

УДК 539.4

**І. Ориняк**

Професор, докт. техн. наук

**С. Агеєв**

Аспірант

Інститут проблем міцності  
ім. Г. С. Писаренка НАН України,  
м. Київ

## РОЗРАХУНОК $\sigma_{ref}$ ДЛЯ ПОПЕРЕЧНИХ ДЕФЕКТІВ СКЛАДНОЇ ФОРМИ В ТРУБАХ

*Запропоновані чисельні процедури знаходження умовної межі міцності  $\sigma_{ref}$  для трубопроводів з поперечними дефектами складної форми, які ґрунтуються на моделюванні глобального і локального граничного пластичного стану при навантаженні осьювою силою, внутрішнім тиском та моментом згину. Проведений аналіз результатів запропонованої процедури шляхом порівняння їх з експериментальними даними.*

**труба, поперечний дефект, умовна межа міцності, граничний пластичний стан**

**Вступ.** При аналізі залишкової міцності трубопроводів з дефектами зазвичай розглядають ідеалізовані дефекти, що розташовані вздовж і впоперек поздовжньої осі. Особливу увагу приділяють поперечним дефектам, що розташовані у зварних з'єднаннях, де рівень моментів згину може бути досить великим. Крім цього, розрахунок цілісності поперечних дефектів є важливою складовою впровадження концепції «Течія перед руйнуванням» [1] в атомній промисловості. Такий аналіз для реальних високо пластичних металів передбачає, перш за все, оцінювання опору в'язкому руйнуванню [2].

Методи оцінювання залишкової міцності поздовжніх (осьових) дефектів у пластичних металах, в основному, використовують емпіричні формули або чисельні рішення методу скінченних елементів (МСЕ), що не сприяє сприйняттю та розумінню фізичної суті їх граничного пластичного стану. В якості альтернативи можна розглядати аналітичні формули [3,4], що основані на моделюванні розподілу напружень в околі дефекту при вичерпанні несучої здатності тіла. Водночас для осьових дефектів існують поняття «локального» і «глобального» розв'язків. У першому випадку (для поверхневих дефектів) критичною ситуацією вважається виникнення зони пластичності в нетто-перерізі, в той час як для «глобального» розв'язку

характерний перехід у пластичний стан великого об'єму матеріалу поза межами дефекту.

Стосовно поперечних дефектів, то їх аналіз виконують за формулами, що мають теоретичне обґрунтування. Піонерами в області оцінки наскрізних поперечних дефектів стали автори праць [5 — 7], що запропонували формулу net-section-collapse (NSC). Вона ґрунтується на такому статично можливому розподілі напружень, при якому в кожній точці дефектного поперечного перерізу напруження досягають граничної величини, а в цілому напруження врівноважують прикладений момент і осьову силу. Пізніше автором [7] ця формула була удосконалена для поверхневих поперечних дефектів. У літературі також часто використовується вираз Кастнера, оснований на лінійному розподілі напружень, як для пружної балки [8].

Незважаючи на те, що для поперечних дефектів теоретичні основи аналізу та метод моделювання є більш-менш загальноприйнятими, в літературі час від часу з'являються нові праці, які уточнюють існуючі підходи, що розвиваються. Аналізується вплив форми дефекту, різноманітне розташування його центра відносно вектора дії моменту згину, взаємодія множинних дефектів [9,10]. Разом з тим, на нашу думку, залишається низка принципових проблем при розрахунку поперечних дефектів.

1. Для опису рівня навантаженості тіла з дефектом у механіці руйнування широко використовується поняття посилальних напружень,  $\sigma_{ref}$ , що було введено Сімом [11] у 1968 році для аналізу тривалої міцності непошкоджених тіл. Пізніше у 1984 році Ейнсворт [12] розширив область застосування  $\sigma_{ref}$  на тіла з тріщинами. По суті, визначення напруження  $\sigma_{ref}$  основане на теорії граничної рівноваги [13], а його формальний опис у випадку дії узагальненого навантаження  $\bar{P}$  можна подати у такому вигляді:

$$\sigma_{ref} = \bar{P} \sigma_u / \bar{P}_{LL}, \quad (1)$$

де  $\bar{P}_{LL}$  – граничне значення узагальненого навантаження в'язкого руйнування для ідеально пластичного тіла з граничною характеристикою, що дорівнює межі міцності,  $\sigma_u$ .

Поняття  $\sigma_{ref}$  дуже зручне в практичному застосуванні, оскільки відношення  $\sigma_{ref} / \sigma_u$ , по суті, визначає коефіцієнт запасу міцності за в'язкою руйнування. Однак воно застосовується, в основному, для аналізу осьових дефектів, коли єдиним фактором навантаження є внутрішній тиск [14]. Стосовно поперечних дефектів, де в якості істотних факторів навантаження виступають і внутрішній тиск  $P$ , і осьова сила  $N$ , і момент згину  $M$ , рівняння (1) стає незрозумілим і відсутня методика визначення  $\sigma_{ref}$ . Тому в таких випадках у літературі зазвичай визначається граничне значення тільки одного фактора при фіксованих значеннях решти силових факторів. Так, у статті [15] граничний момент згину розраховувався при фіксованому значенні внутрішнього тиску.

Тому напруження  $\sigma_{ref}$  нами зазвичай визначається як умовна межа міцності, при якому тіло переходить у граничний стан при заданій системі навантажень [3, 4, 16]. У цьому випадку граничний стан поперечного дефекту описується так:

$$f(p, n, m, \bar{\Gamma}) = 0, \quad (2)$$

де  $\bar{\Gamma}$  – функція, що описує геометрію труби та дефекту.

Безрозмірні навантаження – внутрішній тиск  $p$ , осьова сила  $n$ , момент згину  $m$ , пов'язані з умовною межею міцності співвідношеннями:

$$p = PR / \sigma_{ref} t, \quad n = N / 2\pi R t \sigma_{ref}, \quad m = M / 4R^2 t \sigma_{ref}. \quad (3)$$

Нормування силових факторів, що описане рівняннями (3) є дуже зручним, оскільки гранична поверхня (2) у цьому випадку проходить через характерні точки  $(p = 1, 0, 0)$ ,  $(0, n = 1, 0)$ ,  $(0, 0, m = 1)$ .

Ще одним недоліком рівняння (1) є те, що для визначення  $\bar{P}_{LL}$  використовується  $\sigma_u$ , що в рівнянні (1) скорочується з явним множником  $\sigma_u$ .

Таким чином, хоч величина  $\sigma_{ref}$  не залежить від вибраного значення  $\sigma_u$ , проте у визначальному рівнянні (1) його потрібно використовувати, в крайньому разі, двічі. В якості підтвердження вищесказаного наведемо рівняння (D.57) відомого документа [17], в якому вираз  $\sigma_{ref}$  для наскрізного дефекту довжиною  $2c = R \cdot 2\theta$ , навантаженого тиском  $p$ , моментом  $M$  і осьовою силою  $F$ , має вигляд:

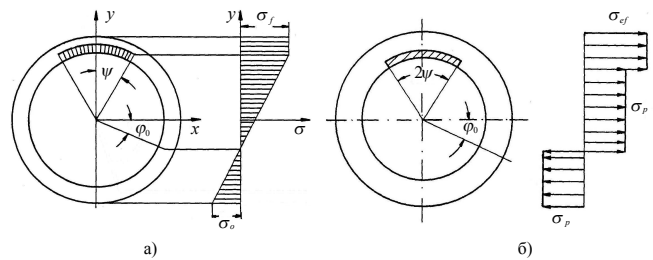


Рис. 1. Розподіл напружень: а — відповідно до [19], б — відповідно до [20]

$$\sigma_{ref} = \frac{M}{2\sigma_Y R^2 (2 \cos \beta - \sin \theta) - 2pR^3 \cos \beta} \sigma_Y, \quad (4^a)$$

де

$$\beta = (\sigma_Y R t \theta + F / 2) / (2\sigma_Y R t - 2pR^2). \quad (4^b)$$

Формула (4) також отримана на основі критерію NSC. Тут рівень діючих напружень  $\sigma_{ref}$  залежить від межі текучості,  $\sigma_Y$ , що не є методологічно правильним, оскільки  $\sigma_{ref}$  характеризує рівень навантаженості. Це рівняння демонструє ще один недолік існуючих підходів – для кожної форми тріщини і комбінації навантажень пропонується свій аналітичний розв'язок  $\sigma_{ref}$ , тобто відсутній універсальний підхід з його визначення.

2. Історично так склалось, що осьові поверхневі та наскрізні дефекти розраховувались за емпіричними формулами Інституту ім. Баттеля [18], які одразу розмежовували поняття «локального» (для поверхневих дефектів) і «глобального» (для наскрізних) руйнування. Особливість цих формул полягає в тому, що при наближенні нетто-зв'язки до нуля для поверхневої тріщини, її міцність виявляється меншою, ніж міцність наскрізної тріщини однакової довжини. Формули для поперечних (колових) дефектів були визначені на основі застосування класичної теорії граничного стану. І ось тут виник своєрідний психологічний бар'єр. Річ у тім, що класична теорія пластичності передбачає зростання несучої здатності з додаванням як окремих зв'язків у матеріалі, так і додаткового об'єму матеріалу [19]. Вважається, що нетто-зв'язка робить додатковий внесок у залишкову міцність перерізу, а отже, поверхневий дефект міцніший за наскрізний, що не завжди спостерігається в експериментах. Тому не розділяють «локального» і «глобального» руйнування. В існуючих класичних схемах, таких як NSC, різниця між «локальним» і «глобальним» руйнуванням не пояснюється, що не дозволяє зрозуміти причину реалізації явища «течії» (прорив тільки нетто-зв'язки) або «руйнування» (розрив металу, що призводить до збільшенню довжини тріщини) при навантаженні колових поверхневих дефектів.

Тим не менше, слід зазначити, що в літературі робились спроби розділити «глобальне» (основане на підході NSC) і «локальне» руйнування для колових тріщин. У праці [20] передбачалось, що при локальному граничному стані колового дефекту глибиною  $a$ , і кутом  $2\psi$ , розподіл напружень у нетто-зв'язці досягає граничних напружень

$\sigma_f$ , а далі падають за лінійним законом, при чому напруження на протилежній від вершини дефекту частині труби  $\sigma_o$ , не фіксовані, а визначаються з умови рівноваги сил і моментів (рис. 1,а). Кут  $\varphi_0$  відповідає межі між додатними й від'ємними розподілами напружень.

Така модель не тільки призводить до складних виразів, але й до нелогічних результатів, наприклад, для дуже короткої і неглибокої тріщини, або ж при деяких співвідношеннях моменту та сили вона не дозволяє отримати аналітичні вирази. Більш логічною, на нашу думку, являється робота [21], де в бездефектній області запропонований інший закон розподілу напружень, величина яких нижча за напруження нетто-перерізу  $\sigma_{ef}$  (див. рис. 1,б):

$$\sigma_p = \sigma_u - (\sigma_u - \sigma_y) \frac{a}{t}, \quad (5)$$

де  $t$  – товщина стінки.

Очевидно, що автори виходили з міркувань про необхідність обмеження пластичних деформацій. Це відповідає нашому досвіду моделювання граничного стану труб з осьовими дефектами [3, 22], де нами враховується обмежена здатність матеріалу до пластичного деформування нетто-зв'язки для поверхневих дефектів, у результаті чого накладаються обмеження на можливий розподіл напружень. Ця ідея використана нами нижче.

Повертаючись до «локальних» моделей [20, 21], зазначимо ще один їхній загальний недолік – їх не можна застосовувати до дефектів складної форми, оскільки не зрозуміло, як задавати закон розподілу напружень.

Таким чином, у рамках сформульованої в назві статті мети будуть розглянуті такі задачі:

1. Універсальна процедура визначення  $\sigma_{ref}$  («глобальний» розв'язок), що враховує складну форму поперечного дефекту при багатofакторному навантаженні в рамках існуючого критерію NSC.

2. Схематичний аналіз деформування та виділення двох граничних випадків – «глобальний» (критерій NSC) і «локальний» (симетричний дефект).

3. Універсальна процедура визначення  $\sigma_{ref}$  («локальний» розв'язок – симетричний дефект).

Зазначимо, що для «глобального» і «локального» розв'язків процедура зводиться до знаходження кута  $\varphi_0$  (межа між додатними і від'ємними розподілами напружень, що відраховується за годинниковою стрілкою від осі  $x$ , рис. 2, та умовної межі міцності матеріалу  $\sigma_{ref}$ , що задовольняє рівняння стану вигляду (2).

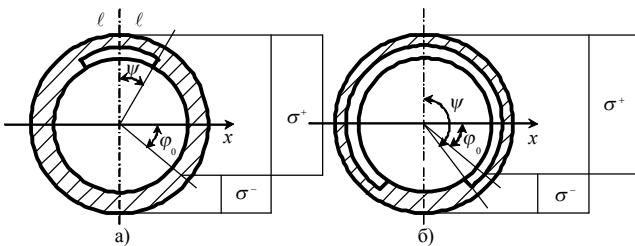


Рис. 2. Переріз труби з одиночним прямокутним дефектом: а —  $\varphi_0 > \psi - \pi/2$ , б —  $\varphi_0 < \psi - \pi/2$

**Чисельна процедура знаходження  $\sigma_{ref}$  для одиночного дефекту («глобальний» розв'язок).** Дефект прямокутної форми. У цьому розділі пропонується алгоритм визначення посилальних напружень  $\sigma_{ref}$  (умовної межі міцності [16]), що оснований на відомій моделі граничного пластичного стану [5], в якій передбачається, що всі точки нетто-перерізу труби знаходяться в граничному стані. Розглядається одночасна дія всіх трьох силових факторів:  $P = p \cdot \sigma^+ t / R$  – внутрішній тиск,  $N = n \cdot 2\pi R t \sigma^+$  – осьова сила,  $M = m \cdot 4R^2 t \sigma^+$  – момент згину. Тут вводяться поняття:  $p$ ,  $n$ ,  $m$  – безрозмірні внутрішній тиск, осьова сила і момент згину відповідно,  $R$  – середній радіус,  $t$  – товщина стінки,  $a$  – глибина дефекту. Оскільки від внутрішнього тиску виникають колові додатні напруження, то для того, щоб визначити максимальні напруження в поздовжньому напрямку вводяться поняття:  $\sigma^+ = \sigma_{ref}$  – граничне значення напружень при розтягу,  $\sigma^-$  – при стиску. Згідно з критерієм Тріска  $\sigma^- = -\sigma^+ + PR\sigma^+ / \sigma^+ t = -\sigma^+ (1 - p)$ .

**Випадок А.** Дефект розташований в області напружень розтягу (див. рис. 2,а). Враховуючи симетрію поперечного перерізу (за умови, що поперечний дефект симетричний відносно вертикальної осі), розглядається тільки його половина. Інтегральне рівняння рівноваги сил в осьовому напрямку має вигляд

$$2\sigma^- t R \int_{-\pi/2}^{-\varphi_0} d\varphi + 2\sigma^+ t R \int_{-\varphi_0}^{\pi/2} d\varphi - 2\sigma^+ a R \int_{\pi/2-\psi}^{\pi/2} d\varphi = n \cdot 2\pi R t \sigma^+. \quad (6)$$

Перші два доданки відповідають бездефектному перерізу, а третій – враховує його наявність, що дає

$$\varphi_0(2 - p) = n\pi - p\pi/2 + \psi a/t. \quad (7)$$

Це рівняння має дві невідомі – кут  $\varphi_0$  і умовну межу міцності матеріалу  $\sigma_{ref}$ . Для знаходження другого рівняння використаємо статичне рівняння, що встановлює зв'язок між моментом згину та напруженнями:

$$2 \int_{-\pi/2}^{-\varphi_0} \sigma^- R^2 t \sin \varphi d\varphi + 2 \int_{-\varphi_0}^{\pi/2} \sigma^+ R^2 t \sin \varphi d\varphi - 2 \int_{\pi/2-\psi}^{\pi/2} \sigma^+ R^2 a \sin \varphi d\varphi = m \cdot 4R^2 t \sigma^+. \quad (8)$$

Остаточний вигляд рівняння моментів є таким:

$$2m = (2 - p) \cos \varphi_0 - (a/t) \sin \psi. \quad (9)$$

**Випадок Б.** Частина дефекту знаходиться в області напружень стиску (див. рис. 2,б):  $\varphi_0 < \psi - \pi/2$ . Рівняння рівноваги сил в осьовому напрямку будуватиметься аналогічно попередньому випадку:

$$\frac{\varphi_0}{\pi} = \frac{n - p/2 + a(2 - p)/2t - a\psi(1 - p)/\pi}{(2 - p)(1 - a/t)}. \quad (10)$$

Рівняння моментів буде мати вигляд

$$(2-p)(1-a/t)\cos\varphi_0 + (a/t)(1-p)\sin\psi = 2m. \quad (11)$$

Алгоритм знаходження граничного стану полягає в ітераційному підборі розрахункової величини  $\sigma_{ref}$  методом поділу відрізка навпіл. Знаходять діапазон зміни умовної межі міцності  $\sigma_{ref}$ , її нижню  $\sigma_{ref}^{lower}$  та верхню  $\sigma_{ref}^{upper}$  межі. Враховуючи знайдене середнє значення  $\sigma_{ref}^m$  (воно використовується в формулах як  $\sigma^+$ ), визначаємо кут  $\varphi_0$  за формулою (7), який повинен задовольняти умові  $\varphi_0 + \pi/2 > \psi$ . У цьому випадку перевіряється умова міцності (9): якщо  $2m < (2-p)\cos\varphi_0 - (a/t)\sin\psi$ , то міцність задовольняється і умовну межу міцності матеріалу можна зменшити  $\sigma_{ref}^{upper} = \sigma_{ref}^m$ ; у протилежному випадку  $\sigma_{ref}^{lower} = \sigma_{ref}^m$ . Якщо  $\varphi_0 + \pi/2 < \psi$ , то кут  $\varphi_0$  знаходимо згідно з формулою (10) і перемо умову міцності (11): якщо  $(2-p)(1-a/t)\cos\varphi_0 + (a/t)(1-p)\sin\psi > 2m$ , то умовну межу міцності потрібно зменшити  $\sigma_{ref}^{upper} = \sigma_{ref}^m$ ; у протилежному випадку  $\sigma_{ref}^{lower} = \sigma_{ref}^m$ . Так, шляхом наближень можна визначити  $\sigma_{ref}$ .

**Дефект складної форми.** Він характеризується залежністю  $a(\varphi)$ . Процедура знаходження  $\sigma_{ref}$  для труби з круговим поперечним дефектом складної форми (рис. 3) аналогічна тій, що була розглянута вище.

Визначимо діапазон значень (верхню та нижню межі), що може набувати ця характеристика. Нижня межа, очевидно, відповідає дефекту мінімальних розмірів і мінімальним прикладеним навантаженням, а саме – трубі без дефекту, при дії одного з трьох силових факторів (внутрішній тиск  $P$ , осьова сила  $N$ , момент згину  $M$ ): а)  $P \neq 0, N = M = 0$ :  $\sigma_{ref}^{(1)} = PR/t$ ; б)  $N \neq 0, P = M = 0$ :  $\sigma_{ref}^{(2)} = N/2\pi Rt$ ; в)  $M \neq 0, P = N = 0$ :  $\sigma_{ref}^{(3)} = M/4R^2t$ . Значення нижньої межі  $\sigma_{ref}^{lower}$  вибирається так:  $\sigma_{ref}^{lower} = \max\{\sigma_{ref}^{(1)}, \sigma_{ref}^{(2)}, \sigma_{ref}^{(3)}\}$ . Для знаходження верхньої межі  $\sigma_{ref}^{upper}$  розглянемо два простих випадки: а) осесиметричний дефект, глибина якого дорівнює максимальній глибині складного дефекту, при одночасній дії всіх трьох силових факторів:

$$\left(\sigma_{ref}^{upper}\right)_1 = 2 \cdot (PR/t + |N/2\pi Rt_n| + M/4R^2t_n),$$

де  $t_n = t - a$  – товщина нетто-перерізу (коефіцієнт 2 вибраний для перестраховки); б) наскрізний дефект прямокутної форми, довжина якого дорівнює максимальній довжині складного дефекту, а глибина  $a/t = 1$ . Значення  $\sigma_{ref}^{upper}$  для даного випадку знаходимо використовуючи (7) і (9):

$$\left(\sigma_{ref}^{upper}\right)_2 = 2(PR/t + |N/2Rt(2\arccos(0.5\sin\psi) - 2\psi)|) + 2(M/2R^2t(2\cos(\psi/2) - \sin\psi)).$$

З двох знайдених значень верхньої межі вибирається мінімальне значення:

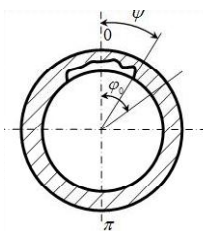


Рис. 3. Переріз труби з одним дефектом складної форми

$$\sigma_{ref}^{upper} = \min\left\{\left(\sigma_{ref}^{upper}\right)_1; \left(\sigma_{ref}^{upper}\right)_2\right\}.$$

Для початку ітераційної процедури потрібно визначити  $\sigma_{ref}^m$ , як середнє значення нижньої та верхньої меж. Розглянемо перший етап алгоритму – знаходження кута  $\varphi_0$ . На відміну від алгоритму для прямокутного дефекту, в якому знаходження  $\varphi_0$  не викликає труднощів (знаходять аналітично), в цьому випадку його знаходять за допомогою ітераційної процедури. Для цього знайдемо значення осьової сили  $N_{lower}$  і  $N_{upper}$  при  $(\varphi_0)_{lower} = 0$  і  $(\varphi_0)_{upper} = \pi$  відповідно:

$$N_{lower} = -2\sigma^+(1-p)Rt \int_0^\pi d\varphi + 2\sigma^+(1-p)R \int_0^\psi a(\varphi)d\varphi, \quad (12)$$

$$N_{upper} = 2\sigma^+Rt \int_0^\pi d\varphi - 2\sigma^+R \int_0^\psi a(\varphi)d\varphi. \quad (13)$$

Отримані так значення  $N_{lower}$  і  $N_{upper}$  порівнюємо з прикладеною силою  $N$ : якщо  $N < N_{lower}$  і  $N > N_{upper}$ , то необхідно збільшити умовну межу міцності, тобто  $\sigma_{ref}^{lower} = \sigma_{ref}^m$ ; якщо  $N_{lower} < N < N_{upper}$ , то знаходимо середнє значення кута  $\varphi_0$ :  $(\varphi_0)_m = 0.5((\varphi_0)_{lower} + (\varphi_0)_{upper})$ . Наступним кроком процедури є знаходження гранично можливого значення осьової сили  $N_m$ , при  $(\varphi_0)_m$ . Знову розглянемо два можливих випадки:

$$N_m = 2\sigma^+Rt \int_0^{\varphi_0} d\varphi - 2\sigma^-(1-p)Rt \int_{\varphi_0}^\pi d\varphi - 2\sigma^+R \int_0^\psi a(\varphi)d\varphi, \quad (14)$$

$$N_m = 2\sigma^+R \int_0^{\varphi_0} t_n(\varphi)d\varphi - 2\sigma^+(1-p)Rt \int_{\varphi_0}^\pi d\varphi + 2\sigma^+(1-p)R \int_{\varphi_0}^\psi a(\varphi)d\varphi, \quad (15)$$

де  $t_n(\varphi) = t - a(\varphi)$ .

Формула (14) відповідає випадку (а) – дефект знаходиться в області напружень розтягу, а формула (15) – випадку (б) – частина дефекту знаходиться в області напружень стиску. Порівнюємо отримане значення  $N_m$  з прикладеною силою  $N$ . Якщо  $N_m > N$ , то треба зменшити кут  $\varphi_0$ , тобто  $(\varphi_0)_{upper} = (\varphi_0)_m$ ; якщо  $N_m < N$ , то треба його збільшити  $(\varphi_0)_{lower} = (\varphi_0)_m$ . Процедура визначення кута передбачає 14 ітерацій, що забезпечує точність порядку 0.01%.

Перевіряємо виконання умови рівності прикладеного моменту  $M$  його граничному значенню  $M_m$  для отриманого значення  $(\varphi_0)_m$ : якщо  $M_m > M$ , то умова міцності задовольняється. В цьому випадку треба зменшити значення уявної межі міцності, тобто  $\sigma_{ref}^{upper} = \sigma_{ref}^m$ ; якщо  $M_m < M$  потрібно збільшити посильні напруження  $\sigma_{ref}^{lower} = \sigma_{ref}^m$ . Значення моменту  $M_m$  знаходиться так:

$$M_m = 2\sigma^+ R^2 t \int_0^{\varphi_0} \cos \varphi d\varphi - 2\sigma^+ (1-p) R^2 t \int_{\varphi_0}^{\pi} \cos \varphi d\varphi - 2\sigma^+ R^2 t \int_0^{\psi} a(\varphi) \cos \varphi d\varphi, \quad (16)$$

$$M_m = 2\sigma^+ R^2 t \int_0^{\varphi_0} t_n(\varphi) \cos \varphi d\varphi - 2\sigma^+ (1-p) R^2 t \int_{\varphi_0}^{\pi} \cos \varphi d\varphi + 2\sigma^+ (1-p) R^2 t \int_{\varphi_0}^{\psi} a(\varphi) \cos \varphi d\varphi. \quad (17)$$

Момент згину згідно з формулою (16) відповідає випадку (а), формула (17) – випадку (б). Таким чином, змінюючи значення  $\sigma_{ref}$ , можна за деяку кількість кроків визначити граничний стан труби.

Інтеграли (12) – (17) визначаються чисельно, що дозволяє враховувати будь-яку форму дефекту.

Запропонована процедура визначення  $\sigma_{ref}$  є типовим прикладом побудови статично можливого розв'язку. Відзначимо парадокс таких розв'язків: з одного боку, як наслідок теореми про статично можливий розв'язок теорії пластичності, формально вони повинні давати оцінку знизу, а з іншого боку, вони не враховують переміщень і деформацій точок тіла, а, значить, і обмежену здатність реальних тіл опиратися пластичним деформаціям, що призводить до переоцінки несучої здатності. Як приклад, пошлемося на наш досвід побудови «локальних» і «глобальних» моделей пластичного стану [4]. Наступний розділ присвячений моделюванню розвитку деформацій у трубах з поперечними дефектами.

**Схема розподілу деформацій.** Вважаємо, що характер розподілу пружиних і пластичних деформацій як в бездефектній трубі (рис. 4,а), так і в трубі з нескінченим в осьовому напрямку дефектом (рис. 4,б) підпорядковується гіпотезі плоских перерізів. У той же час коловий поверхневий дефект скінченної довжини порушує такий розподіл деформацій, вводячи асиметрію. Вважаємо також, що дефект розташований на верхній частині труби,

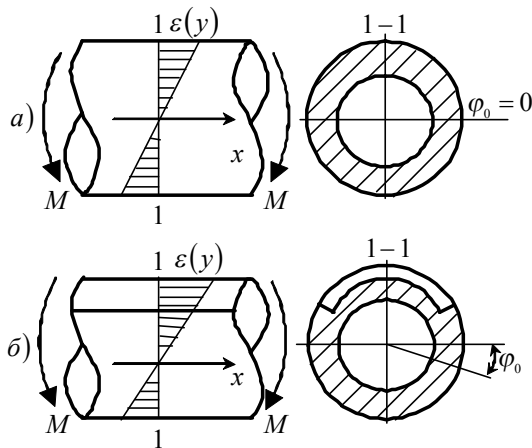


Рис. 4. Епюра деформацій: а — бездефектна труба, б — труба з довгим дефектом

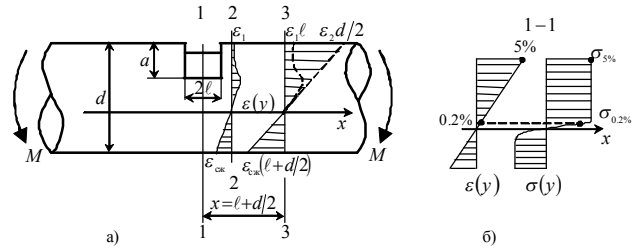


Рис. 5. Розподіл: а — деформацій та переміщень, б — деформацій та напружень

яка навантажена тільки зовнішнім моментом, що розкриває дефект (рис. 4). У цьому випадку нульова точка епюри деформації  $\varepsilon(y)$  буде розташована дещо нижче за вісь трубопроводу ( $\varphi_0 > 0$ ).

Для того, щоб зрозуміти процес деформування секції трубопроводу з коловим поверхневим дефектом, глибиною  $a$ , шириною  $2\ell$  (рис. 5,а) розглянемо три характерних поперечних січення.

**Переріз 1-1.** Вважаємо, що граничний пластичний стан дефектного перерізу 1-1 описується класичною схемою розподілу напружень,  $\sigma(y)$ , (рис. 5,б). Очевидно, для досягнення такого граничного стану точки перерізу труби повинні знаходитись в умовах великих пластичних деформацій,  $\varepsilon(y)$  (тут для прикладу в якості «великих» деформацій приймається рівень 5%).

**Переріз 2-2.** Розглянемо переріз, що знаходиться в безпосередній близькості до дефектної зони (рис. 5,а). Якщо в перерізі 1-1 напруження розподілені по неттоперерізу  $(t-a)$ , то в перерізі 2-2 – по всій товщині стінки,  $t$ . Тому особливістю перерізу 2-2 є зменшення напружень у зоні, що знаходиться поблизу дефекту з рівня  $\sigma \approx \sigma_u$  до  $\sigma \approx (t-a)\sigma_u / t$ . Зменшення напружень у зоні дефекту, в свою чергу, призводить до різкого зменшення деформацій, як показано на епюрі  $\varepsilon(y)$  рис. 5,а. В решті точок цього перерізу, в тому числі точці нейтральної осі ( $\varepsilon = 0$ ), величина деформацій не змінилася.

**Переріз 3-3.** В перерізі 3-3 і наступних за ним віддалених від дефекту перерізах знову виконується умова плоских перерізів. Приблизно вважаємо, що повний перерозподіл напружень вздовж перерізу труби, що призводить до плоских перерізів, відбувається на відстані, що дорівнює половині діаметра труби, тобто  $x_3 = l + d/2$  (див. рис. 5,а).

Повне переміщення верхньої точки перерізу 3-3 визначається величиною розкриття дефекту  $\delta$ , переміщенням, що викликане деформацією розтягу  $\varepsilon_1$  дефектної ділянки довжиною  $\ell$ , і деформацією розтягу  $\varepsilon_2$  бездефектної ділянки довжиною  $d/2$ :

$$U_{upper} = \delta + \varepsilon_1 \ell + \varepsilon_2 d/2. \quad (18)$$

Переміщення нижньої точки цього поперечного перерізу визначається деформацією стиску  $\varepsilon_{pres}$  ділянки  $(\ell + d/2)$ :

$$U_{lower} = \varepsilon_{pres} (\ell + d/2). \quad (19)$$

У цьому перерізі епюра переміщень має лінійний характер (рис. 5,а), а переміщення верхньої і нижньої точок січення будуть порівнянні (оскільки нейтральна

лінія, де переміщення дорівнюють нулеві, знаходиться поблизу лінії  $\varphi = 0$ ). З (18) і (19) з урахуванням того, що  $\varepsilon_2 \ll \varepsilon_{pres}$ , запишемо:

$$\delta + \varepsilon_1 \ell \approx \varepsilon_{pres}(\ell + d/2). \quad (20)$$

Розглянемо два граничних випадки: 1)  $\ell \rightarrow 0$ , тоді величина розкриття повинна бути дуже великою, тобто  $\delta \rightarrow \varepsilon_{pres}d/2$ , що для типових характеристик розкриття тріщини нереально, особливо для труб великого діаметра. 2)  $\ell \approx d/2$ , у цьому випадку, навіть якщо покласти  $\delta \rightarrow 0$ , то все одно величина додатних деформацій у дефектній зоні повинна бути сумірною з величиною деформацій стиску на нижній частині труби, тобто  $\varepsilon_1 \leq 2\varepsilon_2$ , що цілком реально.

Таким чином, на підставі вище наведених міркувань можна сформулювати критерії реалізації «глобального» розв'язку: а) при великій ширині поверхневого дефекту; б) при тріщиноподібному поверхневому дефекті тільки у випадку дуже великої тріщиностійкості металу, що виражена в термінах розкриття тріщини  $\delta$ , для труб невеликого діаметра; в) для наскрізного дефекту  $a \equiv t$  – в цьому випадку, очевидно, перепони для розкриття тріщини відсутні, і розподіл переміщень у перерізі 3 – 3 буде відповідати гіпотезі плоских перерізів.

Очевидно, що для реальних поперечних тріщин у трубах «глобальний» розв'язок може виявитися неконсервативним. Тому в наступному розділі пропонується «локальний» розв'язок, що оснований на симетричному розподілі деформацій у верхній і нижній частинах перерізу труби. Це досягається шляхом введення уявного симетричного дефекту відносно осі  $x$ , що призведе до розподілу та «врівнювання» деформацій верхньої і нижньої частин січення.

**Чисельна процедура знаходження  $\sigma_{ref}$  для симетричного дефекту («локальний» розв'язок).** У цьому розділі запропоновано моделювати поведінки матеріалу, враховуючи його обмежену здатність до пластичного деформування, шляхом введення уявного симетричного дефекту, що підвищує розрахункові оцінки  $\sigma_{ref}$  у порівнянні з реальним дефектом.

**Дефект прямокутної форми.** Процедура побудови моделі граничного пластичного стану аналогічна. Для знаходження рівнянь виконаємо процедуру, що аналогічна процедурі для одиночного дефекту.

**Випадок А.**  $-\varphi_0 > -\pi/2 + \psi$ , коли реальний дефект знаходиться в області напружень розтягу, а уявний дефект – в області напружень стиску (рис. 6,а).

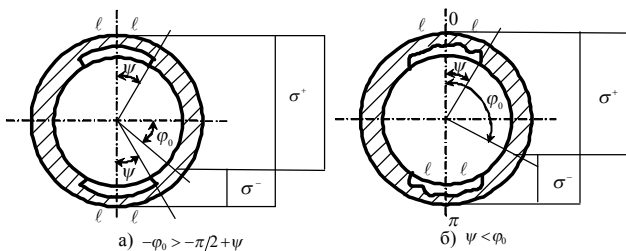


Рис. 6. Перерізи труби з симетричними поперечними дефектами: а – прямокутний дефект, б – дефект складної форми

З рівняння сил отримаємо вираз для  $\varphi_0$ :

$$\varphi_0(2-p) = n\pi - p\pi/2 + p\psi a/t. \quad (21)$$

Другу умову отримаємо з рівняння моментів:

$$2m = (2-p)(\cos\varphi_0 - (a/t)\sin\psi). \quad (22)$$

**Випадок Б.**  $-\varphi_0 \leq -\pi/2 + \psi$ , частина уявного дефекту знаходиться в області стиску:

$$\varphi_0(2-p)(1-a/t) = n\pi - 0.5p\pi(1-a/t) + 2\pi a(\psi/\pi - 0.5)/t, \quad (23)$$

$$m = (1-a/t)(1-p/2)\cos\varphi_0. \quad (24)$$

**Випадок В.**  $\varphi_0 \geq \pi/2 - \psi$ , коли частина реального дефекту та уявний дефект знаходяться в області стиску:

$$\varphi_0(2-p)(1-a/t) = -n\pi + 0.5p\pi(1+a/t) + 2\pi a(\psi/\pi - p\psi/\pi - 0.5)/t. \quad (25)$$

Друга умова аналогічна (22).

**Дефект складної форми.** Проаналізуємо міцність труби з симетричним дефектом складної форми (рис. 6б). Нижня межа умовної характеристики міцності матеріалу залишається без змін (бездефектна труба, яка навантажується одним з трьох силових факторів):  $\sigma_{ref}^{lower} = \max\{PR/t; N/2\pi Rt; M/4R^2t\}$ .

Для знаходження верхньої межі проаналізуємо два випадки:

а) труба з осесиметричним дефектом, глибина якого дорівнює максимальній глибині складного дефекту, – за аналогією з попереднім розрахунком для одного дефекту

$$(\sigma_{ref}^{upper})_1 = 2 \cdot (PR/t + |N/2\pi Rt_n| + M/4R^2t_n);$$

б) труба з наскрізними симетричними дефектами, довжини яких дорівнюють максимальній довжині складного дефекту:

$$(\sigma_{ref}^{upper})_2 = 2 \cdot \left( \frac{PR}{t} \cdot \frac{\psi - \pi/2 + \arccos(\sin\psi)}{2\arccos(\sin\psi)} \right) + 2 \cdot \left( \frac{|N|}{4Rt \arccos(\sin\psi)} + \frac{M}{4R^2t(1-\sin\psi)} \right).$$

Тут кожний з трьох доданків відповідає розв'язку системи рівнянь (21) і (22) при однофакторному навантаженні. З двох знайдених значень верхньої межі характеристики матеріалу вибирають мінімальне значення:

$$\sigma_{ref}^{upper} = \min\{(\sigma_{ref}^{upper})_1; (\sigma_{ref}^{upper})_2\}.$$

Ітераційна процедура моделі з двома симетричними дефектами аналогічна моделі з одиночним дефектом. Відмінність полягає в наступному. При визначенні осьової сили у верхній і нижній межах кута  $\varphi_0$  маємо наступні вирази:

$$N_{lower}(0) = -2\sigma^+(1-p)Rt \int_0^\pi d\varphi + 2\sigma^+(1-p)R \int_0^\psi a(\varphi) d\varphi + 2\sigma^+(1-p)R \int_{\pi-\psi}^\pi b(\varphi) d\varphi, \quad (26)$$

$$N_{upper}(\pi) = 2\sigma^+Rt \int_0^\pi d\varphi - 2\sigma^+R \int_0^\psi a(\varphi) d\varphi - 2\sigma^+R \int_{\pi-\psi}^\pi b(\varphi) d\varphi. \quad (27)$$

Функції  $a(\varphi)$  і  $b(\varphi)$  враховують форму симетричних дефектів. При знаходженні осьових сил і моментів згину при визначенні кута  $(\varphi_0)_m = 0.5((\varphi_0)_{lower} + (\varphi_0)_{upper})$  потрібно враховувати три можливих випадки: а)  $\psi < \varphi_0 < \pi - \psi$ , б)  $\varphi_0 < \psi$ , в)  $\varphi_0 > \pi - \psi$ . Для випадку а) (рис. 6,б) будемо мати:

$$N_m = 2\sigma^+Rt \int_0^{\varphi_0} d\varphi - 2\sigma^+(1-p)Rt \int_{\varphi_0}^\pi d\varphi - 2\sigma^+R \int_0^\psi a(\varphi) d\varphi + 2\sigma^+(1-p)R \int_{\pi-\psi}^\pi b(\varphi) d\varphi; \quad (28)$$

$$M_m = 2\sigma^+R^2t \int_0^{\varphi_0} \cos\varphi d\varphi - 2\sigma^+(1-p)R^2t \int_{\varphi_0}^\pi \cos\varphi d\varphi - 2\sigma^+R^2 \int_0^\psi a(\varphi) \cos\varphi d\varphi + 2\sigma^+(1-p)R^2 \int_{\pi-\psi}^\pi b(\varphi) \cos\varphi d\varphi. \quad (29)$$

Для випадків б) і в)  $N_m$  та  $M_m$  знаходяться аналогічно. Інтеграли (26) — (29) визначаються чисельно, що дає можливість враховувати будь-яку форму дефекту.

**«Течія перед руйнуванням».** У вступній частині зазначалося, що для осьових дефектів існують поняття «локального» і «глобального» руйнувань, що пояснює можливість «течії перед руйнуванням» (ТПР). Разом з тим, існуючі моделі поперечних дефектів не дозволяють врахувати це явище, на відміну від запропонованого тут підходу.

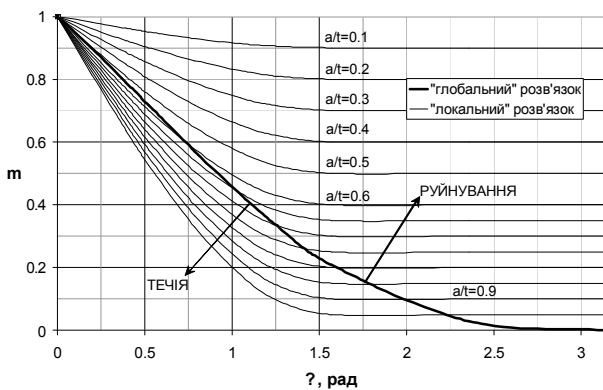


Рис. 7. Діаграма ТПР

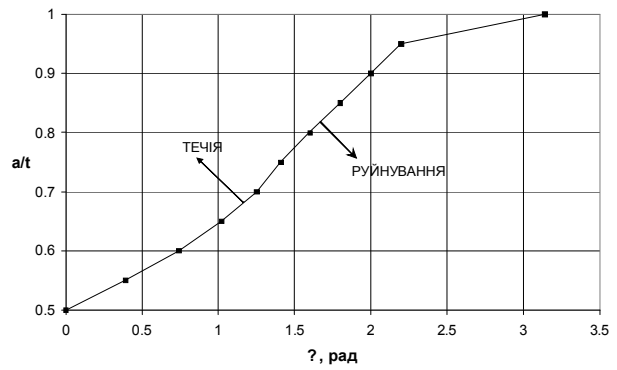


Рис. 8. Межа між течією та руйнуванням

Побудуємо діаграму ТПР для випадку навантаження тільки моментом згину, використовуючи отримані моделі граничного пластичного стану трубопроводів з поперечними дефектами (рис. 7). На графіку зроблені такі позначення:  $m = M/4R^2t\sigma_{ref}$  – безрозмірний момент згину,  $\psi$  – половина кута, на який спирається дефект. Жирною лінією показано «глобальний» розв’язок для різних глибин дефекту. Точки кривих, що лежать вище «глобального» розв’язку, відповідають руйнуванню, а нижче – течії.

На рис. 8 продемонстрована межа, де реалізується перехід від течії до руйнування. Крива отримана на основі діаграми ТПР (див. рис. 7).

Зазначимо, що отримані формули дозволяють провести подібну межу і при інших видах навантаження.

**Співставлення з результатами експерименту.** Результати проведеної роботи зіставимо з повномасштабним експериментом до руйнування (див. табл. 1) прямих дефектних труб під дією моменту згину [23, 24]. Зазначимо, що дефект має форму, близьку до півеліптичної. Для порівняння результатів використовували «глобальний» (формули (16), (17)) і «локальний» розв’язки (формула (29)).

Півеліптичний дефект представлений функціями  $a(\varphi) = a_{max} \sqrt{1 - (\varphi/\psi)^2}$  і  $b(\varphi) = a_{max} \sqrt{1 - ((\pi - \varphi)/\psi)^2}$ , де  $a_{max}$  – максимальна глибина дефекту,  $\varphi$  – кутова координата,  $\psi$  – половина кута дефекту. В табл. 1 зроблено такі позначення:  $\sigma_u$  – межа міцності матеріалу,  $D_0$  – зовнішній діаметр труби,  $t$  – товщина стінки труби,  $\ell$  – половина довжини дефекту в осьовому напрямку,  $M_{max}^{exp}$  – максимальний момент згину отриманий з експерименту,  $\alpha = M_{max}^{exp}/4R^2t\sigma_u$  – коефіцієнт зменшення міцності,  $R$  – середній радіус труби.

В останніх трьох графах наведені співвідношення максимального експериментального моменту до максимального розрахункового моменту за формулою (30), «глобальному» і «локальному» розв’язкам відповідно. Максимальний момент згину для півеліптичної тріщини згідно з критерієм NSC [15] має вигляд:

$$M_{max} = 4\sigma_u R_m^2 t \left[ \cos\left(\frac{\pi}{8} \frac{a_{max}}{t} \psi\right) - \frac{a_{max}}{t} \frac{f(\psi)}{2\psi} \right], \quad (30)$$



Порівняння експериментальних даних [23, 24] з результатами «глобального» і «локального» розв'язків

$\sigma_u$ , МПа	$D_0$ , мм	$t$ , мм	$a_{max}$ , мм	$2\ell$ , мм	$2\psi$ , град	$M_{max}^{exp}$ , кН·м	$\alpha$	$M_{max}/M_{max}^{exp}$		
								(30)	глоб.	лок.
490	114.3	8.6	1.7	100	180	39.6	0.85	1.08	1.06	0.97
			4.3		180	38.4	0.83	0.89	0.88	0.67
			6.9		180	29.5	0.63	0.84	0.82	0.45
			6.9		90	33.5	0.72	1.04	1.03	0.75
			3.0		180	38.8	0.84	1.00	0.98	0.82
			4.3		90	37.5	0.81	1.06	1.05	0.88
			4.3		60	38.6	0.83	1.09	1.08	0.96
			6.9		60	38.1	0.82	1.02	1.01	0.83
406	102	8.1	5.0	37.5	48.9	26.2	0.9	0.99	0.99	0.88
			6.0	41	53.9	24.4	0.84	1.02	1.02	0.87
			7.0	57.9	22.3	0.77	1.06	1.07	0.87	
490	114.3	8.6	4.3	100	180	33.7	0.73	1.02	1.01	0.76
			6.9	180	28.2	0.61	0.88	0.86	0.47	
406	102	8.1	5.0	37.5	48.9	25.8	0.89	1.00	1.01	0.9
			6.0	41	53.9	25.5	0.88	0.97	0.98	0.84
			7.0	57.9	26.1	0.9	0.91	0.91	0.74	

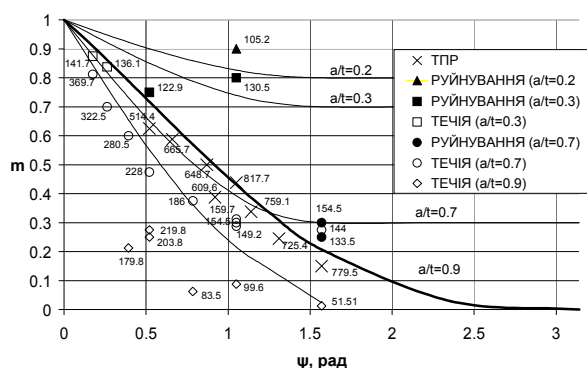


Рис. 9. Порівняння з експериментом [25]

де  $f(\psi) = 0.7854\psi^2 - 0.09817\psi^4 + 0.0040906\psi^6 - 0.000085\psi^8$ ,  $R_m$  – середній радіус відповідно до позначень [15].

На підставі результатів табл. 1 можна зробити висновки: 1) «глобальний» розв'язок точніше спрогнозував експеримент, оскільки нанесені дефекти не є тріщиноподібними (мають розмір у поздовжньому напрямку  $\ell$ ); 2) добра відповідність «глобального» розв'язку формулі (30) пояснюється їхньою однаковою природою – основані на моделі граничного пластичного стану.

Розглянемо також експериментальні дані до руйнування труб з тріщиноподібними дефектами [25]. Зазначимо, що трубна секція ( $D_0 = 457$  мм,  $t = 15$  мм) зі сталі 15NiCuMoNb5 ( $\sigma_u = 659$  МПа) навантажувалась зовнішнім моментом згину  $M$ , і внутрішнім тиском  $P = 8$  МПа. Наведені біля експериментальних точок цифри (рис. 9) відповідають коефіцієнтам інтенсивності напружень (КІН) [26,27], МПа $\sqrt{м}$ . Вздовж осі ординат – безрозмірний момент згину,  $m = M/4R^2t\sigma_{ref}$ . Не дивлячись на похибки, що отримані для глибоких дефектів, у цілому

«локальна» модель показала добру відповідність експериментальним даним.

**Обговорення та висновки.** 1. Запропонований універсальний алгоритм знаходження  $\sigma_{ref}$  («глобальний» розв'язок) трубопроводу з поперечним дефектом складної форми в рамках існуючого критерію NSC. Чисельна процедура дозволяє враховувати складну форму дефекту, при багатofакторному навантаженні (внутрішній тиск, момент згину, осьова сила).

2. Проведений схематичний аналіз процесу деформування, на основі якого виділені два граничних випадки – «глобальний» (критерій NSC) і «локальний» (симетричний дефект) розв'язки, що реалізуються для дуже довгого поверхневого дефекту та гострої тріщини, відповідно. Перший розв'язок також описує поведінку наскрізних тріщин.

3. Запропонована універсальна процедура визначення  $\sigma_{ref}$  («локальний» розв'язок – симетричний дефект).

4. Проведено порівняння теоретичних і експериментальних даних. Аналіз показав у цілому добру відповідність, як щодо прогнозування граничного навантаження, так і щодо розмежування областей «течії» та «руйнування». Дещо гірша відповідність спостерігається для глибоких дефектів. «Глобальний» розв'язок дає більші значення руйнуючого навантаження, ніж «локальний». Таким чином, доведена можливість реалізації «течії перед руйнуванням» для труб з поверхневими поперечними (коловими) дефектами аналогічно з тим, як це було зроблено нами для труб з поздовжніми (осьовими) дефектами [4].

## Література

1. Wilkowski, G. Leak-before-break: what does it really mean//Transaction of the ASME, JPVT V122, Issue 3, August 2000, pp. 267-272.



2. R6: Assessment of the Integrity of Structures Containing Defects, British Energy Generation Report R/H/R6, Revision 4, 2001.
3. *Орыняк И.В., Агеев С.М.* Моделирование предельного пластического состояния толстостенных труб с осевыми поверхностными дефектами // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2009. - № 4. С.115-123.
4. *Orynyak, I.V.* Leak and break models of pressurized pipe with axial defects. Proceedings of the Biennial International Pipeline Conference, IPC 3 PART A. 2007. Pp. 41-56.
5. *Ranta-Maunus, A.K., Achenbach, J.D.* Stability of circumferential through cracks in ductile pipes // Nuclear Engineering and Design. - 1980. - Vol. 60. - Pp.339-345.
6. *Kanninen, M.F. et al* Instability predictions for circumferentially cracked type-304 stainless steel pipes under dynamic loading EPRI NP-2347. - 1982. - Vols. 1 and 2.
7. *Schulze, H.D., Togler, G., Bodmann, E.* Fracture mechanics analysis on the initiation and propagation of circumferential and longitudinal cracks in straight pipes and pipe bends // Nuclear Engineering and Design. - 1980. - Vol. 58. - P. 19-31.
8. *Kastner, W., Roehrich, E., Schmitt, W., Steinbuch, R.* Critical crack sizes in ductile piping // Int. J. Pres. Ves. And Piping. - 1981. - Vol. 9. - Pp. 197-219.
9. *Firmature, R., Rahman, S.* Elastic-plastic analysis of off-center cracks in cylindrical structures // Engineering Fracture Mechanics - 2000. - Vol. 66. - Pp. 15-39.
10. *Shu Hengmu* The plastic limit load of circumferentially cracked thin-walled pipes under axial force, internal pressure and asymmetrical bending // Int. J. Pres. Ves. And Piping. - 2002. - Vol. 79. - pp. 377-382.
11. *Sim, R.G.* Creep of structures. Ph. D. Dissertation. Cambridge University, 1968.
12. *Ainsworth, R.A.* The assessment of defects in structures of strain hardening material // Engng Fract. Mech. - 1984. - Vol. 19. - Pp. 633-642.
13. *Ходж Ф.Г.* Расчёт конструкций с учётом пластических деформаций. - М.: Машгиз, 1963. -256 с.
14. *Yun-Jae Kim, Do-Jun Shim* Relevance of plastic limit loads to reference stress approach for surface cracked cylinder problems // Int. J. Pres. Ves. Piping.- 2005.-Vol. 82, p. 687-699.
15. *Rahman S., Wilkowski G.* Net-section-collapse analysis of circumferentially cracked cylinders. Part I: arbitrary-shaped cracks and generalized equations // Engineering Fracture Mechanics - 1998. - Vol. 61. - Pp. 191-211.
16. *Orynyak, I.V.* Calculation of the ultimate plastic state of thick-walled pipe bend in the circumferential direction // Int. J. Pres. Ves. Piping.- 1997.-Vol. 73, Pp. 229-239.
17. *American Petroleum Institute API 579, Recommended Practice for Fitness for Service.*
18. *Kiefner, J.F., Maxey, W.A., Eiber, R.J., Duffy, A.R.* Fracture stress levels of flaws in pressurized cylinders // Progress in flaw growth and fracture toughness testing. ASTM STP 536, 1973. - P. 461-481.
19. *Ивлиев Д.Д.* Теория идеальной пластичности. - М.: Наука, 1966. - 232с.
20. *Görner, F., Munz, D.* Leak-before-break diagrams using simple plastic limit load criteria for pipes with circumferential cracks // Proceedings of the CSNI specialist meeting on leak-before-break in nuclear reactor piping (1983: Monterey, Calif.). NUREG/CP-0051.
21. *Hasegawa, K., Sakata, S., Shimizu, T., Shida, S.* Prediction of fracture tolerances for stainless steel pipes with circumferential cracks // 4<sup>th</sup> ASME Pressure Vessel and Pipe Conference, Portland 1983.
22. *Orynyak I. V., Torop V.M.* The ultimate ductile state model for a pipe with an axial through crack// Int. J. Fracture.- 1996.- V 80.- P.19-32.
23. *Miyazaki, K, Kanno, S, Ishiwata, M, Hasegawa, K, Ahn, S-H, Ando, K.* Fracture behavior of carbon steel pipe with local wall thinning subject to bending load // Nucl Eng Des. - 1999. - Vol. 191. - Pp. 195-204.
24. *Yun-Jae Kim, Chang-Kyun Oh, Chi-Yong Park, Kunio Hasegawa* Net-section limit load approach for failure strength estimates of pipes with local wall thinning // Int. J. Pres. Ves. And Piping. - 2006. - Vol. 83. - Pp. 546-555.
25. *Stadtmuller, W., Sturm, D.* Leak-before-break behavior of austenitic and ferritic pipes containing circumferential defects // Nucl Eng Des. - 1997. - Vol. 174. - Pp. 335-342.
26. *Orynyak, I.V.* Engineering Methods for Stress Intensity Factor Calculation and Their Practical Application// in Multilevel approach to Fracture of Materials, Components and Structures: Proceedings 17th. European Conference on Fracture, Brno, Czech, 2-5 September 2008.
27. *Zahoor A.* Closed Form Expressions for Fracture Mechanics Analysis of Cracked Pipes // Journal of Pressure Vessel Technology. - 1985. - Vol. 107. - P. 203-205.

Отримана 23.05.10

*I. Orynyak, S. Ageev*

**Calculation  $\sigma_{ref}$  for transversal defects of complex shape in the pipes**

*G.S. Pisarenko Institute for Problems of Strength of National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv*

*Numerical procedures of calculation of reference stresses  $\sigma_{ref}$  are offered for pipelines with the circumferential defects of complex shape, based on the modeling of the global and local limit plastic state under the axial force, internal pressure and bending moment. The analysis of results of the offered procedure is conducted by comparison them with experimental data.*

### Міжнародна науково-технічна конференція

#### «ДИНАМІКА, НАДІЙНІСТЬ І ДОВГОВІЧНІСТЬ МЕХАНІЧНИХ І БІОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ»

5 вересня – 9 вересня 2011 р., СевНТУ, м. Севастополь

#### Адреса оргкомітету:

СевНТУ, МНТК «Привод 2011», вул. Університетська, 33, м. Севастополь, 99053.

**Телефони:** (0692) 43-52-10; (0692) 43-52-24, (0692) 43-51-61; (0692) 67-40-84;

**E-mail:** valesan@list.ru