

## КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДЕФОРМУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ДІЮЧОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ПОШКОДЖЕННЯМИ

Б. Д. ДРОБЕНКО

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

Розглянуто результати комп'ютерного моделювання деформування колектора з пошкодженнями за умов експлуатації з урахуванням пружно-пластичного характеру деформування, реальної геометрії колектора і тріщиноподібних дефектів. Встановлено ймовірні причини виникнення пошкоджень.

**Ключові слова:** комп'ютерне моделювання, тріщиноподібні дефекти, термпружнопластичність, руйнування матеріалів.

Проблеми продовження термінів експлуатації вузлів та деталей енергетичного обладнання – одні з найважливіших у вітчизняній енергетиці [1, 2]. За тривалої дії механічних навантажень, підвищеної температури та корозивно-активного середовища в таких елементах утворюються різні дефекти і пошкодження, серед яких найнебезпечніші тріщиноподібні. Часто їх усувають, видаляючи частину металу разом із дефектною зоною, що, однак, призводить до втрати елементам своєї первинної форми, а отже, до збурення напружень в околі таких зон.

Надійне програмне забезпечення, розроблене на основі адекватних сучасних математичних моделей і методів, дає можливість у стислі терміни проаналізувати поведінку того чи іншого конструктивного елемента з пошкодженням чи ремонтною вибіркою матеріалу за умов, що моделюють експлуатаційні, та отримати експертну оцінку запасу його міцності. Ці дані використовують, приймаючи рішення про можливість тимчасового продовження термінів експлуатації чи заміни вузлів та елементів енергетичного обладнання з пошкодженнями, а також для вироблення рекомендацій щодо відповідних ремонтних заходів (вибору раціональних за напруженнями геометричних параметрів вибірок).

Нижче розглянуто основні результати, отримані комп'ютерним моделюванням деформування колекторів первинного пароперегрівача теплових електростанцій за умов їх експлуатації з використанням методу скінченних елементів [3].

Під час експлуатації в колекторах між отворами для змійовиків утворюються тріщиноподібні утворення (рис. 1). Щоб виявити причину їх виникнення, виконано низку обчислювальних експериментів з визначення напруженого стану колектора без пошкоджень за умов експлуатації. За розрахункову модель прийнято просторово тривимірний порожнистий циліндр з отворами (рис. 2).

Циліндр, який займає область  $\Omega$ , із внутрішнім  $R_1$  і зовнішнім  $R_2$  радіусами навантажений внутрішнім тиском  $p$  за температури  $T$  і закритий днищами з обох боків. Ряди отворів (по три) радіусом  $r$  розміщені на віддаль  $2L_y$ , один від одного у напрямі поздовжньої осі циліндра. Аналогічні віддалі між центрами отворів у коловому напрямі (їх вимірюють по зовнішній поверхні циліндра) рівні  $L_\phi$ . На поверхнях отворів теж задано тиск  $p$ .

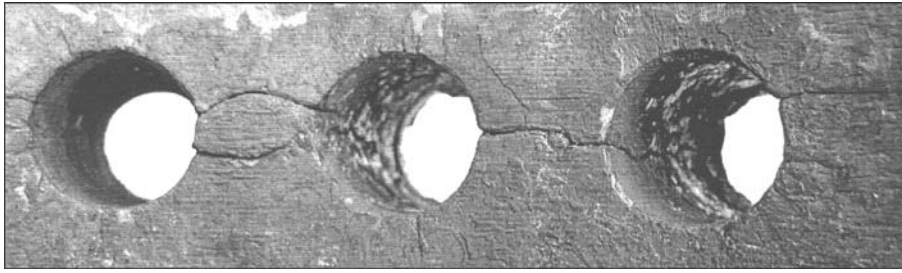


Рис. 1. Типові експлуатаційні пошкодження колекторів в околі отворів для штуцерів.

Fig. 1. Typical exploitation defects near collector holes for connecting pipes.

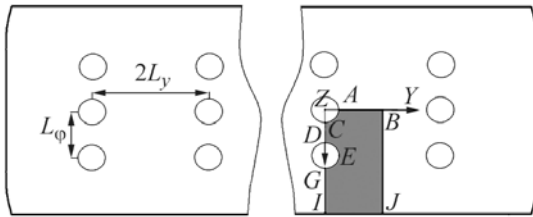


Рис. 2. Розрахункова модель колектора.

Fig. 2. A computational model of the collector.

Циліндр віднесено до декартової системи координат так, що вісь  $OY$  збігається з віссю циліндра, а  $OZ$  утворює вісь обертання центрального отвору довільно вибраного ряду отворів (рис. 2). Враховуючи умови симетрії, розглянули фрагмент області  $\Omega$  (рис. 3). При цьому за відсутності тріщини ( $h = 0$ ) на поверхнях  $GIKK'IG$  і  $C'CDD'$  (якщо  $y = 0$ ), а також  $AA'B'B$  та  $KLL'K'$  (якщо  $x = 0$ ) задано крайові умови симетрії ( $u_y = 0$  та  $u_x = 0$  відповідно) для переміщень, на внутрішній поверхні і отворах – тиск  $p$ , а на поверхні  $BFJLL'JF'B'$  – напруження  $\sigma_{yy} = pR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2)$ , що моделюють вплив тиску на днища; зовнішня поверхня вільна від навантаження (за наявності тріщини сталої глибини  $h$  на поверхні  $QQ'D'C'$  задано тиск  $p$ , а для точок поверхні  $CQQ'D$  – умову симетрії  $u_y = 0$ ).

Обчислювальні експерименти виконано для колектора (зі сталі 12X1МФ [4]) за умов стаціонарної експлуатації (внутрішній тиск  $p = 14$  МПа при  $540^\circ\text{C}$ ) за таких значень параметрів:  $R_1 = 0,1125$  м;  $R_2 = 0,1625$  м;  $r = 0,01$  м;  $L_y = 0,04$  м;  $L_\phi = \pi R_2 / 9$  м. Для забезпечення необхідної точності результатів обчислень використовували до 20 ізопараметричних біквадратичних скінченних елементів [3] за товщиною колектора (рис. 4).

Встановлено, що інтенсивність напружень  $\sigma_i$  досягає свого максимального значення ( $\sim 125$  МПа) на внутрішній поверхні колектора без пошкоджень ( $h = 0$ ) в околі точок  $E$  та  $A$  (див. рис. 3), що значно менше, ніж мінімально допустима межа пластичності (290 МПа при  $T = 540^\circ\text{C}$  [4]). При цьому на складний напружений стан суттєво впливають колові напруження (рис. 5;  $t = (z - R_1) / (R_2 - R_1)$  – безрозмірна товщина). Осьові напруження  $\sigma_{yy}$  у площині можливого виникнення тріщини ( $CC'D'C$ ) незначні ( $\sim 45$  МПа) і не можуть спричинити появу між отворами поперечної тріщини.

Дослідження впливу перепаду температур за товщиною колектора під час його стаціонарної експлуатації (коли температура внутрішньої поверхні колектора більша) засвідчили, що осьові напруження  $\sigma_{yy}$  у площині виникнення пошкоджень є стискальні (компенсують розтягальні внаслідок внутрішнього тиску). Тому сумарні напруження (від перепаду температури за товщиною і внутрішнього тиску) завжди менші, ніж зумовлені лише внутрішнім тиском, і не можуть спричинити поперечні тріщини між отворами (за наявності такої тріщини температурне навантаження діє в напрямі стискання її берегів).

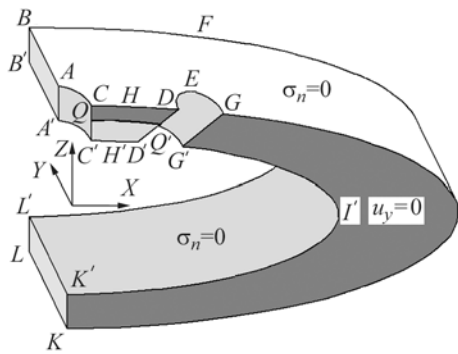


Рис. 3. Fig. 3.

Рис. 3. Розрахункова область (з урахуванням умов симетрії).

Fig. 3. Calculation region (accounting for symmetry conditions).

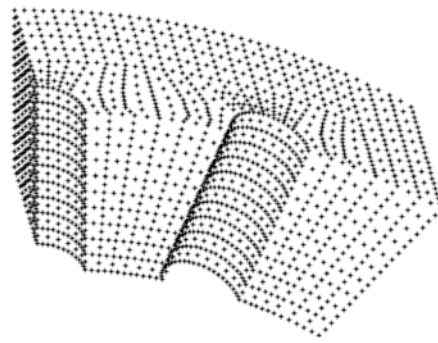


Рис. 4. Fig. 4.

Рис. 4. Вузли скінченно-елементного поділу фрагмента області навколо отворів.

Fig. 4. Nodes of the finite element mesh for a fragment of the region around holes.

Моделювали також охолодження колектора під час зупинки енергетичного обладнання за різних режимів (інтенсивність охолодження під час обчислень залежала від коефіцієнта теплообміну). Поперечні тріщини між отворами зумовлені значними осьовими напруженнями  $\sigma_{yy}$  (рис. 6) внаслідок різкого охолодження ще гарячого колектора через потрапляння в окремі отвори води чи істотно холоднішої пари під час зупинки обладнання в аварійному чи плановому режимах.

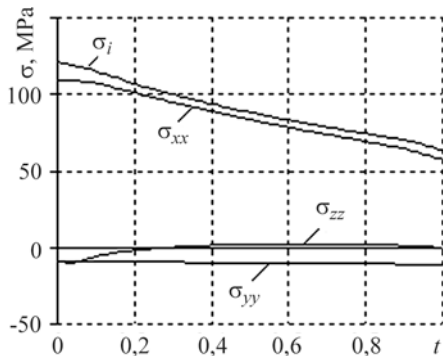


Рис. 5. Fig. 5.

Рис. 5. Розподіли напружень у найбільш навантаженому місці (уздовж лінії  $A'A$ ).

Fig. 5. Stress distribution in a maximum loaded place (along line  $A'A$ ).

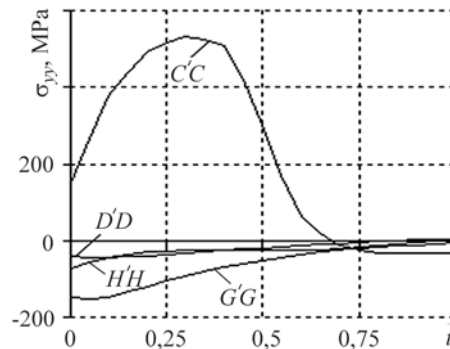


Рис. 6. Fig. 6.

Рис. 6. Розподіли осьових напружень у площині виникнення тріщини (уздовж ліній  $C'C$ ,  $D'D$ ,  $G'G$  та  $H'H$ ) за різкого охолодження центрального отвору в момент часу, коли максимальний перепад температур у колекторі становив  $186^\circ\text{C}$ .

Fig. 6. Distribution of axial stresses in the plane of crack initiation (along lines  $C'C$ ,  $D'D$ ,  $G'G$  and  $H'H$ ) under sharp cooling of the central hole in the time, when the maximal temperature drop in the collector was equal to  $186^\circ\text{C}$ .

Дослідження напружено-деформованого стану в колекторі з тріщиною (сталі глибини  $h$ ) між отворами з його внутрішньої поверхні (див. рис. 3) показали, що максимальні напруження виникають в околі вершини тріщини на центральному отворі (уздовж лінії  $C'C$ ). Напруження, які можуть обумовлювати її поширен-

ня, для різних глибин подано на рис. 7. Розкриття тріщини тут також максимальне (рис. 7b).

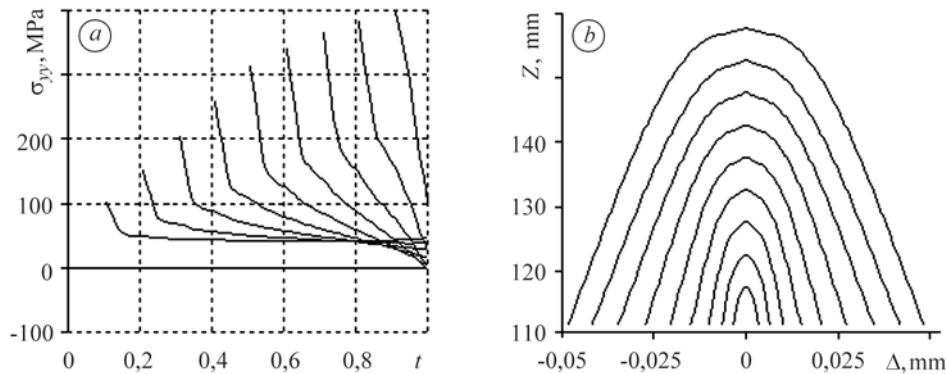


Рис. 7. Осьові напруження уздовж лінії  $C'C$  для тріщин глибиною 5; 10; 15; 20; 25; 30; 35; 40 і 45 mm (a) і максимальні їх розкриття (b).

Fig. 7. Axial stresses along line  $C'C$  for crack depth 5; 10; 15; 20; 25; 30; 35; 40; 45 mm (a) and the maximal crack opening (b).

Варто зауважити, що межа пластичності практично не впливає на розподіли напружень поза малим оточенням вершини тріщини (як і на її розкриття). За осьовими напруженнями  $\sigma_{yy}$  розраховано коефіцієнт інтенсивності напружень [1, 5] для кожної з глибин тріщин. За критичним коефіцієнтом  $K_I$  (визначеним експериментально на зразках, які відпрацювали відповідну кількість годин) можна зробити певні висновки про глибину тріщини, за якої подальша експлуатація колектора неможлива.

З аналізу результатів обчислень стає зрозуміло, чому тріщини, які виникають після тривалої експлуатації, швидше поширюються біля отворів (осьові напруження  $\sigma_{yy}$ , які можуть спричинити поперечні тріщини, там завжди найбільші). Форми тріщин, наближених до реальних, ілюструє рис. 8. Під час експлуатації максимальні напруження у колекторах з такими тріщинами виникають не в околі точок  $C$  і  $D$  (де мінімальна товщина), а в околі точки  $W$  (рис. 8b), де берег тріщини виходить на нульову кривину. Слід також зауважити, що для тріщини, глибина якої на отворах 45 mm, а в центральній частині між отворами 0 mm, максимальні напруження за умов стаціонарної експлуатації лише на 15% перевищують максимальні в колекторі без пошкоджень.

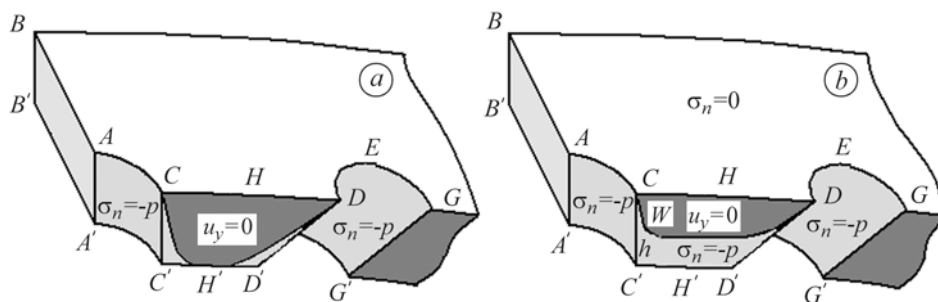


Рис. 8. Фрагменти розрахункових областей за адекватнішого моделювання форми тріщини.

Fig. 8. Fragments of the calculation regions with a more real crack shape modeling.

За наявності наскрізної поперечної тріщини між отворами на ділянці пакета змійовиків (що є найгірший варіант) напружено-деформований стан колектора за

межами крайніх отворів (за відсутності тріщин у площині наскрізного дефекту) практично не повинен спричиняти катастрофічне руйнування (здатність матеріалу до подальшого пластичного деформування і деформаційного зміцнення у найбільш навантаженій зоні далеко не вичерпано згідно з кривими деформування зразків зі сталі 12Х1МФ, що попрацювали 215 000...296 000 h [6, 7]).

### ВИСНОВКИ

З допомогою розроблених раніше [3] засобів комп'ютерного моделювання деформування термомеханічних систем за дії комплексного навантаження вдалось у стислі терміни дослідити напружено-деформований стан колектора за умов експлуатації з урахуванням фізично нелінійного деформування та реальної геометрії колектора і відповідних пошкоджень. Зародження і поширення поперечних тріщин між отворами в площині пакета змійовика слід пов'язувати зі значними температурними градієнтами за товщиною колектора у нестационарних режимах охолодження. Під час експлуатації у стаціонарному режимі максимальними напруженнями в колекторі є колові (в середньому удвічі менші за межу пластичності матеріалу), які могли б спричинити появу поздовжніх тріщин, однак, після тривалої експлуатації таких тріщин не виявлено.

Максимальні напруження у колекторі за наявності тріщин між отворами з нульовою глибиною в середній частині у стаціонарному режимі роботи незначно (приблизно на 15%) перевищують такі ж у колекторі без пошкоджень. За наскрізної поперечної тріщини між отворами на ділянці пакета змійовиків напружено-деформований стан колектора за відсутності тріщин за межами крайніх отворів практично виключає непередбачуване руйнування колектора.

*РЕЗЮМЕ.* Рассмотрены результаты компьютерного моделирования процесса деформирования коллектора с повреждениями в условиях эксплуатации с учетом упругопластического характера деформирования, реальной геометрии коллектора и соответствующих повреждений. Установлены вероятные причины возникновения повреждений.

*SUMMARY.* The computer simulation results of the deformation process of the collector with defects under exploitation conditions are considered. The physical nonlinearity of the deformation process and the real geometry of the collector and the exploitation defects are accounted for. The probable causes of the defects initiation are found.

1. *Механіка руйнування та міцність матеріалів: Довід. пос. / Під заг. ред. акад. НАН України В. В. Панасюка.* – К.: Академперіодика, 2005. – Т. 8. – 541 с.
2. *Мелехов Р. К., Похмурський В. І.* Конструкційні матеріали енергетичного обладнання. – К.: Наук. думка, 2003. – 384 с.
3. *Моделювання та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл / Під заг. ред. Я. Й. Бурака, Р. М. Кушніра.* Т. 4: О. Р. Гачкевич, Б. Д. Дробенко. Термомеханіка намагнечуваних електропровідних термочувливих тіл. – Львів: СПОЛОМ, 2010. – 256 с.
4. *Либерман Л. Я., Пейсихис М. И.* Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания. Вып. 16. Ч. 1. – Л.: ОНТИ ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1966. – С. 220.
5. *Панасюк В. В.* Механика квазихрупкого разрушения материалов. – К.: Наук. думка, 1991. – С. 416.
6. *Протокол № 586.* Випробування на статичний розтяг за підвищеної температури металу вирізки з пароперепускної труби в парозбірну камеру блока № 11 Бурштинської ТЕС. ВАТ “Західенерго”. Відділ організації технічного діагностування устаткування (дозвіл № 1106.04.30-74.30.0). Грудень 2007 р.
7. *Протокол № 605.* Про механічні властивості та мікроструктуру металу вирізки з пароперепускної труби турбіни ст. № 5 Добротвірської ТЕС. ВАТ “Західенерго”. Відділ організації технічного діагностування устаткування (дозвіл № 1106.04.30-74.30.0). Січень 2008 р.

Одержано 09.06.2010