

МІЦНІСТЬ ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ ШТУЦЕРА З КОЛЕКТОРОМ ПЕРВИННОГО ПАРОПЕРЕГРІВНИКА КОТЛА

Б. Д. ДРОБЕНКО, Т. П. БАРДИН

Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Львів

Досліджено міцність зварного з'єднання штуцера й колектора зі сталі 12Х1МФ у межах моделі пружного тіла з урахуванням їхньої реальної геометрії і залежності характеристик матеріалу від температури. Виявлено зони виникнення максимальних експлуатаційних напружень у з'єднанні за різних типів зварювання. Запропоновано конструкційні технологічні рішення, спрямовані на істотне зниження максимальних експлуатаційних напружень.

Ключові слова: *міцність, руйнування матеріалів, експлуатаційний ресурс, енергетичне обладнання, метод скінченних елементів.*

The strength of the welded joint of the pipe and the collector made of 12X1MF steel are investigated within the framework of the model of elastic solid, taking into account their real geometry and the dependence of the material characteristics on temperature. Zones of maximum operating stresses in the joint for different types of welding are identified. Design and technological solutions aimed at significant reducing the maximum operational stresses are proposed.

Keywords: *strength, failure of materials, service life, power equipment, finite element method.*

Вступ. Точність оцінювання експлуатаційного ресурсу чи запасу міцності конструкцій, які, зазвичай, є структурно неоднорідними тілами складної форми, істотно залежить від достовірності даних про експлуатаційні напруження й деформації в них. З огляду на зазначене надзвичайно актуальним є якнайточніше визначення цих напружень і деформацій. Використання спрощених математичних моделей (стрижнів, балок, пластин чи оболонок) для дослідження міцності реальних конструкцій складної форми і структури часто призводить до кількісно, а іноді й якісно неправильних результатів. І похибки ці здебільшого виникають у зонах з'єднання окремих конструкційних елементів, де не виконуються припущення, покладені в основу спрощених підходів. Тому необхідні дослідження механічної поведінки складних конструкцій на основі тривимірних математичних моделей, які дають можливість врахувати реальну геометричну форму конструкції та структуру матеріалів. Розроблене на основі таких математичних моделей і відповідних методів програмне забезпечення дає змогу у стислі терміни проаналізувати механічну поведінку тієї чи іншої конструкції за умов, які моделюють експлуатаційні, та оптимізувати її форму і структуру з позиції міцності. Історія зародження і розвитку, а також проблематика, яка потребує вирішення при розробці таких засобів для комп'ютерного моделювання деформування складних конструкцій за комплексного навантаження, достатньо повно розглянута в працях [1, 2].

Нижче наведено результати експертного аналізу міцності вузла зварного з'єднання штуцера і колектора, яке зазнало руйнування на Бурштинській ТЕС,

засобами комп'ютерного моделювання, розробленими на основі уточнених нелінійних моделей термомеханіки [3–5] з використанням методу скінченних елементів.

Формулювання задачі. Розглянуто конструкцію (рис. 1), яка складається зі штуцера зі зовнішнім діаметром 0,133 м та завтовшки 0,017 м, денця колектора завтовшки 0,047 м і зони зварного шва; катети зварного шва $K = 0,02$ м (на штуцері) і $K_1 = 0,022$ м (на денці); проміжки між штуцером і денцем $f_1 = 0,0005$ м, $f_2 = 0,001$ м; заглиблення в денці $f = 0,01$ м (рис. 2). Досліджено міцність такої конструкції за умов стаціонарної експлуатації: внутрішній тиск 14 МПа; температура пари 545°C.

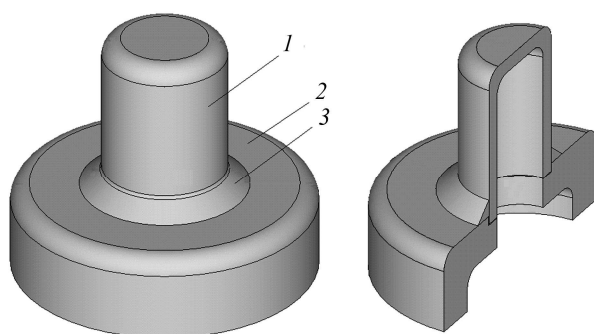


Рис. 1. Штуцер із заглушкою (1), денце колектора (2) і зварне з'єднання (3) (повна модель і в розрізі).

Fig. 1. A pipe with a plug (1), a collector bottom (2) and a welded joint (3) (full model and in section).

Термофізичні та фізико-механічні характеристики сталі 12Х1МФ (матеріал штуцера і денця колектора) є залежними від температури [6]. Характеристики зварного шва такі ж, як для цієї сталі.

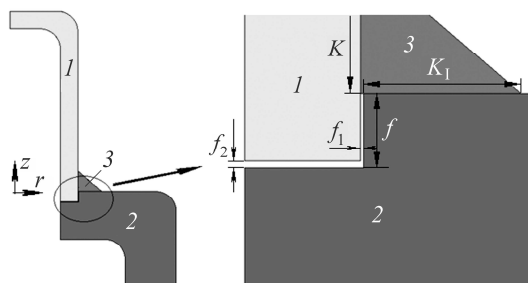


Рис. 2. Осесиметрична розрахункова область: 1 – штуцер, 2 – денце, 3 – зварний шов.

Fig. 2. Axisymmetric calculation area: 1 – pipe, 2 – bottom, 3 – welded joint.

Результати та їх обговорення. Обчислювальний експеримент, виконаний з використанням осесиметричних біквадратичних скінченних елементів з вісьмома вузлами [5], показав, що максимальні напруження виникають в околі точки А (поєднання штуцера зі швом, рис. 3). Розподіли напружень на зовнішній поверхні зварного шва і на поверхні контакту шва з денцем колектора показано на рис. 4.

Бачимо різкі локальні піки напружень в околі кутових точок. Зі зменшенням розмірів скінченних елементів в околі цих зон локальних максимумів напруження ще більше зростають, тоді як поза малими околами цих точок числові розв'язки збігаються і не змінюються далі зі зменшенням розмірів скінченних елементів. Це може свідчити про особливості в цих кутових точках (у межах моделі теорії пружності напруження прямують до нескінченності).

З огляду на характер розподілів напружень у зварному з'єднанні можна констатувати, що в околі концентраторів напружень під час експлуатації зароджуються і накопичуються втомні тріщини, які, зрештою, призводять до руйнування з'єднання. Зважаючи на те, що максимальними у цих місцях є осьові напруження

σ_{zz} , тріщини поширюватимуться в коловому напрямі. Водночас значні напруження в околі точки C спрямовані на відрив шва від денця колектора.

Рис. 3. Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень σ_i у конструкції.

Fig. 3. Distribution of von Mises stresses σ_i in the structure.

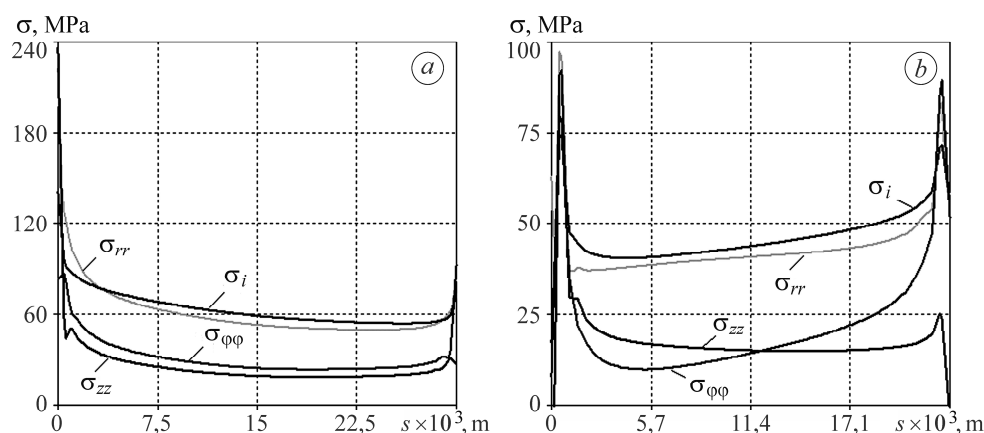
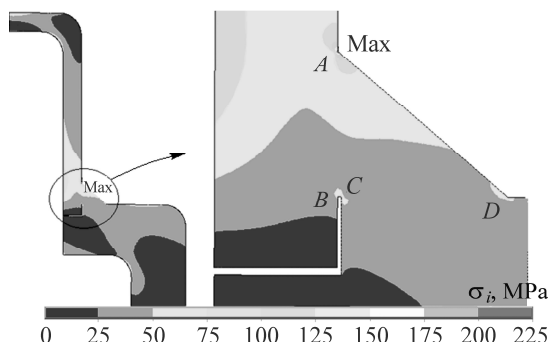


Рис. 4. Напруження на зовнішній поверхні шва (а) і поверхні контакту шва з денцем (b); s – довжина дуги, яка вимірюється від точки A до точки D (а) та від точки B до точки D (b).

Fig. 4. Stresses on the outer surface of the weld (a) and on the surface of the weld contact with the bottom (b); s is the length of the arc from point A to point D (a) and from point B to point D (b).

Незначне заокруглення радіусом $r_0 = 0,005$ m у зоні поєднання шва зі штуцером (околі точки A) дозволяє усунути особливість, зменшивши максимальні експлуатаційні напруження в конструкції до 137 МПа, що менше половини границі пластичності сталі 12Х1МФ за температури експлуатації [6]. Зі збільшенням радіуса r_0 заокруглення максимальні напруження ще більше зменшуються, так, при $r_0 = 0,01$ m $\sigma_i = 109$ МПа; максимальні значення осьових і колових напружень в околі заокруглення $\sigma_{zz} = 109$ МПа, $\sigma_{\phi\phi} = 88$ МПа.

Якщо зі заокругленням шва за розглядуваного типу зварювання особливість усувається, то кутова точка C (рис. 3) залишається проблемною. Максимальні напруження в її околі легко сягають границі пластичності.

У зв'язку з цим за тих же умов досліджено напружено-деформований стан зварного з'єднання іншого типу, зображеного на рис. 5а. Як бачимо, штуцер у цьому випадку зрізаний під кутом $50 \pm 5^\circ$ і зварювальний шов поширюється на всю його товщину, фіксуючись сталевим кільцем 4. Катети зварного шва: $K = 0,02$ m (на штуцері) і $K_1 = 0,003$ m (на денці).

Особливість у точці з'єднання зварного шва з дном колектора під прямим кутом (рис. 5а) легко усувається заокругленням (рис. 5б).

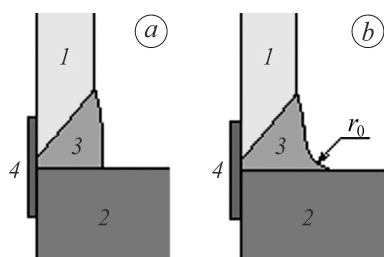


Рис. 5. Розрахункова область з'єднання іншого типу: 1 – штуцер, 2 – денце, 3 – зварний шов, 4 – сталеве кільце.

Fig. 5. Calculation area of another type welded joint: 1 – pipe, 2 – bottom, 3 – welded joint, 4 – steel ring.

Аналіз результатів комп'ютерного моделювання деформування штуцера, денця, зварного шва і кільця як єдиної конструкції засвідчив, що за заокруглення шва $r_0 = 0,01$ м при з'єднанні з дном колектора максимальні напруження сягають 98 МПа.

На рис. 6 наведено головні компоненти тензора напружень уздовж зовнішньої поверхні шва, починаючи від точки з'єднання зі штуцером і закінчуючи точкою з'єднання з дном колектора. Як бачимо, максимальні напруження тут виникають в околі заокруглення при поєднанні шва і денця колектора. Напруження в околі з'єднання шва і штуцера істотно менші.

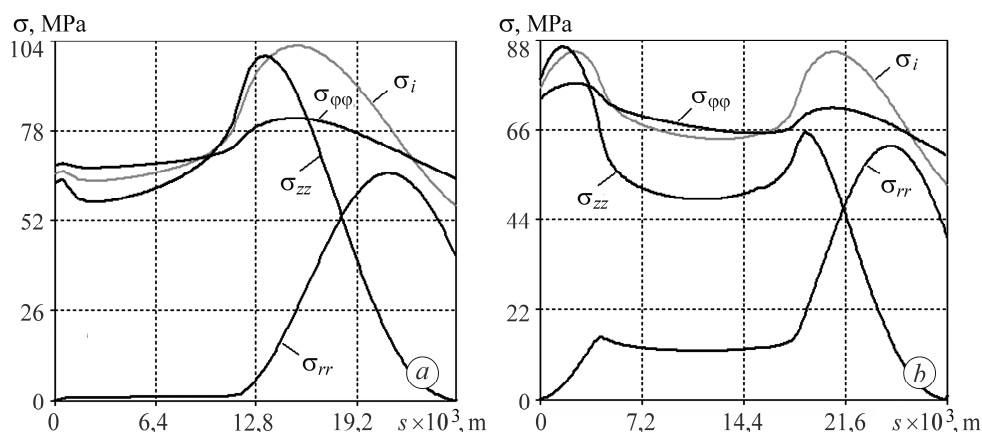


Рис. 6. Напруження на зовнішній поверхні швів з $K = 0,02$ м; $K_1 = 0,003$ м; $r_0 = 0,01$ м (а) та з $K = 0,02$ м; $K_1 = 0,01$ м; $r_0 = 0,01$ м (б); довжина дуги вимірюється від точки з'єднання шва зі штуцером.

Fig. 6. Stresses on the outer surface of the welds with $K = 0.02$ m; $K_1 = 0.003$ m; $r_0 = 0.01$ m (a) and with $K = 0.02$ m; $K_1 = 0.01$ m; $r_0 = 0.01$ m (b); the length of the arc is measured from the point of joining the weld with a pipe.

У зв'язку з цим виконано низку обчислювальних експериментів для різних значень катета K_1 і виявлено, що в околі значення $K_1 = 0,01$ м еквівалентні напруження σ_i в обох зонах заокруглення шва $r_0 = 0,01$ м дорівнюють 85 МПа.

Отже, раціональним вибором геометричних розмірів зварного з'єднання можна усунути різкі концентрації напружень та істотно знизити максимальні експлуатаційні напруження до значень втричі менших за границю пластичності сталі 12Х1МФ за температури експлуатації.

Таким чином, з погляду міцності зварне з'єднання другого типу є надійнішим (максимальні експлуатаційні напруження на зовнішній поверхні шва в цьому з'єднанні є меншими на 20%, ніж у з'єднанні першого типу). Оскільки циклічна довговічність конструкції залежить від максимальних експлуатаційних напружень, термін надійної роботи зварного з'єднання другого типу, враховуючи умови експлуатації (ковзний режим роботи, часті пуски-зупинки, термоцикування), буде більшим порівняно зі зварним з'єднанням першого типу.

Кількісно оцінити експлуатаційний ресурс з'єднання можна за втомними кривими для матеріалів шва, штуцера та колектора.

ВИСНОВКИ

Засобами комп'ютерного моделювання досліджено міцність зварного з'єднання штуцера й колектора зі сталі 12Х1МФ у межах загальної моделі пружного тіла з використанням методу скінченних елементів. Виявлено зони локалізації максимальних експлуатаційних напружень у з'єднаннях за різних типів зварювання. Запропоновано конструкційні технологічні рішення, спрямовані на істотне зниження максимальних експлуатаційних напружень. Отриманий раціональний проект зварного з'єднання використано на Бурштинській ТЕС під час розроблення технології ремонтних робіт енергетичного обладнання.

1. *State-of-the-art Surveys on Computational Mechanics* / Ed. by A. K. Noor, J. T. Oden. – New York: ASME, 1989. – 556 p.
2. *State-of-the-art Surveys on Finite Element Technology* / Ed. by A. K. Noor, W. D. Pilkey. – New York: ASME, 1983. – 546 p.
3. Дробенко Б. Д., Будз С. Ф. Оцінка міцності та експлуатаційного ресурсу елементів енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та технології ремонту. – Львів: Ін-т прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, 2021. – 368 с.
4. *Bathe K. J. Finite Element Procedures Analysis*. – Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1995. – 1038 p.
5. *Zienkiewicz O. C. and Taylor R. L. Finite Element Method: V. 1. The Basis*. – London: Butterworth Heinemann, 2000. – 690 p.
6. *Либерман Л. Я., Пейсихис М. И. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания*. – Л.: ОНТИ ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1966. – Вып. 16, ч. 1. – 220 с.

Одержано 02.03.2023