

Т. В. Пирогов¹, О. В. Корольов²

¹ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування», просп. Героїв Сталінграда, 64/56, Київ, 04213, Україна

²Одеський національний політехнічний університет, просп. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна

Аналіз термонапруженого стану елементів фланцевих з'єднань теплообмінників аварійного розхолодження під час аварійних ситуацій реакторної установки ВВЕР-1000

Ключові слова:

теплообмінник аварійного розхолодження, термонапружений стан, розрахункове обґрунтування безпечної експлуатації, фланцеві з'єднання.

У ході робіт з оцінки статичної міцності елементів фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080 теплообмінників аварійного розхолодження (ТОАР) 08.8111.335 СБ установлено, що існує перевищення допустимих значень напружень. Ці розрахунки статичної міцності виконано за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Аналіз статичної міцності фланцевих з'єднань проводився з урахуванням проектних значень затягу шпильок, що дорівнюють 22 527 та 8 836 кгс відповідно. У той же час одним з основних призначень ТОАР реакторної установки (РУ) ВВЕР-1000 є робота під час аварійних ситуацій (АС). Аналіз АС РУ ВВЕР-1000 показав, що найбільші значення зміни параметрів робочих середовищ ТОАР відповідають АС «Режим великої течії: Двосторонній розрив ГЦТ». Виходячи з цього, розглядали термонапружений стан теплообмінників саме для цієї АС. Для визначення термонапруженого стану елементів ТОАР під час АС РУ виконували розрахунки міцності в нестационарній постановці завдання. Однією з граничних умов для цих розрахунків міцності є розподіл температур по товщині та довжині стінок елементів теплообмінника, що змінюється в часі. Для визначення даних граничних умов виконувалися числові теплогідрравлічні розрахунки. Авторами статті вперше отримано результати розрахунків термонапруженого стану окремих елементів ТОАР для роботи під час АС РУ. Установлено, що елементи фланцевого з'єднання Дн2130 є одними з найбільш критичних елементів ТОАР. Для визначення термонапруженого стану елементів теплообмінників виконано аналітичні теплові, числові теплогідрравлічні та міцнісні розрахунки за допомогою МСЕ. У результаті аналізу виконаних розрахунків міцності зроблено висновок про необхідність зниження значення затягу шпильок фланцевого з'єднання Дн2130 до 14 600 кгс для виконання умов безпечної експлуатації ТОАР під час АС РУ ВВЕР-1000.

Вступ

У роботі [1] вперше розглянуто термонапружений стан теплообмінників аварійного розхолодження (ТОАР) реакторної установки ВВЕР-1000

в умовах нормальної експлуатації. Аналіз викладених у роботі результатів показав, що в елементах фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080 є перевищення допустимих значень напружень. У той же час слід відзначити, що в роботі розглядалася статична по-

© Т. В. Пирогов, О.В. Корольов, 2020

становка завдання з використанням паспортних розрахункових параметрів середовищ теплообмінників, які є максимальними їхньої безпечної експлуатації.

Одним з основних призначень ТОАР є аварійне охолодження активної зони реактора та тривале відведення від неї залишкових тепловиділень у разі аварійних ситуацій (АС) реакторної установки (РУ), тобто робота теплообмінників під час нестаціонарних теплогідралічних процесів. Аналіз АС РУ ВВЕР-1000 з ТОАР, наведений у роботі [2], показав, що найбільші значення температури теплоносія на вході в теплообмінники відповідають АС «Режим великої течі: Двосторонній розрив ГЦТ». Тобто ця АС є найбільш консервативною з точки зору зміни параметрів робочих середовищ у теплообмінниках. Значення температури теплоносія в ТОАР у разі АС «Режим великої течі: Двосторонній розрив ГЦТ», прийняте рівним значенню температури середовища бака-приямка ГА-201, отриманому відповідно до документа [11]. Значення температури середовища бака-приямка, яке потрапляє в ТОАР, визначене для варіанта роботи трьох каналів системи аварійного охолодження зони.

У попередній роботі [1] розглядалася лише стаціонарна постановка задачі з розрахункового обґрунтування безпечної експлуатації ТОАР. У цих розрахунках не були враховані реальні зміни параметрів середовищ у теплообмінниках. Виходячи з цього, у цій роботі ставиться завдання щодо визначення термонапруженого стану найбільш напруженого

фланцевого з'єднання ТОАР під час нестаціонарних теплогідралічних процесів, що відповідають роботі теплообмінників під час АС «Режим великої течі: Двосторонній розрив ГЦТ». Ця АС прийнята як найбільш консервативна АС РУ ВВЕР-1000 з точки зору зростання параметрів робочих середовищ у ТОАР.

Розв'язання нестаціонарної задачі з визначення термонапруженого стану окремих елементів ТОАР під час АС «Режим великої течі: Двосторонній розрив ГЦТ»

ТОАР є кожухотрубними теплообмінниками зворотнотічного типу, що мають плаваючу головку та зовнішню й внутрішню обичайки корпусу (рис. 1).

Аналіз конструкції та умов експлуатації ТОАР показав, що фланцеві з'єднання Дн2080 входять до складу елементів трубного простору — зона 2. У ньому тече технічна вода, температура якої в умовах протікання нестаціонарного процесу, що розглядається, змінюється від 40 до 60 °С. У той же час фланцеві з'єднання Дн2130 входять до складу елементів міжтрубного простору та з'єднані з зовнішньою обичайкою — зона 1. У міжтрубному просторі ТОАР протікає теплоносій, який за нестаціонарного процесу АС «Режим великої течі: Двосторонній розрив ГЦТ» має більшу зміну температури: від 109 °С на вході в теплообмінник до 76 °С на виході з нього. З огляду на це, є доцільним у першу чергу визначати термонапружений стан елементів фланцевих з'єднань Дн2130.

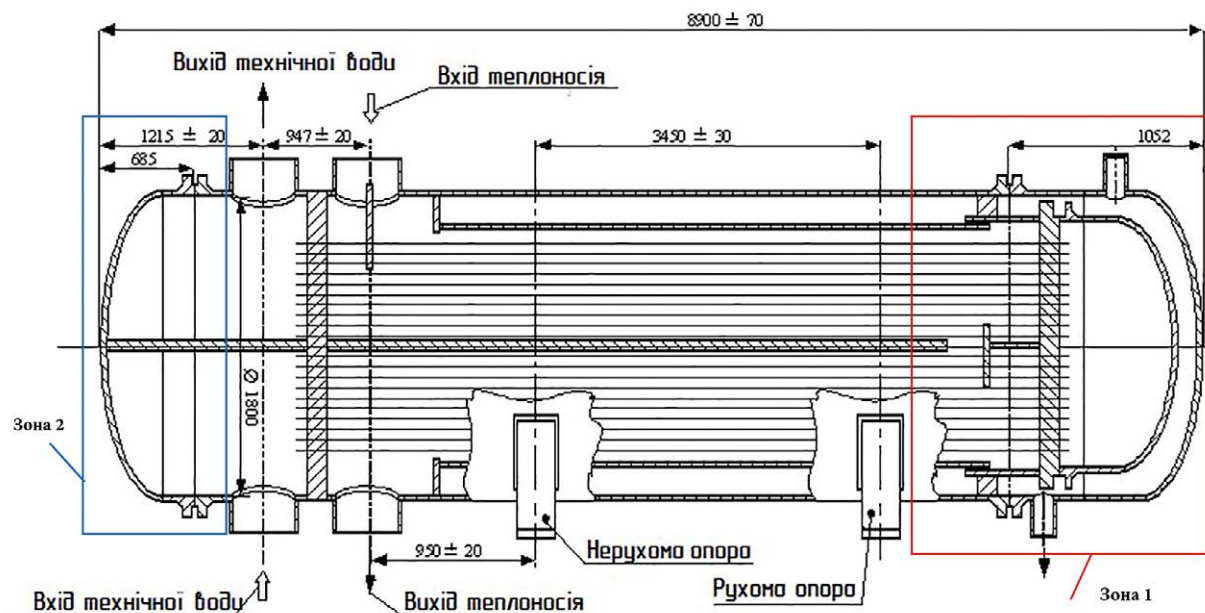


Рис. 1. Загальний вигляд ТОАР

Для вирішення поставленого завдання розроблено тривимірну розрахункову модель окремих елементів ТОАР, до складу яких входять фланцеві з'єднання Дн2130.

Однією з граничних умов під час визначення термонапруженого стану елементів теплообмінників є розподіл температури по товщині та довжині стінок його елементів. Для вирішення цього завдання виконуються числові теплогідрравлічні розрахунки за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Для цього будується тривимірна модель теплообмінника, яка враховує робочі тіла внутрішніх середовищ.

Виходячи з того, що об'єктом дослідження є тільки елементи фланцевих з'єднань Дн2130 ТОАР, авторами запропоновано виконувати розрахунки температурних полів не в усьому теплообміннику, а тільки в окремих його елементах, що входять до зони 1 (див. рис. 1). Пропонується виконувати це завдання за допомогою поєднання аналітичних та числових теплогідрравлічних розрахунків. Враховуючи те, що ТОАР має симетричну конструкцію, використовувалися додаткові граничні умови симетрії, що дає змогу додатково спростити розрахункову модель.

Розрахункова модель зони 1 включає в себе робочі тіла середовищ трубного та міжтрубного просторів ТОАР, а також його корпусні елементи. Загальний вигляд корпусних металевих елементів розрахункової моделі, яка містить фланцеве з'єднання Дн2130, наведено на рис. 2. Ця модель має 4027 666 вузлів і 6046 546 скінченних елементів та враховує три комірки в граничному шарі рідини та не менш ніж три елементи по товщині стінок елементів теплообмінника.

Для вирішення поставленого завдання з визначення термонапруженого стану елементів теплообмінника використовувалися числові теплогідрравлічні розрахунки, виконані за допомогою МСЕ. Для виконання таких розрахунків використовувалася математична модель потоку рідини, в основі якої лежать осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є — Стокса для нестисливої рідини. Вони представлені рівняннями нерозривності, зміни кількості руху та збереження енергії.

Виходячи з того, що рідини в теплообміннику рухаються турбулентно, для моделювання впливу турбулентності та опису турбулентного граничного шару на твердих поверхнях приймається напівемпірична модель $k-\omega$ Ментера [3, 4]. Ця модель забезпечує достатню точність результатів та ефективну збіжність ітераційного процесу навіть при досить грубих сітках та за помірної розрядності граничного шару [5].



Рис. 2. Загальний вигляд металевих елементів скінченноелементної розрахункової моделі зони 1 ТОАР

Теплопередача в корпусі моделюється рівнянням теплопровідності, для вирішення якого використовуються граничні умови третього роду (використовують задані значення температур та коефіцієнта тепловіддачі):

$$\frac{d}{dt}(\rho c_p T) = \frac{d}{dx_j} \left(\lambda \frac{dT}{dx_j} \right) + qv, \quad (1)$$

де t — час; x_j — декартові координати; ρ — густина; c_p — теплоємність за постійного тиску; T — температура; λ — теплопровідність; qv — тепловий потік.

Для вирішення спільної задачі теплогідрравлики та теплопровідності на границі між рідиною та елементами корпусу теплообмінника приймається рівність температур і теплових потоків.

Граничними умовами для виконання числових теплогідрравлічних розрахунків є витрата, тиск та температура рідини на вході в міжтрубний і трубний простори. Виходячи з того, що характеристики теплоізоляції корпусу теплообмінника невідомі, консервативно приймалося, що ззовні теплообмінник не має теплоізоляції та обдувається повітрям із температурою 35 °С природною конвекцією.

Для визначення значень температур на вході в міжтрубний і трубний простори розрахункової моделі виконувалися аналітичні теплові розрахунки. За допомогою цих розрахунків визначається середнє значення температури середовищ у заданому перерізі теплообмінника. Надалі результати, отримані аналітичним шляхом, є граничними умовами для виконання числових теплогідрравлічних розрахунків МСЕ.

Сформулюємо математичну модель аналітичного теплового розрахунку з визначення температур

по перерізу кожухотрубних теплообмінників зворотнотічного типу.

Запишемо формулу різниці температур, що змінюються по довжині теплообмінника, відповідно до [6]:

$$\Delta t = \Delta t_0 e^{-mkF}, \quad (2)$$

де $\Delta t = t_2 - t_1$ — різниця температур середовищ трубного та міжтрубного просторів теплообмінника в одній точці його довжини, °C; $\Delta t_0 = t_2'' - t_1'$ — різниця температур на кінці теплообмінника, де t_1' — початкова температура рідини, що нагрівається, t_2'' — кінцева температура рідини, що віддає тепло; $m = \frac{1}{G_1 c_{p1}} - \frac{1}{G_2 c_{p2}}$, с·град/Дж — константа, k — коефіцієнт теплопередачі, F — площа поверхні теплообміну, м²; G_1, G_2 — масова витрата рідин, кг/с; c_{p1}, c_{p2} — питомі теплоємності рідин, Дж/(кг·град).

Використаємо формулу теплового балансу теплообмінника:

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1'' - t_1') = G_2 c_{p2} (t_2' - t_2''), \quad (3)$$

де t_2' — початкова температура рідини, що віддає тепло; t_1'' — кінцева температура рідини, що нагрівається.

З формул (2) та (3) можна визначити значення температур по перерізу теплообмінника в заданих точках довжини його теплообмінних елементів:

$$t_1 = t_1' + \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}} (t_2'' - t_2'),$$

$$t_2 = \frac{t_1' - \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}} t_2'' + (t_2'' - t_1') e^{-mkF}}{1 - \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}}}, \quad (5)$$

де t_1 — температура рідини, що нагрівається, у заданій точці довжини теплообмінника, °C; t_2 — температура рідини, що віддає тепло, у заданій точці довжини теплообмінника, °C.

Для визначення температур по заданому перерізу ТОАР, що відповідає входу в міжтрубний та трубний простори розрахункової моделі, скористаємося значеннями температур на вході в патрубки трубного та міжтрубного просторів теплообмінника. Дані температури визначалися відповідно до даних, наведених у роботах [2, 7]. Температура технічної води на вході в ТОАР (температура t_1), яка потрапляє в трубний простір, дорівнює +40 °C і є незмінною. Темпе-

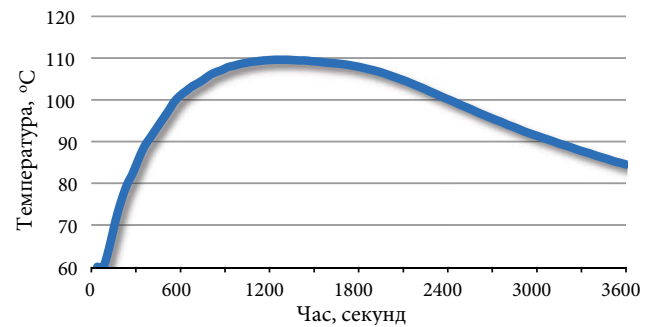


Рис. 3. Зміна температури теплоносія, який надходить у міжтрубний простір теплообмінника, у часі

ратура теплоносія (температура t_2'), який надходить у міжтрубний простір теплообмінника, змінюється відповідно до графіка на рис. 3 [2].

Виходячи з вищенаведеного, за допомогою рівнянь (2) — (4) визначимо температури середовищ міжтрубного та трубного просторів по заданому перерізу ТОАР. Основні параметри середовищ, що використовуються в чисельних теплогідравлічних розрахунках, що отримані відповідно до положень документів [2, 7, 8] і враховують похибку ± 1 °C, наведено в табл. 1. Робочим середовищем міжтрубного та трубного просторів теплообмінника є вода.

Таблиця 1. Основні розрахункові параметри середовищ міжтрубного та трубного просторів

Середовище теплообмінника	Тиск, МПа	Температура на вході, °C	Витрата води, т/год
Міжтрубний простір	2,1	+56 → +95 → +75	1 750
Трубна частина	0,5	+41 → +46 → +44	3 000

У результаті виконаних числових теплогідравлічних розрахунків отримано розподілення температурних полів по товщині та довжині стінок елементів теплообмінника. Графічний вигляд розподілу температурних полів в елементах розрахункової моделі, отриманих для різних моментів роботи теплообмінника, наведено на рис. 4.

Використовуючи отриманий розподіл температурних полів по товщині стінок елементів ТОАР, можна виконати розрахунки міцності з метою визначення термонапруженого стану елементів фланцевого з'єднання Дн2130. Ці розрахунки міцності ви-

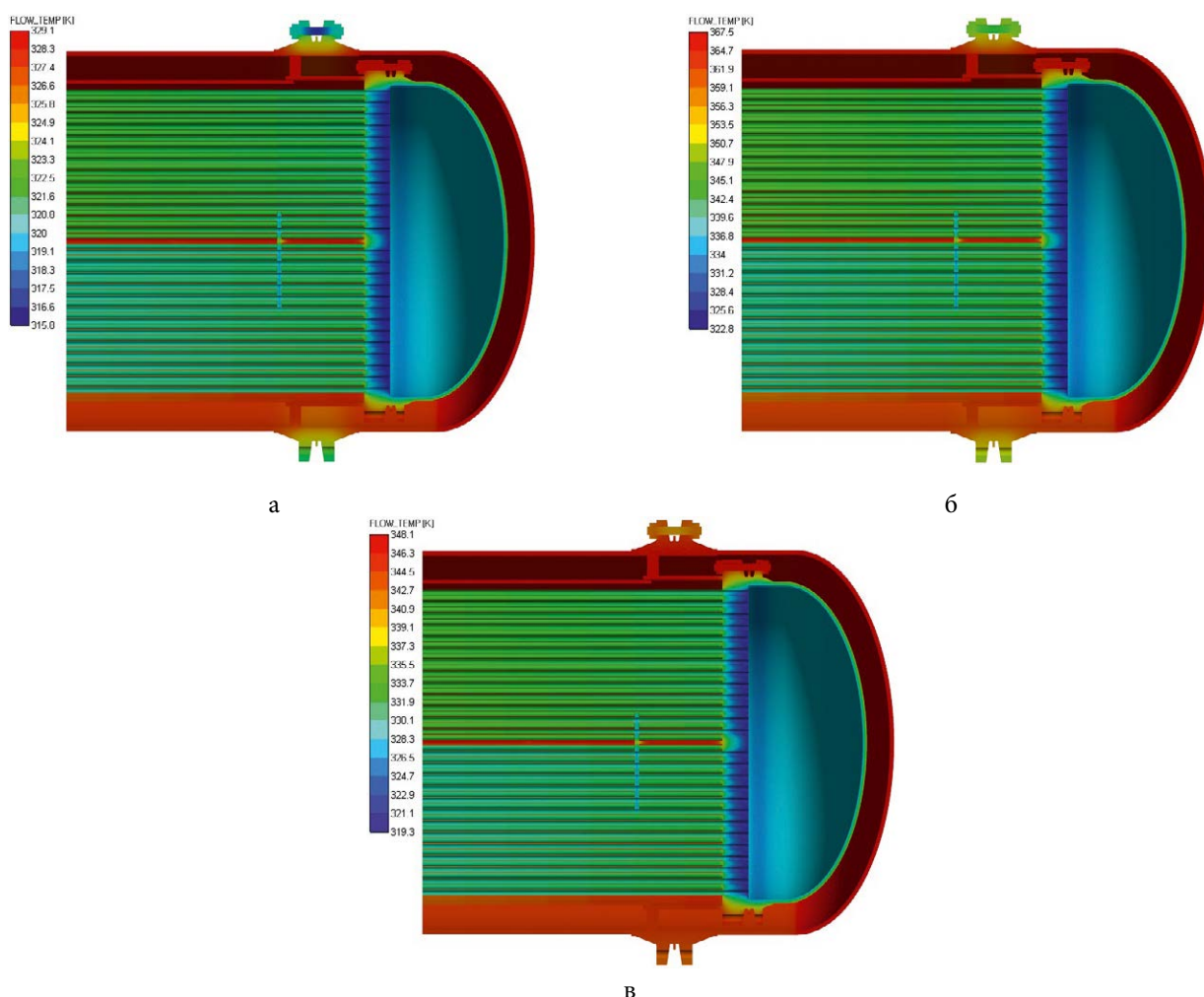


Рис. 4. Розподіл температурних полів в елементах розрахункової моделі теплообмінника:
а — на 1-й с; б — на 1 300-й с; в — на 3 600-й с

конувалися в нестационарній постановці задачі, де розподіл температур в елементах теплообмінника змінювався в часі, а тиск середовищ мав постійні значення. Як силові граничні умови розрахункової моделі враховувалися: тиск середовищ; розподіл температур в елементах теплообмінника; зусилля затягнення шпильок фланцевих з'єднань.

Відповідно до документа [9] шпильки фланцевих з'єднань Дн2130 повинні затягуватися моментом 246 кг·м, що відповідає силі попереднього затягу 22 527 кгс.

Графічний вигляд розподілу еквівалентних напружень SMAXTAU в елементах ТОАР та елементах фланцевого з'єднання Дн2130 зокрема, який відповідає 1 300-й секунді розрахунку, наведено на рис. 5 і 6.

Результати розрахунку напружень в елементах фланцевого з'єднання Дн2130 та порівняння з до-

пустимими значеннями відповідних груп категорій напружень, отриманими відповідно до положень норм [10], наведено в табл. 2.

Як видно з отриманих результатів, для проектного значення затягу шпильок, що дорівнює 22 527 кгс, в елементах фланцевого з'єднання Дн2130 спостерігається перевищення допустимих значень у деяких групах напружень. Це також підтверджується результатами раніше виконаних статичних розрахунків міцності елементів фланцевого з'єднання Дн2130, наведених у роботі [1].

Розглянемо термонапружений стан елементів фланцевого з'єднання Дн2130 під час АС «Режим великої течі: Двосторонній розрив ГЦТ» з використанням затягу шпильок 14 600 кгс. Результати розрахунку напружень в елементах фланцевого з'єднання Дн2130, отримані в результаті перерахунку, та порівняння з допустимими значеннями відповідних

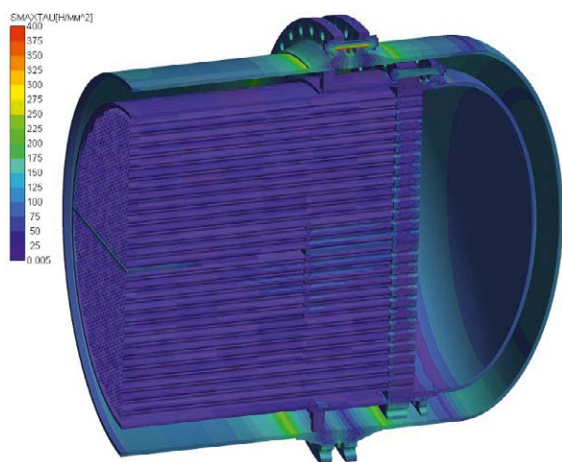


Рис. 5. Результати розрахунку еквівалентних напружень в елементах ТОАР на 1 300-й секунді

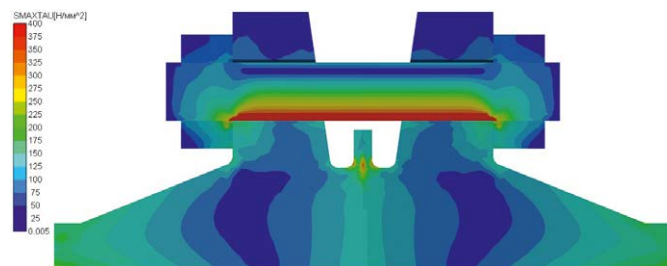


Рис. 6. Результати розрахунку еквівалентних напружень фланцевого з'єднання Дн2130 на 1 300-й секунді

Таблиця 2. Розрахункові напруження в елементах фланцевого з'єднання Дн2130 та порівняння їх з допустимими значеннями

Елемент фланцевого з'єднання	$(\sigma)_1$ або $(\sigma)_{mw}$, МПа	Допустиме напруження, МПа	$(\sigma)_2$ або $(\sigma)_{3w}$, МПа	Допустиме напруження, МПа	$(\sigma)_{RV}$ або $(\sigma)_{4w}$, МПа	Допустиме напруження, МПа
Шпилька	195,0	181,0	367,3	236,0	369,8	308,0
Зварювальна наплавка	96,4	191,0	96,2	248,0	95,4	496,0
Зварювальний вус (точка 1)	216,8	124,0	244,4	161,0	397,5	372,0
Зварювальний вус (точка 2)	218,9		236,8		385,2	

Примітка. $(\sigma)_1$ і $(\sigma)_{mw}$ — загальні мембранні напруження; $(\sigma)_2$ — загальні або місцеві мембранні та загальні згинальні напруження; $(\sigma)_{3w}$ — загальні або місцеві мембранні та загальні температурні напруження; $(\sigma)_{RV}$ і $(\sigma)_{4w}$ — розмах загальних або місцевих мембранних, загальних і місцевих згинальних, температурних напружень.

груп категорій наведених напружень, отриманими відповідно до положень норм [10], наведено в табл. 3.

Як бачимо з отриманих результатів розрахунків, найбільший внесок у термонапружений стан елементів фланцевих з'єднань ТОАР вносять як сила затягу шпильок і тиск робочого середовища, так і зміна температури середовищ, характерна для нестационарного процесу аварійного розхолодження РУ ВВЕР-1000. У той же час внесок зміни температури в часі в термонапружений стан шпильок фланцевих з'єднань є незначним. Дане твердження обумовлене тим, що зміна температур від часу відбувається поступово, а також максимальний перепад значень температур теплоносія становить приблизно на 40 °С.

Висновки

Уперше проаналізовано термонапружений стан елементів фланцевого з'єднання Дн2130 ТОАР під час АС РУ ВВЕР-1000.

Виходячи з аналізу отриманих результатів розрахунків міцності елементів фланцевого з'єднання Дн2130 можна зробити такі висновки:

- 1) спостерігається перевищення допустимих значень напружень в елементах фланцевого з'єднання Дн2130 при проектному значенні затягу шпильок;
- 2) уперше встановлено, що зміна розподілу температурних полів в елементах ТОАР, яка властива для роботи теплообмінників під час найбільш консервативної АС «Режим великої течії: Двосторон-

Таблиця 3. Розрахункові напруження в елементах фланцевого з'єднання Дн2130, отримані з використанням затягу шпильок 14600 кгс та порівняння їх з допустимими значеннями

Елемент фланцевого з'єднання	$(\sigma)_1$ або $(\sigma)_{mv}$, МПа	Допустиме напруження, МПа	$(\sigma)_2$ або $(\sigma)_{3w}$, МПа	Допустиме напруження, МПа	$(\sigma)_{rv}$ або $(\sigma)_{4w}$, МПа	Допустиме напруження, МПа
Шпилька	126,6	181,0	237,4	236,0	255,2	308,0
Зварювальна наплавка	77,2	191,0	77,3	248,0	74,7	496,0
Зварювальний вус (точка 1)	81,6	124,0	157,9	161,0	296,4	372,0
Зварювальний вус (точка 2)	83,5		151,0		265,6	

ній розрив ГЦТ», є внеском у термонапружений стан конструкції.

Виходячи з вищенаведеного, можна в цілому зробити висновок про безпечну експлуатацію ТОАР під час АС РУ ВВЕР-1000, за умови зниження значення затягу шпильок фланцевого з'єднання Дн2130 до 14 600 кгс.

Список використаної літератури

1. Pyrohov T. V. Analysis of the static strength of the emergency-cooldown heat exchanger with the use of the design tightness value of flange-joint pins / T. V. Pyrohov // Journal of Mechanical Engineering. — 2020. — Vol. 23, No. 3. — P. 37–45.
2. Analysis of accidents of the WWER-1000 reactor in which emergency cooling heat exchangers operate / T. Pyrohov, A. Korolev, V. Inyushev, V. Kurov // Technology audit and production reserves. — 2020. — № 5/1(55). — P. 43–47.
3. Menter F. R. Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to k- ϵ the Model / F. R. Menter. — NASA Technical Memorandum, 1994.
4. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal. — 1994. — Vol. 32, № 8. — P. 1598–1605.
5. Белов И. А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие / И. А. Белов. — Санкт-Петербург : БГТУ, 2001. — 107 с.
6. Флореа О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии / О. Флореа, О. Смигельский. — Москва : Химия, 1971. — 450 с.
7. Пирогов Т. В. Аналіз проектних розрахунків на міцність теплообмінника аварійного розхолодження на відповідність вимогам діючих нормативних документів в атомній енергетиці / Т. В. Пирогов, В. В. Іню-

шев, В. О. Куров, А. С. Колядюк // Ядерна енергетика та довкілля. — 2020. — № 2 (17). — С. 30–38.

8. 08.8111.335 ИЭ. Теплообменник аварийного расхоложивания. Инструкция по эксплуатации. — Москва : ВНИИИМ, 1982. — 19 с.
9. 61409 PP1. Теплообменник аварийного расхоложивания. Расчет на прочность. — Москва : ВНИИИМ, 1982. — 70 с.
10. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. — Москва : Энергоатомиздат, 1989. — 525 с.
11. 21.4.59.ОВ.02.01. Отчет по анализу безопасности. Анализ проектных аварий. Адаптация. Итоговый отчет. — НАЭК «Энергоатом», 2010. — 1910 с.

T. V. Pyrohov¹, A. V. Korolev²

¹SE "State Scientific Engineering Center for Control System and Emergency Response", 64/56, Heroiv Stalinhrada ave, Kyiv, 04213, Ukraine

²Odessa National Polytechnic University, 1, Shevchenko ave, Odessa, Ukraine, 65044

Analysis of the Thermal Stress State of the Flange Connections Elements of the Emergency Cooling Heat Exchangers During Accidents of the WWER-1000 Nuclear Installation

During the assessment of the static strength of the flange connections elements Dn2130 and Dn2080 of the emergency cooling heat exchangers 08.8111.335 SB (TOAR), it was found that there is an excess of the allowable stress values. These calculations of static strength per-

formed using the finite element method (FEM). The analysis of the static strength of the flange joints was performed taking into account the design values of the tightening of the studs, equal to 22,527 kgf and 8,836 kgf, accordingly.

At the same time, one of the main purposes of heat exchangers TOAR nuclear installation (NI) WWER-1000 is the work until accidents. The analysis of accidents of NI WWER-1000 showed that the largest values of change of parameters of environments in heat exchangers of TOAR correspond to accident “LOCA: Bilateral rupture of MCT”. Based on this, we considered the thermal stress state of heat exchangers for this accident.

To determine the thermal stress state of the TOAR heat exchanger elements, during accidents of the nuclear installation, strength calculations were performed in the non-stationary formulation of the problem. One of the boundary conditions for these strength calculations is the distribution of temperatures along the thickness and length of the walls of the elements of the heat exchanger, which changes over time. Numerical thermohydraulic calculations were performed to determine these boundary conditions.

In the article for the first time the results of calculations of thermal stress state of separate elements of heat exchangers TOAR, for work of heat exchangers during accidents of nuclear installation are received. It is established that the elements of the flange connection Dn2130 are one of the most critical elements of TOAR heat exchangers. To determine the thermal stress state of the heat exchanger elements, analytical thermal calculations, numerical thermohydraulic and strength calculations were performed using the FEM method.

As a result of the analysis of the performed strength calculations, it was concluded that it is necessary to reduce the tightening value of the flanges of the flange connection Dn2130 to 14600 kgf.

Keywords: emergency cooling heat exchanger, thermal stress state, design justification for safe operation, flange connections.

References

1. Pyrohov T. V. (2020). Analysis of the static strength of the emergency-cooldown heat exchanger with the use of the design tightness value of flange-joint pins. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 23, no. 3, pp. 37–45.
2. Pyrohov T., Korolev A., Inyushev V., Kurov V. (2020). Analysis of accidents of the WWER-1000 reactor in which emergency cooling heat exchangers operate. *Technology audit and production reserves*, vol. 55, no. 5/1, pp. 43–47.
3. Menter F. R. (1994). *Eddy viscosity transport equations and their relation to the k-ε model*. NASA Technical Memorandum 108854.
4. Menter F. R. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605.
5. Belov I. A. (2001). *Modelirovaniye turbulentnykh tekheniy* [Modeling of turbulent flows]. Saint Petersburg: Baltic State Technical University, 107 p. (in Russ.)
6. Florea O., Smigel'skiy O. (1971). *Raschety po protsessam i apparatam khimicheskoy tekhnologii* [Calculations for processes and devices of chemical technology]. Moscow: Khimiya, 450 p. (in Russ.)
7. Pyrohov T. V., Inyushev V. V., Kurov V. O., Koliadiuk A. S. (2020). [Analysis of the emergency cooling heat exchanger design strength calculations for compliance with existing regulatory documents in nuclear power engineering requirements]. *Yaderna energetyka ta dovkillia* [Nuclear Power and the Environment], vol. 17, no. 2, pp. 30–38. (in Ukr.)
8. 088111.335 IE. *Emergency cooling heat exchanger. Instruction manual*. Moscow: VNIAM, 1982, 19 p. (in Russ.)
9. 61409 PPI. *Emergency cooling heat exchanger. Strength calculation*. Moscow: VNIAM, 1982, 70 p. (in Russ.)
10. PNAE G-7-002-86. *Standards for strength calculation of equipment and pipelines of nuclear power plants* [introduced with changes on 07.01.1987]. Moscow: Energoatomizdat, 1989, 525 p. (in Russ.)
11. 21.4.59.OB.02.01. *Safety analysis report. Analysis of design basis accidents. Adaptation*. Final report. NNEGC “Energoatom”, 2010, 1910 p. (in Russ.)

Надійшла 11.11.2020

Received 11.11.2020