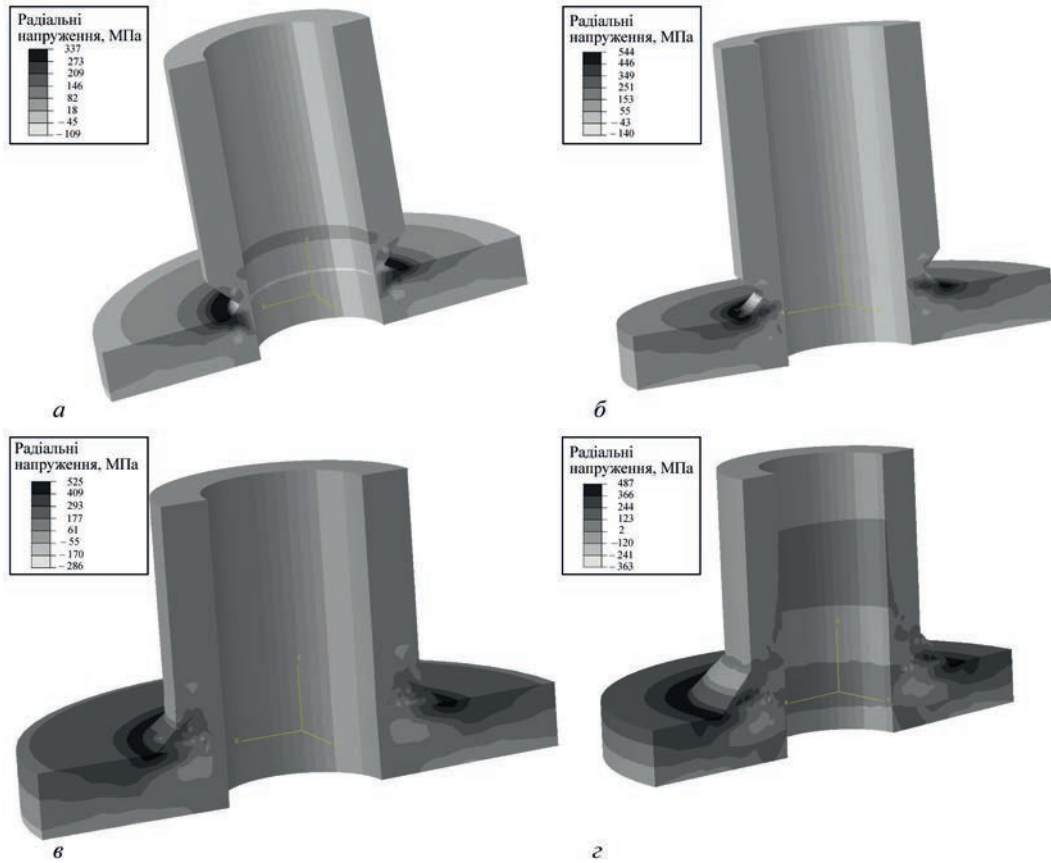


Рис. 1. Радіальні напруження в шві та навколошовній зоні приварки патрубку до основи: *а* – після 1-го проходу, *б* – 4-го, *в* – 10-го, *г* – 16-го

C, D з системи рівнянь, підставивши значення координат та параметрів в цих вузлах до формули (1).

Таким чином, щоб знайти напруження у вузлі нової сітки з координатами (X_0, Y_0, Z_0) , треба знайти найближчі чотири вузла старої сітки $(X_1, Y_1, Z_1), (X_2, Y_2, Z_2), (X_3, Y_3, Z_3), (X_4, Y_4, Z_4)$, що не належать одній площині, і жодні три з яких не лежать на одній прямій. Потім, по даних старої сітки знаходимо коефіцієнти A, B, C, D з системи рівнянь:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= AX_1 + BY_1 + CZ_1 + D \\ \sigma_2 &= AX_2 + BY_2 + CZ_2 + D \\ \sigma_3 &= AX_3 + BY_3 + CZ_3 + D \\ \sigma_4 &= AX_4 + BY_4 + CZ_4 + D, \end{aligned} \quad (2)$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ – відомі тензори напружень в чотирьох вузлах старої сітки, відповідно.

Визначивши коефіцієнти A, B, C, D , можна визначати напруження в точці нової моделі (X_0, Y_0, Z_0) за формулою (1). Аналогічно можна знайти для точки нової сітки тензори деформацій та переміщення. Варто відмітити, що більшості програм скінченно-елементного моделювання початкові граничні умови у виді напружень та деформацій прикладаються не до вузла, а до центру мас скінченного елемента і потім значення у вузлах знаходяться апроксимацією. В такому разі, за точку нової сітки для напружень і деформацій треба брати не координати вузлів сітки, а координати центрів елементів.

Результати моделювання кільцевої тріщини.

Тріщина постулювалася по колу в місці переходу від зварного шва. Щоб зрозуміти характер можливого підростання тріщини, проводилося декілька розрахунків з різними глибинами дефекту. За параметр навантаженості об'єкту з тріщиною взято коефіцієнт інтенсивності напружень, який в розрахунковій моделі визначався методом контурних інтегралів [4]. На кроці розрахунку появи тріщини властивості металу консервативно приймалися ідеально пружними. Таким чином ми не враховуємо збільшення тріщиностійкості через збільшення радіусу вершини тріщини. На рис. 2 можна побачити розподіл зварювальних залишкових радіальних напружень в тілі з тріщиною.

Як було видно з рис. 1, *г*, напруження концентруються в верхній частині основи біля шва і зменшуються по глибині. В нижній частині вони



Рис. 2. Залишкові радіальні напруження в тілі з тріщиною навколосварювальної зони (глибина тріщини 25 мм)

навіть подекуди являються стискальними. Однак хибно вважати, що тріщина зупиниться, якщо до росте до стисненої зони. Справа в тім, що коли дефект підростає, напруження перерозподіляються і вершина тріщини постійно знаходиться в зоні розтягу. Однак проаналізувавши коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) в околі тріщини з різними її глибинами (рис. 3), можна бачити, що він, починаючи з деякої глибини, зменшується зі збільшенням глибини тріщини. Цей ефект можна пояснити тим, що залишкові зварювальні напруження є самоврівноваженими, і при руйнуванні зв'язків в металі значна частина енергії розтягу вивільняється. З іншого боку, поява тріщини не дуже впливає на деформації, викликані згинальними моментами, по фронту тріщини, проте глибина дефекту прямо пропорційно впливає на зменшення моменту опору залишкового перерізу. Тому з ростом глибини тріщини рівень місцевих згинальних напружень в зоні патрубка зменшується, що також сприяє зменшенню КІН.

Для оцінки поведінки конструкції при експлуатації було пораховано коефіцієнти інтенсивності напружень від експлуатаційних навантажень. Якщо в посудині внутрішній тиск становить 1 МПа, то залежність КІН від глибини тріщини без врахування залишкових напружень показана на рис. 4. Тобто, ймовірність підростання тріщини спочатку збільшується, і після деякого значення починає спадати. Зменшення КІН можна пояснити зменшенням рівня місцевих згинальних напружень внаслідок зменшення жорсткості конструкції при підростанні дефекту.

Заключним етапом моделювання можливого руйнування конструкції було визначення навантаження, яке призводить до пластичного колапсу конструкції – умовний стан, при якому пластичні деформації відбуваються постійно при незмінному мінімальному навантаженні. Аналіз ґрунтується на ітеративній процедурі Ньютона–Рафсона та нелінійних пружнопластичних властивостях матеріалу. З практичної точки зору при скінченно-елементному аналізі навантаження в конст

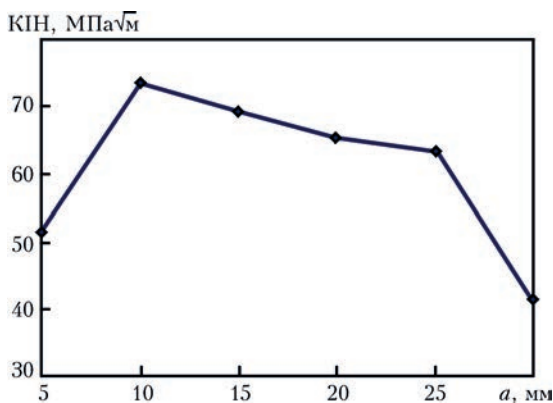


Рис. 3. Залежність КІН від глибини тріщини a , визваного дією залишкових напружень

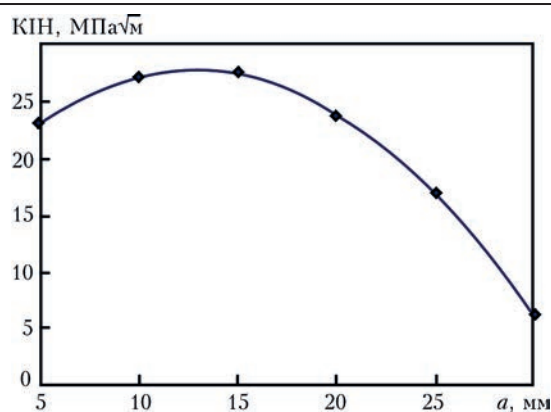


Рис. 4. Залежність КІН від глибини тріщини a , визваного дією внутрішнього тиску 1 МПа

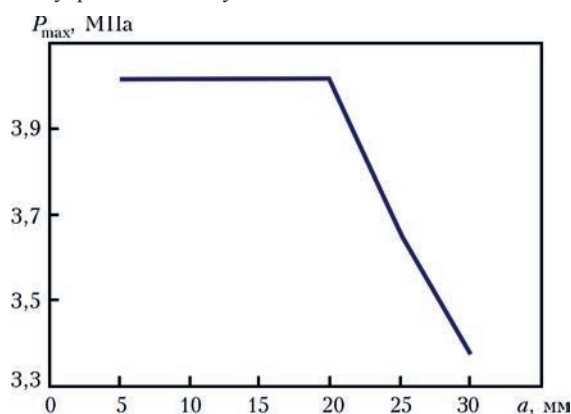


Рис. 5. Залежність тиску пластичного колапсу від глибини кільцевої тріщини

ції плавно збільшуються до того моменту, доки рішення буде збіжним. Навантаження в момент розбіжності є зусиллям пластичного колапсу. На рис. 5 зображено зміну тиску пластичного колапсу від глибини тріщини для патрубової зони, що розглядається. Як видно з малюку, це зусилля майже не змінюється при малих та середніх розмірах тріщини і плавно починає спадати, коли розмір дефекту стає вдвічі менше товщини основи плоского днища. Це означає, що до певних розмірів тріщини в посудині тиску є більш небезпечні зони, і в'язке руйнування відбувається саме в них. Також варто відмітити ту особливість, що в плоскому днищі радіальні напруження дуже малі і виникають в основному при овалізації плоскої основи від згинальних зусиль.

Висновки

В роботі проведено розрахунок зварювальних напружень приварки патрубка до товстостінного плоского днища зі застосуванням методу скінченних елементів. Розрахунки показали, що найбільш ймовірним чинником зародження та розвитку тріщини навколо штуцера є залишкові зварювальні напруження. Спільно з експлуатаційними навантаженнями залишкові напруження можуть стати причиною підростання тріщини на деяких глибинах, проте схема суцільного миттєвого крихкого

руйнування є малоїмовірною, оскільки з ростом глибини тріщини, напруження самокомпенсуються або ж перерозподіляються та зменшуються. В'язке руйнування патрубкових зон плоских днищ можливе лише при наявності дуже великих дефектів. Найбільш ймовірним чинником росту кільцевих тріщин штуцерів і руйнування плоских днищ варто вважати корозію, а також структурні та хімічні зміни металу, які не описуються класичною механікою руйнування.

Список літератури

1. (1990) РД 26-18-8-89. *Сварные соединения приварки люков, штуцеров и муфт. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.*
2. Сорокин В.Г., Волосникова А.В. (1989) *Марочник сталей и сплавов.* Сорокин В.Г. (ред.). Москва, Машиностроение.

3. Dmytriienko R.I., Prokopchuk S.M., Paliienko. O.L. (2018) Inner Pressure Testing of Full-Scale Pipe Samples. *Non-destructive Testing and Repair of Pipelines.* Springer International Publishing, AG, pp. 417–429.
4. (2011) *Abaqus 6.11. Abaqus/CAE User's Manual.* Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, USA.

References

1. (1990) RD 26-18-8-89. *Welded joints of hatches, nozzles and couplings. Main types, structural elements and dimensions* [in Russian].
2. Sorokin, V.G., Volosnikova, A.V. (1989) *Grade guide of steels and alloys.* Ed. by V.G. Sorokin. Moscow, Mashinostroenie [in Russian].
3. Dmytriienko R.I., Prokopchuk S.M., Paliienko. O.L. (2018) Inner pressure testing of full-scale pipe samples. *Non-destructive testing and repair of pipelines.* Springer International Publishing, AG, 417–429.
4. (2011) *Abaqus 6.11. Abaqus/CAE user's manual.* Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, USA.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЬЦЕВОЙ ТРЕЩИНЫ ПАТРУБКОВОЙ ЗОНЫ ПЛОСКОГО ДНИЩА ТОЛСТОСТЕННОГО СОСУДА ДАВЛЕНИЯ

В.В. Киричок, В.М. Тороп

ІЭС ім. Е.О. Патона НАН України. 03150, г. Київ, ул. Казимира Малевича, 11. E-mail: office@paton.kiev.ua

Рассмотрена трубковая зона плоского днища толстостенного сосуда давления. Проведен расчет поля остаточных сварочных напряжений методом конечных элементов с учетом многих сварочных проходов. С целью исследования процесса разрушения многопроходного сварного шва при эксплуатации, приводится аппроксимационный способ переноса тензоров напряжений, деформаций и перемещений остаточного состояния в виде начальных граничных условий на новую конечно-элементную сетку с имитацией трещины. В работе проведен анализ изменения безопасности конструкции с ростом глубины трещины. Библиогр. 4, табл. 1, рис. 5.

Ключевые слова: остаточные напряжения, маппинг полей, термический цикл сварки, трещина, коэффициент интенсивности напряжений

MODELING A CIRCUMFERENTIAL CRACK IN PIPE AREA OF A FLAT BOTTOM OF THICK-WALLED PRESSURE VESSEL

V.V. Kirichok, V.M. Torop

E.O. Paton Electric Welding Institute of the NAS of Ukraine. 11 Kazymyr Malevich Str., 03150, Kyiv, Ukraine.

E-mail: office@paton.kiev.ua

The pipe area of a flat bottom of thick-walled pressure vessel was considered. The field of residual welding stresses was calculated by finite element method, taking into account many welding passes. In order to study the process of fracture of a multipass weld in operation, the approximation method for transferring stress tensors, deformations and displacements of the residual state in the form of initial boundary conditions to a new finite element mesh with crack simulation is presented. Analysis of the change of structure safety with increase of the crack depth was performed in the work. 4 Ref., 1 Tabl., 5 Fig.

Keywords: residual stresses, field mapping, thermal cycle of welding, crack, stress intensity factor

Надійшла до редакції
11.04.2019