

УДК 621.039.534.25: 539.319

АНАЛІЗ СТАТИЧНОЇ МІЦНОСТІ ТЕПЛООБМІННИКА АВАРІЙНОГО РОЗХОЛОДЖУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОЕКТНОГО ЗНАЧЕННЯ ЗАТЯГУ ШПИЛЬОК ФЛАНЦЕВИХ З'ЄДНАНЬ

Т. В. Пирогов

t.v.pirogov@gmail.com

ORCID: 00000-0002-0877-1251

ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування»,
04213, Україна, м. Київ,
пр. Героїв Сталінграду, 64/56

Аналіз проектного розрахунку міцності теплообмінника аварійного розхолодження 08.8111.335 СБ (ТОАР) виявив низку відхилень від вимог чинних нормативних документів України в атомній енергетиці, зокрема, до них належить відсутність відомостей щодо розрахунку статичної міцності елементів фланцевих з'єднань теплообмінника та перевищення значень допустимих напружень у шпильках. У цій статті описано математичну модель розрахунку термонапруженого стану ТОАР, за допомогою якої виконано моделювання його роботи в умовах нормальної експлуатації. З використанням описаних рівнянь тривимірної теорії пружності виконано ряд комп'ютерних розрахунків процесів деформування розглянутого теплообмінника. Такі розрахунки проведені з метою аналізу міцності ТОАР та його елементів фланцевих з'єднань, зокрема, та виконані з використанням методу скінченних елементів. Наведено результати розрахунків статичної міцності ТОАР, виконаних з використанням загальної скінченноелементної моделі теплообмінника, що включає усі основні його елементи. Додатково розроблено окремі скінченноелементні моделі елементів фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080 ТОАР, на основі яких виконано розрахунки їх статичної міцності. В результаті проведених розрахунків міцності основних елементів ТОАР зроблено висновок, що діючі напруження за розглянутими групами категорій наведених напружень в розрахункових зонах конструкції теплообмінника не перевищують допустимих значень, відповідно, умови статичної міцності виконуються. Враховуючи симетрію фланцевих з'єднань теплообмінника, для їх розрахунку на статичну міцність використовувались скінченноелементні моделі напівперіоду одного болтового зчеплення. Основними граничними умовами для всіх розрахунків були: сила затягнення шпильок, тиск та температура робочого середовища. Розрахунок статичної міцності елементів фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080, з використанням проектного значення сили попереднього затягнення шпильок, показав, що умови статичної міцності не виконуються для розглянутих груп категорій наведених напружень.

Ключові слова: теплообмінник аварійного розхолодження, продовження терміну експлуатації, розрахункове обґрунтування безпечної експлуатації, оцінка технічного стану, термонапружений стан теплообмінника, метод скінченних елементів.

Вступ

Одним із пріоритетних напрямів роботи діючих атомних електростанцій (АЕС) України є продовження терміну їх експлуатації. В рамках даного напрямку проводиться широкий спектр робіт, одним з яких є оцінка технічного стану (ОТС). Метою ОТС є підтвердження безпечної експлуатації елементів реакторної установки в понадпроектний період. В рамках виконання ОТС виконуються роботи з аналізу міцності та надійності, відповідно до [1] та [2]. Варто зауважити, що дані роботи необхідно виконувати з дотриманням вимог сучасних норм атомної енергетики України.

Як показує досвід аналізу проектних розрахунків міцності [3], під час вирішення завдання обґрунтування безпечної експлуатації ТОАР, слід приділити особливу увагу елементам його фланцевих з'єднань.

Враховуючи значний розвиток електронних обчислювальних машин, існує можливість проводити розрахунки міцності складних, з точки зору геометрії, одиниць обладнання за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ).

У статті описано математичну модель методу МСЕ та підходи до розрахунку міцності основних елементів ТОАР.

Постановка і розв'язання задачі статичної міцності ТОАР

Ставиться задача з визначення термопружного стану ТОАР в умовах нормальної експлуатації. На першому етапі розгляду поставленої задачі приймаємо, що в процесі експлуатації теплообмінника деформації є пружними і такими, що дозволяють використовувати геометрично-лінійні співвідношення загальної теорії пружності. У разі виявлення ділянок з напруженням, що перевищують межу плинності, подальший розрахунок необхідно виконувати з використанням рівнянь термопружнопластичності.

Сформулюємо математичну модель розрахунку термопружного стану теплообмінника за умов його нормальної експлуатації. Варто відзначити, що конструктивно ТОАР складається з різних елементів неканонічної форми, яка має нерівні поверхні. Особливо складні елементи геометрії знаходяться в зоні з'єднання окремих конструктивних елементів та в областях різкої зміни геометричної конфігурації теплообмінника. Тому використання відомих загальноприйнятих припущень теорії оболонок та використання аналітичних розрахунків тіл складної геометрії може призвести до істотних похибок. Виходячи з цього для розрахунку міцності ТОАР використовували тривимірну постановку задачі, яка дозволяє з достатнім ступенем адекватності описати напружений стан конструкцій.

Розглянемо ТОАР як тривимірне пружне тіло, що займає область Ω евклідового простору S . Відповідно до теорії методу МСЕ прийmemo, що ТОАР складається з деякої кількості окремих тривимірних скінченних елементів. Далі розглянемо один такий скінченний елемент в системі координат x, y і z .

Напружено-деформований стан тіла характеризують вектори переміщення δ , тензори деформацій ε та напруження σ . Вектори переміщення враховують компоненти $u = u(x, y, z)$, $v = v(x, y, z)$, $w = w(x, y, z)$, що вказують на переміщення осями x, y і z відповідно. Тензори деформацій діляться на лінійні – $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ та кутові $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$. Напруження діляться на нормальні – $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ та дотичні $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$. Повна система задачі статичної пружності тіла складається з таких співвідношень [4–5]:

– співвідношення Коші

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} \right), \quad (1)$$

– закон Гука

$$\sigma_{ij} = \left(\frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \delta_{ij} + 2\mu \right) \cdot \varepsilon_{ij}, \quad (2)$$

– рівняння рівноваги

$$\frac{d\sigma_{ij}}{dx_j} + p_i F_i = 0, \quad (3)$$

– граничні умови напружень

$$N_i \sigma_{ij} = p_i, \quad (4)$$

– граничні умови переміщень

$$u_i = u_i^*, \text{ при } r \in S_u, \quad (5)$$

де $\varepsilon_{ij}, \sigma_{ij}$ – компоненти тензорів деформацій та напружень; F_i, N_i – компоненти векторів масових сил F та одиничного вектора нормалі N до поверхні $S = S_u \cup S_\sigma$; r – радіус-вектор точки (x, y, z) ; p_i – вектор сил, розподілених по об'єму тіла; E – модуль Юнга; ν – модуль Пуассона; μ – модуль здвигу; δ_{ij} – символ Кронекера; $i, j=1, 2, 3$.

Співвідношення (1)–(3) і граничні умови (4)–(5) складають повну систему рівнянь статичної задачі теорії пружності.

Однак отримання розв'язку в аналітичному вигляді для тіл складної геометричної конфігурації не завжди є можливим. Тому для розв'язання таких задач широко використовуються числові методи, зокрема МСЕ. При цьому найбільш природним є варіаційне формулювання задачі теорії пружності.

Варіаційна постановка задачі

За основу варіаційної постановки задачі приймається математичне формулювання статичної задачі теорії пружності в переміщеннях у вигляді варіаційного принципу Лагранжа.

Співвідношення Коші (1) і закон Гука (2) можна записати в матричній формі, ввівши матричні диференційні оператори $[B]$ і $[D]$

$$\{\varepsilon\} = [B] \cdot u, \quad (6)$$

$$\{\sigma\} = [D] \cdot (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_T\}), \quad (7)$$

де $\{\varepsilon_T\} = \{\alpha \cdot \theta, \alpha \cdot \theta, \alpha \cdot \theta, 0, 0, 0\}$ – вектор температурних деформацій (α – коефіцієнт температурного розширення, θ – середня температура по елементу).

Величину потенційної енергії, запасеної елементом під час деформації, можна знайти за допомогою такої формули:

$$\Pi_e(u) = \frac{1}{2} \int_v \{\sigma\}^T \{p\} dv - \int_v \{\delta\}^T \{p\} dv - \int_v \{\delta\}^T \{q\} ds. \quad (8)$$

З огляду на проведене розбиття тіла Ω на n -кількість скінченних елементів, повну потенціальну енергію пружної деформації тіла визначаємо шляхом додавання елементарних внесків кожного зі скінченних елементів

$$\Pi(u) = \sum_{e=1}^{n_e} \Pi_e(u).$$

Таким чином, в даній постановці задача про визначення напружено-деформованого стану тіла Ω , яке зазнає температурного та силового навантаження, зводиться до знаходження мінімуму функції (8) на множині V . Інакше кажучи, до граничної задачі (1)–(5) додатково ставиться відповідно така варіаційна задача:

$$\Pi(u) \xrightarrow{u \in V} \min.$$

Під час розв'язання даної задачі спочатку визначаються деформації (6), а потім напруження (7).

Дана математична постановка задачі використана для визначення термонапруженого стану теплообмінників аварійного розхолодження енергоблоку № 4 ВП Запорізької АЕС за статичного силового і температурного навантажень. Тривимірний підхід дозволяє адекватно врахувати складну геометричну форму і досліджувати термонапружений стан теплообмінника. Також це дає можливість більш точно оцінити рівень напруженого стану в місцях локальної концентрації напружень.

Розрахунок статичної міцності ТОАР методом скінченних елементів

Розв'язання задачі розрахунку статичної міцності ТОАР за допомогою вищенаведеної методики включало:

- побудову скінченноелементної моделі геометричної конфігурації та полів переміщень теплообмінника;
- отримання та розв'язання на цій основі рівнянь рівноваги у вигляді системи лінійних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих вузлових переміщень;
- визначення напруженого стану теплообмінника.

З використанням рівнянь тривимірної теорії пружності виконано ряд розрахунків термопруженого стану теплообмінника в умовах його нормальної експлуатації. Під час формування скінченноелементної моделі теплообмінника використана заводська, проектна та експлуатаційна документація (креслення, проектний розрахунок міцності, паспорт і т.д.). Показники допустимих значень напружень визначалися з використанням значень межі міцності і межі плинності, наведених в [6].

Загальний вигляд ТОАР зображено на рис. 1.

Основні параметри експлуатації ТОАР наведені в табл. 1. Значення тиску та температури робочого середовища, що використовувалися в розрахунках міцності ТОАР, були прийняті відповідно до [8].

Всі елементи теплообмінника виготовлені з корозійностійкої жароміцної сталі 08X18H10T, шпильки фланцевих з'єднань – зі сталі ХН35ВТ. Відповідно до [6], під час виконання розрахунків приймалися фізико-механічні властивості матеріалів, що відповідають температурам +70 та +150 °С.

Згідно з нормами [6] для відповідних груп категорій наведених напружень, що виникають у елементах теплообмінника, визначались їх допустимі значення, які наведено в табл. 2.

Загальний вигляд скінченноелементної розрахункової моделі ТОАР, що включає в себе всі основні елементи, зображений на рис. 2. Дана модель включає 92722 вузлів та 287064 скінченних елементів.

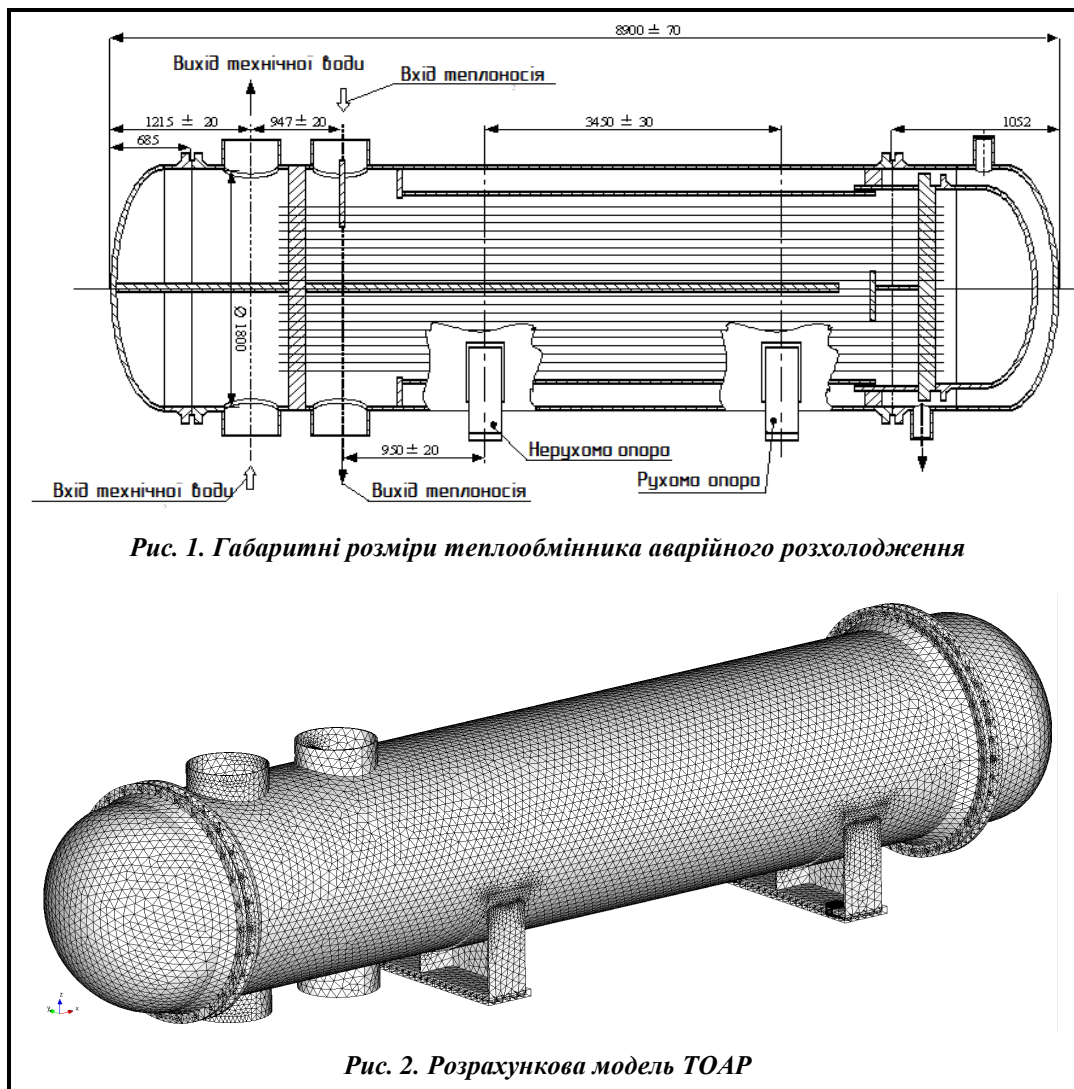


Рис. 1. Габаритні розміри теплообмінника аварійного розхолодження

Рис. 2. Розрахункова модель ТОАР

Таблиця 1. Основні розрахункові параметри

Найменування середовища теплообмінника	Значення тиску, МПа	Значення температури, °C	Робоче середовище
Корпус	2,1	+150	Розчин H_3BO_3 16г/кг
Трубна частина	0,5	+70	Технічна вода групи "А"

Таблиця 2. Величини допустимих напружень

Тип конструкції	Допустимі значення напружень для відповідних груп за розрахункової температури, МПа					
	$(\sigma)_1$ або $(\sigma)_{mw}$		$(\sigma)_2$ або $(\sigma)_{3w}$		$(\sigma)_{RV}$ або $(\sigma)_{4w}$	
	150 °C	70 °C	150 °C	70 °C	150 °C	70 °C
Шпильки	181,50	193,10	235,95	251,03	308,55	328,27
Корпусні елементи	124,00	126,80	161,20	164,84	372,00	380,40
Зварювальні шви	190,92	201,00	248,19	261,30	496,40	522,60

Кінематичні граничні умови конструкції задавалися у вигляді заборони всіх переміщень та поворотів нерухомої опори, а також дозволу переміщень в рухомій опорі по поздовжній осі розміщення теплообмінника (див. рис. 1).

Силові граничні умови враховувались у вигляді:

- власної ваги теплообмінного апарата;
- маси рідини;
- тиску та температури робочого середовища;
- навантаження з боку приєднаних трубопроводів теплообмінника (зусилля і моменти);
- зусилля затягнення шпильок фланцевих з'єднань.

Для коректного задання навантажень від приєднаних трубопроводів було виконано розрахунки міцності ділянок трубопроводів системи технічної води та системи аварійного охолодження активної зони енергоблоку № 4 ВП Запорізької АЕС. Під час виконання розрахунків міцності враховувалася геометрія трубопроводів, масо-габаритні характеристики, місця закріплення та технічні параметри внутрішнього середовища. Вищезазначені трубопроводи моделювалися за допомогою двовузлових стрижневих елементів типу «pipe». Розроблені моделі трубопроводів враховують ділянки від патрубків ТОАР та до найближчих нерухомих опор. Такий підхід дозволяє стверджувати про коректність врахування навантажень на патрубки теплообмінника від приєднаних трубопроводів.

Навантаження на патрубки теплообмінника від приєднаних трубопроводів, що враховані під час розрахунку його статичної міцності, наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Зусилля та моменти від приєднаних трубопроводів

Зусилля			Моменти		
R_x , Н	R_y , Н	R_z , Н	M_x , Н·мм	M_y , Н·мм	M_z , Н·мм
Патрубок підведення технічної води					
21985	2353	11827	-1167825	7868516	127567
Патрубок відведення технічної води					
1124	-2385	20220	-8763668	-7113462	-1049489
Патрубок підведення дистилляту					
-4259	769	18416	16380	4659	-6368
Патрубок відведення дистилляту					
-187	-2211	18007	1318	2176	2094

В результаті проведених розрахунків за допомогою МСЕ отримано значення напружень в основних елементах теплообмінника за нормальних умов експлуатації. Графічний вигляд розподілу еквівалентних напружень SMAXTAU зображено на рис. 3–4. Результати напружень та порівняння їх з допустимими значеннями наведено в табл. 4.

Таблиця 4. Напруження в елементах ТОАР

Елемент теплообмінника	Точка	$(\sigma)_1$, МПа	Допустиме напруження, МПа	$(\sigma)_2$, МПа	Допустиме напруження, МПа	$(\sigma)_{RV}$, МПа	Допустиме напруження, МПа
Основні елементи							
Корпус теплообмінника	1	82,76	124	125,35	161,2	213,1	372
Камера міжтрубного середовища	2	39,00		61,01		64,89	
Патрубки	3	47,42		79,76		94,2	
	5	84,58		101,3		124,2	
Зварювальні шви							
Між роздільною пластиною та патрубком	4	145,68	190,92	192,34	248,19	244,5	496,4
Між камерою міжтрубного середовища та «внутрішньою рубашкою»	6	52,12		52,12		119,9	
Між фланцем та корпусом	7	49,50		56,08		54,54	
Між камерою міжтрубного середовища та корпусом	8	26,86		81,03		81,12	

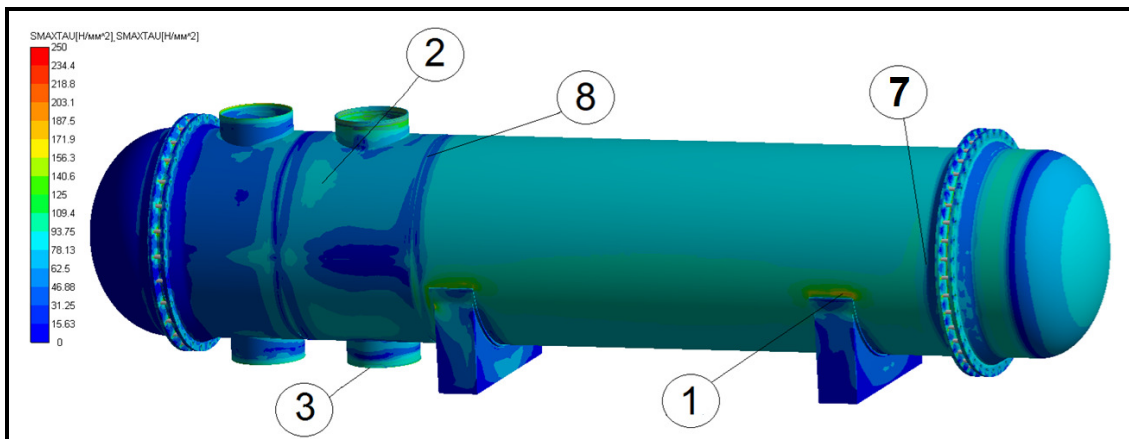


Рис. 3. Розподіл еквівалентних напружень в елементах ТОАР

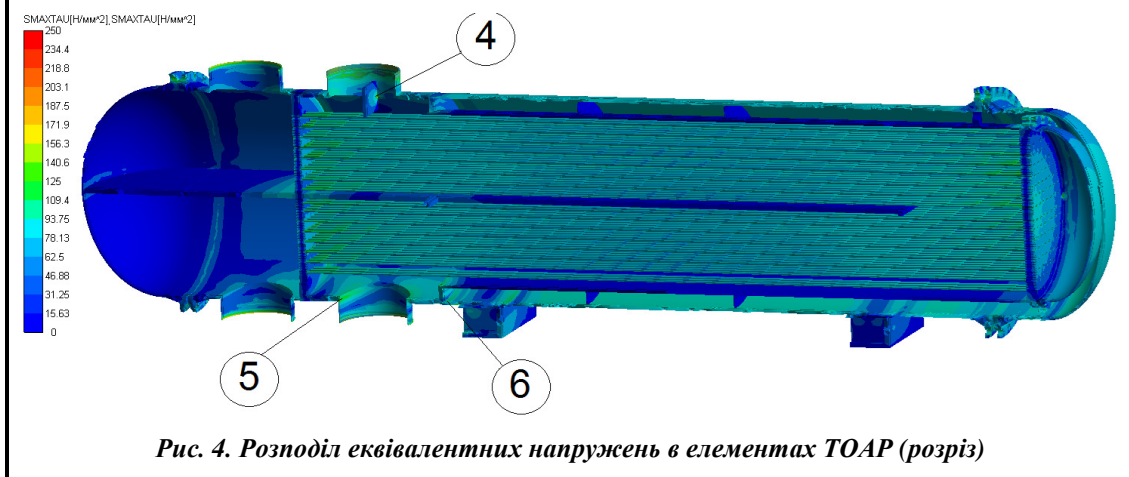


Рис. 4. Розподіл еквівалентних напружень в елементах ТОАР (розріз)

Аналіз отриманих результатів показує, що найбільші значення напружень виникають у місці приварки роздільної пластини до внутрішньої поверхні патрубку входу теплоносія (точка 4). Дані напруження мають локальний характер та викликані в більшій мірі геометрією конструкції теплообмінника та навантаженнями від тиску теплоносія.

Діючі напруження по групах категорій наведених напружень $(\sigma)_1$, $(\sigma)_2$ та $(\sigma)_{RV}$ в розрахункових зонах конструкції ТОАР не перевищують допустимих значень напружень для даних груп, відповідно – умови статичної міцності виконуються.

Розрахунок статичної міцності елементів фланцевих з'єднань ТОАР

Фланцеві з'єднання ТОАР мають симетричну конструкцію. З метою зменшення розмірності поставленої задачі розрахунку міцності фланцевих з'єднань виконано моделювання перерізів з відповідними умовами симетрії. Для розрахунку на статичну міцність елементів фланцевих з'єднань були розроблені окремі скінченноелементні моделі напівперіоду одного болтового зчеплення.

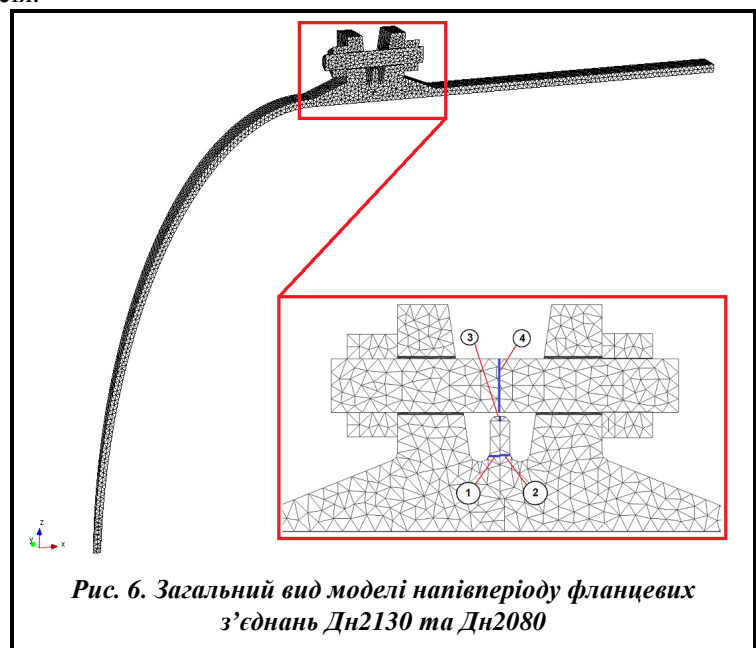


Рис. 6. Загальний вид моделі напівперіоду фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080

До складу напівперіоду входить напівперіод власне фланців, відповідні частини перехідних конусів, обичайки та еліптичні днища й половина шпильки з двома половинами гайок.

Згідно з [7] шпильки фланцевих з'єднань Дн2130, Дн2080 та Дн1780 повинні затягуватися моментом 246, 84, 85 кг·м відповідно, що відповідає силам попереднього затягу 22527, 8836, 8900 кгс.

Розрахунок статичної міцності елементів фланцевих з'єднань показав, що для фланців Дн2130 та Дн2080 не виконуються умови статичної міцності. Тому в подальшому будуть наведені результати розрахунків міцності елементів фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080.

Загальний вигляд моделі напівперіоду фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080, а також точки їхніх найбільш навантажених елементів: «зварювальні вуса» під наплавку (1, 2), зварювальна наплавка (3) та шпилька (4) показані на рис. 6.

На рис. 7 та 8 наведено результати розрахунку еквівалентних напружень по SMAХTAU моделі напівперіоду фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080 за нормальних умов експлуатації, отримані з урахуванням проектних значень затягнення шпильок.

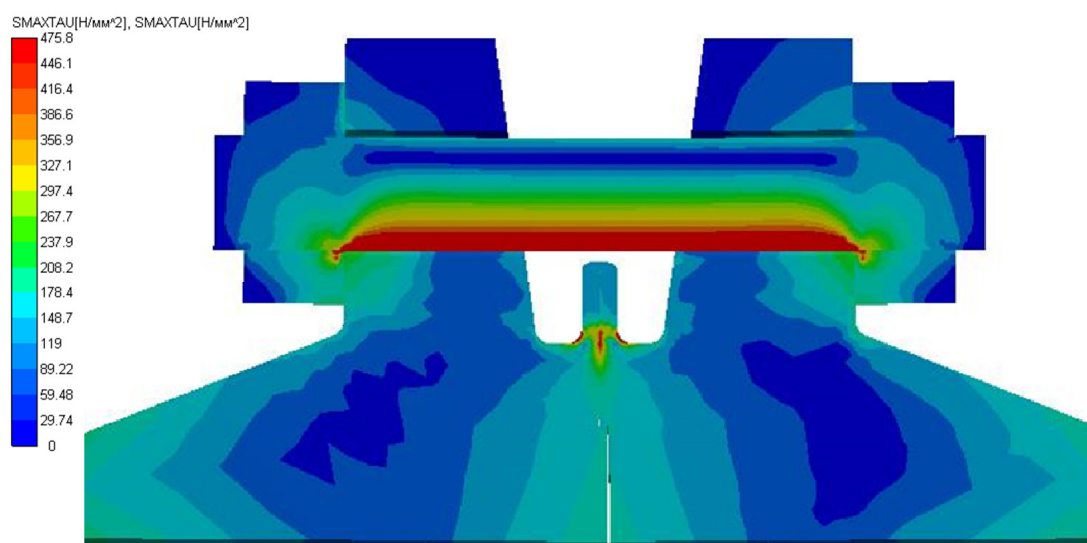


Рис. 7. Результати розрахунку еквівалентних напружень фланцевого з'єднання Дн2130

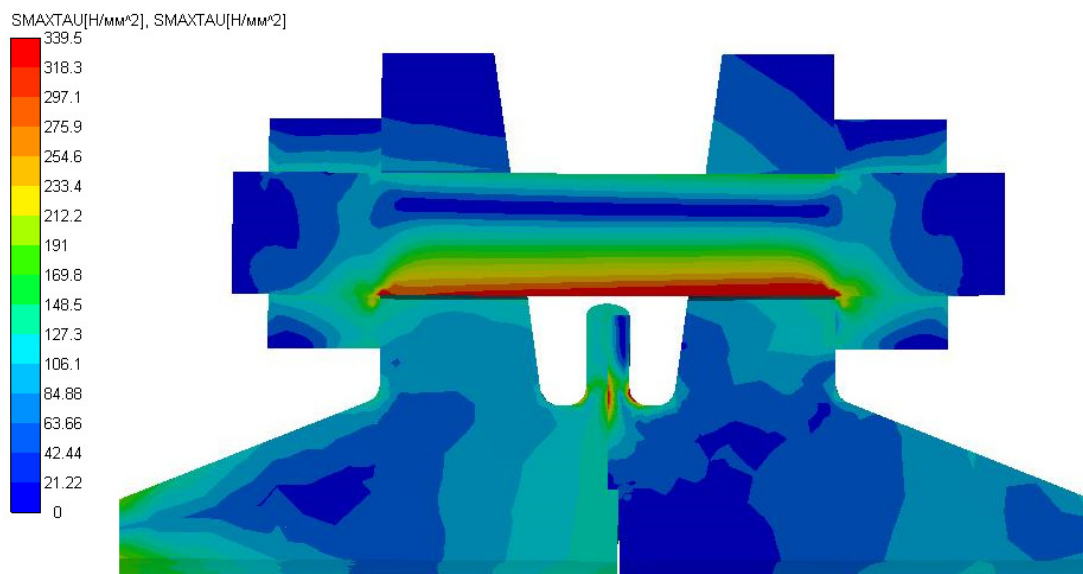


Рис. 8. Результати розрахунку еквівалентних напружень фланцевого з'єднання Дн2080

Результати розрахунку напружень у фланцевих з'єднаннях Дн2130 та Дн2080 та порівняння їх з доступними значеннями для відповідних груп категорій наведених напружень подано в табл. 5 та 6.

Таблиця 5. Напруження в елементах напівперіоду фланцевого з'єднання Дн2130

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	172,02	181,50	195,32	235,95	372,41	308,55
Зварювальна наплавка	96,40	190,92	96,20	248,19	88,29	496,40
Зварювальний вус (точка 1)	216,81	124,00	244,41	161,20	470,47	372,00
Зварювальний вус (точка 2)	218,89		236,82		455,85	

Таблиця 6. Напруження в елементах напівперіоду фланцевого з'єднання Дн2080

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	98,27	193,1	280,24	251,03	339,16	328,27
Зварювальна наплавка	43,60	201,0	44,08	261,30	127,86	522,60
Зварювальний вус (точка 1)	68,82	126,8	204,98	164,84	309,96	380,40
Зварювальний вус (точка 2)	67,71		211,32		205,23	

Перевищення допустимих значень по деяких групах напружень виявлено у таких елементах фланцевого з'єднання, як шпильки (точка 4 на рис. 6) та «зварювальні вуса» (точки 1 та 2 на рис. 6).

Високі напруження в елементах фланцевих з'єднань пояснюються тим, що за ефекту «випинання» під дією тиску днища і обичайки, прикріплених до фланців, а також в залежності від сили затягнення шпильок умови рівноваги прикладених векторів зусиль змінюється, що в свою чергу призводить до додаткової деформації елементів фланцевих з'єднань.

Слід відмітити, що значення напружень шпильок фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080 для групи напружень $(\sigma)_{3w}$, отриманих розрахунковим шляхом, збігаються зі значеннями, вказаними у документі [7], що вказує на правильність розрахункових моделей та розрахунків в цілому. Групи напружень $(\sigma)_{mw}$ та $(\sigma)_{4w}$ в документі [7] не розглядались.

Висновки

Проведено розрахунки статичної міцності теплообмінника аварійного розхолодження за нормальних умов експлуатації. Розрахунки міцності виконані з заданням усіх граничних умов, що виникають за даних умов роботи теплообмінника.

Отримані результати стверджують про виконання умов міцності [6] основних елементів теплообмінника. Проте детальний аналіз міцності елементів фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080 свідчить про перевищення допустимих значень напружень в їх шпильках та «зварювальних вусах».

Враховуючи те, що ТОАР належить до обладнання систем, важливих для безпеки реакторної установки, а також існує невиконання умов міцності елементами фланцевих з'єднань Дн2130 та Дн2080, доцільно визначити умови, за яких можлива безпечна експлуатація теплообмінника.

Література

1. НП 306.2.099-2004 Загальні вимоги до продовження експлуатації енергоблоків АЕС у понадпроектний строк за результатами здійснення періодичної переоцінки безпеки. К.: НАЕК «Енергоатом», 2004. 16 с.
2. ПЛ-Д.0.03.126-10. Положение о порядке продления срока эксплуатации оборудования систем, важных для безопасности. Киев: НАЕК «Энергоатом», 2010. 34 с.
3. Пирогов Т. В., Інюшев В. В., Куров В. О., Колядюк А. С. Аналіз проектних розрахунків на міцність теплообмінника аварійного розхолодження на відповідність вимогам діючих нормативних документів в атомній енергетиці. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2020. № 2 (17). С. 30–38. <https://doi.org/10.31717/2311-8253.20.2.4>.

4. Малыгина Ю. В., Ковалев А. В., Семькина Т. Д. Теория упругости. Воронеж: Издат. дом Воронеж. ун-та, 2016. 25 с.
5. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике: пер с англ. М.: Мир, 1975. 541 с.
6. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчёта на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. М.: Энергоатомиздат, 1989. 525 с.
7. 61409 РРІ. Теплообменник аварийного расхолаживания. Расчет на прочность. М.: Всесоюз. науч.-исслед. и проект.-конструкт. ин-т атом. энерг. машиностроения, 1982. 70 с.
8. 08.8111.335 ИЭ. Теплообменник аварийного расхолаживания. Инструкция по эксплуатации. М.: Всесоюз. науч.-исслед. и проект.-конструкт. ин-т атом.энерг. машиностроения 1982. 19 с.

Надійшла до редакції 12.05.2020

Анализ статической прочности теплообменника аварийного расхолаживания с использованием проектного значения затяга шпилек фланцевых соединений

Т. В. Пирогов

ГП «Государственный научно-инженерный центр систем контроля и аварийного реагирования»
04213, Украина, г. Киев, пр. Героев Сталинграда, 64/56

Анализ проектного расчета прочности теплообменника аварийного расхолаживания 08.8111.335 СБ (ТОАР) выявил ряд отклонений от требований действующих нормативных документов Украины в атомной энергетике, в частности, к ним относятся отсутствие сведений по расчету статической прочности элементов фланцевых соединений теплообменника и превышение значений допустимых напряжений в шпильках. В данной статье описана математическая модель расчета термонапряженного состояния ТОАР, которая использовалась для моделирования его работы в условиях нормальной эксплуатации. С использованием описанных уравнений трехмерной теории упругости выполнен ряд компьютерных расчетов процессов деформирования рассматриваемого теплообменника. Данные расчеты проведены с целью анализа прочности ТОАР и его элементов фланцевых соединений в частности, а также выполнены с использованием метода конечных элементов. Приведены результаты расчетов статической прочности ТОАР, выполненных с использованием общей конечноэлементной модели теплообменника, включающей все основные его элементы. Дополнительно разработаны отдельные конечноэлементные модели элементов фланцевых соединений Дн2130 и Дн2080 ТОАР, на основе которых выполнены расчеты их статической прочности. В результате проведенных расчетов прочности основных элементов ТОАР сделан вывод, что действующие напряжения по рассмотренным группам категорий приведенных напряжений в расчетных зонах конструкции теплообменника не превышают допустимых значений, соответственно – условия статической прочности выполняются. Учитывая симметрию фланцевых соединений теплообменника, для их расчета на статическую прочность использовались конечноэлементные модели полупериода одного болтового сцепления. Основными граничными условиями для всех расчетов были: сила затяга шпилек, давление и температура рабочей среды. Расчет статической прочности элементов фланцевого соединения Дн2130 и Дн2080, с использованием проектного значения силы предварительного затяга шпилек, показал, что условия статической прочности не выполняются для рассматриваемых групп категорий приведенных напряжений.

Ключевые слова: теплообменник аварийного расхолаживания, продление срока эксплуатации, расчетное обоснование безопасной эксплуатации, оценка технического состояния, термонапряженное состояние теплообменника, метод конечных элементов.