



# ВИКОРИСТАННЯ КАТЕГОРИЗАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ І ДЕФОРМАЦІЙНИХ КРИТЕРІЇВ ПРИ ОЦІНЦІ МІЦНОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

І. В. ОРИНЯК, М. В. БОРОДІЙ, А. В. БОГДАН

*Обговорюється взаємозв'язок між нормами на проектування і документами для аналізу відповідності за призначенням трубопровідних конструкцій, а також суть існуючих в західних країнах норм категоризації напружень. Зазначається необхідність введення подібних процедур у вітчизняні документи. На прикладі дефектів форми трубопроводів (вм'ятини, осьові неспіввісності труб) показана можливість застосування категоризації напружень для визначення допустимих станів. Обговорюється існуюча практика застосування деформаційних критеріїв в трубопровідних стандартах, що дає значні резерви збільшення несучої здатності трубопроводів. На прикладі труби зі зварним з'єднанням розглянуті можливі проблеми, пов'язані з накопиченням значних деформацій.*

*A connection between the design codes and documents for analysis of the fitness-for-purpose of pipeline structures is discussed, as well as the essence of stress categorization applied in Western codes. A need to introduce such procedures into the national documents is noted. The possibility of applying stress categorization to determine the admissible states is shown for the case of pipeline shape defects (dents, axial misalignment of pipes). The existing practice of applying deformation criteria in pipeline standards is discussed, this providing a considerable margin for increasing the load-carrying capacity of pipelines. Possible problems related to accumulation of considerable deformations are considered for the case of a pipe with a welded joint.*

При оцінці технічного стану конструкційних елементів, що експлуатуються, використовуються як документи на їх проектування і будівництво, так і документи для аналізу відповідності за призначенням (ВЗП) (Fitness-For-Service). Лідируюче значення, безумовно, мають стандарти, на основі яких конструкція проектувалась. Саме вони встановлюють основні принципи розрахунку; види, величини і комбінації навантажень; критерії граничного стану; систему коефіцієнтів запасу. Однак у спеціалізованих проектувальних нормах не можуть бути передбачені всі граничні стани та пошкоджуючі фактори, що мають місце під час експлуатації. В першу чергу це відноситься до різного роду дефектів металу та форми конструкції. Крім того, ці норми часто бувають занадто консервативними, адже їх мета, крім іншого, гарантування високої якості будівництва і надійності за прийнятих найбільш небезпечних умов експлуатації. Однак застосування їх на етапі експлуатації трубопроводів або посудин тиску призводить до невиправданих витрат на ремонтні роботи, проведення яких часто пов'язане з виникненням додаткових, більш небезпечних дефектів або зі збільшенням рівня навантажень.

Очевидно, що стандарти ВЗП мають бути більш гнучкими і прогресивними. Проте вони мусять оперувати тими ж або близькими базовими поняттями, критеріями і принципами розрахунку, інакше, крім можливих протиріч, треба буде визнати, що проектувана конструкція не має нічого

спільного з реальною. Узгодженість і збалансованість двох груп документів є важливою передумовою кваліфікованого аналізу технічного стану. Як приклад, відмітимо серію проектувальних стандартів Американського товариства інженерів-механіків (ASME) щодо посудин тиску, резервуарів та трубопроводів, а також сучасний стандарт ВЗП API 579 [1], де використовується одна і та сама методологія міцності і така ж система коефіцієнтів запасу, хоча самі коефіцієнти в API 579 можуть бути менш консервативними. Відомо, що коефіцієнт запасу міцності для нового елемента встановлюється з врахуванням існування можливих дефектів. Проте під час аналізу уже реального дефекту для діючої конструкції враховується локальне ослаблення міцності матеріалу. Тому, щоб двічі не враховувати дефект в документі API 579, встановлюється інший загальний коефіцієнт запасу, що в 1,1 рази (тобто на 10 %) менший за прийнятий в проектувальних нормах. Багатоваріантність розрахунку і наявність послідовних опцій в документі API 579, що зменшують ступінь консерватизму, є наслідком впливу базових проектувальних документів, що постійно розвиваються. Останнім часом, враховуючи високі пластичні властивості сталей, багато трубопровідних стандартів світу дають можливість використовувати деформаційні критерії, що значно ослаблюють вимоги при будівництві і експлуатації трубопроводів.

Що стосується вітчизняних норм, то основні принципи, що базуються на концепції по допус-



тимих напруженнях, майже не змінилися за останні півсторіччя [2]. Парадокс ситуації полягає в тому, що наявність сучасних розрахункових комплексів при прийнятті в розрахункових схемах припущення дозволяє точно розрахувати напруження при складних схемах навантаження, які раніше не прораховувалися, наприклад, температурні навантаження для криволінійного згину труби в ґрунті [3]. Відмітимо, що на необхідність розгляду цієї схеми вказується в документі [4]. Так, для цієї схеми дуже часто рівень напружень перевищує допустимий по вітчизняних нормах. Практика експлуатації свідчить, що є реальні резерви міцності, і застосування опцій західних норм підтверджує, що конструкція є безпечною. Очевидно, що ігнорування вимог норм не є допустимим, адже немає чіткої межі між розумним і злочинним ігноруванням. Коректування таких ситуацій за допомогою документів ВЗП є можливим, проте, важко зберегти необхідний зв'язок їх з нормами на проектування.

Зауважимо, що більша досконалість західних норм (їхньої суті) є наслідком того, що вони дають більшу свободу проєктанту у виборі розрахункових схем і критеріїв граничного стану. При цьому кращий практичний досвід проєктувальних і дослідницьких організацій є предметом розгляду наглядових органів і інституцій, що розробляють документи. Мета роботи полягає в ознайомленні з існуючими принципами категоризації напружень, в демонстрації того, як ці принципи працюють при аналізі дефектів форми, а також в висвітленні необхідності, переваги і проблеми застосування деформаційних критеріїв.

**Застосування категоризації напружень в нормах на проектування.** Історично проектування конструкцій проводилося по порівняно простих формулах розрахунку пружних напружень, що отримані за методами механіки деформованого твердого тіла. З огляду на практику експлуатації чи даних експериментів ці формули постійно уточнювалися. Такий підхід називається проектування по формулах і є переважаючим у сучасних нормативних документах.

В кінці 1930-х років з'явилася теорія граничного стану як галузь теорії пластичності, предметом дослідження якої є абсолютно пластичні тіла [5, 6]. До середини 1950-х років було отримано велику кількість аналітичних рішень для пластинок, балок і оболонок, які виявили додаткові властивості пластичних тіл опиратися пластичному колапсу. Як наслідок, це привело до появи більш прогресивної філософії міцності — проектуванню по граничному стану замість по допустимих напруженнях. Певні досягнення теорії граничного стану знайшли своє відображення у відповідних формулах.

Найбільш повно переваги теорії граничного

стану використовуються в так званій концепції проектування шляхом аналізу, що була запропонована в США на початку 1960-х років у стандарті ASME Pressure Vessel and Boiler Code. За 40-літню історію методи, запропоновані ASME, увесь час удосконалювалися, вони надзвичайно популярні у Європі і Японії.

Більшість документів, що використовують метод «проектування шляхом аналізу» базуються на пружному аналізі, так званому пружному підході. Це пов'язано з тим, що у 1960-х роках проєктувальники були обмежені в основному пружним аналізом, і у випадку посудин тиску розрахунок виконувався в рамках теорії пружних оболонок, пластин і балок, з урахуванням умов безперервності переміщень і зусиль. Принципова особливість пружного підходу полягає в необхідності поділу розрахункових напружень на категорії, в залежності від природи їх походження (первинні і вторинні) і протяжністю дії та характером розподілу (мембранні, згинальні, пікові) [7]. Як приклад, наведемо визначення первинних напружень, що дається в нормах ASME, це «нормальні чи дотичні напруження, що виникли від зовнішнього навантаження і які задовольняють умові рівноваги перерізу щодо зовнішніх сил і моментів. Основна особливість їх полягає в тому, що вони не самоврівноважені. Первинні напруження, які значно перевищують границю текучості, приводять до руйнування чи щонайменше до значної зміни форми перерізу. Термічні напруження не кваліфікуються як первинні...». Зокрема первинні мембранні напруження «отримуються як інтегрально середня величина по товщині перерізу від напружень, що виникли від внутрішнього тиску, чи інших механічних навантажень, виключаючи всі вторинні чи пікові напруження». Категоризація напружень — це найбільш складний аспект даного шляху, що вимагає від проєктувальника розуміння природи напружень і великого досвіду в застосуванні інженерних підходів (методів опору матеріалів).

Згідно цього підходу напруження розділяються на наступні групи: глобальні первинні мембранні  $P_m$ , локальні первинні мембранні  $P_L$ , первинні згинальні  $P_b$ , вторинні  $Q$ , пікові  $F$ . Для їх розмежування в спеціальних додатках до стандартів чи у довідниках наводяться детальні пояснення і практичні приклади. Також з ініціативи наглядових органів і комітетів з питань стандартів виконуються спеціальні пошукові роботи, що прояснюють роль тих чи інших напружень чи силових впливів у досягненні граничного стану [8, 9]. Самі ж критерії граничного стану формулюються в поняттях допустимих напружень  $S_m$ , які визначаються як частина межі плинності або межі міцності. В табл. 1 наведена узагальнена таблиця граничних станів [7].



**Класифікація напружень та їх граничні значення**

Тип напружень	Граничні напруження
Глобальні первинні мембранні $P_m$	$kS_m$
Локальні первинні мембранні $P_L$	$1,5kS_m$
Первинні мембранні і згинальні $P_m + P_b$ чи $P_L + P_b$	$1,5kS_m$
Первинні і вторинні $P_m + P_b + Q$ чи $P_L + P_b + Q$	$3S_m$

Вважають, що перші три умови гарантують відсутність глобальної пластичної деформації, а остання запобігає накопичуванню пластичної деформації (так званий ратчетинг). Якщо розглядається можливість утомного ушкодження, то додатково розглядається повна сума  $P_L + P_b + Q + F$ , що зіставляється з напруженнями утоми  $S_a$ . Стосовно коефіцієнта  $k$ , то він залежить від конкретної комбінації розглянутих зовнішніх навантажень і для визначених менш ймовірних поєднань навантажень може прийматися більшим одиниці.

При «проектуванні шляхом аналізу» можна використовувати також і непружний підхід. Його мета полягає в зменшенні консерватизму пружного підходу, особливо для перших трьох умов таблиці. Тут можуть застосовуватися два види аналізу.

Граничний аналіз (Appendix 4-136.3 Limit Analysis [7]) полягає в тому, щоб показати, що діюче напруження не перевищує 2/3 нижньої межі появи пластичного шарніра (колапсу). В цьому випадку використовується межа плинності матеріалу, яка дорівнює  $1,5S_m$ . Для застосування даного методу необхідно задовольнити двом додатковим умовам. По-перше, для ефекту концентрації пластичних деформацій, наприклад, у зонах їх виникнення, повинна бути здійснена оцінка з точки зору можливого ратчетинга (накопичення односторонніх пластичних деформацій в часі) або втрати стійкості. По-друге, конструкція в будь-якому випадку повинна задовольняти умові щодо мінімальної товщини стінки, яка визначається за процедурою проектування по аналітичним залежностям. Взагалі, таке визначення мінімальної товщини стінки має пріоритет перед будь-якими іншими процедурами.

Граничний аналіз є відображенням первісної суті теорії граничного навантаження. Для прикладу розглянемо смугу товщиною  $t$ , до якої прикладене розтягуюче зусилля  $N$  та згинальний момент  $M$  (рис. 1). Якщо сила та момент діють не-

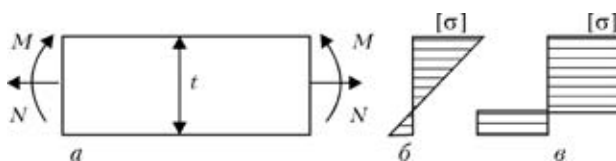


Рис. 1. Навантаження смуги силою і моментом (а); епора при пружному розподілі напружень (б); розподіл при граничному пластичному стані (е)

залежно, то гранично допустимі значення сили і моменту по критерію допустимих напружень відповідно дорівнюють  $[N] = [\sigma]t$  та  $[M] = [\sigma]t^2/6$ , де  $[\sigma]$  — допустиме напруження. При їх спільній дії напруження додаються і критеріальне рівняння приймає вигляд:  $[M] + [N] = 1$ , де  $[M] = M/[M]$ ,  $[N] = N/[N]$  — безрозмірні величини діючих значень моменту і сили.

Відповідний розподіл напружень по товщині показаний на рис. 1, б. Відповідно до теорії граничного стану в смугі виникають такі деформації, що всі точки перерізу переходять в пластичний стан, а критеріальне рівняння записується як  $2[M]/3 + [N]^2 = 1$ . Розподіл напружень для такого критичного стану представлено на рис. 1, в.

У випадку, коли осьова сила відсутня ( $N = 0$ ), допустимі значення згинальних моментів для пружного та граничного аналізу будуть рівними 1 і 3/2 відповідно. Зауважимо, що саме ця і подібні їй моделі покладені в основу формулювання допустимих напружень в таблиці. На рис. 2 в графічному вигляді наведена різниця між двома підходами при визначенні допустимої області навантажень. Як бачимо, граничний аналіз допускає більші значення прикладених сил і моментів під час проектування.

Граничний аналіз базується на аналітичних рішеннях теорії пластичності, вимагає значної кваліфікації проєктанта і може використовуватися при перевірці цілої низки застережень, зокрема, аналізу пластичних деформацій і втрати стійкості.

Іншим видом непружного аналізу є пластичний аналіз (Appendix 4-136.5 Plastic Analysis [7]). Він проводиться з залученням методу скінчених елементів з використанням реальних залежностей «напруження—деформації» і враховує геометрично нелінійні ефекти. При цьому вся складність рішення проблеми переноситься на комп'ютер, адже при цьому не потрібно проводити класифікацію напружень. Існує декілька варіантів визначення граничного навантаження  $P_p$  з розрахункової кривої «навантаження—переміщення» в

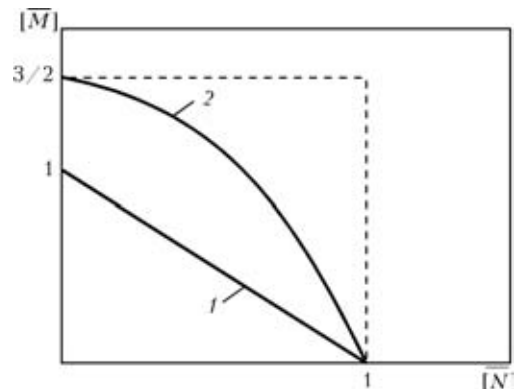


Рис. 2. Допустимі області для пружного (1) і пластичного (2) аналізів



залежності від визначеної зміни нахилу цієї кривої (рис. 3): навантаження ППК відповідає точці подвійного пружного кута нахилу кривої; ППП — точці подвійних пружних переміщень; МПД визначається з перетину дотичних до пружної і пластичної ділянок кривої.

Для визначення навантаження ППК пряму лінію, що відповідає пружній зоні на діаграмі і куту  $\varphi$  повертають на кут  $\varphi_1 = 2\varphi$ . Точка перетину цієї прямої з діаграмою відповідає граничному навантаженню. Ідея визначення граничного навантаження ППП полягає в наступному. На діаграмі позначається гранична точка, що розділяє пружну і пластичну зони деформування. Абсциса цієї точки дорівнює значенню максимальної пружної деформації  $v$ . Через точку з абсцисою, що дорівнює  $2v$ , проводиться вертикальна лінія, точка перетину якої з діаграмою і відповідає граничному навантаженню. Граничне навантаження МПД відповідає точці перетину дотичних, проведених до пружної і пластичної ділянок деформування. Допустиме навантаження  $[P]$  визначається як  $[P] = \frac{2}{3}P_p$ . Найбільш послідовні і логічні результати дає метод подвійного пружного кута і саме він рекомендується в стандартах ASME.

**Приклади застосування категоризації напружень в стандартах ВЗП.** Розглянемо як практично використовується поняття категоризації напружень, а саме пружний підхід, в відомому стандарті ВЗП АРІ 579 для деяких типових дефектів форми труби, таких як вм'ятина (рис. 4, а), осьова (рис. 4, б) та кутова (рис. 4, в) неспіввісності. Оскільки у всіх цих дефектах діють мембранні первинні (номінальні) напруження  $\sigma_m$  та вторинні згинальні напруження  $\sigma_b$ , наведені за рахунок відхилення форми труби від ідеальної, то за таблицею коефіцієнт збільшення допустимих напружень приймається рівним 3. Тоді згідно стандарту [1] загальний критеріальний вираз має наступний вигляд:

$$\sigma_m(1 + R_b) \leq 3 \cdot 1,1[\sigma], \quad (1)$$

де  $R_b$  — відношення наведених згинальних напружень до прикладених мембранних,  $R_b = \sigma_b/\sigma_m$ ;  $[\sigma]$  — допустимі по відповідному «проектуваль-

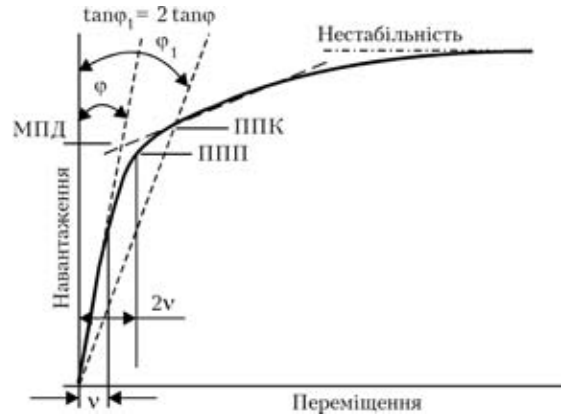


Рис. 3. Варіанти визначення граничного навантаження

ному» стандарту напруження.

Про використання коефіцієнту 1,1 згадувалось раніше, прикладені мембранні напруження відомі. Таким чином, розрахунок дефектів зводиться до визначення параметру  $R_b$ .

Розглянемо нескінченну в осьовому напрямку вм'ятину в трубі (рис. 4, а). Основним фактором навантаження є внутрішній тиск  $p$ , від якого для ідеальної труби радіуса  $R$  виникають відомі мембранні кільцеві напруження  $\sigma_\theta$ :

$$\sigma_\theta = pR/t. \quad (2)$$

Дуже часто відхилення форми труби від кругової задається рівнянням

$$R(\varphi) = R \left( 1 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n\theta + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin n\theta \right), \quad (3)$$

де  $R(\varphi)$  — радіус кожної точки труби, апроксимований по результатам натурних вимірювань. Тоді з урахуванням геометричної нелінійності можна показати [1, 10, 11], що додаткові згинальні напруження

$$\sigma_b = -6\sigma_\theta \sum_{i=2}^{\infty} R \left( \frac{(n^2 - 1)a_n}{n^2 - \chi^2} \cos n\theta + \frac{(n^2 - 1)b_n}{n^2 - \chi^2} \sin n\theta \right), \quad (4)$$

де коефіцієнт  $\chi^2 = 1 - \frac{PR_0^3}{EJ} = 1 - \bar{p}$  при малих зна-

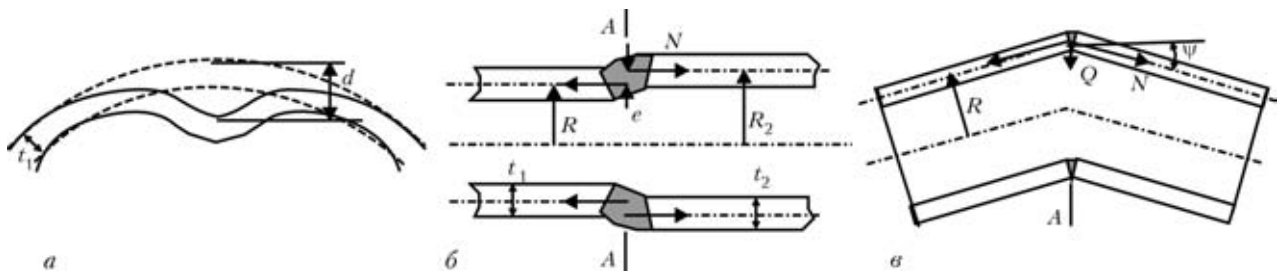


Рис. 4. Дефекти форми трубопроводу: а — вм'ятина; б — осьова; в — кутова неспіввісності



ченнях безрозмірного тиску  $\bar{p}$  дорівнює одиниці.

Вираз під знаком суми, враховуючи (3), дорівнює  $6w/t$ , де  $w$  — максимальний прогин поверхні труби, а умова міцності (1) запишеться таким чином:

$$\sigma_0(1 + 6w/t) \leq 3,3[\sigma] \Rightarrow w/t \leq 1,67 \left( \frac{3,3[\sigma]}{\sigma_0} - 1 \right). \quad (5)$$

Очевидно, що умова (5) з точки зору стандарту API 579 є консервативною, адже не враховує довжину вм'ятини. Крім того, для отримання більших значень допустимої глибини вм'ятини можна використовувати непружний підхід. В роботі [11] для вм'ятини гладкої форми отримано більш точне значення максимального напруження  $\sigma_b$  з врахуванням відношення  $w/R$ . Отриманий графік можна апроксимувати прямою лінією при малих  $w/R \leq 0,1$ , тоді  $\sigma_b = 6w/t(0,97 - 1,5w/R)$ , що призводить до більших допустимих розмірів вм'ятини.

Для аналізу неспіввісності осевого типу (рис. 4, б) розглянемо відому осесиметричну крайову задачу деформування циліндричної оболонки. В цьому випадку основними є поздовжні мембранні напруження, що виникають від осевої сили  $N$ . Наприклад, для замкненої з торців труби вони дорівнюють  $\sigma_m = pR/2t$ , а значення сили  $N = pR/2$ . Тоді в зоні неспіввісності виникає зосереджений осесиметричний згинальний момент  $M_0 = Ne$  ( $e = R_2 - R_1$ ). Тому різниця між моментами в стінці труби зліва і справа перерізу  $A-A$  дорівнює  $M_0$ , а самі максимальні значення моментів зліва і справа від цього перерізу залежать від відношення товщин стінок  $t_1$  і  $t_2$ .

Розглядаючи осесиметричний крайовий ефект, запишемо рішення для переміщень точок для першої і другої труби у відповідності з теорією оболонок:

$$\begin{aligned} v_1(x) &= e^{-\xi_1 x} (a_1 \cos \xi_1 x + b_1 \sin \xi_1 x); \\ v_2(x) &= e^{-\xi_2 x} (a_2 \cos \xi_2 x + b_2 \sin \xi_2 x), \end{aligned} \quad (6)$$

де координати  $x$  для першої і другої труб відраховуються від розглядуваного перерізу  $A-A$  і направлені в протилежні сторони; значення  $\xi_i$  і  $\xi_2$  даються відомими виразами:

$$\xi_1 = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2)/(Rt_1)^2}; \quad \xi_2 = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2)/(Rt_2)^2},$$

де  $\mu$  — модуль Пуасона.

Записуючи умови рівності переміщень, кутів повороту, сили та умову стрибка моментів в перерізі  $A-A$ , отримаємо наступне співвідношення між моментами зліва і справа:

$$\frac{M_1}{M_2} = - \frac{\beta^2(\beta^2 + 2\beta^{1,5} + 1)}{\beta^2 + 2\beta^{0,5} + 1}, \quad (7)$$

де параметр відношення товщин стінок труб  $\beta = \sqrt{t_1/t_2} \leq 1$ .

Далі, враховуючи, що  $M_1 - M_2 = Ne$ , отримаємо додаткові згинальні напруження в стінці першої труби (для неї як більш тонкостінної напруження будуть більшими):

$$\sigma_b = 6 \frac{e}{t_1} \sigma_m \left( \frac{\beta^2(\beta^2 + 2\beta^{1,5} + 1)}{(\beta^2 + 1)^2 + 2\beta^{0,5}(\beta^3 + 1)} \right). \quad (8)$$

Очевидно, що при  $\beta = 1$  додаткові вторинні згинальні напруження будуть рівними  $\sigma_b = \sigma_m 3e/t_1$ . Тоді умова міцності (1) прийме вигляд:

$$\sigma_m(1 + 3e/t_1) \leq 3,3[\sigma]. \quad (9)$$

Якщо навіть консервативно вважати, що  $\sigma_m \approx [\sigma]$ , то допустиме значення неспіввісності  $e$  має задовольняти умові  $e \leq 0,77t$ , що звичайно виконується.

Проаналізуємо інший типовий дефект трубопроводів, а саме неспіввісність кутового типу (рис. 4, в). Скористаємося, як і в попередній задачі, осесиметричною постановкою для крайової задачі, при цьому вважаємо, що в зоні кутового стику діє осесиметрична зосереджена сила  $Q = 2N \sin \psi$ , яка виникає як вертикальна складова від осевого зусилля  $N$ , прикладеного під кутом  $\psi$ . Рішення для такої постановки задачі відоме з курсу опору матеріалів і теорії оболонок, тому, не вдаючись до подробиць, запишемо кінцевий вираз для максимального згинаючого моменту, якщо товщини стінок зліва і справа однакові:

$$M = \frac{N \sin \psi}{2} \sqrt[4]{\frac{R^2 t^2}{3(1 - \mu^2)}}. \quad (10)$$

Звідси отримаємо, що додаткові згинальні напруження будуть:

$$\sigma_b = \frac{6M}{t^2} = \frac{3\sigma_m \sqrt{R/t} \sin \psi}{\sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}}. \quad (11)$$

Застосовуючи критерій (1) до напружень (11), отримаємо умову для допустимого кута неспіввісності  $\psi$ :

$$\sigma_m \left( 1 + \frac{3\sqrt{R/t} \sin \psi}{\sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}} \right) \leq 3,3 [\sigma]. \quad (12)$$

Вважаючи, що  $\sigma_m \approx [\sigma]$ , а  $\mu = 0,3$ , отримаємо просту консервативну оцінку для  $\psi$ :  $\psi \leq 0,98\sqrt{t/R}$ . Остання умова може використовуватися як експрес-оцінка для визначення допустимих кутів неспіввісності. Якщо вона не задовольняється, то необхідно проводити більш точний аналіз, в тому числі, можливо, з використанням формули (12).

Наведені вище приклади показують як на ос-



нові поняття категоризації напружень достатньо просто отримати консервативні оцінки міцності. Отримані тут оцінки узгоджуються з результатами, наведеними в документі API 579.

#### Використання деформаційних критеріїв.

Методологія документів ASME полягає в тому, що пружний підхід може розглядатися лише як достатня умова міцності. Більша консервативність такого аналізу — це плата за його простоту. Використання непружного підходу значно розширює межі допустимих станів. Останнім часом методи і границі застосування непружного підходу дуже розширюються [1], зокрема аж до визначення навантаження «нестабільності» (рис. 3), що пов'язано як з пошуком резервів збільшення допустимих рівнів навантаження, так і технічними можливостями проведення більш складних розрахунків.

Є ще одна причина все далі ширшого розповсюдження підходів, що враховують криву «зусилля–переміщення» (рис. 3). Віднесення напружень до тієї чи іншої категорії (первинні чи вторинні, тощо) є досить складним і неоднозначним. В західній літературі є ряд допоміжних документів, що детально прописують різні схеми навантаження і дають відповідну класифікацію. Це незручно, і не всі випадки можуть бути розглянуті в довідковій літературі. Крім того, останнім часом з'явилося розуміння того, що існують проміжні випадки навантаження, коли не можна однозначно визначити, чи є воно первинним (м'яким) чи вторинним (жорстким). Часто їх пов'язують з ефектом пружини, коли при збільшенні переміщень від певного фактора навантаження проходить розвантаження, але повністю навантаження не знімається [12]. Такі приклади будуть розглянуті нижче. Якщо ж навантаження є жорстким, тобто процес навантаження зупиняється, якщо переміщення досягли заданого рівня, то вказані вище підходи є занадто консервативними. Тут ключовим моментом є здатність матеріалу витримувати значні пластичні деформації.

Сучасні стандарти на проектування магістральних трубопроводів, такі як DNV-OS-F101 (Норвегія) [13], CSA Z662 (Канада) [14], дозволяють вести проектувальні розрахунки як по допустимим навантаженням, так і по допустимим деформаціям. У стандарті [15] прямо зазначається: «У випадку жорсткого навантаження труби, викликаного зсувами ґрунту, кривизною траншеї, пученнями ґрунту тощо, не обов'язково використовувати максимальні осьові напруження в якості критерію граничного стану». Це пов'язано з тим, що трубопроводи часто піддаються дії великих деформацій, наприклад, трубопровід приймає форму траншеї, кривизна якої визначає деформації в трубопроводі. Ця кривизна може бути досить значною, щоб визвати пластичне деформування труби, яке при високій пластичності ма-

теріалу ніяк не призводить до руйнування чи втрати експлуатаційної придатності. Для оцінки таких ситуацій, наприклад, в стандарті [14] використовують критерій «гранична деформація». В зазначених нормах закладається положення, за яким при будівництві трубопроводів максимально допустима деформація в стінці труби не повинна перевищувати 2,5%. Введення такого значення допустимої деформації накладає досить суттєві вимоги до якості поперечних швів, при цьому повинно бути продемонстровано, що вони здатні витримувати зазначений рівень деформацій без порушення цілісності. В стандарті [4] наведено достатньо повний перелік критеріїв оцінки міцності трубопроводів, де крім допустимих значень навантажень і напружень використовуються допустимі значення переміщень і деформацій в залежності від умов навантаження трубопроводу.

Таким чином, застосування деформаційних критеріїв можливе, коли, по-перше, навантаження є хоч би частково обумовленим переміщеннями, а по-друге, коли відповідні критерії граничного стану прописані в нормативних документах.

Розглянемо декілька важливих прикладів навантаження трубопроводу за межою плинності матеріалу для демонстрації можливості використання деформаційних критеріїв та виявлення обмежень, які слід враховувати в разі їх застосування.

*Вплив внутрішнього тиску на вторинні згинальні напруження.* В практиці будівництва трубопроводів дуже часто використовують пружний згин труби при прокладці трубопроводу в траншею. Граничні значення радіусу пружного згину регламентуються проектувальними нормами, адже максимальні в перерізі труби напруження  $\sigma_x^{\max}$  пропорційні радіусу кривизни вісі трубопроводу  $\rho$ :

$$\sigma_x^{\max} = \pm ER/\rho. \quad (13)$$

Проте можуть виникати ситуації, коли радіус пружного згину реального трубопроводу буде менший за проектний (зсуви, просідання, неточності будівництва та ін.) і розраховані за формулою (13) згинальні напруження  $\sigma_x^{\max}$  можуть значно перевищувати допустимі значення  $[\sigma]$ . Можлива інша більш м'яка з точки зору навантаження ситуація, проте недопустима по діючих зараз в Україні нормах [16], а саме, в п. 8.26, що регламентує недопустимі пластичні деформації, комбінація по критерію Мізиса (IV теорія міцності) величин кільцевих  $\sigma_\theta$  (2) та згинальних  $\sigma_x$  напружень не може перевищувати межу плинності  $\sigma_T$ :

$$(\sigma_\theta)^2 + \sigma_\theta \sigma_x + (\sigma_x)^2 \leq (\sigma_T)^2. \quad (14)$$

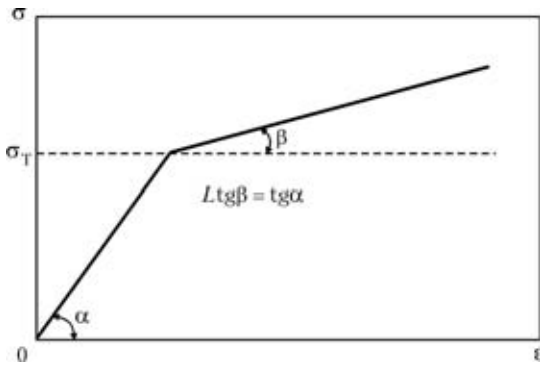


Рис. 5. Схематизована крива деформування матеріалу

Наскільки ці обмеження обґрунтовані, свідчить наступна задача. Розглянемо два випадки поступового навантаження внутрішнім тиском пружно вигнутої труби з початковою кривизною  $\rho$ , а отже і відповідними максимальними початковими напруженнями  $\sigma_x^{\max}$  (13). В залежності від кутової координати точки перерізу труби ці напруження даються залежністю  $\sigma_x(\varphi) = \sigma_x^{\max} \sin \varphi$ . Вони однозначно пов'язані з початковою деформацією кожної точки перерізу:

$$\varepsilon_x(\varphi) = R \sin \varphi / \rho = \sigma_x^{\max} \sin \varphi / E. \quad (15)$$

В першому випадку прийемо, що  $\sigma_x^{\max}$  дорівнюють 200 МПа, а в другому 270 МПа. Тоді в якості характеристики матеріалу виберемо для простоти пружно-пластичний матеріал з лінійним зміцненням, причому тангенс кута нахилу пластичної ділянки в  $L = 100$  раз менший модуля пружності  $E$  (тангенсу нахилу пружної ділянки) (рис. 5).

Фізичні рівняння в рамках теорії пластичності плинності для двовимірного розподілу напружень запишуться так:

$$d\varepsilon_x^e = \frac{1}{E}(d\sigma_x - \mu d\sigma_\theta), \quad d\varepsilon_\theta^e = \frac{1}{E}(d\sigma_\theta - \mu d\sigma_x) \quad (16)$$

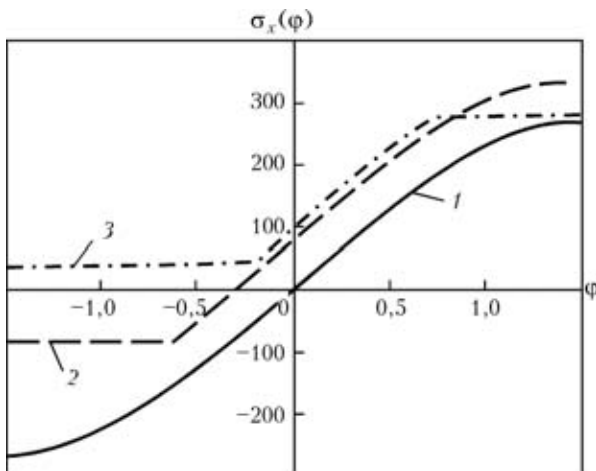


Рис. 6. Розподіл осьових напружень в перерізі для трьох значень окружних напружень: 1— 0; 2 — 250; 3 — 320 МПа

для зв'язку приросту компонент пружних деформацій з приростом напружень і

$$d\varepsilon_x^p = \frac{d\lambda}{E}(\sigma_x - 0,5\sigma_\theta), \quad d\varepsilon_\theta^p = \frac{d\lambda}{E}(\sigma_\theta - 0,5\sigma_x) \quad (17)$$

для зв'язку приросту пластичних деформацій і напружень, де  $d\lambda$  — коефіцієнт пропорційності, що знаходиться з діаграми деформування матеріалу. В теорії пластичності показано, що він може бути обчислений за формулою:

$$d\lambda = \frac{d\sigma_i(L-1)}{\sigma_i}, \quad (18)$$

де зменшення тангенсу кута нахилу  $L$  дорівнює 1 на пружній і 50 на пластичній ділянках,  $\sigma_i$  — інтенсивність напружень, що для даного двохвісного випадку навантаження будуть:

$$\sqrt{2}\sigma_i = \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_x)^2 + (\sigma_\theta)^2 + (\sigma_x)^2}. \quad (19)$$

Розв'язуючи спочатку пружну задачу для заданої деформації (15), далі фіксуєчи прирости напружень  $d\sigma_\theta$ , наприклад,  $d\sigma_\theta = 1$  МПа, на кожному кроці обчислень і враховуючи, що  $d\varepsilon_x^e + d\varepsilon_x^p = 0$  на кожній ітерації, за формулами (16)–(19) знайдемо, як змінюється розподіл напружень  $\sigma_x(\varphi)$  в залежності від рівня окружних напружень  $\sigma_\theta$ . Як приклад, покажемо їх розподіл при рівнях  $\sigma_\theta = 250$  та  $\sigma_\theta = 320$  МПа (рис. 6) для випадку початкових згинальних напружень  $\sigma_x^{\max} = 270$  МПа. Очевидно, що найбільше напруження згладжується в крайніх точках  $\varphi = \pm 90^\circ$ . При подальшому збільшенні навантаження  $\sigma_\theta$  напруження  $\sigma_x(\varphi)$  прямують до величини  $0,5\sigma_\theta$ , що впливає з умови обмеженості деформацій в осьовому напрямку і першого з рівнянь (17).

Для характеристики процесу навантаження для всього перерізу введемо умовне згинальне напруження:

$$\sigma_M = \frac{M_x}{W} = \frac{1}{\pi R^2 t} \int \sigma_x(\varphi) R \sin \varphi R t d\varphi, \quad (20)$$

де  $M_x$  — згинальний момент в перерізі;  $W$  — момент інерції.

Очевидно, що при  $\sigma_\theta \rightarrow 0$   $\sigma_M = \sigma_x^{\max}$ . На рис. 7 зображено графік залежності умовних напружень від рівня прикладеного окружного напруження. Зі збільшенням останніх моментні напруження в трубі постійно зменшуються, а при навантаженні, близькому до межі плинності, вони релаксують дуже інтенсивно, і при  $\sigma_\theta > \sigma_T$  можуть зникнути повністю (див. рис. 7). Таким чином, однакратна пластична деформація може призвести до повної релаксації згинальних напружень пружного згину.

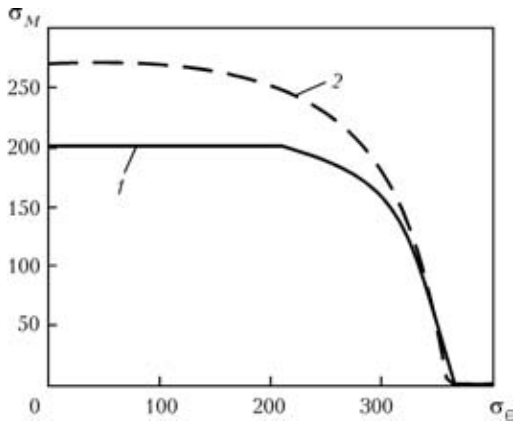


Рис. 7. Релаксація умовних згинальних напружень  $\sigma_M$  в залежності від рівня номінальних напружень  $\sigma_0$ : 1 –  $\sigma_x^{\max} = 200$ ; 2 – 270 МПа

Така позитивна реакція деформування матеріалу є однією з причин введення деформаційних критеріїв.

В зв'язку з розглянутою задачею в роботі [17] зазначено: «Як показали дослідження, попередній згин не впливає на граничний стан трубопроводу, що знаходиться під дією внутрішнього тиску і повздовжніх зусиль. Було встановлено, що прями і попередньо зігнуті труби руйнувались практично при одному і тому ж тиску». Таким чином, розрахунки по повній кривій деформування матеріалу відкривають додаткові можливості підвищення тримальної здатності трубопроводів, коли фактично вторинні напруження можна взагалі не брати до уваги.

*Деформування поперечних зварних з'єднань при жорсткому навантаженні.* Отримані вище оптимістичні прогнози щодо розвантаження навантажень, обумовлених кінематичними граничними умовами, можуть мати місце при високій пластичності матеріалу; відсутності локальної неоднорідності, де можуть виникати значні концентрації пластичних деформацій. Як і всі технології міцності, аналіз по допустимим деформаціям вимагає обережності, продуманості і розуміння суті. Саме тому під егідою Американського міністерства транспорту проводиться ряд досліджень і розробляються методичні рекомендації для застосування критерію в трубопровідній індустрії [18].

Як можливий приклад негативної концентрації деформацій розглянемо послідовне з'єднання двох елементів однакової товщини з різними механічними властивостями (рис. 8). До такої схеми відноситься защемлена труба (вона не може видовжуватися в осьовому напрямку) зі зварним поперечним швом за дії, наприклад, навантажень розтягу від негативного температурного перепаду  $\Delta T$ . Ці напруження однозначно кваліфікуються як вторинні, адже вони обумовлені температурним розширенням, а не зовнішніми механічними силами. Виділимо періодичну ділянку «півтруби–



Рис. 8. Схема послідовного з'єднання двох матеріалів (позначки див. у тексті)

шов–півтруби» з довгого трубопроводу. Позначимо елемент «основний метал труби» номером I, а його довжину  $L_I$  і відповідно елемент «зварний шов» номером II, а його довжину  $L_{II}$ . Введемо в розгляд безрозмірний параметр довжини другого елементу  $k$ :

$$k = L_{II}/(L_I + L_{II}). \quad (21)$$

Для простоти вважаємо, що коефіцієнт термічного розширення  $\alpha$  однаковий для двох матеріалів. На рис. 8 позначено температурне видовження ділянки  $\Delta L$ , пов'язане з середньою деформацією труби від температурного навантаження:

$$\varepsilon_0 = \Delta L/(L_I + L_{II}) = \alpha(\Delta T). \quad (22)$$

Будемо вважати, що матеріал II має менші значення механічних характеристик, тобто його крива деформування лежить нижче кривої основного металу. Діаграми деформування основного металу і зварного шва схематизовано представлені на рис. 9. Для послідовного з'єднання маємо наступний вигляд деформаційного і силового рівнянь:

$$(1 - k)\varepsilon_I + k\varepsilon_{II} = \varepsilon_0, \quad \sigma_I = \sigma_{II} = \sigma_0, \quad (23)$$

де  $\sigma_0$  — рівень напружень, що виникли внаслідок охолодження і защемлення труби;  $\varepsilon_I, \varepsilon_{II}$  та  $\sigma_I, \sigma_{II}$  — відповідно напруження та деформації в матеріалі I і II;  $k$  — відносна частка другого матеріалу у довжині всієї ділянки.

Для зручності аналізу діаграми деформування для основного металу і металу зварного шва представимо степеневу функцією з однаковим показником степені  $n$ , тобто:

$$\varepsilon_1 = (\sigma/\sigma_1)^n, \quad \varepsilon_2 = (\sigma/\sigma_2)^n, \quad (24)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2$  — відповідні характеристики матеріалу.

Позначимо співвідношення між цими характеристиками параметром  $m = \sigma_1/\sigma_2$  ( $m > 1$ ). Якби вся ділянка складалась тільки з першого/другого матеріалу, то в ній для заданого рівня середньої деформації  $\varepsilon_0$  виникли напруження  $\sigma_I = \sqrt[n]{\varepsilon_0 \sigma_1^n} / \sigma_{II} = \sqrt[n]{\varepsilon_0 \sigma_2^n}$  (див. рис. 8). Проте реально на ділянці встановлюється проміжний рівень напружень  $\sigma_0$ , ( $\sigma_{II} < \sigma_0 < \sigma_I$ ) та відповідні йому деформації першого і другого матеріалів,  $\varepsilon_I$  і  $\varepsilon_{II}$ . Знайдемо їх.

Підставляючи в (23) значення деформацій (24) при  $\sigma = \sigma_0$ , отримаємо значення напружень  $\sigma_0$ :



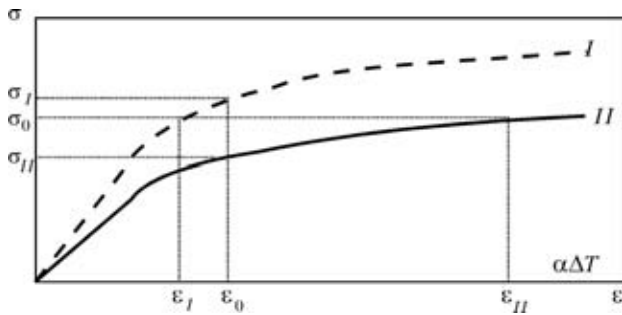


Рис. 9. Діаграми деформування основного металу і зварного шва (позначки див. у тексті)

$$\sigma_0 = \frac{\sqrt[n]{\varepsilon_0(\sigma_1\sigma_2)}}{\sqrt[n]{(1-k)(\sigma_2)^n + k(\sigma_1)^n}} \Rightarrow \quad (25)$$

$$\Rightarrow \sigma_0 = \frac{\sigma_1}{\sqrt[n]{(1-k) + k(m)^n}} = \frac{\sigma_{II}}{\sqrt[n]{(1-k)(m)^{-n} + k}}$$

З цих формул видно, що при  $k \rightarrow 1$   $\sigma_0 \rightarrow \sigma_{II}$ , а при  $k \rightarrow 0$   $\sigma_0 \rightarrow \sigma_1$ . Знову застосовуючи формули (24) з урахуванням значення  $\sigma_0$  (25), отримаємо наступні вирази для деформацій:

$$\varepsilon_I = \frac{\varepsilon_0}{(1-k) + km^n}, \quad \varepsilon_{II} = \frac{\varepsilon_0}{(1-k)m^{-n} + k} \quad (26)$$

Приймаючи до розгляду конкретні значення параметрів, наприклад,  $m = 3$ ,  $n = 2$ , побудуємо графік залежності відношення деформацій від параметру  $k$  (рис. 10).

Аналіз формул (26) і графіку рис. 10 свідчить про те, що при збільшенні відносної довжини елемента деформація в ньому прямує до номінальної величини  $\varepsilon_0$ , яка була б в однорідному матеріалі (вся ділянка утворена з одного елемента). Проте якщо довжина елемента дуже мала порівняно з довжиною ділянки (відносна довжина прямує до нуля), то деформації в ній можуть дуже суттєво відрізнятися від номінальної. Ці деформації набагато менші за номінальні, якщо характеристики матеріалу короткої вставки більші за характеристики решти металу. І навпаки, деформації можуть бути значно більшими за номінальні, якщо характеристики матеріалу короткої вставки слабші за характеристики основної конструкції. Така ситуація дуже небезпечна, адже такі деформації можуть перевищувати здатність матеріалу опиратися руйнуванню.

При будівництві або ремонті трубопроводів механічні характеристики зварних швів або коротких трубних вставок повинні бути більшими за характеристики основного металу. Лише за таких умов може відбуватися релаксація вторинних, в тому числі термічних, напружень і можуть застосовуватись деформаційні критерії. У протилежному випадку, при термічному навантаженні або пружному згині буде спостерігатися ло-

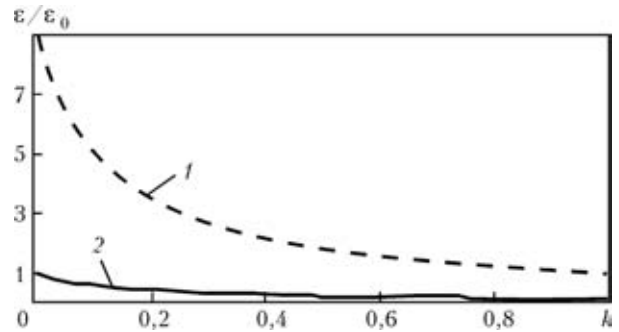


Рис. 10. Залежність деформації в зварному шві від параметру  $k$ : 1 —  $\varepsilon_{II}/\varepsilon_0$ ; 2 —  $\varepsilon_I/\varepsilon_0$

калізація деформації в короткій зоні, що може призвести до руйнування трубопроводу. Особливо важлива ця вимога для трубопроводів, що прокладені в зонах можливих зсувів ґрунту (гориста, болотиста місцевість, зсувонебезпечні місця, зони шахтних виробіток). Вплив дефектів у шві на релаксаційні процеси в даній роботі обговорювати не будемо, зазначимо лише, що наявність дефектів в зварних з'єднаннях робить їх відносно міцність (приведену до номінальної товщини стінки) ще меншою, що значно ускладнює ситуацію.

## Висновки

Існування в нормах поняття різних категорій напружень, що є практичною реалізацією методології оцінки за граничним станом, для яких формулюються різні критерії граничного стану, є важливою передумовою оцінки і врахування реальної тримальної здатності конструкцій.

На прикладі дефектів форми трубопроводів, а саме вм'ятини, осьової і кутової неспіввісностей, показано можливий консервативний підхід до оцінки конструкційної міцності шляхом розрахунку додаткових пружних напружень, пов'язаних з цими дефектами, і їх врахування в якості вторинних напружень, як це рекомендується нормами АРІ 579.

Застосування деформаційних критеріїв в практиці проектування і експлуатації магістральних трубопроводів є подальшим логічним розвитком методології оцінки за граничним станом. Розглянута задача про навантаження внутрішнім тиском попередньо пружно викривленої труби показала, що початкові деформації ніяк не впливають на кінцевий розподіл напружень при значеннях окружних напружень, що значно перевищують межу плинності матеріалу. Це свідчить про те, що для однорідного досить пластичного матеріалу вторинні напруження мало впливають на граничний стан.

Отримано рішення для задачі температурного навантаження защемленої ділянки, що утворена двома послідовними елементами, які мають різні характеристики міцності, наприклад труба і зварне з'єднання. Якщо елемент, який має значно мен-



шу довжину, при цьому має і гірші механічні характеристики, то в ньому відбувається значна концентрація деформацій, що може призвести до руйнування. Це висуває додаткові умови щодо міцності зварних з'єднань в зонах можливих деформацій ґрунту або повітряних переходів трубопроводів.

*Обсуждается взаимосвязь между нормами на проектирование и документами по анализу соответствия назначению трубопроводных конструкций. Рассматривается сущность существующих в западных странах норм категоризации напряжений и отмечается необходимость введения подобных процедур в отечественные документы. На примере дефектов формы трубопровода (вмятин, осевых несоосностей труб) показана возможность применения категоризации напряжений для определения допустимых состояний. Обсуждается существующая практика применения деформационных критериев в трубопроводных стандартах, которая дает значительные резервы увеличения несущей способности трубопроводов. На примере трубы со сварным швом рассмотрены возможные проблемы, связанные с накоплением значительных деформаций.*

1. *Fitness-For-Service*, API Recommended Practice 579, First Edition, American Petroleum Institute, January 2000.
2. Красовский А., Орыняк И., Розгонюк В. Современные нормы обеспечения работоспособности объектов длительной эксплуатации // 3-я Междунар. конф. «Механика разрушения материалов и прочность конструкций». — Львов, 2004. — С. 377–393.
3. Орыняк И. В., Радченко С. А. Напряженное состояние в криволинейных подземных трубах // Пробл. прочности. — 2003. — № 4. — С. 93–103.
4. *Guideline for the Design of Buried Steel Pipe*. ASCE. American Society of Civil Engineers, 2001. — 83 p.

5. Melan E. Zur Plastizität des räumlichen Kontinuums, Ingenieur-Archiv. — 1938. — 8. — С. 116–126.
6. Гвоздев А. А. Расчет несущей способности конструкций по методу предельного равновесия. — М.: Стройиздат, 1949.
7. ASME Boiler and Pressure Vessel Code. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, 2000.
8. Hechmer J. L., Hollinger G. L. Considerations in the calculations of the primary plus secondary stress intensity range for Code stress classification // Codes & Standards and Applications for Design and Analysis of Pressure Vessel and Piping Components / Ed. R. Seshardi, ASME PVP. — 1988. — 136.
9. Mackenzie D., Boyle J. T., Spence J. Some recent developments in pressure vessel Design by Analysis // Proc. IMechE, Part E // J. of Process Mech Eng. — 1994. — 208. — P. 23–30.
10. Toth A. S., Ong L. S. The derivation of the stresses in a pressurized pipe of cylindrical vessel with initial geometric imperfections // Strain. — 1988. — № 2. — P. 7–13.
11. Орыняк И. В., Яковлева Е. С., Розгонюк В. В. Применение метода Чжена и Финни для расчета коэффициентов интенсивности напряжений в тонкостенных трубах с длинными осевыми трещинами с учетом геометрической нелинейности // Пробл. прочности. — 2007. — № 5. — С. 5–18.
12. Roche R. L. Modes of failure primary and secondary stresses // Trans ASME J. Pressure Vessels Technology. — 1988. — 110. — P. 234–239.
13. DNV OS F101. DNV Rules for Submarine Pipeline Systems, Det Norske Veritas, Norway, 2000.
14. CSA Z662-99. Oil and Gas Pipeline Systems, Canadian Standards Association, Etobicoke, Ontario, Canada, 1999, april.
15. ASME B31.8 Gas Transmission and Distribution Piping Systems, ASME, New York, NY, 1995 Edition with Addenda.
16. СНиП 2.05.06–85. Магистральные трубопроводы. Строительные нормы и правила. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1985. — 52 с.
17. Камерштейн А. Г., Рождественский В. В., Ручимский М. Н. Расчет трубопроводов на прочность. — М.: Недра, 1969. — 440 с.
18. EWI Project No 45892GTH. Strain-Based Design of Pipelines // Electric Welding Institute. Columbus OH. October 8, 2003.

*Ин-т проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України,  
Київ*

*Поступила до редакції  
08.02.2007*