

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 518.61 + 539.3 + 658.589

С. Ф. Будз

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

ТИПОВІ ПОШКОДЖЕННЯ ТА НАПРУЖЕНИЙ СТАН В ЕЛЕМЕНТАХ ЕНЕРГООБЛАДНАННЯ ЗА УМОВ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

© Будз С. Ф., 2019

Розглянуто результати дослідження можливості подальшої експлуатації елементів реального енергетичного обладнання теплоелектростанції (екранних труб та колекторів пароперегрівачів) з експлуатаційними пошкодженнями. На основі комп'ютерного моделювання процесів деформування екранних труб під час їх експлуатації з використанням уточнених розрахункових моделей визначено мінімальну допустиму товщину труби в зоні потоншення. Встановлено, що зародження і поширення поперечних тріщин між отворами колекторів слід пов'язувати зі значними температурними градієнтами за товщиною колектора в нестационарних режимах різкого охолодження. Отримані результати використано для оцінювання можливості продовження термінів експлуатації екранних труб і колекторів на конкретних теплоелектростанціях.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, міцність, руйнування матеріалів, експлуатаційний ресурс, енергетичне обладнання.

S. Budz

TYPICAL DAMAGES AND STRESS STATE IN ELEMENTS OF ENERGETIC EQUIPMENT UNDER THE OPERATION

The results of the study of the possibility of further exploitation of elements of the real power equipment of the thermal power plant (screen tubes and collectors of superheaters) with operational damages are considered. On the basis of computer simulation of deformative processes of screen tubes during their operation the minimum allowable thickness of the pipe in the zone of thinning is determined on the basis of refined calculation models. It was established that the origin and spreading of transverse cracks between the holes of the collector should be associated with significant temperature gradients along its thickness in nonstationary modes of abrupt cooling. The obtained results are used to evaluate the possibility of extending the life of the screen tubes and collectors at specific power plants.

Key words: computer simulation, strength, material destruction, exploitation resource, energetic equipment.

Стан проблеми. Надійність енергетичного обладнання забезпечують, оцінюючи багато параметрів, що окреслюють різноманітні його характеристики. На перший план виходить отримання якнайточніших даних про напружений стан окремих вузлів та елементів такого обладнання під час їх експлуатації. Ці дані враховують під час прийняття рішень про подальше використання розглядуваних елементів чи їх заміну, а також оцінювання впливу ремонтних заходів на можливість продовження термінів їх експлуатації.

Оцінюють напружений стан елементів енергообладнання складної геометричної форми на основі відомих інженерних розрахункових методик [1–4], використовуваних в енергетичній галузі, що часто призводить до істотних похибок, оскільки не враховують реальну форму таких елементів після ремонтних втручань, форму та локалізацію експлуатаційних пошкоджень, а також зміну властивостей матеріалів в процесі їх тривалої експлуатації за дії високого тиску, підвищеної температури, корозійноактивного середовища та циклічних навантажень. Тому актуальні розроблення і розвиток уточнених методик розрахунку напруженого стану елементів енергообладнання за врахування вищезазначених чинників та формування на цій основі рекомендацій із вибору технологічних параметрів ремонтних робіт з метою мінімізації наслідків їх впливу на міцність і функціональність такого обладнання. Особливого значення набуває проблема визначення придатності обладнання до подальшої експлуатації та оцінка його використання понад норми, гарантовані на момент інсталяції чи початку експлуатації, оскільки значна частина з них вже відпрацювала свій парковий ресурс або наблизилась до цієї межі. Сформульовані проблеми можна вирішити з використанням сучасних засобів математичного моделювання на основі уточнених (порівняно з галузевими інженерними) методик визначення напружено-деформованого стану з використанням сучасних числових методів та відповідного програмного забезпечення.

У роботі подано результати досліджень придатності до подальшої промислової експлуатації екранних труб з потоншеннями та колекторів первинних пароперегрівачів з тріщинами на основі комп'ютерного моделювання процесів їх деформування за допомогою просторово тривимірних співвідношень нелінійної термомеханіки у скінченноелементному формулюванні з використанням відповідного програмного забезпечення [5–9].

Екранні труби з експлуатаційними потоншеннями. Розрахунки напруженого стану екранних труб виконано з урахуванням реальної геометрії зони потоншення (її глибини та довжини). Геометричну форму екранної труби з потоншенням моделювали тривимірним порожнистим циліндром, внутрішній та зовнішній радіуси якого $R_1 = 0,024$ м та $R_2 = 0,03$ м; а зону потоншення визначали за допомогою параметрів l_1 , l_2 та s_{\min} (див. рис. 1), де l_1 визначає довжину зони з постійною мінімальною товщиною; на ділянці труби між $x_3 = l_1$ до $x_3 = l_2$ приймали, що товщина труби s змінюється за лінійним законом від s_{\min} до $s = R_2 - R_1$. Потоншення вважали симетричним відносно площини симетрії $x_3 = 0$. У межах такої геометричної моделі ширину зони пошкодження автоматично задає її глибина.

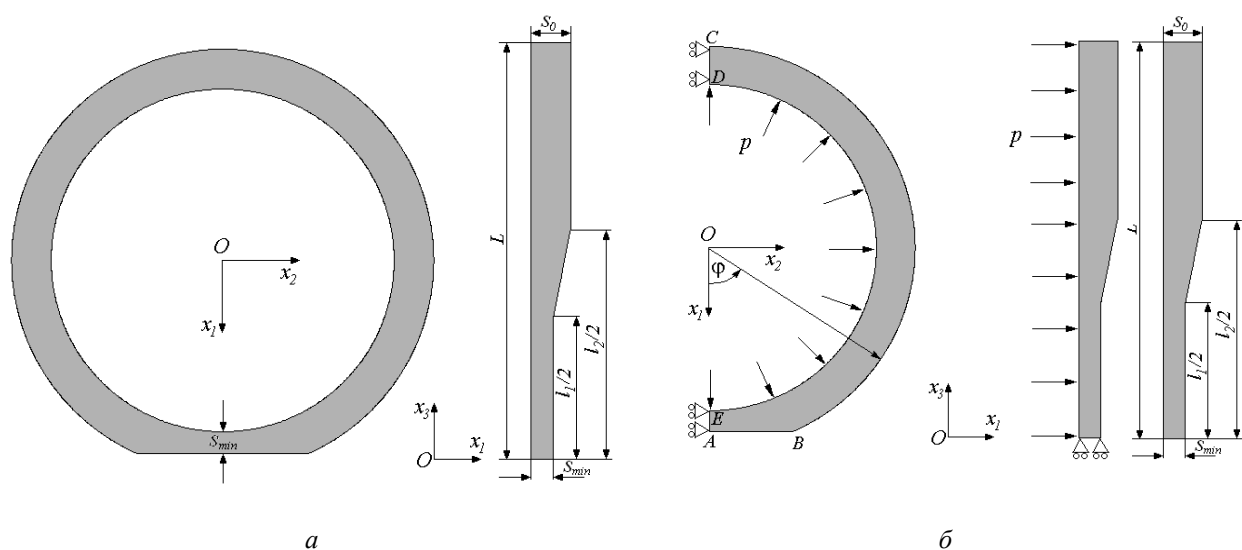


Рис. 1. Перерізи екранної труби з експлуатаційним потоншенням (а) та розрахункова модель (б)

На внутрішній поверхні циліндра задано тиск $p = 15,5$ МПа. Зовнішню поверхню циліндра та його торець $x_3 = L$ приймали вільними від силового навантаження. На поверхнях $x_2 = 0$ та $x_3 = 0$ задавали умови симетрії $u_{x_2} = 0$ та $u_{x_3} = 0$ відповідно.

Досліджуючи вплив градієнта температури по товщині на напружений стан циліндра, розв'язували задачу теплопровідності за крайових умов 1-го роду (коли задавали різні температури на внутрішній і зовнішній поверхнях).

Характеристики матеріалу труби (Ст. 20) приймали такими: модуль Юнга $E = 187 \cdot 10^3$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,274$; коефіцієнт лінійного температурного розширення $\alpha_t = 13,4 \cdot 10^{-4}$ $1/^\circ\text{C}$, що відповідають експлуатаційним умовам (температура 340 $^\circ\text{C}$) [10].

На рис. 2 показано розподіл інтенсивності напружень на зовнішній поверхні циліндра за кутовою координатою φ (див. рис. 1) у напрямі від найтоншого місця ($s_{\min} = 3,8$ мм). Бачимо, що максимальні напруження виникають у зоні найбільшого потоншення труби.

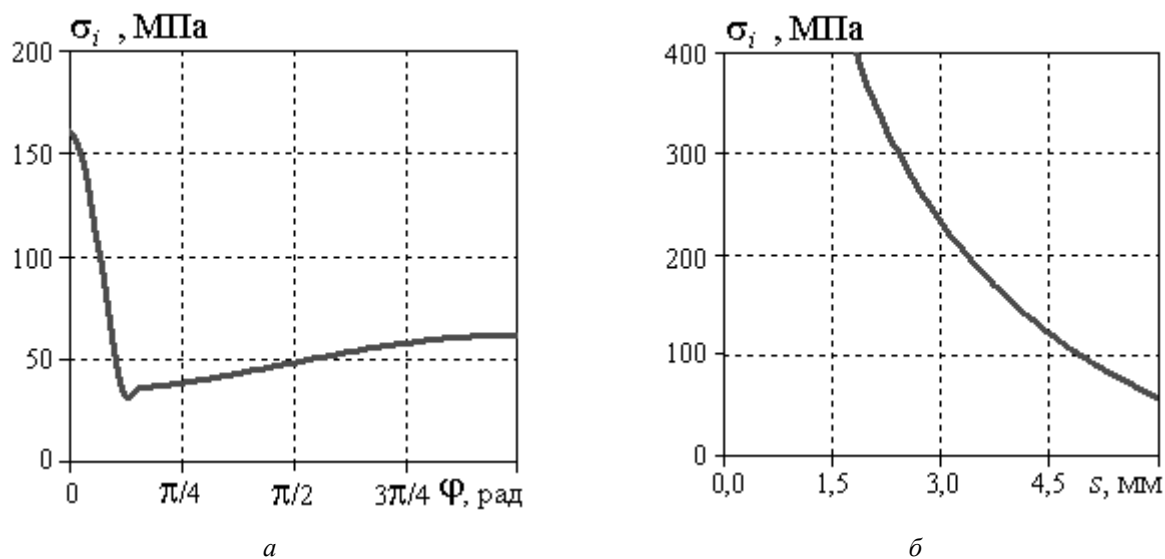


Рис. 2. Інтенсивність напружень на зовнішній поверхні труби (а) та залежність максимальних напружень у трубі від її товщини в місці максимального потоншення (б)

На рис. 2, б подано функціональну залежність максимальних значень інтенсивності напружень від товщини труби в місці максимального її потоншення. На основі цієї залежності можна визначити мінімальну товщину стінки труби, за якої максимальні напруження не перевищують допустимого рівня. Зокрема, якщо за допустимі напруження прийняти величину $166,4$ МПа (межу пластичності сталі за температури 340 $^\circ\text{C}$ [10]), мінімальна допустима товщина стінки труби в зоні потоншення становить $3,8$ мм. Оскільки сталь 20 має межу міцності близько 400 МПа [10], то за такої товщини стінки ($3,8$ мм) коефіцієнт запасу міцності приблизно дорівнює $2,4$. Межу міцності матеріалу труби за припущення про лінійний зв'язок між напруженнями і деформаціями досягаємо за товщини $1,85$ мм.

Аналіз розв'язків з урахуванням температурного навантаження труби показав, що перепад температур за умови зовнішнього нагрівання під час стаціонарної експлуатації дещо зменшує сумарні напруження. Градієнт температури по товщині труби в разі її зовнішнього обігрівання спричиняє стискальні напруження у зовнішньому приповерхневому шарі, які знижують рівень сумарних розтягувальних напружень від внутрішнього тиску. В міру зменшення градієнта температури після виходу на стаціонарний режим експлуатації зменшується його вплив на пониження рівня максимальних розтягувальних напружень.

Цим способом під час обчислювального експерименту встановлено мінімальну допустиму товщину екранної труби в зоні потоншення – $1,85$ мм. Враховуючи пластичні властивості

маловуглецевої конструкційної сталі 20 і її здатність доволі сильно зміцнюватись під час пружно-пластичного деформування, значення межі руйнування буде досягнуто за ще меншої товщини.

Отримані теоретичні результати пройшли виробничу апробацію на конкретних теплоелектро-станціях і використовуються під час прийняття інженерних рішень про продовження експлуатації екранних труб чи їх заміну.

Колектори первинних пароперегрівачів. За розрахункову модель колектора приймаємо просторово тривимірний порожнистий циліндр з періодично розташованими рядами отворів (див. рис. 3). Вважаємо, що циліндр із внутрішнім R_1 і зовнішнім R_2 радіусами навантажений внутрішнім тиском p і закритий днищами з обох боків. Ряди отворів для штуцерів радіуса r зроблено 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) дорівнюють L_ϕ . На поверхнях отворів теж задано внутрішній тиск p .

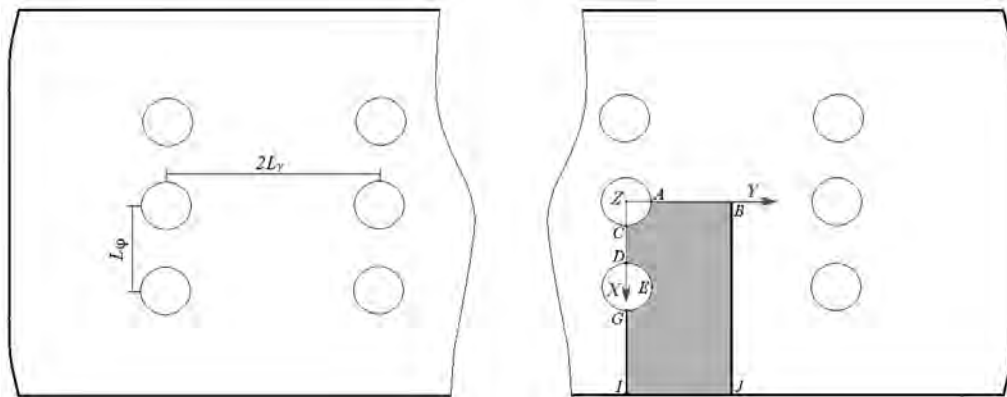


Рис. 3. Геометрична модель: циліндр ($R_1 = 0,1125$ м, $R_2 = 0,1625$ м) з низкою потрійних отворів ($r=0,01$ м); віддалі між отворами: $2L_y = 0,08$ м; $L_\phi = \pi R_2 / 9$ м

З урахуванням симетрії розташування отворів приймали, що вибрана довільна трійка отворів впливає на напружений стан в околі сусідньої трійки отворів так само, як сусідня – на напруження в околі вибраної. Тому, враховуючи умови симетрії, дослідження напруженого стану колектора виконано в області, показаній на рис. 4 (глибину тріщини між отворами позначено h). Розглядуваний фрагмент циліндра віднесений до декартової системи координат так, що вісь Z утворює вісь обертання центрального отвору, а координата Y скерована по осі циліндра.

Для встановлення причини виникнення тріщин між отворами виконано низку обчислювальних експериментів із визначення напруженого стану колектора без пошкоджень ($h=0$) за умов його стаціонарної експлуатації.

Досліджено вплив внутрішнього тиску та температурного навантаження на напружений стан колектора. Для цього розглянуто колектор без пошкоджень за дії температурного поля, визначеного під час розв'язання стаціонарної задачі теплопровідності з крайовими тепловими умовами першого роду (на внутрішній поверхні задано температуру 540 °С, а на зовнішній – 490 °С).

На поверхнях розглядуваної області (якщо $y=0$, $x=0$) задано відповідно умови симетрії $u_y = 0$, $u_x = 0$, а на внутрішній поверхні й поверхнях отворів колектора – внутрішній тиск p . Вплив внутрішнього тиску на днища враховано за допомогою осьових напружень $\sigma_{yy} = \sigma_0 = pR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2)$ (див. рис. 4). Зовнішня поверхня розглядуваної області колектора вільна від силового навантаження.

Комп'ютерне моделювання процесів деформування колектора за умов його експлуатації виконано для таких параметрів: $p = 14$ МПа для сталі 12Х1МФ, характеристики якої прийнято відповідно до температур експлуатації [10].

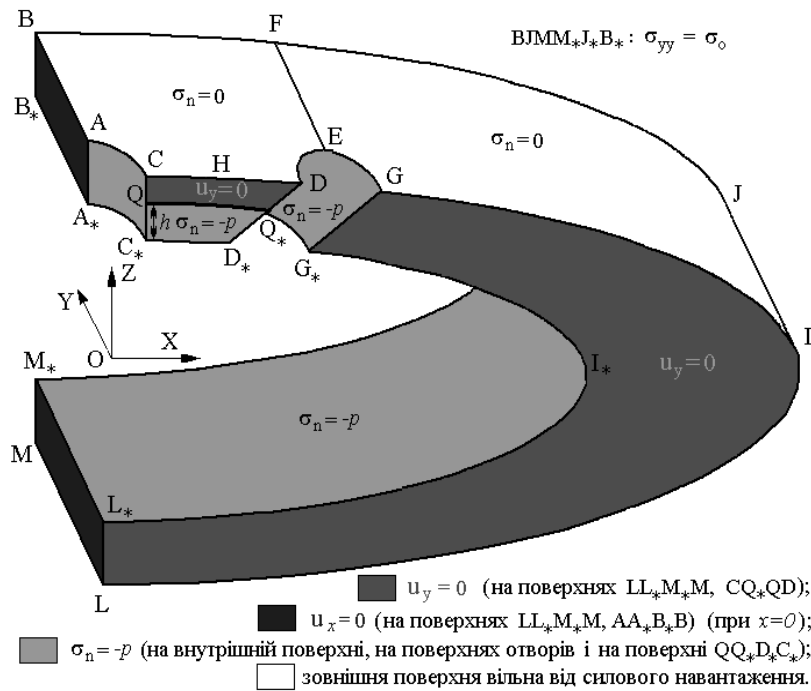


Рис. 4. Розрахункова область з урахуванням умов симетрії

На рис. 5 подано інтенсивність напружень за товщиною колектора в місцях виникнення максимальних напружень, а саме вздовж ліній A^*A та E^*E (див. рис. 4; зірочками позначено відповідні точки внутрішньої поверхні) та розподіли компонент напруженого стану вздовж лінії E^*E крайнього отвору, де під час експлуатації виникають максимальні напруження.

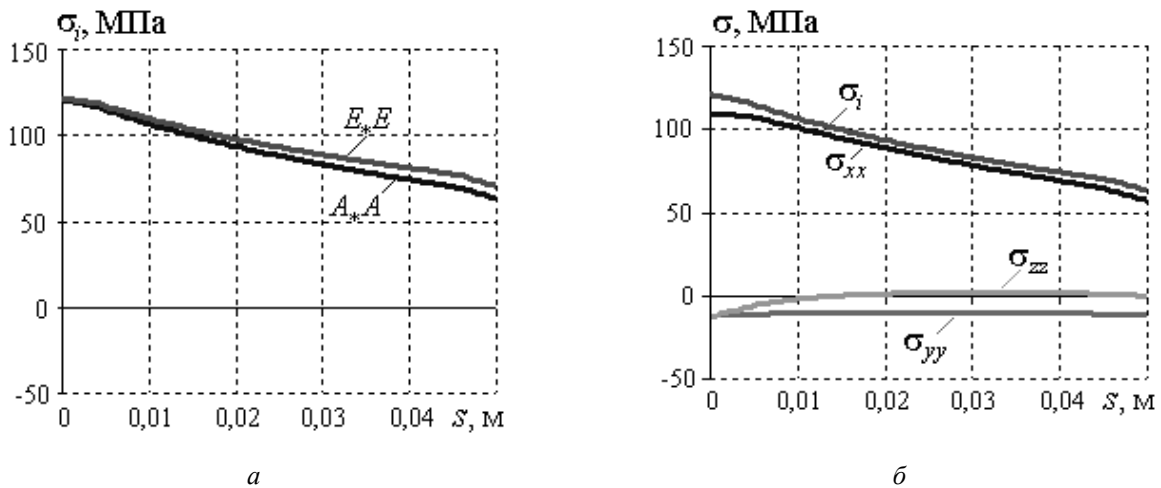


Рис. 5. Інтенсивність напружень (а) та компоненти напружень (б) за товщиною колектора в місцях виникнення максимальних напружень

Бачимо, що за дії внутрішнього тиску 14 МПа за температури 540 °С максимальні напруження у колекторі (~125 МПа) виникають на внутрішній поверхні на отворах (у точках E^* та A^*) і для сталі 12Х1МФ значно менші від її мінімально допустимої межі пластичності (180 МПа) за таких температур. Зауважимо, що середні значення межі пластичності розглядуваної сталі за температур експлуатації, отримані з експериментів на зразках, які відпрацювали 215 000 – 296 600 год, значно більші й становлять 228–248 МПа [11, 12].

Основний внесок у напружений стан колектора в місцях виникнення максимальних напружень на лінії A^*A та E^*E , дають колові напруження σ_{xx} . Осьові напруження – на рівні

заданого внутрішнього тиску і доволі точно задовольняють крайові умови. Напруження σ_{yy} з віддаленням від місця виникнення максимальних напружень уздовж ліній $A*B*$ і $E*F*$ внутрішньої та AB зовнішньої поверхонь в осьовому напрямі швидко знижуються.

Зазначимо, що максимальні значення осьових напружень σ_{yy} у площині $CC*D*C$ можливого виникнення тріщини за цих умов незначні (~45 МПа) і не можуть ініціювати появу поперечної тріщини між отворами.

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

Щоб з'ясувати причини виникнення поперечних тріщин, виконали комп'ютерне моделювання процесів деформування у колекторі без тріщини під час зупинки енергетичного обладнання за різних режимів охолодження (інтенсивність охолодження під час проведення обчислювальних експериментів залежала від коефіцієнта теплообміну). Аналіз отриманих результатів показав, що поперечні тріщини між отворами можуть виникати через значні осьові напруження σ_{yy} внаслідок різкого охолодження ще гарячого колектора через потрапляння в окремі отвори води чи істотно холоднішої пари під час зупинки обладнання в аварійному режимі.

На рис. 6, зокрема, відображено розподіли максимальних осьових напружень у площині можливого виникнення поперечної тріщини, які виникають під час різкого охолодження центрального отвору.

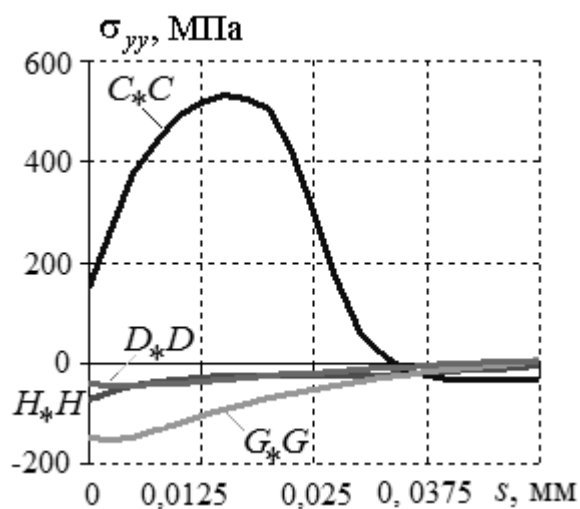


Рис. 6. Розподіли осьових напружень у характерних перерізах колектора (див. рис. 4)

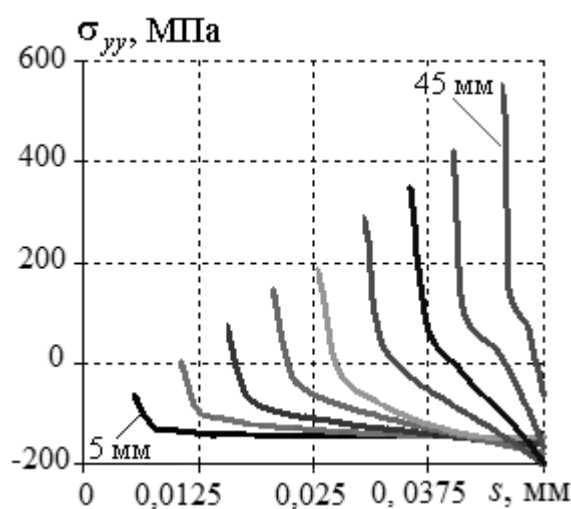


Рис. 7. Розподіли осьових напружень уздовж $C*C$ ($h = 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45$ мм)

Дослідження напружено-деформованого стану в колекторі з тріщиною (сталого глибини h) між отворами з його внутрішньої поверхні (див. рис. 4) показали, що максимальні напруження виникають в околі вершини тріщини на центральному отворі (уздовж лінії $C*C$). Напруження σ_{yy} , які можуть спричинювати поширення тріщини, для різних глибин подано на рис. 7.

За осьовими напруженнями σ_{yy} розраховано коефіцієнт інтенсивності напружень [13] для кожної з глибин тріщин. За критичним коефіцієнтом K_I (визначеним з експериментів на зразках, які відпрацювали відповідну кількість годин) [11, 12] можна зробити певні висновки про значення глибини тріщини, за якої подальша експлуатація колектора неможлива.

Отже, за умов експлуатації у стаціонарному режимі ($p=14$ МПа; $T=540$ °С) максимальні напруження в колекторі в середньому більше ніж удвічі менші за межу пластичності матеріалу і тому не повинні спричиняти появу та ріст тріщин. Температурні напруження компенсують напруження від внутрішнього тиску, зменшуючи тим самим сумарні напруження у колекторі та стискаючи береги тріщини за її наявності. Зародження і поширення поперечних тріщин між отворами слід пов'язувати зі значними температурними градієнтами по товщині колектора в нестационарних режимах різкого охолодження (наприклад, у разі аварійної зупинки). Використана в роботі методика математичного моделювання дає змогу визначити коефіцієнт інтенсивності напружень для кожної з глибин тріщин. У разі досягнення критичного значення коефіцієнта K_I , визначеного з експериментів на зразках, які відпрацювали відповідну кількість годин, можна зробити висновки про значення глибини тріщини, за якої можливий її швидкий ріст і тому подальша експлуатація колектора небажана. Отримані результати використано на конкретних теплоелектростанціях під час прийняття рішень про продовження термінів експлуатації колекторів.

Висновки. Виробнича апробація отриманих теоретичних результатів роботи на конкретних теплоелектростанціях показала, що їх можна використати для створення нових вітчизняних галузевих нормативно-технічних документів щодо оцінювання стану і залишкового ресурсу елементів енергетичного обладнання.

1. Інструкція СОУ 40.1-21677681-02:2009. Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. – К.: Об'єднання енергетичних підприємств “Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики”, 2009. – 56 с. 2. Котлы стационарные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность / ОСТ 108.031.08-85 – ОСТ 108.031.10-85. – М.: Изд. Министерства энергетического машиностроения, 1987. – 118 с. 3. Основные положения по обследованию и технологии ремонта барабанов котлов высокого давления из стали 16ГНМ, 16ГНМА, 22К. Министерство электрификации. Министерство энергетического машиностроения, 1978. – 38 с. 4. ПНАЭ Г-7-002-87. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 528 с. 5. 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. 6. Будз С.Ф., Дробенко Б.Д., Михайлишин В.С. Компьютерное моделирование термоупругопластического поведения механических систем. Препринт 34-89/ ИППММ АН УССР, 1992. – 60 с. 7. Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д. Особенности числового разв'язування зв'язаних задач про визначення електромагнітних, теплових і механічних полів у деформівних термочувливих електропровідних тілах за квазіусталених електромагнітних навантажень // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2007. – 50, № 3. – С. 166–177. 8. Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д. Фізико-механічні процеси у феромагнетних тілах під час індукційної обробки // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2004. – № 2. – С. 29–35. 9. Drobenko B., Nachkevych O., Kournyts'kyi T. Thermomechanical behaviour of polarizable and magnetizable electroconductive solids subjected to induction heating // Journal of Engineering Mathematics. – 2008. – 61, № 2–4. –Р. 249–69. 10. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Рук. указ. Вып. 16. Часть I / авт.-сост. Л. Я. Либерман, М. И. Пейсихис. – Ленинград: группа полиграф. работ. ОНТИ ЦКТИ им. И.И. Ползунова. 1966. – С. 220. 11. Протокол № 586. Випробування на статичний розтяг за підвищеної температури металу вирізки з пароперепускної труби в парозбірну камеру блока № 11 Буришинської ТЕС. ВАТ “Західенерго”. Відділ організації техн. діагностування устаткування (дозвіл № 1106.04.30-74.30.0). Грудень 2007 р. 12. Протокол № 605. Про механічні властивості та мікроструктуру металу вирізки з пароперепускної труби турбіни ст. № 5 Добротвірської ТЕС. ВАТ “Західенерго”. Відділ організації техн. діагностування устаткування (дозвіл № 1106.04.30-74.30.0). Січень 2008 р. 13. Панасюк В. В. Механика квазихрупкого разрушения материалов. – К.: Наук. думка. 1991. – С. 416.