

# ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ $\sigma_{ref}$ ДЛЯ ТРУБИ З НАСКРІЗНОЮ ПОПЕРЕЧНОЮ ТРІЩИНОЮ ПРИ КОМБІНОВАНОМУ НАВАНТАЖЕННІ СИЛОЮ, МОМЕНТОМ І ТИСКОМ. ЧАСТИНА: I

Kryshchuk M., Orynyak A.  
The National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine ([krvs@ukr.net](mailto:krvs@ukr.net))

## RATIONALE METHODOLOGIES CALCULATING $\sigma_{ref}$ FOR THROUGH-WALL CRACKED PIPES LOAD BY COMBINATION FORCE, BENDING MOMENT AND PRESSURE. PART: I

*Основним елементом трубопровідної конструкції являється труба. В даній статті розглядається випадок труби із наскрізною коловою тріщиною різних розмірів та різним відношенням середнього радіуса до товщини стінки труби. Особливістю роботи, що виділяє її від існуючих підходів, є розгляд комбінованого навантаження тиском, силою та поперечним моментом, що відповідає практичним потребам. В роботі розкрита еволюція методів течії перед руйнуванням та проводиться аналіз існуючих методів визначення граничного навантаження (limit load). Особливу увагу приділено застосуванню програмного комплексу Abaqus побудованому на теорії метода скінченних елементів, за допомогою якого проводиться порівняння результатів аналітичних методів із чисельними розв'язками в системі Abaqus v.6.11 (ліцензія Фрайбурзького університету "IBM"). Великої уваги заслуговує безпосередньо огляд аналітичних методів. Дається обґрунтований аналіз та виділяються суттєві переваги одних методів над іншими.*

*Ключові слова:* труба із наскрізною коловою тріщиною, течія перед руйнуванням, граничний стан, залишкові напруження.

### Вступ

Оцінка цілісності елементів конструкції трубопроводу є дуже важливим питанням для безпечного і надійного функціонування як теплових, так і ядерних електростанцій. Це особливо важливо для ядерних електростанцій, оскільки поняття течії до руйнування (LBB) в даний час широко використовується для розробки оцінки цілісності трубопроводу. Концепція LBB в основному демонструє основу аналізу механіки руйнування, вказує, що в конструкції попередньо до руйнування з'являється тріщина, яка призводить до витoku рідини. Яку можна визначити і усунути без цепної реакції руйнування та відмови трубопровідного обладнання. Концепція LBB визначає максимально граничний стан навантаження труби із дефектом.

В останні роки концепція течії до руйнування (LBB) була широко розглянута для оцінки безпеки трубопроводів, зокрема, для атомної промисловості. Концепція LBB спрямована на застосуванні механіки руйнування, щоб показати нам, що труби навряд чи будуть зруйновані під час раптового витoku, без попереднього виявлення місця розташування та параметрів дефектів.

Обладнання, яке працює під тиском, таке, як судини, труби, парогенератор або корпус насоса, зазвичай має присутні дефекти, деякі з них можуть бути виявлені під час стадії виготовлення. Ці дефекти можуть збільшуватися (втома, корозія і повзучість), та привести до відмови від одного до декількох механізмів. Ситуація стає дуже серйозною у випадку, якщо це галузь ядерної енергетики. Одна із найважливіших оцінок, це оцінка у випадку, якщо стався витік. Термін витіку до руйнування (LBB) відноситься до наскрізної тріщини через стінки труби із витіком рідини. Основна задача виявити витік чи раптове руйнування, яке призведе до функціональної відмови цілої системи. Зазвичай руйнування не відбувається дуже швидко і дефект в компоненті трубопроводу не впливає на роботу цілої системи. Зазвичай таку проблему легко усунути та застерегти від відмови функціонування цілої системи та пошкодженню інших компонент системи.

На даний час концепція (LBB) застосовується для проектування ядерних станцій в різних країнах, таких як США, Велика Британія, Німеччина, Франція, Італія, Іспанія і Японія. І широко застосовується для продовження їхнього ресурсу. Саме від цих методик залежить термін експлуатації станцій і безпосередньо прибуток країни.

### Мета дослідження

Основна мета даного дослідження полягає у визначенні більш досконалих методів оцінки граничного стану трубопроводу із наскрізною круговою тріщиною при комбінованому навантаженні, що дозволить оптимізувати і економічно знизити затрати експлуатації трубопровідної системи.

## Дослідження

Методи визначення граничного стану труби із наскрізною коловою тріщиною при складних видах силового навантаження на основі аналітичних та чисельних розрахунків рефересних напружень. Модель труби з тріщиною показана на рис.1. Середній радіус позначається, як  $R_m$ , кут розкриття тріщини -  $2\theta$ , довжина тріщини -  $2a = 2R_m\theta$ . Труба навантажена згинаючим моментом  $M$  і осьовою розтягуючою силою  $P$ . Внутрішній тиск у трубі визначено як додаткова складова осьової сили [1].

$$P^+ = \pi \left( R_m - \frac{t}{2} \right)^2 p \quad (1)$$

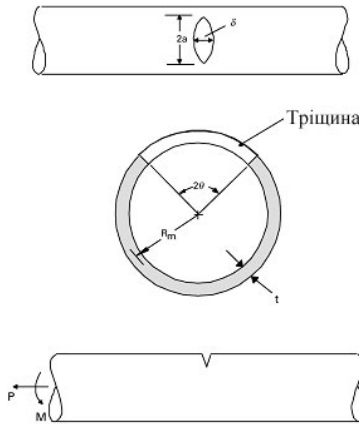


Рис. 1. Геометричні параметри труби

Матеріали, при пластичній деформації зміцнюються, але досягають граничного стану після якого подальше навантаження неможливе. Тобто досягають певного граничного стану, після якого збільшення прикладеної сили веде до руйнування. Граничне навантаження (*Limit load*) елемента конструкції являє собою невідому величину для суперпозиції різних типів силових факторів та відіграє важливу роль у в'язкому руйнуванні.

Останнім часом все більшої популярності набувають методики визначення граничного стану енергетичного обладнання на основі рефересних напружень, як в американських методиках API [9], так і багатьох окремих авторів [12], [2], [10], [8].

Дуже легко отримати нижню границю величин граничного навантаження для січення труби із наскрізною тріщиною при дії однорідних силових факторів [2].

Для осьової сили:

$$P_L = 2\sigma_y R_m t \left[ \pi - \theta - 2 \sin^{-1} \left( \frac{\sin \theta}{2} \right) \right] \quad (2)$$

Для згинаючого моменту:

$$M_L = 4\sigma_y R_m^2 t \left( \cos \frac{\theta}{2} - \frac{1}{2} \sin \theta \right) \quad (3)$$

Для внутрішнього тиску тиску:

$$P_L = \frac{\sigma_y t}{R_m} \quad (4)$$

Для матеріалу, який має границю текучості  $\sigma_y$ , загальна осьова сила дорівнює

$$N = P + P^+ \quad (5)$$

$$P_L^i = 0.5 \left[ -\frac{R_m P_L^2}{2\lambda M_L} + \left\{ \left( \frac{R_m P_L^2}{2\lambda M_L} \right)^2 + 4P_L^2 \right\}^{0.5} \right] \quad (6)$$

$$M_L^i = \frac{R_m P_L^i}{2\lambda} \quad (7)$$

$$\lambda = \frac{R_m P}{2M} = \frac{\sigma_t}{\sigma_b}, \quad \sigma_t = \frac{P}{2\pi R_m t}, \quad \sigma_b = \frac{M}{2\pi R_m^2 t} \quad (8)$$

Останнім часом в механіці руйнування методики розрахунків граничного навантаження  $P_L$  конструкцій наповнюють інженерним змістом за рахунок широкого використання поняття залишкових напружень (*reference stress*)  $\sigma_{ref}$ . Термін  $\sigma_{ref}$  був введений Сімом [3] в 1968 р. Для аналізу довготривалої міцності бездефектних тіл, а в 1984 р. Айнсворт [4] розширив межу застосування  $\sigma_{ref}$  для тіл з тріщинами. Величина  $\sigma_{ref}$  базується на теорії граничної рівноваги, а його формальне визначення для випадку дії одного силового фактору задавалося наступною формулою (9):

$$\sigma_{ref} = \frac{P}{P_L} \sigma_s, \quad (9)$$

де  $\sigma_s$  - границя міцності.

Недолік рівняння (9) полягає у його невизначеності при різних силових факторах, які діють одночасно, - осьова сила, згинальний момент, внутрішній тиск. Другий недолік рівняння (9) полягає в тому, що для визначення  $P_L$  використовується  $\sigma_s$ , яке входить в рівняння (9) і скорочується з множником  $\sigma_s$ . Таким чином величина  $\sigma_{ref}$  не залежить від обраного значення  $\sigma_s$ , але його потрібно застосувати два рази для визначення  $P_{LL}$ . Тому напруження  $\sigma_{ref}$  звичайно визначається, як уявна границя міцності, при якому тіло переходить в граничний стан при заданому навантаженні [5, 6, 7].

Як зазначалося вище, перший метод визначення граничного стану (ліміт load підхід) був отриманий Паріс-Тада в 1983р [2]. В роботі Кім [8] для визначення граничного навантаження була введена для рівнянь Паріс-Тада коректуючи функція  $\gamma$

$$\gamma\left(\frac{\theta}{\pi}\right) = 0.82 + 0.75\left(\frac{\theta}{\pi}\right) + 0.42\left(\frac{\theta}{\pi}\right)^2 \quad (10)$$

Величини рефересних напружень в американських стандартах API 579 [9] визначені формулою

$$\sigma_{ref} = \left[ \frac{M}{2\sigma_y R_m^2 t (2 \cos \beta - \sin \theta) - 2p R_m^3 \cos \beta} \right] \sigma_y + \sigma_{ref}^{D.5.2} \quad (11)$$

Відмінність стандарту розробленого в 2007 році заключається в уточненні останнім доданком виразу формули (11). Ориняк І.В. у своїй роботі для знаходження величин рефересних напружень застосовує новий підхід, побудований на ітераційному методі, який детально описано в [10].

Для визначення граничного стану вибраного модельного об'єкту дослідження, труби із наскрізною, коловою тріщиною в умовах комбінації силових факторів - осьової сили, згинаючого моменту та сили тиску (рис.1), застосовувались аналітичні методи розрахунку рефересних напружень та чисельні розв'язки за допомогою програмного комплексу Abaqus.

За допомогою програмного комплексу ABAQUS [11], було розроблено чотири скінченно-елементні моделі труб різного діаметру з наскрізними тріщинами (табл. 1). У всіх імітаційних моделях використовувалася однакова кількість 20-вузлових елементів спеціального типу C3D20R. Загальна кількість елементів та вузлів в кожній моделі складала відповідно 5184 та 25154 (рис.2). Геометричні розміри труб та їхні номери використання наведені в таблиці 1.

В розрахункових схемах труб з тріщинами навантаження задавали різними силовими факторами – тиском, згинальним моментом та осьовою силою, яка виникає в результаті внутрішнього тиску, показаними на рисунках нижче. Внутрішній тиск задавався пропорційно розтягуючим напруженням і дорівнював 10% від границі текучості.

Особливість програмного комплексу ABAQUS полягає у неможливості прикладення згинального моменту до торця труби. Тому згинальний момент задавали за допомогою лінійно розподіленого тиску і до труби на торці додавали спеціальну конструкцію, яка буде передавати цей момент. Варто зауважити, що торець приєднаного конуса має більшу площу, це пов'язано із тим, щоб на кінцевих гранях труби, де буде прикладатися згинальний момент не виникли великі напруження набагато більші за границю текучості і щоб в цьому місці не було сингулярності чи дислокацій. Фізичні характеристики матеріалу задавали як ідеально пластичні з мінімальним зміцненням. Границя текучості матеріалу 240 МПа при величині пластичної деформації  $\epsilon_p = 0$ , модуль Юнга -  $E = 197000$  МПа, коефіцієнт Пуассона  $\nu = 0.3$ .

Таблиця 1

Геометричні розміри труби з тріщиною

№	Внутрішній радіус, мм	Товщина стінки, мм	Довжина	Розмір тріщини, град
1	120	12	570	45°
2	120	12	570	90°
3	120	12	570	120°
4	60	12	570	90°

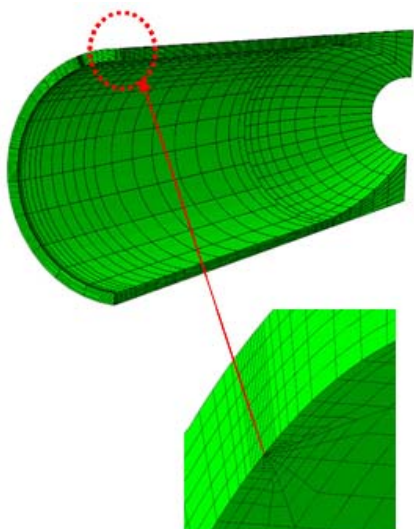
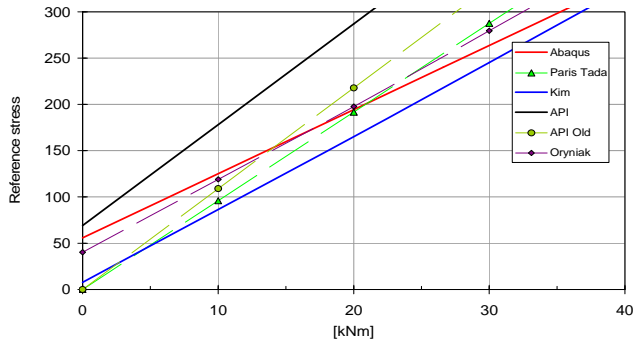
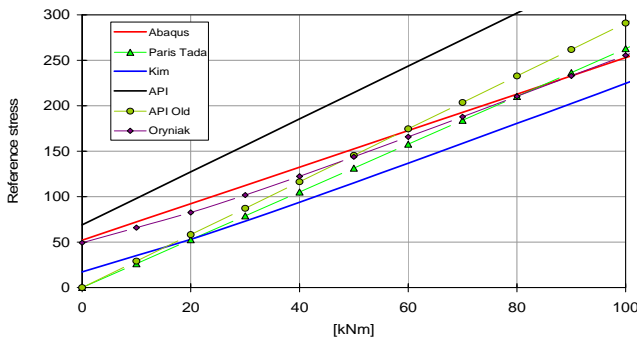
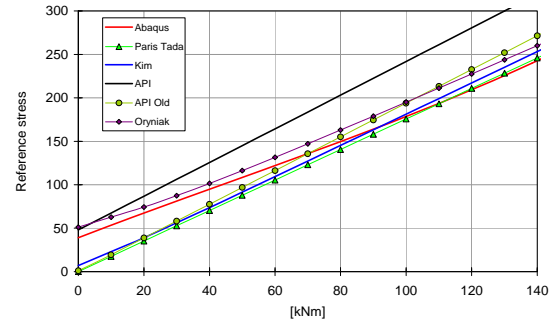
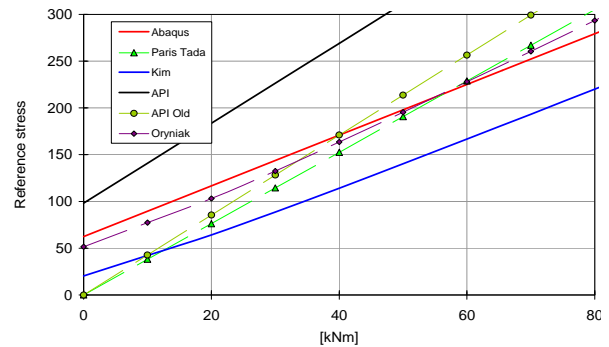


Рис. 2. Скінченно-елементна модель труби з наскрізною тріщиною

Результати обчислень рефересних напружень при комбінованому навантаженні труби (геометричні розміри за даними 4-х моделей, що приведені в таблиці 1) яка має наскрізну тріщину з кутами  $\theta$ , приведені за аналітичними методами (Paris Tada, Kim, API, API Old, Оггуніак) та чисельними розв'язками в системі ABAQUS наведені на графіках рис.3-6.

Розподіл розрахункових величин рефересних напружень на графіках, що приведені на рис. 3-6, і показують стан труби з тріщиною при комбінованому навантаженні відносно границі текучості матеріалу. Видно, що при більшому розкритті тріщини спадає граничний момент, який може витримувати труба з дефектом. Це є очевидним із визначення величин рефересних напружень в залежності від границі текучості матеріалу. Незрозумілим являється той факт, що в нових американських стандартах API 579 рефересні напруження дещо збільшені в порівнянні із іншими аналітичними методами, а також із варіантом визначення рефересних напруженнях в попередній версії API 579. Відносна похибка розбіжності даних розрахунків при визначенні граничного навантаження із застосуванням різних методів складає до 45%.

Рис. 3.  $2\theta = 90^\circ$ ,  $R_m = 66$ ,  $t = 12$ ,  $p = 10.54$ , модель №4Рис. 5.  $2\theta = 90^\circ$ ,  $R_m = 126$ ,  $t = 12$ ,  $p = 5.04$ , модель №2Рис. 4.  $2\theta = 45^\circ$ ,  $R_m = 126$ ,  $t = 12$ ,  $p = 5.04$ , модель №1Рис. 6.  $2\theta = 120^\circ$ ,  $R_m = 126$ ,  $t = 12$ ,  $p = 5.04$ , модель №3

Методи API та Оryniak єдині із всіх розглянутих, що показали при одночасній дії тиску і згинаючому моменту розподіл рефересних напружень не з нуля при нульовому значенні моменту. Від збільшення згинаючого моменту метод API дає велике відхилення, тому займає програшне місце порівнюючи його із методом Оryniak. Зауважимо, що інші методи також мають наближеність визначення величин навантажень граничного стану труби з тріщиною, але їх недолік в тому, що вони починаються практично із нуля чи із малої величина при дії тільки тиску без згинаючого моменту. Із графіків видно, що рефересні напруження зростають нелінійно, хоча в програмі Abaqus ми ввели припущення, що до лінійного закону їх розподілу. Невеликі відхилення результатів пов'язані з одним із комбінацією силових факторів, який має відносно несуттєву компоненту навантаження.

За результатами розрахунків рефересних напружень встановлено, що при однофакторному силовому навантаженні (тиском, моментом, силою) труби з тріщиною всі криві (рис.3-6), окрім Кім, збігаються із мінімальною похибкою (< 1%).

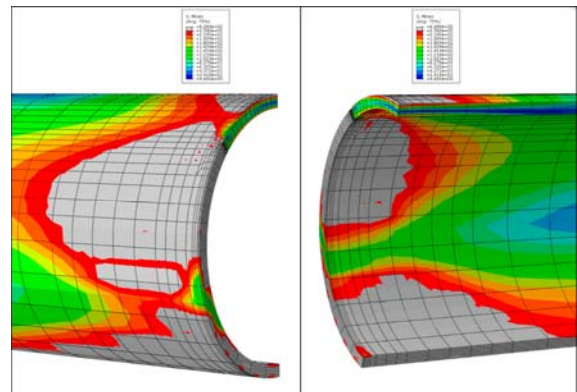
Розрахункове граничне навантаження труби з тріщиною (модель №1, табл.1) від одночасної дії згинаючого моменту та внутрішнього тиску, що відповідає її пластичному колапсу (появі пластичного шарніру, який зображений сірим кольором на рис. 7) отримано в програмному комплексі ABAQUS. Видно, що пластичний колапс настає в січнні, неподалік вершини тріщини. Середні точки, які розташовані на контурі січнення, досягають границі текучості в останню чергу, це пов'язано із згинаючим моментом, де найбільші напруження виникають на самих віддалених точках від нейтральної осі січнення де є прикладений згинаючий момент.

### Висновки

1. На даний час проблема течії металу перед руйнуванням енергетичного обладнання набуває критичного значення, так як все більше конструкцій досягають свого критичного значення часу експлуатації.

2. Неможливість прогнозування граничного стану труб із тріщинами настає під час вибору того чи іншого аналітичного методу. Державні стандарти промислово розвинутих країн мають наближені методи для визначення граничного стану енергетичного обладнання за допомогою рефересних напружень. Останні потребують уточнення результатів чисельними методами розрахунків.

3. Розсіювання похибки може досягати до 45% від реальних результатів, як було продемонстровано в нових стандартах API. Неточність розрахунків може привезти до зупинки всього обладнання далеко до границі

Рис. 7. Виникнення пластичного колапсу труби з наскрізною тріщиною  $R/t = 10$ ,  $\theta = 45^\circ$ , модель №1

ресурсу, що призведе до нераціонального використання обладнання і в подальшому на нову його заміну, що спричинить грошові та трудові затрати, але в гіршому випадку, коли неточність розрахунку може викликати аварію, раптовій зупинці обладнання та факторів, які вона може спричинити.

**Аннотация.** Основным элементом трубопроводной конструкции является труба. В данной статье рассматривается случай трубы со сквозной круговой трещиной разных размеров и разным отношением среднего радиуса к толщине стенки трубы. Особенностью работы, выделяющей ее от существующих подходов, является рассмотрение комбинированной нагрузки давлением, силой и поперечным моментом, который отвечает практическим потребностям. В работе раскрыта эволюция методов течения перед разрушением и проводится анализ существующих методов определения предельной нагрузки (limit load). Особое внимание уделено применению программного комплекса Abaqus, построенном на теории метода конечных элементов, с помощью которого проводится сравнение результатов аналитических методов с численными решениями в системе Abaqus v.6.11 (лицензия Фрайбургского университета "ИВМ"). Большого внимания заслуживает непосредственно обзор теоретических методов. Дается обоснованный анализ и выделяются существенные преимущества одних методов над другими.

**Ключевые слова:** труба со сквозной круговой трещиной, течь перед разрушением, предельное состояние, остаточные напряжения.

**Abstract.** The main element of the pipeline construction is a pipe. In this article the case of tubes with continuous circular crack in different sizes with different ratio of the average radius to the thickness of the pipe wall. The feature works that distinguishes it from existing approaches, is to consider the combined load of pressure, force and transverse moment, which corresponds to practical needs. The paper disclosed the evolution of current methods to breakdown and the analysis of existing methods of determining the limit load. Particular attention is paid to Abaqus v.6.11 software (Licence of Freiburg University "IWM") built on the theory of finite elements and the comparison of theoretical methods with numerical methods. Great attention should be paid directly to a review of theoretical methods. We give a reasoned analysis and highlighted some significant advantages over other methods.

**Keywords:** through-wall cracked pipe, leak before break, limit load, reference stress.

1. Folias ES. A circumferential crack in a pressurized cylindrical shell. Int J Fract Mech 1967;3:1-11
2. Paris PC, Tada H. The application of fracture-proof design methods using tearing-instability theory to nuclear piping postulating circumferential through-wall cracks. NUREG/CR-3464; 1983
3. Sim, R.G. (1968) Creep of structures, PhD Dissertation, University of Cambridge, UK
4. Ainsworth R.A. The assessment of defects in structures of strain hardening material // Engng Fract. Mech.-1984.- V.19 .-P. 633-642
5. О двухкритериальном подходе к оценке предельной несущей способности тела с трещиной / Красовский А.Я., Махутов Н.А., Орынjak И.В., Тороп В.М.// Пробл. машиностр. и автомат.-1992.-N 4-5.-С.92-100
6. Anderson R.V., Sullivan T.L. Fracture mechanics of through cracked cylindrical pressure vessels. NACA. TN D-3252, 1966
7. Andrade, E. Q. and Benjamin, A. C., 2004 "Structural Evaluation of Corrosion Defects in Pipelines: Comparison of FE Analyses and Assessment Methods", 14th International Offshore and Polar Engineering Conference, ISOPE 2004, pp. 120-127, May 2004
8. Yun-Jae Kim, Nam-Su Huh, Yong-Jin Kim. Reference stress based elastic-plastic fracture analysis for circumferential through-wall cracked pipes under combined tension and bending // Engineering Fracture Mechanics. - 2002. – 367-388:69
9. American Petroleum Institute API 579, Recommended Practice for Fitness for Service.
10. Орынjak И.В., Ageev С.М. "Расчет  $\sigma_{ref}$  для поперечных дефектов сложной формы в трубах"// Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина.
11. ABAQUS version 6.11 Users manual. RI: Hibbitt, Karlsson & Sorencen Inc.2011
12. Fitness-for-Service FITNET. European Fitness-for-Service Network

## REFERENCES

1. Folias ES. A circumferential crack in a pressurized cylindrical shell. Int J Fract Mech 1967; 3: 1-11p.
2. Paris PC, Tada H. The application of fracture-proof design methods using tearing-instability theory to nuclear piping postulating circumferential through-wall cracks. NUREG/CR-3464; 1983
3. Sim, R.G. (1968) Creep of structures, PhD Dissertation, University of Cambridge, UK
4. Ainsworth R.A. The assessment of defects in structures of strain hardening material. Engng Fract. Mech. 1984.- V.19 . PP. 633-642
5. О двухкритериальном подходе к оценке предельной несущей способности тела с трещиной. Красовский А.Я., Махутов Н.А., Орынjak И.В., Тороп В.М. Probl. mashinostr. i avtomat. 1992, no 4.5, p.92-100 (About the two-criterial going near the estimation of maximum bearing strength of body with a crack. Krasovskiy A.Y., Makhutov n.a., Orynyak I.v., Torop V.M. Probl. mashinostr. and avtomat. 1992. no 4-5. pp. 92-100)
6. Anderson R.V., Sullivan T.L. Fracture mechanics of through cracked cylindrical pressure vessels. NACA. TN D-3252, 1966
7. Andrade, E. Q. and Benjamin, A. C., 2004 "Structural Evaluation of Corrosion Defects in Pipelines: Comparison of FE Analyses and Assessment Methods", 14th International Offshore and Polar Engineering Conference, ISOPE 2004, pp. 120-127, May 2004
8. Yun-Jae Kim, Nam-Su Huh, Yong-Jin Kim. Reference stress based elastic-plastic fracture analysis for circumferential through-wall cracked pipes under combined tension and bending. Engineering Fracture Mechanics. 2002. 367-388:69
9. American Petroleum Institute API 579, Recommended Practice for Fitness for Service.
10. Орынjak И.В., Ageev С.М. "Расчет  $\sigma_{ref}$  для поперечных дефектов сложной формы в трубах" Institut problem prochnosti im. G.S.Pisarenko NAN Ukrainy, Kiev, Ukraina. (Orynyak I.V., Ageev S.M. "Calculation for the transversal defects of difficult form in trubakh" Institute of problems of durability the name of G.S.Pisarenko NAN of Ukraine, Kiev, Ukraine.)
11. ABAQUS version 6.11 User's manual. RI: Hibbitt, Karlsson & Sorencen Inc. 2011
12. Fitness-for-Service FITNET. European Fitness-for-Service Network