

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Тирлич Володимир Васильович

УДК 622.24.053:620.191.33

ДИСЕРТАЦІЯ

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗАВАРІЙНОЇ РОБОТИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ
З ВИЯВЛЕНИМИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ДЕФЕКТАМИ**

05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Тирлич В. В.

Науковий керівник: **Мойсишин Василь Михайлович,**
доктор технічних наук, професор

Івано-Франківськ – 2019

АНОТАЦІЯ

Тирлич В. В. Забезпечення безаварійної роботи бурильних труб з виявленими експлуатаційними дефектами. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2019.

Дисертацію присвячено забезпеченню безаварійної роботи бурильних труб з експлуатаційними дефектами шляхом оцінки їх напружено-деформованого стану і прогнозуванням залишкового ресурсу.

У роботі проаналізовано промислові дані з аварійності бурильних колон на площах бурового управління “Укрбургаз” за 2015 – 2017 роки, які підтвердили, що кількість руйнувань, зумовлених накопиченням втомних пошкоджень, залишається достатньо великою. Основними причинами цього є утворення мікротріщин з їх стрімким розмиванням та подальшим обривом труби, а також значні знакозмінні навантаження, що приводять до руйнування.

Розглянуто основні види дефектів, що зустрічаються в бурильних трубах під час експлуатації. Проаналізовано методи та засоби оцінки напружено-деформованого стану бурильних колон, а також існуючі підходи до оцінки міцності та залишкового ресурсу бурильних труб.

Удосконалено методику експериментально-розрахункових досліджень експлуатаційної надійності бурильних колон та дано її обґрунтування.

З’ясовано, що для металів бурильних труб групи міцності Л тріщиностійкість J_C тривалоексплуатованої бурильної труби (23 роки) зменшується у 2,08 рази, а тріщиностійкість J_C металів бурильних труб групи міцності G-105, які експлуатувались 4 і 9 років, зменшується в 1,17 рази.

Проведено експериментально-розрахункове оцінювання тріщиностійкості металу бурильних труб та параметрів їх роботоздатності, на основі яких встановлено, що тріщиностійкість (J_C) металу бурильної труби групи міцності S-135 у 1,55 рази більша за тріщиностійкість металу бурильної труби групи міцності G-105, а критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} – відповідно у 1,25 раз більший.

Розроблено математичні моделі бурильних колон при поздовжніх та поздовжньо-крутильних коливаннях, що містять експлуатаційні дефекти. На основі розроблених моделей проведено дослідження напружено-деформованого стану бурильної колони та вплив на нього віброзахисних пристроїв. Встановлено, що внесок динамічної складової в загальний коефіцієнт інтенсивності напружень коливається в межах від 10% до 25% і залежить від умов роботи бурильної колони.

Використання в компонуванні бурильної колони віброзахисних пристроїв (ВЗП) веде до зниження напружень у заданому в заданому перерізі до 8-15 %, при правильно підібраних параметрах ВЗП та місцю його встановлення.

Здійснено експериментально-розрахункову оцінку критичних розмірів експлуатаційних дефектів в залежності від їх виду та розмірів. Встановлено критичну та характеристичну глибини зовнішньої або внутрішньої поперечної кільцевої тріщини для бурильних труб груп міцності G-105, Л і S-135 з урахуванням впливу динамічних навантажень при проведенні спуско-підіймальних операцій.

Показано, що при спуско-підіймальних операціях, для оцінки умов руйнування бурильних труб груп міцності G-105, Л, S-135, які містять внутрішні поперечні замкнуті кільцеві тріщини, необхідно враховувати групу міцності та тривалість експлуатації бурильної труби. Крім того, на малих глибинах необхідно враховувати показник “опірності елемента конструкції росту тріщини”, а на глибинах в інтервалі від 1,1 км до 5,0 км критичну глибину внутрішньої замкнutoї кільцевої тріщини (a_c).

Здійснено оцінку умов критичного руйнування в процесі експлуатації бурильної колони бурильних труб груп міцності G-105 та S-135.

За результатами проведених досліджень розроблено "Методику експрес-прогнозування умов руйнування експлуатованих бурильних труб", яку передано для впровадження в БУ "Укрбургаз".

Ключові слова: бурильна труба, напружено-деформований стан, тріщина, коефіцієнт інтенсивності напружень, віброзахисний пристрій, довговічність.

ABSTRACT

Tyrlych V.V. Providing of trouble-free operation of drilling pipes with detected operational defects. - On the rights of the manuscript.

Thesis for a candidate's degree of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.05.12 - Machines of the oil and gas industry. - Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2019.

Dissertation is devoted to ensuring of trouble-free operation of drilling pipes with operational defects by assessing their stress-strain state and predicting the residual resource.

The work analyzes industrial data on the accident rate of drill pits in the areas of drilling management Ukrburgaz for 2015-2017, which confirmed that the number of destruction caused by the accumulation of fatigue damage remains quite large. The main reasons for this are formation of microcracks with their rapid erosion and subsequent breakage of the pipe, as well as significant sign-exchange loads, leading to destruction.

Main types of defects found in drill pipes during operation are considered. Methods and means of estimating the stress-strain state of drilling pillars and also the existing approaches to the assessment of the strength and residual life of drill pipes are analyzed.

The method of experimental and design investigations of operational reliability of drilling columns is improved and its justification is given.

It was found out that for metals which for metals of drill pipes of the strength group L the fracture resistance J_C of the exploited drill pipe lasted for 23 years was 2.08 times less than that of the stock pipes, and the fracture resistance J_C of the metals of the drilling pipes of the strength group G-105, which was exploited 4 and 9 years, decreases by 1.17 times.

Experimental-design estimation of fracture resistance (J_C) of metal of drilling pipes and their performance parameters was carried out, on the basis of which it was established that the crack resistance of the metal of the drill pipe of the S-135 strength group is 1,55 times higher than the crack strength of the metal of the drill pipe of the strength group G-105, but critical stress intensity coefficient K_{Jc} is 1.25 times higher.

Mathematical models of drilling columns with longitudinal and longitudinal-torsional oscillations containing operational defects are developed. On the basis of the developed models a study of the strain-strain state of the drill column and the effect on it of the vibration protection devices were carried out. It is established that the contribution of the dynamic component to the total intensity of stress varies in the range from 10 to 25 % and depends on the conditions of the drill column.

Usage in the assembly of the drilling string of vibration protection devices leads to a decrease in the given section to 8-15 % with properly selected parameters of the VPD and its installation location.

Experimental-estimation estimation of critical sizes of operating defects depending on their type and sizes is carried out. The critical and characteristic depths of the external or internal transverse annular crack for drill pipes of the strength groups G-105, L and S-135 are established taking into account the influence of dynamic loads during the run-up operations.

It is shown that in the descending-lifting operations, to determine the conditions for the destruction of drill pipes of the strength groups G-105, L, S-135, which contain internal transverse closed ring cracks, it is necessary to take into account the strength

group and the duration of operation of the drill pipe. In addition, at low depths it is necessary to take into account the index of "resistance of the element of the structure of the growth of the crack", and at depths in the range from 1,1-1,4 km to 5,0 km the critical depth of the inner closed ring (a_c).

Conditions of critical fracture during the operation of the drill string drill pipe of the strength groups G-105 and S-135 are evaluated.

According to the results of the conducted research "Method of express-forecasting of conditions for the destruction of exploited drilling pipes" was developed which was submitted for implementation in the "Ukrburgaz".

Key words: drilling pipe, stress-strain state, fracture, stress intensity factor, vibration protection device, durability.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Тирлич В. В., Векерик В. І. Модель бурильної колони з тріщиною при повздовжніх коливаннях. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтопромислове обладнання*. 1997. вип.34. С. 141 – 148.

2. Векерик В. І., Тирлич В. В. Визначення коефіцієнта інтенсивності напружень при коливаннях бурильної колони з тріщиною. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: методи і засоби технічної діагностики*. 1999. вип.36. С. 337 – 342.

3. Тирлич В. В., Даляк Т. М., Витязь О. Ю., Перепічка В. В. Дослідження напружено-деформованого стану в бурильній трубі, що містить тріщину. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. №4 (41). С. 52 – 57 .

4. V. Vekeryk, V. Tyrlych. Creak development in drill String cross-sections at longitudinal and torsion vibrations. *Scientific Bulltin, Serie C, Volume XVIII*. Baia Mare. 2004. p. 299 – 306.

5. V. Vekeryk, V. Tyrlych. Influence evaluation of the vibroprotective devices parameters on the creak in the drilling string. *Scientific Bulltin, Serie C, Volume XX*. Baja Mare. 2006. p. 379 – 382.

6. Перепічка В. В., Тирлич В. В., Даляк Т. М., Бурда М. Й. Вплив в'язких конструктивних елементів у закріпленні на динаміку бурильної колони під час її повздовжніх коливань. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. №2(35). С. 89–92.

7. Перепічка В. В., Тирлич В. В., Даляк Т. М., Яцишин В. Д. Дослідження коливних процесів в бурильній колоні з урахуванням зосереджених чинників пружності та в'язкості в крайових областях. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. №3(36). С. 30–33.

8. Тирлич В. В. Моделювання розвитку напівеліптичної тріщини в тілі бурильної труби при використанні в компоновці віброзахисних пристроїв. *Прикарпатський вісник НТШ*. Число. 2015. №1(29). С. 250-263.

9. Витязь О. Ю., Грабовський Р. С., Тирлич В. В. Вплив тривалості експлуатації на результати оцінювання умов руйнування бурильних колон під час спуско-підіймальних операцій. *Нафтогазова енергетика*. 2017. №1 (27). С. 7 – 15.

10. Витязь О. Ю., Грабовський Р. С., Тирлич В. В., Артим В. І. Оцінка впливу динамічних навантажень на умови руйнування труб бурильних колон під час спуско-підіймальних операцій. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. №1 (44). С. 25 – 34.

Тези наукових конференцій:

11. Векерик В. І., Тирлич В. В. Дослідження впливу параметрів віброзахисного інструменту на розвиток тріщини. Тезиси докладов науочно-технической конференции "Механика и новые технологии", (г. Севастополь, 04 – 06 сентября 1995). Севастополь, 1995. С. 50 – 52.

12. Тирлич В. В. Визначення напружено-деформованого стану в бурильній колоні з тріщиною. Тези доп. наук.-практ. конф. "Нафта і газ України-96", (м.Харків, 14 – 16 травня 1996). Том 2. С.202.

13. Тирлич В. В. Вивчення шляхів зміни динаміки та напружено-деформованого стану бурильної колони з метою її віброзахисту. Матеріали Першої всеукр. наук. конф. "Прикладні задачі математики", (м. Івано-Франківськ. 13 – 15 жовтня 2011). Івано-Франківськ, 2011. С. 112.

14. Тирлич В. В. Використання бурових амортизаторів, як один із способів віброзахисту бурильної колони. Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції "Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи", (м. Івано-Франківськ, 10 – 12 грудня 2014). м. Івано-Франківськ, 2014. С. 242 – 244.

15. Тирлич В. В. Розрахунок довговічності роботи пошкоджених елементів бурильної колони при використанні віброзахисних пристроїв. "Нафтогазова енергетика 2015": праці Міжнар. наук.-техн. конф., (м. Івано-Франківськ, 21 – 23 квітня 2015). Івано-Франківськ, 2015. С. 69 – 73.

16. Тирлич В. В. До питання форми та росту втомної тріщини в тілі бурильної труби. Матеріали Другої всеукр. наук. конф. "Прикладні задачі математики", (м. Івано-Франківськ. 13 – 15 жовтня 2016). Івано-Франківськ, 2016. С. 107 – 108.

17. Тирлич В. В. До питання про міцність та довговічність бурильних труб з механічними пошкодженнями, як концентраторами напружень. Матеріали Шостої міжнар. наук.-техн. конф. "Нафтогазова енергетика 2017", (м. Івано-Франківськ, 15 – 19 травня 2017). Івано-Франківськ, 2017. С. 149 – 151.

18. Витязь О. Ю., Тирлич В. В. Вплив деградації властивостей сталей на оцінку умов руйнування труб бурильних колон при спуско-підіймальних операціях. Матеріали Шостої міжнар. наук.-техн. конф. "Нафтогазова енергетика 2017", (м. Івано-Франківськ, 15 – 19 травня 2017). Івано-Франківськ, 2017. С. 170 – 172.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1 Проблема забезпечення безаварійної роботи та продовження ресурсу тривало експлуатованих бурильних труб	10
1.2 Типові дефекти та характер руйнування бурильних труб	15
1.3 Оцінка напружено-деформованого стану бурильних труб в процесі експлуатації.....	20
1.4 Деякі положення та підходи механіки руйнування матеріалів.....	31
1.5 Аналіз існуючих підходів до оцінки міцності та залишкового ресурсу бурильних труб.....	36
Висновки до розділу 1	44
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНИХ КОЛОН ТА ЇЇ ОБГРУНТУВАННЯ	46
2.1 Об'єкти та матеріали для досліджень	46
2.2 Методика та дослідне устаткування для визначення критичної тріщиностійкості матеріалу бурильних труб за умови нормального відриву	50
2.3 Методика оцінювання умов руйнування бурильних труб із наявними тріщиноподібними дефектами під час експлуатації.....	54
2.4 Застосування методу кінцевих елементів для аналізу експлуатаційної надійності бурильних труб.....	57
Висновки до розділу 2	62
РОЗДІЛ 3 ОЦІНЮВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ТРІЩИНОСТІЙКОСТІ МЕТАЛУ БУРИЛЬНИХ ТРУБ.....	63
3.1 Механічні характеристики сталей експлуатованих бурильних труб ..	63

3.2	Визначення характеристик опору руйнуванню металу резервних бурильних труб групи міцності Л за умови нормального відриву	66
3.3	Визначення характеристик опору руйнуванню експлуатованого металу бурильних труб групи міцності G-105 за умови нормального відриву..	69
3.4	Визначення критичної тріщиностійкості металу бурильної труби групи міцності S-135.....	74
3.5	Оцінка впливу тривалості експлуатації на тріщиностійкість бурильних труб	77
	Висновки до розділу 3	79
РОЗДІЛ 4 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗА НАЯВНОСТІ ПОШКОДЖЕНЬ У ТІЛІ ТРУБИ.....		80
4.1	Обґрунтування розрахункової схеми для вивчення роботи колони в свердловині	80
4.2	Моделювання роботи бурильної колони з тріщиною при повздовжніх коливаннях	83
4.3	Побудова скінченно-елементної моделі фрагмента тіла бурильної труби з тріщиною	91
4.4	Обчислення коефіцієнтів інтенсивності напружень за допомогою методу скінченних елементів.....	97
4.5	Дослідження напружено-деформованого стану бурильної труби з експлуатаційними дефектами під час буріння.....	100
4.6	Оцінка впливу віброзахисних пристроїв на довговічність бурильної труби з напівеліптичною тріщиною	107
4.7	Моделювання роботи бурильної колони при одночасній дії повздовжніх та крутильних коливань	113
	Висновки до розділу 4	118

РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ НАВАНТАЖЕНЬ НА УМОВИ РУЙНУВАННЯ БУРИЛЬНИХ ТРУБ, ЩО МІСТЯТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ДЕФЕКТИ ПІД ЧАС СПУСКО-ПІДІЙМАЛЬНИХ ОПЕРАЦІЙ.....	120
5.1 Оцінювання величини навантаження верхнього кінця бурильної колони під час спуско-підіймальних операцій.....	120
5.2 Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із наскрізними експлуатаційними дефектами в процесі спуско-підіймальних операцій.....	125
5.3 Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із зовнішніми поперечними кільцевими тріщинами у процесі спуско-підіймальних операцій.....	131
5.4 Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із внутрішніми поперечними кільцевими тріщинами в процесі спуско-підіймальних операцій.....	136
5.5 Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із експлуатаційними тріщиноподібними дефектами.....	140
Висновки до розділу 5	141
ВИСНОВКИ.....	142
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	145
ДОДАТКИ.....	158

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Стратегічні напрямки досягнення енергетичної безпеки України вимагають підвищення ефективності, рентабельності та покращення якості бурових робіт. Зазначена проблема охоплює питання збільшення швидкісних показників буріння та забезпечення надійної експлуатації бурильного інструменту.

Як свідчить практика буріння нафтових та газових свердловин, найпоширенішими причинами відмов елементів бурильної колони є втомні та корозійно-втомні пошкодження. На механізм їх виникнення впливають властивості матеріалу, корозійна активність бурового розчину, сукупність інших силових та експлуатаційних чинників. Зауважимо, що на великих глибинах руйнування труб визначається домінуючим впливом відповідних силових факторів (величиною, напрямом та характером експлуатаційних навантажень, що виникають у процесі буріння свердловин та під час спуско-підіймальних операцій (СПО)), які зумовлюють зародження та розвиток у місцях пошкоджень тріщин у поперечному перерізі тіла труби. Проте не всі тріщини становлять небезпеку з точки зору можливої раптової поломки, тож труба може працювати з незначним дефектом протягом тривалого часу - аж до досягнення критичного стану. Тому актуальним науково-прикладним завданням є проведення комплексу експериментальних та теоретичних досліджень, спрямованих на розробку нових та удосконалення існуючих методів оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони. На їх основі можна дати оцінку ресурсу труб, як нових, так і з експлуатаційними дефектами у вигляді втомних тріщин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота має науково-прикладний характер і виконувалась у відповідності до програм науково-дослідних робіт: “Наукові основи створення та раціональної експлуатації нафтогазового обладнання та інструменту“ (номер державної реєстрації - 01984005778), що входила до координаційного плану Міністерства освіти та науки України “Наукові основи розробки нових технологій

видобутку нафти та газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини“ та “Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти і газу та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України“ (номер державної реєстрації - 0115U007099).

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є оцінка впливу експлуатаційних навантажень на напружено-деформований стан та умови руйнування бурильних труб із виявленими дефектами.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення наступних завдань:

- аналіз сучасного стану аварійності з елементами бурильної колони на бурових підприємствах бурового управління “Укрбургаз” (БУ “Укрбургаз”), методик та обладнання для дослідження напружено-деформованого стану елементів бурильної колони;
- експериментальне визначення характеристик тріщиностійкості матеріалу бурильних труб;
- дослідження впливу параметрів віброзахисних пристроїв (ВЗП) та режимів роботи бурильної колони на розвиток втомних тріщин та довговічність бурильних труб;
- оцінка впливу динамічних навантажень на умови руйнування труб.

Об’єкт дослідження – напружено-деформований стан і процес накопичення втомних пошкоджень в бурильних трубах.

Предмет дослідження – методи аналізу напружено-деформованого стану і оцінки втомного пошкодження елементів бурильної колони на стадії їх проектування та експлуатації.

Методи дослідження. Дослідження проводились за допомогою комплексного методу, що полягає у сумісному використанні математичного та комп’ютерного моделювання об’єкта досліджень та експериментів для підтвердження адекватності отриманих результатів на діючому обладнанні та лабораторних установках. Зокрема:

- аналіз напружено-деформованого стану (НДС) та довговічності бурильних труб здійснено на основі математичних моделей, що базуються на теорії диференціальних рівнянь та механіці руйнування матеріалів;

- для дослідження тріщиностійкості сталей бурильних труб та їхніх характеристик опору руйнуванню застосовано методи експериментальної механіки руйнування.

Положення, що виносяться на захист:

- методологія та результати експериментально-розрахункових досліджень напружено-деформованого стану бурильних труб для забезпечення їх безаварійної роботи;

- методологія та результати аналітично-чисельних досліджень кінетики поширення тріщиноподібних дефектів під дією експлуатаційних чинників у стінках бурильних труб та зроблені на цій основі висновки щодо роботоздатності останніх.

Наукова новизна отриманих результатів

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень:

- вперше шляхом розроблення математичних моделей поздовжніх та поздовжньо-крутильних коливань бурильних труб з виявленими експлуатаційними дефектами оцінено внесок динамічних складових навантажень у коефіцієнт інтенсивності напружень;

- оцінено вплив динамічних навантажень та тривалості експлуатації труб на умови їх руйнування;

- вперше досліджено вплив параметрів віброзахисних пристроїв на довговічність бурильних труб;

- уточнено критерії оцінювання безпечної експлуатації та залишкової довговічності труб з експлуатаційними дефектами.

Практичне значення одержаних результатів

- адаптовано методику та експериментальні засоби для визначення критичних та характеристичних розмірів типових експлуатаційних дефектів, а

також тріщиностійкості металу бурильних труб за умови дії осьового навантаження під час буріння та проведення СПО;

– розроблено "Методику експрес-оцінювання умов руйнування експлуатованих бурильних труб", яку передано для впровадження в БУ "Укрбургаз";

– результати теоретичних і експериментальних досліджень впроваджено у навчальний процес кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення та результати, які становлять суть дисертації, отримані автором самостійно. У публікаціях написаних у співавторстві, здобувачеві належать: розроблення математичної моделі бурильної колони з тріщиною [118]; оцінка впливу параметрів віброзахисних пристроїв на поширення тріщини в тілі труби [115]; розроблення математичної моделі бурильної колони з тріщиною при поздовжніх коливаннях [104], дослідження з визначення коефіцієнта інтенсивності напружень [109]; дослідження напружено-деформованого стану бурильних труб на основі чисельного моделювання [110]; постановка задач та реалізація розрахункових оцінок розвитку тріщини в тілі труби [92, 93]; постановка задач та чисельна реалізація розрахункових оцінок експерименту [14, 83]; оцінка впливу параметрів віброзахисного пристрою на динаміку колони бурильних труб з тріщиною [112]; обробка результатів експерименту [90].

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались та обговорювались на: науково-практичній конференції "Стан, проблеми і перспективи розвитку нафтогазового комплексу Західного регіону України" (м. Львів, 1995); науково-практичній конференції "Нафта і газ України-96" (м. Харків, 1996); науково-технічній конференції "Механіка і нові технології" (м. Севастополь, 1995); XVI міжнародній міжвузівській школі-семінарі "Методи

та засоби технічної діагностики" (м. Івано-Франківськ, 1999); Міжнародних конференціях університету м. Бая-Маре (м. Бая-Маре, 2004 та 2006); Першій міжнародній науково-технічній конференції "Нафтогазова енергетика – 2011" (м. Івано-Франківськ, 2011); Першій та Другій всеукраїнських наукових конференціях "Прикладні задачі математики" (м. Яремче, 2011, м. Івано-Франківськ, 2016), Четвертій міжнародній науково-технічній конференції "Нафтогазова енергетика – 2015" (м. Івано-Франківськ, 2015), Шостій міжнародній науково-технічній конференції "Нафтогазова енергетика – 2017" (м. Івано-Франківськ 2017), Міжнародній науково-технічній конференції "Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи" (м. Івано-Франківськ, 2014), Сьомій міжнародній науково-технічній конференції "Нафтогазова енергетика – 2019" (м. Івано-Франківськ, 2019).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 18 друкованих праць, з них 10 статей(8 – у фахових виданнях України, 2 – у зарубіжних фахових виданнях) та 8 тез доповідей на міжнародних та всеукраїнських наукових конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел із 130 найменувань на 12 сторінках, а також 4 додатків на 22 сторінках. Робота містить 53 рисунка та 23 таблиці. Основний зміст дисертації викладено на 142 сторінках. Загальний обсяг дисертації становить 179 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Проблема забезпечення безаварійної роботи та продовження ресурсу тривало експлуатованих бурильних труб

У зв'язку із тенденцією до росту об'ємів похило-скерованого буріння і глибин свердловин, а також необхідністю підвищення швидкості буріння, ускладнюються умови експлуатації бурильних труб, їх з'єднань та підвищується ймовірність аварій з ними. Тому актуальною є профілактика виникнення аварій з бурильними трубами, раціональне використання різних конструктивних і технологічних способів підвищення їх експлуатаційного ресурсу, використання систем раціонального відпрацювання бурильних колон і прийняття інших заходів, що сприяють зменшенню кількості аварій з їх елементами.

Подолання наслідків аварій з бурильними колонами вимагає великих затрат коштів і часу. Згідно досліджень авторів [1] у США під час роботи 3000 бурових установок було витрачено 178 млн. доларів на ремонтні роботи, пов'язані з пошкодженням тільки бурильних труб. Враховуючи сучасні тенденції щодо інтенсифікації спорудження похило-спрямованих та глибоких свердловин, проблема аварійності бурильних колон буде тільки зростати.

Найнебезпечнішими причинами аварійності бурильної колони є раптові відмови, які відбуваються неочікувано і призводять до значних затрат для ліквідації їх наслідків. Причинами таких відмов є корозійно-втомне та втомне пошкодження, крихке руйнування елементів бурильної колони та виривання різьби труб та замків [2, 3]. Домінуючим видом раптових відмов є корозійно-втомне руйнування елементів бурильної колони. Так, з аналізу аварійності різних дослідників, на долю корозійно-втомного руйнування припадає наступний відсоток відмов: [4] – 62%, [5] – більше 80%, [6] і [7] – близько 85%. Якщо ж використовувати бурильні труби до їх руйнування, то в 99% випадків причиною поломок будуть втомні тріщини [7].

Статистичний аналіз аварій бурильної колони, проведений Копесем Б. В. [8] в глибокому розвідувальному та експлуатаційному бурінні за 1970 - 1993 роки в Надвірнянському та Івано-Франківському УБР ВО "Укрнафта" показує, що 60% всіх поломок сталося через втому матеріалу бурильних труб, причому 20 - 30% всіх поломок бурильної колони припадають на замкові різьби, 20 - 25% – на трубні різьби, 10 - 20% – на зварні шви, 10 - 20% – на тіло труби, решту – зриви різьб, відкручування та інші причини. З ростом глибин свердловин кількість поломок зростає.

Автор роботи [9] провів аналіз та систематизував дані відмов елементів бурильних колон в різні періоди буріння свердловин (рис. 1.1). Згідно його дослі-

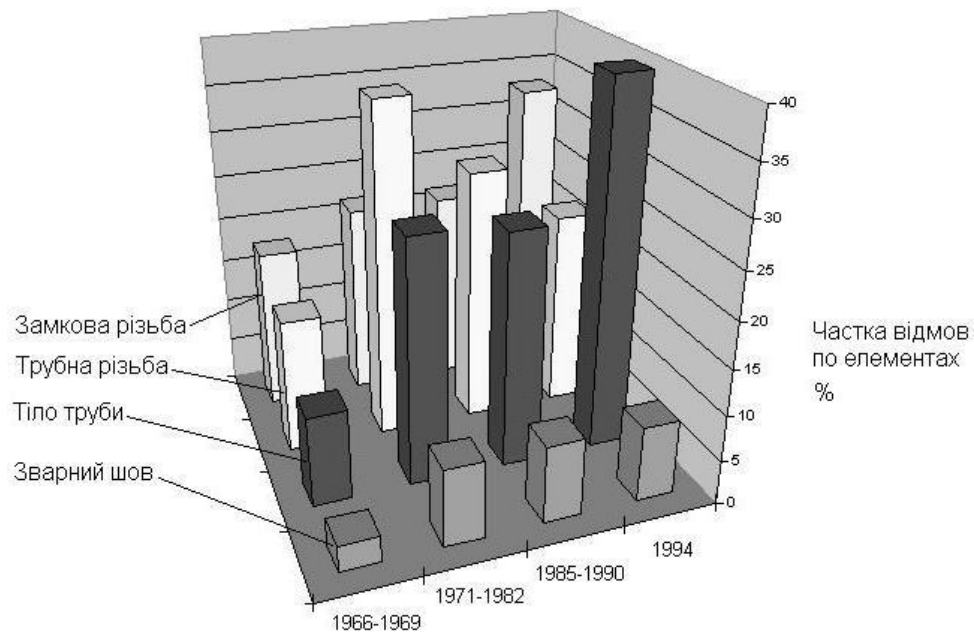


Рисунок 1.1 – Розподіл відмов елементів бурильних колон [9]

джен середнє значення рівня відмов замкових різьб становить 30%. При цьому збільшилась частка руйнувань тіла бурильної труби – від 10% у 1966 р. до 35 % у 1996 р. На протязі часу від 1966 р. до 1991 р. збільшилась частка руйнувань трубної різьби з 15% до 25%. Проте вже в 1996 вона становила 20%. Рівень руйнувань зварного шва залишається незмінним і становить приблизно 10 %.

Отже, незважаючи на впровадження різноманітних конструктивних і технологічних способів, спрямованих на підвищення працездатності елементів бурильної колони, тенденція розподілу відмов по елементах бурильних колон суттєво не змінилася.

Багатьма дослідниками [5, 6, 8 - 13], на основі аналізу аварійності, було встановлено розподіл частоти відмов колони від глибини її обриву. Деякі з них [5, 6, 12] вказують на те, що більшість руйнувань відбувалися в нижній частині колони. В цьому випадку основною причиною обривів є змінні напруження, обумовлені як викривленням стовбура свердловини, так і втратою стійкості колони. Інші [11, 13] вважають, що більшість випадків руйнування елементів бурильних колон мають місце в її верхній частині і пояснюються дією асиметричних циклів напружень розтягу. Вони виникають при затягуваннях у жолобах, прихопленні колони, порушеннях технології проведення спуско-підіймальних операцій і т.д.

Чинниками, що суттєво інтенсифікують втомне руйнування труб, є статичне навантаження, яке збільшується з ростом глибини свердловини, неправильний вибір моменту згвичування різьбових з'єднань та рядом інших причин як конструктивного так і технологічного характеру.

Нами було проведено аналіз аварій з бурильними колонами в об'єднанні БУ «Укрбургаз» за 2015 - 2017 роки [14,15] (табл. 1.1). За вказаний період було зафіксовано 75 зломів бурильного інструменту (відповідно 29 – в 2015 р., 18 – в 2016 р. та 28 – в 2017 р.), в основному, по тілу труби. В двох випадках мали місце аварії внаслідок руйнування різьбового з'єднання. Основною причиною таких зломів можна назвати утворення мікротріщин з їх стрімким розмивом та подальшим обривом труби. Внаслідок цього відбулось 44 руйнування труб, що становить 58,7% від усієї кількості зломів. Ще однією причиною зломів є втомне руйнування через значні знакозмінні навантаження, внаслідок яких відбулось 19 зломів, що становить 25,3%. Інші 12 аварій мали місце через порушення технології проведення СПО та внаслідок перевантаження чи заклинювання долота. Такі обриви відбувались, в основному, на відстані до 1 метра від торця

муфти або ніпеля (відповідно 38 та 37 випадків), найчастіше – в межах від 0,5 до 0,6 метра (27 зломів).

Таблиця 1.1 – Дані про руйнування бурильних труб, які мали місце при бурінні свердловин на площах БУ “Укрбургаз” у 2015-2017 рр.

	Рік (кількість аварій)			Загальна кількість (%)
	2015(29)	2016(18)	2017(28)	
Місце руйнування				
Від торця муфти	12	10	16	38(50,7)
Від торця ніпеля	17	8	12	37(49,3)
Причина руйнування труби				
Утворення мікротріщин з їх стрімким розмивом та подальшим обривом труби	23	6	15	44(58,7)
Втомне руйнування металу внаслідок значних знакозмінних навантажень	1	7	11	19(25,3)
Інші причини	5	5	2	12(16)
Тип зруйнованої труби				
ТБПК 127*9,19 G105; S-135, I клас	4	5	6	15(20)
ТБПК 127*9,19 G-105; S-135, II клас	9	7	8	24(32)
ТБПК 127*9,19 G-105; S-135, III клас	16	6	14	36(48)
Кількість відпрацьованих годин				
0-4000	5	4	4	13(17,2)
4000-8000	8	2	10	20(26,7)
8000-12000	3	5	6	14(18,7)
12000-14000	9	5	6	20(26,7)
>14000	4	2	6	8(10,7)

Бурильні труби, з якими мали місце аварії, відпрацювали в свердловинах різну кількість годин. Найнебезпечнішими з точки зору аварійності труб, за відпрацьованими годинами є інтервали в межах від 4000 до 6000 та від 12000 до 15000 годин – відповідно по 20 випадків, що становить 53,4% від усієї кількості, в тому числі після дефектоскопії від 30 до 380 годин. Це свідчить про те, що труби працювали в свердловині з механічними пошкодженнями, які ставали концентраторами напружень, що зменшувало термін їх експлуатації. На дні таких пошкоджень знаходиться шар пластично деформованого (при нанесенні пошкоджень) металу. Цей шар може містити мікронадриви, від яких в процесі експлуатації зароджуються та розвиваються втомні тріщини, в залежності від величини, напрямку та характеру експлуатаційних навантажень, що виникають в процесі буріння та під час спуско-підіймальних операцій.

У переважній більшості випадків зломи відбувались на глибині від 1000 до 1200 метрів та на глибині більше 2200 метрів (відповідно 12 та 28 зломів, що становить 53,3% від загальної кількості).

В розглянутих випадках буріння здійснювалось, в основному, трубами типів ТБПК 127*9,19 груп міцності G-105 та S-135, відповідно I, II та III класів. Найбільшу кількість руйнувань зафіксовано з трубами III класу (36 випадків, тобто 48% від загальної кількості).

Враховуючи наведені дані, можна зробити висновок, що втомне руйнування бурильних колон продовжує залишатися однією із основних причин аварійності під час буріння свердловин.

Проблема боротьби з корозійно-втомним руйнуванням елементів бурильної колони є актуальною, оскільки труби при роботі у свердловині піддаються великій кількості циклів навантажень, що сприяє зародженню та росту тріщини в їх тілі чи в місцях концентрації напружень (різьби, галтелі, проточки та ін.). В той же час, окремі тріщини ще не стають небезпечними з точки зору можливої раптової поломки і труба може працювати з таким дефектом деякий час. Отже, виникає необхідність в оцінці ресурсу труб (як нових, так і з експлуатаційними

дефектами) до досягнення критичного стану з урахуванням можливої дисперсії втомних характеристик матеріалу бурильних труб.

1.2 Типові дефекти та характер руйнування бурильних труб

Згідно з [16] близько 90 % аварій, що виникають у процесі буріння свердловин, прямо чи опосередковано пов'язані із руйнуваннями бурильних колон через накопичення втомних тріщин та зношення. Руйнування, в основному, відбуваються по трубній різьбі, по замкових з'єднаннях та по тілу труби.

Згідно досліджень, проведених авторами робіт [17, 18], руйнування по різьбі (48%) відбувається в зоні потовщення. Воно проходить зазвичай по першому витку різьби труби, що знаходиться у спряженні з бурильним замком, в напрямі, перпендикулярному до осі труби, і має втомний характер. Втомні тріщини зароджуються і розвиваються в процесі дії знакозмінних навантажень (згинаючого моменту), через які відбувається перерозподіл напружень як по довжині, так і по колу різьби. Часто причиною зародження цих тріщин є різні дефекти матеріалу труб, концентрація напружень в місцях зміни площі поперечного перерізу, нерівномірність розподілу напружень по периметру різьби та вздовж неї, відхилення від норми форми та розмірів елементів різьби. На інтенсивність руйнування різьби впливає також зниження точності її виготовлення та ступінь зносу. На рис.1.2 показано характерні зломи бурильної труби ТБВ 140×11 “Л” по першому витку різьби, який контактує з замком, одержані в результаті проведеного експерименту [19].

Розмивання різьбового з'єднання (5,6 %) відбувається як у замковому з'єднанні, так і в з'єднанні труби з замком в результаті проходження промивальної рідини через зазори в різьбовому з'єднанні. Зазори виникають, як правило, через значні відхилення від стандартів параметрів профілю різьби при виготовленні, перекошуванні упорного торця муфти та упорного виступу ніпеля замка, їх пошкодження, застосування неякісного мастила або згвинчування

неочищених різьб, недостатню величину моменту згвинчування різьбового з'єднання.

До відмов з різьбовими з'єднаннями можна також віднести зношення різьби (4 %), яке відбувається за рахунок багаторазового згвинчування-розгвинчування з'єднання, обертання бурильної колони, її коливань, зумовлених роботою вибійного двигуна та заїдання різьби (2 %), пов'язане з надто щільним захопленням поверхні різьби при згвинчуванні замкового з'єднання.

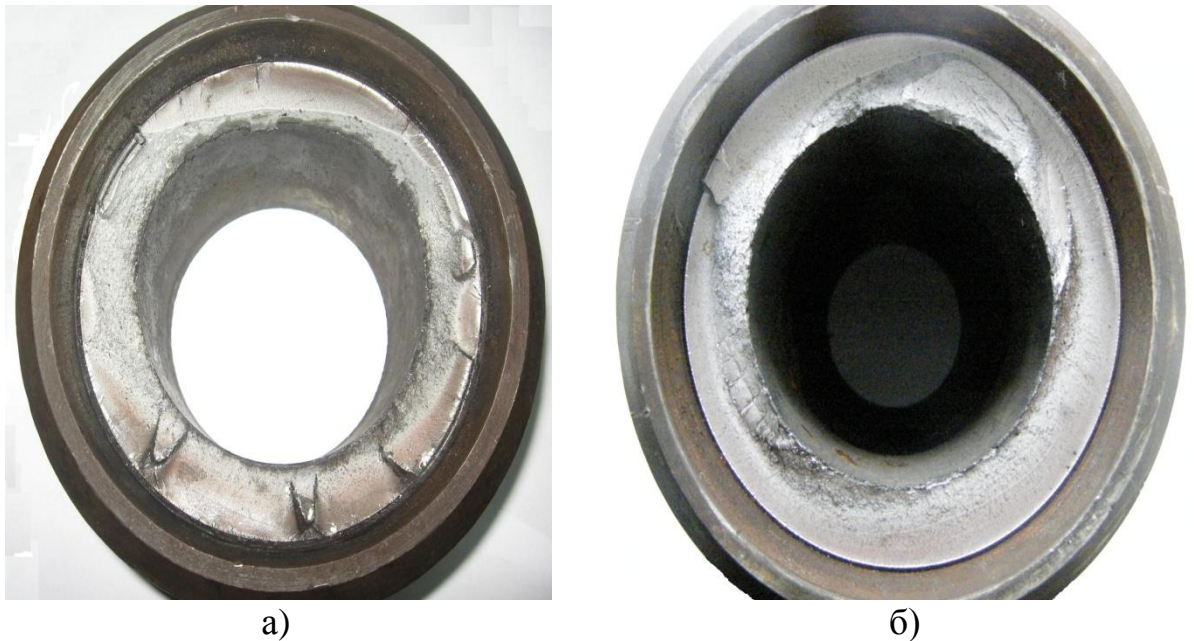


Рисунок 1.2 – Характерні злами бурильної труби ТБВ 140×11 “Л” по першому витку різьби [19]

Руйнування бурильних замків (до 3 %) по тілу відбувається внаслідок виникнення повздовжніх та поперечних тріщин. Такі дефекти виникають внаслідок дії значних зусиль, що призводять до згвинчування муфти та ніпеля замка на трубі або пов'язані з дефектами при виготовленні.

Руйнування по тілу бурильної труби (більше 30 %) має кілька видів: поперечний, повздовжній та спіральний злами.

Найчастіше зустрічається поперечний злам. У переважній більшості випадків неконтрольоване поперечне руйнування тіла труби викликане дією

значних статичних навантажень, високими робочими тисками та критичними розмірами поперечної замкнутої або напівеліптичної тріщини, що зароджується та розвивається в місцях концентраторів напружень через пошкодження роторними клинами або наявності в металі труби неоднорідної структури (неметалеві включення, раковини, закати, волосини), а також у разі порушення технології спуско-підймальних операцій. Причиною полумок бурильних труб по тілу можуть бути також і корозійні виразки та мікротріщини, як на внутрішній, так і на зовнішній поверхні труби, які призводять до зародження та росту макротріщин.

Спіральний злам завжди починається з поперечної тріщини та має втомний характер. Повздовжній злам пов'язаний з дефектами прокату або значними внутрішніми напруженнями, викликаних порушенням технологічного режиму прокатування та термообробки.

Характерні види зламів бурильних труб по тілу, що мали місце при бурінні на площах північно-східної провінції Сичуань (Китай) [20], показані на рис.1.3.

Під час випробувань замкових різьбових з'єднань 3-121 Івасівим В.М. [12] спостерігався напівеліпсоїдний фронт втомної тріщини як з одного, так і з декількох фокусів руйнування, а також круговий фронт. Дослідження показали, що зона долому за напівеліпсоїдного фронту тріщини більша, ніж кругового, і вона є більш небезпечною з точки зору втомного руйнування. Крім того, за напівеліпсоїдного фронту втомної тріщини руйнування може відбутися швидше внаслідок можливого промивання труби в місці наскрізної тріщини.

Артим В.І. [19] звернув увагу на вид зламів труб (рис.1.2 а, б). Він вказав, що для деяких зламаних труб характерною є кільцева тріщина, яка нерівномірно зростала з багатьох осередків, а декотрі мають півеліпсоїдний фронт тріщини з одним осередком. Хоча довговічність даних труб вища, небезпека такого руйнування в умовах експлуатації є більшою, з причини значно меншої відносної площі перерізу зони поширення тріщини та її чіткій локалізації, що затрудняє діагностування. Також зустрічаються такі дефекти, що мають дуже малу зону долому, форма тріщина кільцева, достатньо рівномірна і згладжена, хоча й

починалася з одного осередку, але спостерігаються лінії зупинки тріщини, які показують зміну фронту росту тріщини. Це пояснюється швидше всього схемою



а)



б)



в)



г)

- а) – повздовжній злам в бурильній трубі;
- б) – спіральна злам бурильної труби при продувці повітрям;
- в) – промивина бурильної труби;
- г) поперечний злам бурильної колони.

Рисунок 1.3 – Характерні злами бурильних труб при бурінні на площах північно-східної провінції Сичуань (Китай) [20]

навантажування, яка передбачала поступове зниження амплітуди, швидше всього труба використовувалась в іншому місці колони.

Сказане вище він пояснює специфікою роботи елементів бурильної колони, а саме зміною умов навантажування під час експлуатації. Наприклад, бурильні труби спочатку можуть знаходитись на викривленій ділянці свердловини, де підлягають впливу інтенсивного навантаження, а потім працювати на ділянці з полегшеними умовами навантаження, чи навпаки. Під час ліквідації прихоплень частина бурильної колони, розміщена вище місця прихоплення, сприймає досить інтенсивне навантаження, а нижче цього місця – його уникає.

Ще однією причиною, яка може привести до аварійної ситуації є промивання бурильної труби. Промивина виникає в результаті дії тиску промивальної рідини. Розмивання труб на внутрішній поверхні зумовлене дефектами в трубі, до яких можна віднести розшарування металу, плівки, неметалеві включення, втомні тріщини, корозійні виразки. Промивання труб спостерігається також поблизу зварного шва, що викликано наявністю внутрішнього грата або утворенням тріщин в зоні зварювання.

У процесі відпрацювання бурильних труб у свердловині помітно змінюються фізико-механічні властивості їх матеріалів. Встановлено, що бурильні труби, які відпрацювали у свердловині біля 1500 годин механічного буріння мають більш низькі втомні властивості (Сичов Ю.С.). Границя втоми сталі знижується на 21 % для тіла труби і на 30% для її висадженої частини у порівнянні із значенням границь втоми нових труб.

Отже, при визначенні експлуатаційної надійності бурильної колони необхідно знати закономірності виникнення і розвитку втомних тріщин (момент зародження втомної макротріщини, напрямок, форму і швидкість її поширення, критичні параметри тріщини).

1.3 Оцінка напружено-деформованого стану бурильних труб в процесі експлуатації

Забезпечення надійності бурильних колон, особливо при бурінні глибоких свердловин, вимагає знання умов роботи бурильних труб та навантажень, які діють на них. У процесі буріння та під час проведення спуско-підіймальних операцій (СПО) на бурильну колону діє цілий ряд різноманітних детермінованих та випадкових навантажень. Урахування їх комплексної дії є дуже складною задачею. Її вирішенню присвячені праці багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених. Серед робіт слід відзначити роботи Р.М.Саркісова [21], О.Г.Сарояна [22, 23], М.Д.Щер'бюка [24, 25], Л.А.Лачиняна [2, 26], Б.З.Султанова [28], Є.І.Крижанівського [5, 28, 29], Б.Д.Малька [30 - 32], О.М.Карпаша [6, 33], В.М. Івасіва [12, 34].

Згідно з висновками даних авторів, можна виокремити такі основні навантаження:

- осьові зусилля розтягу від власної ваги колони і стиску в нижній частині колони, спричинені прикладанням навантаження на долото;
- згинаючий момент, який виникає під час роботи елементів бурильної колони (БК) у викривлених ділянках свердловини та викликаний втратою стійкості і відцентровими силами під час обертання;
- крутний момент у процесі роторного буріння;
- зусилля від різниці тиску бурового розчину всередині та ззовні БК;
- динамічні навантаження спричинені вібраціями БК, що виникають внаслідок роботи долота та нерівномірної подачі бурового розчину;
- динамічні навантаження, що виникають під час спуско-підіймальних операцій.

Величини перелічених вище навантажень, що діють на бурильну колону, залежать від профілю свердловини та способу буріння. Часто бурильні труби піддаються дії випадкових перевантажень, які виникають під час прихоплень та

затягувань бурильної колони. Нехтувати такими перевантаженнями не можна, бо це може призвести до переоцінки і, як наслідок, до аварійної ситуації.

Точні значення та характер напружень, які діють на бурильну колону, повністю не вивчені до останнього часу. Інколи сумарні напруження у випадку перевантажень досягають значення границі плинності і навіть границі міцності матеріалу бурильних труб.

Зусилля в поперечних перерізах труб відрізняються від зусиль, отриманих в результаті статичних розрахунків. Це пояснюється специфікою роботи бурильної колони, в якій, завдяки значній довжині та складному характеру навантажень, відбуваються значні коливні процеси. На практиці зустрічаються поздовжні, крутильні та поперечні коливання [23], причому в різних поєднаннях.

Конструктивні особливості, а також умови експлуатації, дають змогу зобразити бурильну колону у вигляді підвішеної на талевій системі механічної системи послідовно з'єднаних нарізними муфтами пружних трубчастих стрижнів.

Такий підхід використали при вивченні поведінки глибинного бурового обладнання у свердловині такі дослідники, як Балицкий П.В., Григулецький В.Г., Ішемгужин Е.И., Калінін А.Г., Керимов З.Г., Мірзаджанзаде А.Х., Сароян А.Е. Юнін Е.К., Янтурін А.Ш., Огородніков П.І., Векерик В.І., Мислюк М.А., Мойсшин В.М. та ін.

У результаті проведених досліджень [23, 33 - 39] встановлено, що найбільш енергоємними при роторному бурінні і бурінні вибійними двигунами є поздовжні коливання бурильної колони, що спричинюються "ямкуватістю" вибою свердловини, роботою шарошkových доліт та подачею бурового розчину. Рівняння поздовжніх коливань бурильної колони, як довгомірного стержня в загальному вигляді згідно [23] можна подати наступним чином

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} + 2\beta \frac{\partial U}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} = g(x,t), \quad (1.1)$$

де $U(x;t)$ – переміщення перерізів колони;

β – коефіцієнт опору середовища;

$a = \sqrt{E/\rho}$ – швидкість розповсюдження поздовжніх збурень по колоні;

E – модуль пружності матеріалу труб;

ρ – густина матеріалу труб;

$g(x;t) = p(x;t)/(\rho \cdot F)$ – зовнішнє навантаження;

$p(x;t)$ – інтенсивність зовнішнього навантаження;

x – координата перерізу колони;

F – площа поперечного перерізу бурильної труби;

p – кругова частота власних поздовжніх коливань колони.

На рис. 1.4 представлено типові розрахункові схеми, які використовуються при математичному моделюванні роботи бурильної колони.

Автором роботи [23] розглянуто поздовжні коливання бурильної колони під час перекочування шарошок долота по нерівному вибою, який утворюється в процесі поздовжніх коливань і підтримується умовами буріння. Бурильна колона, схему якої подано на рис. 1.4 а) складається з секції обважнених бурильних труб та секції обважнених бурильних труб, що з'єднана з долотом.

Для такої розрахункової схеми прийняті наступні позначення: l_1, l_2 – довжини секцій обважнених та бурильних труб відповідно; F_1, F_2 – площі поперечного перерізу секцій обважнених та бурильних труб відповідно; E_1, E_2 – модулі пружності обважнених та бурильних труб відповідно; $U_1(x_1, t), U_2(x_2, t)$ – поздовжні переміщення поперечних перерізів обважнених та бурильних труб відповідно; U_D – поздовжнє переміщення долота.

Поздовжні коливання долота цієї колони подаються у такому вигляді

$$U_D = A \cdot \sin(pt), \quad (1.2)$$

де A – амплітуда поздовжніх коливань долота. Згідно літературних джерел [23, 37] амплітуда низькочастотних коливань становить 3-20 мм, а високочастотних у твердих породах – не перевищує 1 мм.

Згідно [23] граничними умовами для перерізу 1-2 приймаються рівність переміщень та сил. Верхній кінець приймається вільний від сил.

Для дослідження поздовжніх коливань автором роботи [37] запропоновано математичну модель двохрозмірної бурильної колони (рис. 1.4 б), для якої прийняті наступні позначення: L, l – довжини секцій обважнених та бурильних труб відповідно; $H = L + l$ – довжина бурильної колони; F_2, F_1 – площі поперечного перерізу секцій обважнених та бурильних труб відповідно; $U_1(x_1; t)$, $U_2(x_2; t)$ – поздовжні переміщення поперечних перерізів обважнених та бурильних

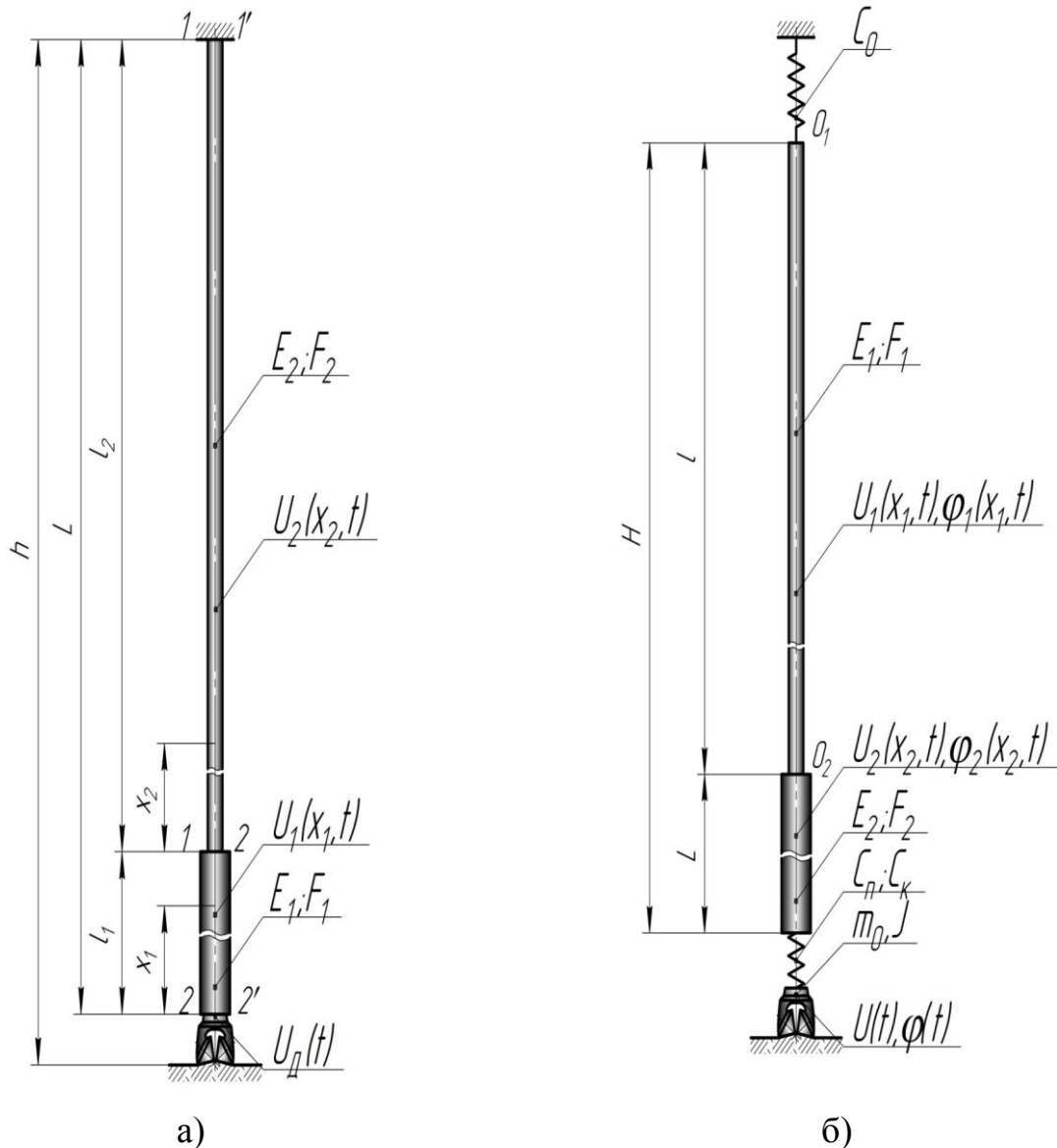


Рисунок 1.4 – Розрахункові схеми для дослідження автоколивань системи ”долото - бурильна колона” (а) та для дослідження поздовжніх і крутильних коливань системи ”долото - бурильна колона”(б)

труб відповідно; $\varphi_1(x_1; t)$, $\varphi_2(x_2; t)$ – кути повороту поперечних перерізів обважнених та бурильних труб відповідно; $U(t), \varphi(t)$ – поздовжнє переміщення та кут повороту долота відповідно; C_n – поздовжня жорсткість амортизатора; C_k – крутильна жорсткість амортизатора; m, J – маса та момент інерції підамортизаторної частини компонування; C_0 – жорсткість талевої системи; $h = C_0 / EF_1$ – податливість талевої системи.

У загальному випадку друга задача динаміки для системи, зображеної на рисунку 1.4 б) має наступний вигляд

$$\begin{cases} \frac{\partial V_1}{\partial t} = a^2 \frac{\partial V_1}{\partial x_1}, & x \in [0, l]; \\ \frac{\partial V_2}{\partial t} = a^2 \frac{\partial V_2}{\partial x_2}, & x \in [0, L], \end{cases} \quad (1.3)$$

де V_2, V_1 – швидкості перерізів з координатами x_2, x_1 відповідно обважнених та бурильних труб у момент часу t . До рівнянь (1.3) додаються відповідні граничні умови, що виражають рівність переміщень та сил у відповідних перерізах, а також нульові початкові умови.

Така модель дозволяє враховувати вплив високочастотних коливань та розподілених параметрів обважнених бурильних труб (ОБТ) на динамічні властивості колони та процес поглиблення свердловини. Крім цього, як вказує автор [37], запропоновану модель можна використовувати при розрахунку елементів бурильної колони на віброміцність.

Автором роботи [39] розроблено математичну модель бурильної колони при поздовжніх коливаннях, яка враховує жорсткість та демпфування вибою, демпфування у ВЗП та талевій системі, наявність опорно-центрувальних елементів (ОЦЕ) та їх взаємодію з обсадною колоною. При цьому кожна секція бурильних труб характеризується площею поперечного перерізу A_k , модулем пружності E_k , масою ρ_k одиниці довжини труби та коефіцієнтами зовнішнього в'язкого тертя h_k і внутрішнього гістерезисного демпфування γ_k .

Талеву систему представлено масою рухомих частин m_0 , жорсткістю k_0 і демпфуванням α_0 талевих канатів, віброзахисний пристрій (ВЗП) – характеристиками k_m і α_m , ОЦЕ – масою m_n і коефіцієнтом в'язкого тертя f_n , долото – масою m_l , породу – характеристиками k_l і α_l . Вісь x спрямовано від гирла до вибою. Виштовхувальна сила промивальної рідини, що передається на елементи колони, враховується шляхом зменшення ваги метра труби на повітрі на величину, що відповідає відношенню густини промивальної рідини γ_p до густини k - тої секції труб γ_m .

Складаючи згідно принципу д'Аламбера приріст пружної сили, виштовхувальну силу промивної рідини, сили ваги, тертя і інерції, що діють на виділений елемент Δx k - тої секції, і здійснюючи граничний перехід при $\Delta x \rightarrow 0$, автор [39] отримав диференціальне рівняння поздовжніх коливань бурильного інструменту у вигляді

$$A_k E_k (1 + i\gamma_k) \frac{\partial^2 U_k}{\partial x^2} = \rho_k \frac{\partial^2 U_k}{\partial t^2} + h_k \frac{\partial U_k}{\partial t} + \rho_k^* g, \quad (1.4)$$

де $U_k(x, t)$ – переміщення x - перерізу k – тої секції в момент часу t ;

g – пришвидшення вільного падіння;

$$\rho_k^* = \rho_k (1 - \gamma_p / \gamma_m).$$

Додаючи до рівняння (1.4) відповідні граничні умови в місці з'єднання секцій бурильних труб, ВЗП та ОЦЕ і початкові умови, одержана математична модель, що була використана для вивчення динамічного режиму роботи бурильної колони при бурінні з плавучих засобів, вибійними двигунами, роторному бурінні свердловини ступінчастим вибоєм, при ліквідації прихоплень бурильного інструменту ударним способом.

У процесі дослідження динаміки бурильного інструменту здебільшого буває важко врахувати велике число взаємопов'язаних факторів, зміна будь-якого з яких приводить до зміни іншого. Тому для побудови динамічної моделі авторами [38, 39] прийнято ряд деяких припущень: у процесі буріння осі вертикальної

свердловини і бурильної колони співпадають, колона бурильних труб знаходиться в рідині, опір якої пропорційний швидкості зміщення перерізів колони, віброзахисні інструменти містять деформаційні безмасові елементи з пружно - в'язкими характеристиками, обертання стола ротора відбувається із сталою кутовою швидкістю.

У процесі буріння в бурильній колоні виникають коливання (вібрації). Характер складових вібрацій, зумовлений особливостями збурних сил, що виникають, в основному, внаслідок перекочування шарошок по гладкому або хвилястому вибою, неоднорідністю гірських порід, коливань осьового навантаження на долото та в результаті пульсацій промивальної рідини - випадковий. При цьому спектр вібрацій – суцільний, який має періодичні чи близькі до періодичних складові.

З одного боку, вібрації та зумовлене ними динамічне навантаження збільшують інтенсивність руйнування породи, з іншого боку мають негативний вплив на процес буріння, який виражається у зменшенні міцності бурильних труб, обважнених бурильних труб, талевого каната і вузлів бурового обладнання за рахунок їх втомного руйнування та виникнення аварійних ситуацій.

Основним способом захисту глибинного бурового обладнання від випадкових коливань є використання надійних віброзахисних пристроїв (ВЗП): амортизаторів, регуляторів, демпферів, віброізоляторів, віброгасників, протекторів, перетворювачів динамічного навантаження і т.п.

Випробування багатьох конструкцій ВЗП у промислових умовах підтвердили їх позитивний вплив на процес буріння.

Промисловими дослідженнями [40] встановлено, що в ряді випадків включення амортизаторів в компонування породоруйнівного інструменту дозволяє вдвічі збільшити термін служби різьбових з'єднань труб, покращити умови експлуатації талевого каната та іншого наземного обладнання, а також підвищити проходку на долото до 60 % та механічну швидкість буріння до 30 %.

Бойко В.Г. та Копилов В.Е. [41] під час проведення промислових досліджень встановили, що використання в компонуванні низу бурильної колони

(КНБК) амортизаторів дозволяє значно зменшити темп падіння механічної швидкості буріння внаслідок зношення долота при поглибленні свердловини. Використання амортизаторів дозволило збільшити довговічність долота, проходку та механічну швидкість буріння на 15-20%.

Необхідно зауважити, що більшість ВЗП можуть бути ефективно використані за умови правильного підбору їх жорсткості та демпфування. Для цього потрібно мати методику знаходження раціональних параметрів ВЗП і реальні конструкції, які дозволяють змінювати параметри безпосередньо при зміні довбань. Важливу роль у регулюванні динаміки бурильної колони має місце встановлення ВЗП. Над цими питаннями активно працювали та продовжують працювати далі В.І.Векерик, В.М.Мойсишин та інші науковці [38, 39, 42, 43]. Ними розроблено і виготовлено ряд конструкцій віброзахисних пристроїв для використання в КНБК як над долотом, так і в інших перерізах бурильної колони, проведено їх випробування і впровадження при бурінні свердловини шарошковими долотами та долотами ріжучого типу. При створенні перспективних конструкцій ВЗП особливу увагу було приділено розробці вузлів, що допускають зміни деформаційних характеристик, коефіцієнтів жорсткості і в'язкого опору безпосередньо на буровій.

Роль амортизатора в колоні залежить як від його параметрів, так і від місця встановлення. Автором [44] уточнено сфери раціонального використання компонок з амортизатором та багатоступеневих відбивачів, як ще одного способу боротьби з вібраціями. Встановлено, що компоновання з амортизатором ефективно використовувати при бурінні м'яких і середніх порід, а при бурінні середніх і твердих порід – компоновання з відбивачами. Виявлено, що для амортизатора, в залежності від жорсткості вибою та параметрів труб, між якими він встановлений, існують значення жорсткості, вище яких він стає неефективним.

Найширше використання в практиці буріння свердловин знайшов РДБК – 240 (рис. 1.5). Застосування регулятора дозволяє суттєво знизити амплітуди прискорень верху бурильної колони, що сприяє покращенню роботи бурильного

інструменту та умов праці бурової бригади, зменшити кількість аварій з елементами компонування внаслідок усунення причин, що ведуть до втомного руйнування і розладу різьбових з'єднань.

Під час буріння глибоких свердловин тривалість спуско-підймальних операцій (СПО) складає більшу частину (до 80%) від загального виробничого часу і перевищує час механічного буріння в 3 - 3,5 рази. Технологічний процес СПО передбачає підймання колони бурильних труб на довжину однієї свічки до повного демонтажу колони, заміну спрацьованого долота і наступного монтажу

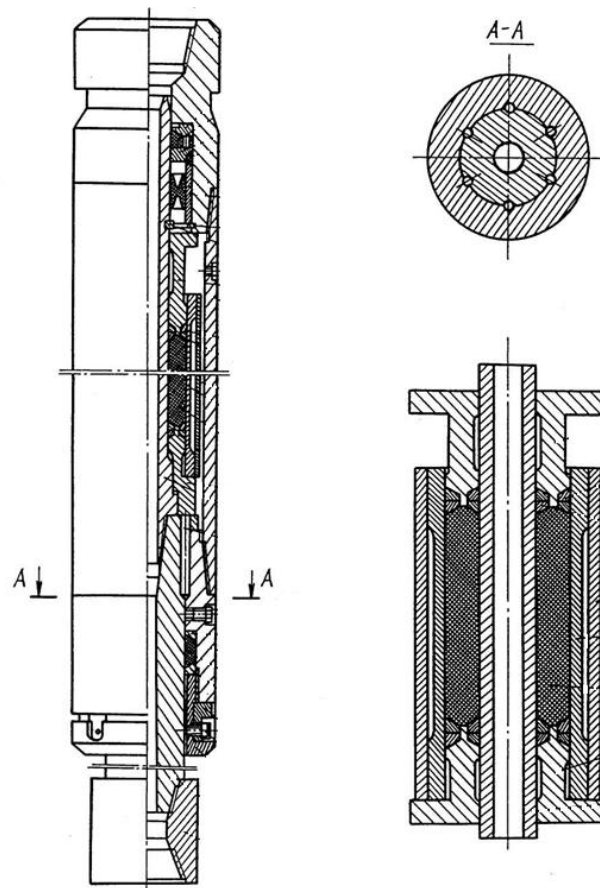


Рисунок 1.5 – Регулятор динамічного режиму роботи бурильної колони
РДБК–240

колони та опускання її у свердловину. Спуск і підймання бурильних труб здійснюється також під час промивання свердловини, відбору керну, аварійних і ловильних робіт. Кількість таких циклів спуску і піднімання залежить від глибини

свердловини, проходки на одне долото за період буріння свердловини, а також від довжини бурильної свічки.

Адекватна оцінка навантаженості бурильних труб при спуско-підіймальних операціях дозволить точніше визначити їх довговічність. Напруження, які виникають в бурильних колонах в процесі їх роботи, здебільшого змінні в часі, причому часто є випадковими функціями часу. З точки зору аварійності бурильних колон, дія змінних напружень і, як наслідок, розвиток втомних процесів є особливо небезпечним. Процес накопичення втомних пошкоджень не піддається візуальному контролю. За певних умов період докритичного підростання тріщини може бути меншим, ніж прийнятий період дефектоскопії бурового інструмента. Характерною особливістю відмов такого типу є те, що вони мають вузьколокалізований характер, відбуваються раптово, найчастіше в період СПО.

Для визначення динамічних навантажень при СПО треба врахувати, що підіймальний комплекс, який включає талевий канат, вишку, лебідку разом з бурильною колоною і приводом, є системою з пружними ланками.

Під час досліджень динамічних процесів, які відбуваються в колоні бурильних труб у процесі виконання спуско-підіймальних операцій, використовують різні динамічні моделі. В багатьох роботах [45, 46 – 48] колона труб розглядається як довгий стрижень з рівномірно розподіленою масою, або стрижень із ступінчасто-змінною масою [45, 46]. Такі схеми дають теоретично точні розв'язки задач з визначення частот власних коливань і навантажень в поперечних перетинах труб. У всіх відомих дослідженнях визначались максимальні навантаження і напруження у верхньому перерізі колони труб де вони найбільші. При цьому розв'язки рівнянь коливань довгих колон мають складний вигляд і потребують обчислення громіздких рядів, що суттєво ускладнює їх використання в інженерних розрахунках. Тому було запропоновано розрахункові схеми колони труб, в яких розподілені маси замінено зведеними дискретними масами, з'єднаними між собою пружними елементами [47, 50].

Найпростішу одномасову розрахункову модель у своїх роботах використовував М. М. Вінницький [50, 51]. Така модель дозволяє аналізувати закони руху елеватора в залежності від характеру зміни рушійного моменту в шинно-пневматичній муфті. Модель враховує зведений момент інерції рухомих частин талевої системи і колони труб, а також сили опору і гальма, зведених до вала барабана.

Двомасову розрахункову модель розглядали Антонов А. А. [52], Сулханішвілі І. Н [53]. Ця модель дозволяє дослідити рух механічної системи бурової установки з урахуванням взаємовпливу ведучої та веденої частин і моменту в шинно-пневматичній муфті (ШПМ).

Також двомасову модель з пружним зв'язком розглядає В.А. Архангельський [46]. У його моделі враховано момент інерції барабана лебідки і зв'язаних з ним рухомих частин, зведено до барабана маси талевої системи і труб. Жорсткість враховує пружність талевих канатів і колони бурильних труб, але в цій моделі не враховано масу рухомих частин приводу. Використання двомасових моделей з пружним зв'язком дозволяє виявити коливальні процеси в період включення ШПМ.

Малько Б.Д. [30 – 32] розглядав одно-, дво- і тримасові динамічні моделі, які враховують механічні характеристики труб, нелінійну функцію положення виконавчих механізмів. Було проведено порівняльну характеристику цих моделей. Аналіз одержаних результатів показує, що вибір розрахункових моделей впливає на результати розрахунків динамічних навантажень. Одно- і двомасова моделі дають результати, близькі до динамічних навантажень в колоні бурильних труб. Навантаження в талевому канаті більші, ніж в трубах, і ця різниця зростає зі збільшенням початкової швидкості.

Отже, потрібно проводити дослідження динамічних явищ при бурінні свердловин з метою одержання більш достовірної динамічної моделі процесу буріння. Ці дослідження дозволять вирішити ряд важливих питань: визначити надійність елементів бурового обладнання, підібрати більш раціональне компонування бурильної колони, оцінити ефективність роботи віброзахисних

пристроїв, запобігти виникненню серйозних ускладнень чи аварій при бурінні та під час СПО.

1.4 Деякі положення та підходи механіки руйнування матеріалів

Наявність в реальному тілі гострих концентраторів напружень, зокрема дефектів типу тріщин, принципово ускладнює його розрахунок на міцність. У таких випадках використання класичних підходів механіки суцільного середовища дають некоректні результати. При оцінюванні граничного рівноважного стану деформованого твердого тіла з дефектами типу тріщин в класичні критерії міцності потрібно підставити значення компонент напружень і деформацій у вершині концентратора, обчислених з урахуванням деформації матеріалу за межею пружності. Труднощі, що виникають при постановці та розв'язку такої задачі, долають за допомогою механіки руйнування матеріалів.

Розрізняють основні види руйнування [55, 56]:

1. *Пластичне руйнування.* Відбувається після суттєвої пластичної деформації, що проходить по всьому (або майже по всьому) тілу. Різновидом пластичного руйнування є розрив після 100%-го звуження шийки при розтягуванні, що відбувається в результаті втрати здатності матеріалу чинити опір пластичній деформації.

2. *Крихке руйнування.* Відбувається в результаті поширення магістральної тріщини після незначної (менше 1-2%) пластичної деформації, що зосереджена в приповерхневій зоні тріщини. При ідеально крихкому руйнуванні можна заново скласти тіло колишніх розмірів з його частин, отриманих в процесі руйнування, без зазорів між ними.

3. *Квазікрихке руйнування.* Припускається наявність пластичної зони перед краєм тріщини і наклепаного матеріалу (стан матеріалу після попередньої пластичної деформації) у поверхні тріщини. У техніці квазікрихким називають руйнування, при якому напруження руйнування в нетто-перерізі вище межі плинності, але нижче межі міцності.

4. *Втомне руйнування.* Відбувається при циклічному (повторному) навантаженні тіла в результаті накопичення в ньому незворотних пошкоджень, що призводять до утворення і розвитку тріщин. Злам мікроскопічно крихкий, проте, на поверхні зламу матеріалу присутній наклеп, при цьому розрізняють втому і малоциклову втому.

У розрахунках на міцність елементів конструкцій і споруд з тріщинами відправною точкою є дослідження розподілу напружень і деформацій, що виникають в них під дією прикладених навантажень. Особливий інтерес представляє область у безпосередній близькості до вершини тріщини, оскільки саме в ній наступає стан, коли тріщина починає рости.

Загалом розподіл деформацій в околі довільної точки контуру тріщини можна представити у вигляді суперпозиції трьох видів деформації, що відповідають трьом основним видам зсуву поверхонь тріщини: нормального відриву (I), поперечного (II) і поздовжнього (III) зсувів. Перший вид пов'язаний з нормальним зміщенням поверхонь тріщини у взаємно протилежних напрямках; другий вид відповідає переміщенням, при яких поверхні тріщини ковзають одна по одній в напрямку, перпендикулярному до її фронту; третій вид пов'язаний з ковзанням однієї поверхні тріщини по іншій паралельно до фронту тріщини.

В околі вершини тріщини напружено-деформований стан описується за допомогою асимптотичних формул [55, 56], які можна записати в загальному вигляді, що не залежить від довжини тріщини, форми тіла та схеми діючого навантаження

$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cdot f_{ij}(\theta).$$

Для тріщини нормального відриву їх можна подати наступним чином

$$u_x = \frac{K_I}{G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot (1 - 2\mu + \sin \frac{\theta}{2}),$$

$$u_y = \frac{K_I}{G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot (1 - 2\mu + \sin \frac{\theta}{2}),$$

$$u_z = 0,$$

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \frac{3\theta}{2}\right),$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \frac{3\theta}{2}\right),$$

$$\sigma_{zz} = \frac{2 \cdot \mu \cdot K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}},$$

де G – модуль зсуву;

r, θ – полярні координати;

μ – коефіцієнт Пуассона.

Коефіцієнти K_I , K_{II} , K_{III} називаються коефіцієнтами інтенсивності напружень (КІН) і вони служать мірою сингулярності напружень біля вершини тріщини. Вони є функціями прикладеного навантаження, геометрії тіла та тріщини, незалежні від координат точки поблизу кінця тріщини. Коефіцієнти інтенсивності напружень мають одиниці виміру $МПа \cdot \sqrt{м}$. Таким чином, поле напружень визначається КІН.

Для оцінки міцності тіла необхідні критерії міцності, які встановлюють момент початку поширення тріщини, що становить основу механіки руйнування. Їх одержують виходячи з рівнянь рівноваги та руху механіки суцільного середовища.

Критерії початку поширення тріщини були отримані як на основі енергетичних міркувань, так і силових міркувань. Історично склалось так, що спочатку А.А. Гріффітсом у 1920 р. був запропонований енергетичний критерій руйнування, а силовий критерій був сформульований Дж.Р. Ірвіном лише у 1957 р. Дж.Р. Ірвін також показав еквівалентність цих двох критеріїв. Послідовна реалізація силового підходу призвела до створення досить строгої і завершеної теорії лінійної механіки руйнування, що є хорошою основою для аналізу руйнувань матеріалів та інженерних конструкцій.

Як було сказано вище K_I є мірою напружень і деформацій, що діють в околі вершини тріщини. Коли напруження і деформації при вершині тріщини досягають

критичних значень, відбувається поширення тріщини. Силовий критерій Дж. Р. Ірвіна початку росту тріщини має вигляд

$$K_I = K_{Ic}.$$

Це означає, що при досягненні K_I критичного значення K_{Ic} відбудеться руйнування. K_{Ic} є константою матеріалу і визначається експериментально.

Коректність силових критеріїв механіки руйнування обмежена умовами існування квазікрихкого стану матеріалу (умови автомодельності). Вимога малості пластичних зон у порівнянні з розмірами тіла та тріщини лише якісно визначає область, де ці критерії задовольняються. Для повноти розрахункової моделі встановлюються математичні співвідношення, що визначають розміри тіла та тріщини, які забезпечують правомірність використання вказаних критеріїв. Умови автомодельності служать основним критерієм вибору оптимальних розмірів взірців, при випробовуванні яких реалізується механізм квазікрихкого руйнування [55, 56].

Енергетичний критерій базується на так званій швидкості звільнення пружної енергії, що припадає на поверхню тріщини, при її рості, яку можна подати наступним чином

$$G = \frac{\pi \cdot \sigma^2 \cdot l}{E},$$

де σ – напруження, що діють в площині тріщини;

E – модуль Юнга;

l – глибина тріщини.

Поширення тріщини відбудеться, якщо величина G перевищить деяке критичне значення G_{Ic} , тобто при виконанні умови

$$\frac{\pi \cdot \sigma^2 \cdot l}{E} = G_{Ic}.$$

Енергетичний критерій є необхідною умовою поширення тріщини. Цей критерій не обов'язково є достатньою умовою росту тріщини. Якщо матеріал при вершині тріщини не знаходиться на межі руйнування, то тріщина не буде рости

навіть при достатній енергії для її розвитку. Лише тоді, коли матеріал до кінця вичерпає свою здатність сприймати навантаження і продовжувати деформуватися, тріщина почне рости.

Силовий і енергетичний критерії виконуються одночасно, і пов'язують між собою КІН та інтенсивність вивільнення енергії. Зв'язок між ними виражається залежностями: $G_I = \frac{K_I^2}{E}$ для плоского напруженого стану та $G_I = \frac{(1-\mu^2) \cdot K_I^2}{E}$ для плоского деформаційного стану.

Іншим методом обчислення КІН є енергетичний, в основі якого лежить використання енергетичного інваріантного J-інтеграла, який на даний період часу все більше використовується як для теоретичної, так і для практичної оцінки міцності конструкцій, що містять дефекти як штучного, так і природного походження [56].

Загальний вираз для знаходження J-інтеграла можна записати у вигляді

$$J = \int_{\Gamma} (W \cdot n_x - \sum_{i,j} \sigma_{ij} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x} \right) \cdot n_j) d\Gamma,$$

де Γ – контур, що містить вершину тріщини;

w – густина енергії деформації;

σ_{ij} – декартові координати тензора напружень;

u_i – декартові координати вектора переміщень;

n_x, n_j – координати зовнішньої нормалі до контура Γ .

Характерною особливістю J-інтеграла є його незалежність від форми і розмірів контура Γ (контур може бути як дуже малим, так і співпадати з краями тіла). Він може бути всередині пластичної зони, перетинати її або бути поза нею. У всіх випадках значення J-інтеграла залишається незмінним. Іншими словами, J-інтеграл є узагальненою функцією вивільнення енергії за рахунок поширення тріщини. Ця функція може бути також справедливою і в тому випадку, коли поблизу вершини тріщини є значні пластичні деформації. Оскільки J-інтеграл не

залежить від шляху інтегрування, то його можна визначати набагато простішим шляхом, вибираючи шлях інтегрування, уздовж якого інтегрування можна виконати досить просто.

Таким чином, інтеграл дає можливість порівняно просто визначати інтенсивність вивільнення енергії для випадку, коли при вершині тріщини є велика зона пластичності. Існує критичне значення J_{IC} , при якому може початися зростання тріщини, тобто умову поширення тріщини в цьому випадку можна подати у вигляді

$$J_{IC} = G_{IC}.$$

J-інтеграл також можна знайти з діаграми "навантаження-переміщення", аналогічно як і в пружному випадку, визначаючи податливість взірця. Відмінність полягає у тому, що в результаті пластичності на діаграмі "навантаження-переміщення" може мати місце нелінійна ділянка

Метод є найоптимальнішим в тих випадках, коли виникають великі пластичні деформації (тобто при плоскій деформації). В даний час критерій руйнування, заснований на використанні J-інтеграла застосовують лише до процесу зародження тріщин. Крім того, до цих пір не існує методики використання J-інтеграла для описання процесу стабільного зростання тріщини.

1.5 Аналіз існуючих підходів до оцінки міцності та залишкового ресурсу бурильних труб

Бурильна колона в експлуатаційних умовах перебуває під дією змінного в часі навантаження і її руйнування (в тій чи іншій мірі) зумовлено втому. Традиційні методи розрахунково-експериментальної оцінки втомної довговічності базуються на припущенні про недопустимість виникнення втомних пошкоджень (тріщин) в найбільш навантажених елементах, а в основу їх критеріїв покладено емпіричні залежності між амплітудами напружень і кількістю циклів навантаження, що визначають момент появи ознак руйнування. При цьому нестационарність навантаження враховується за допомогою різних (як правило,

лінійних) теорій підсумовування пошкоджень, а можлива невідповідність між характеристиками втоми для зразка і реальної конструкції компенсується за рахунок відповідних коефіцієнтів запасу міцності.

Останнім часом все більш широке застосування отримують методи оцінки залишкового ресурсу конструкцій, які базуються на прогнозуванні росту втомних тріщин. Практична важливість таких методів визначається насамперед тим, що в сучасних умовах не можливо з абсолютною надійністю виключити появу тріщиноподібних дефектів ще у процесі виготовлення чи на початкових етапах експлуатації. В цьому випадку міцність і довговічність конструкції залежить в основному від властивостей матеріалу чинити опір росту тріщин в ньому.

Питанням прогнозування довговічності елементів бурильних колон, спричинених корозійно-втомними руйнуваннями, дослідження їх напруженого стану присвячено наукові праці вітчизняних і зарубіжних авторів: Артима В. І., Івасіва В. М., Крижанівського Є. І., Копея Б. В., Лисканича М. В., Чернова Б. О., Щербюка Н. Д., Гормлі Є. Ф., Трішмана Т., Хаука В., Коллера Х. та інших. Аналізуючи роботи в даному напрямку, ми прийшли до висновку, що науковці використовують різні підходи та методи досліджень, які умовно можна поділити на три основні групи:

- прогнозування довговічності елементів бурильних колон на основі корозійно-втомних випробувань;
- прогнозування ресурсу елементів бурильної колони за результатами дефектоскопії;
- прогнозування довговічності на основі критеріїв механіки руйнування.

Перша група дослідників використовувала методи, що базуються на визначенні параметрів надійності з певною ймовірністю неруйнування, за параметрами кривих втоми чи корозійної втоми (використовуючи дво-, три- чи чотири параметричні рівняння), за швидкістю росту тріщин корозійної втоми в докритичному періоді.

Рядом авторів [5, 6, 12, 58, 59] запропоновано використовувати криві втоми та криві корозійної втоми, які, як правило, прийнято описувати рівнянням

$$\lg(\sigma_a)_n = b \cdot \lg N + a, \quad (1.5)$$

де $(\sigma_a)_n$ – приведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу;

a, b – параметри рівняння, які визначаються із заданою ймовірністю неруйнування на основі втомних випробувань вибірки натурних елементів бурильної колони;

N – кількість циклів до руйнування елемента бурильної колони.

Автором роботи [5] наведено значення a та b для широкого спектру типорозмірів обважнених бурильних труб та бурильних труб для ймовірностей неруйнування 0,50; 0,90; 0,95, а також розглянуто вплив на довговічність асиметрії циклу навантажування та “історію” попереднього навантаження.

Аналіз результатів проведених корозійно-втомних випробувань зразків матеріалів та натурних деталей [12, 19] показав, що для прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань доцільніше використовувати трипараметричне рівняння, яке можна представити в вигляді [60, 61]

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_R}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (1.6)$$

де N – кількість циклів до руйнування деталей;

σ_R – границя витривалості;

V_0 – параметр з розмірністю напруження, що характеризує кут нахилу кривої втоми;

$Q = N_0 \cdot \sigma_0$ – коефіцієнт витривалості;

σ – максимальне напруження циклу;

N_0 – параметр, що характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми.

Параметри рівняння кривої втоми (σ_R, Q, V_0) визначаються за даними втомних чи корозійно-втомних випробувань натурних деталей (зразків матеріалів). Для їх визначення випробовують вибірку деталей до руйнування на

декількох рівнях напруження. При цьому на кожному рівні зберігаються постійні параметри циклів напруження, а коефіцієнт асиметрії – постійний на всіх рівнях.

Артим В. І. [19] досліджував випадок, коли експлуатаційні навантаження характеризувались спектром із великою кількістю напружень, які були суттєво вищими за границю втоми. Тоді, для оцінки довговічності та залишкового ресурсу, можна знехтувати впливом пошкоджень від низьких амплітуд. Однак, така ситуація є характерною далеко не для всіх відповідальних деталей і елементів конструкцій. Згідно його досліджень, навантаження, яким піддаються бурильні труби, складається з значної кількості напружень, які менші за границю втомної міцності.

Таким чином, для елементів колон з низьким рівнем навантаженості під час початкового накопичення пошкодження велике значення відіграє корозійний чинник, тобто існує необхідність урахування пошкодження від напружень, нижчих за умовну границю корозійної витривалості. Вирішення цієї задачі потребує побудови нижньої гілки кривої корозійної втоми, яка б давала можливість кількісного визначення накопиченого пошкодження. На його думку [19], для оцінки параметрів нижньої гілки кривої корозійної втоми доцільним є використання результатів експериментальних досліджень у багатоцикловій області. Для цього пропонується використання рівняння (1.6) для верхньої гілки кривої корозійної втоми в комбінації з рівнянням

$$N_{cor} = \frac{Q_{cor}}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma}{V_{cor}} - 1 \right) \right]^{-1} \right\} \quad (1.7)$$

де Q_{cor} , V_{cor} – параметри нижньої гілки кривої корозійної втоми.

Другою групою дослідників, з метою прогнозування довговічності деталей машин та механізмів на основі результатів досліджень їх поточного стану під час експлуатації в загальному машинобудуванні, запропоновано використовувати G-критерій [60, 61]. Даний критерій для прогнозування довговічності елементів бурильної колони використовували автори робіт [5, 12, 62, 63, 64].

В якості міри пошкодження запропоновано використовувати відношення площі зон втоми до номінальної площі небезпечних перерізів, яке називається ступенем пошкодження. Ступінь пошкодження D є зростаючою функцією від кількості циклів навантаження і змінюється в інтервалі від 0 до 1. Значення ступеня пошкодження в момент долому – D_k , залежить від максимального напруження циклу і зменшується зі збільшенням його величини. Лінійна функція, що описує процес втомного пошкодження з точки зору G-критерію, має вигляд

$$G = G_0 - (G_0 - G_k) \frac{N_T}{N}, \quad (1.8)$$

де $G = |\lg(D)|$ – поточне значення критерію;

$G_0 = |\lg(D_0)|$ – значення критерію в початковий момент реєстрації;

$G_k = |\lg(D_k)|$ – значення критерію в момент руйнування;

N_T – поточна кількість циклів навантажування;

N – кількість циклів навантажування до руйнування.

Звідси

$$N = \frac{N_T(G_0 - G_k)}{G_0 - G}. \quad (1.9)$$

Промисловими та лабораторними дослідженнями встановлено, що значну частку свого ресурсу елементи бурильної колони відпрацьовують з втомними тріщинами. Тому третя група дослідників [5, 8, 65, 66, 67] вважає, що довговічність бурильної колони визначається періодом збільшення розмірів втомних тріщин в її поперечному перерізі від деякого початкового значення до критичного. Для розв'язку цієї проблеми використали механіку руйнування.

Основною концепцією механіки руйнування матеріалів [68–70] є трактування руйнування як процесу зародження і поширення тріщини у деформованому твердому тілі. За такого підходу важливо враховувати особливості напружено-деформованого стану у вершині тріщини та встановити критерії руйнування твердих тіл з тріщинами, тобто поширення тріщини в конкретному тілі за певних умов його деформування.

При цьому вважається, що швидкість поширення тріщини визначається станом зони передруйнування, який описується коефіцієнтом інтенсивності

напружень (КІН) K (або розмахом коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK), що є функцією навантаження, довжини тріщини і конфігурації тіла, але не залежить від координат. Коефіцієнт інтенсивності напружень показує, у скільки разів напруження у переднього фронту тріщини більше, ніж середнє напруження в перерізі матеріалу.

У сучасній інженерній практиці характеристики тріщиностійкості конструкційних металів та сплавів розглядають як адекватну основу для оцінювання фізико-механічного стану та залишкового ресурсу елементів конструкції у заданих експлуатаційних умовах [68–70].

Однією з найважливіших характеристик опору матеріалу поширенню в ньому втомної тріщини є діаграма циклічної тріщиностійкості матеріалу, її ще називають кінетичною діаграмою втомного руйнування (КДВР), тобто залежність швидкості росту тріщини da/dN від коефіцієнта інтенсивності напружень K_I або ΔK_I (рис.1.7) [115]. Такі діаграми розміщені між двома граничними значеннями: нижнім пороговим значенням ΔK_{th} , що відповідає значенню ΔK_I , за якого не відбувається ріст корозійно-втомної тріщини, і верхнім ΔK_{fc} , що відповідає значенню ΔK_I , коли настає спонтанний (катастрофічний) ріст тріщини.

Для використання діаграм циклічної тріщиностійкості матеріалу в розрахунках залишкової довговічності дефектних елементів конструкцій їх описують аналітично. Незважаючи на значну кількість запропонованих у літературі аналітичних виразів для опису повної діаграми циклічної тріщиностійкості, найбільшого поширення в інженерній практиці набув підхід, що базується на використанні певної залежності, тобто кожна з характерних ділянок діаграми описується степеневою залежністю типу Паріса [71, 72]

$$V = \frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^n, \quad (1.10)$$

де C і n — константи, що визначаються експериментально та є характеристиками матеріалу.

Наведені у роботах [69, 70] результати є основою для оцінювання міцності та надійності конструкцій із тріщиноподібними дефектами за запропонованим

показником «опірності елемента конструкції росту тріщини», який є характеристикою швидкості зміни K_I біля вершини тріщини довжини a під час її росту в певному елементі конструкції.

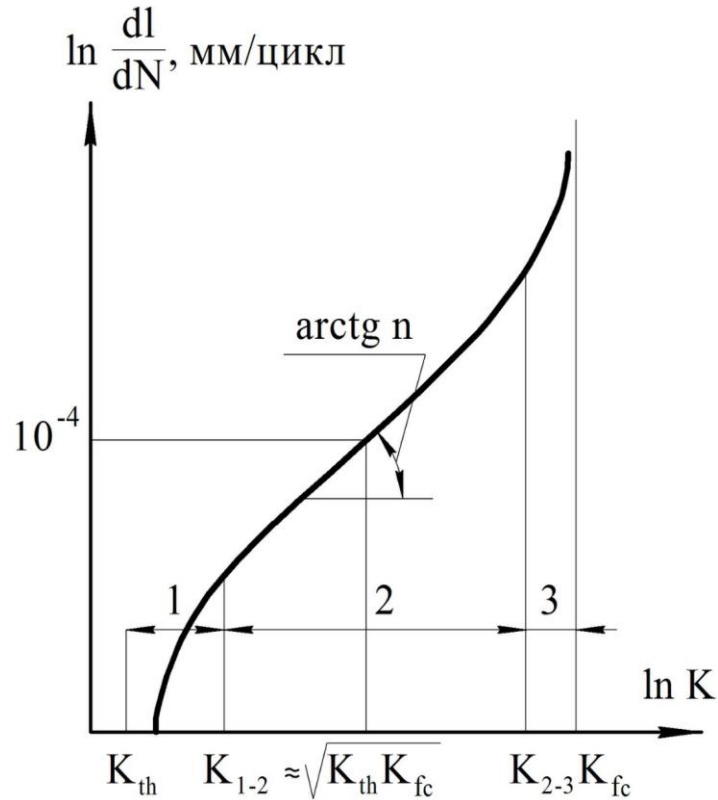


Рисунок 1.6 – Схема кінетичної діаграми втомного руйнування

Для елемента конструкції з тріщиноподібним дефектом заданої форми і заданого розташування запропоновано залежності типу

$$\frac{\sqrt{t}}{\sigma} \cdot \frac{dK_I}{da} = F\left(\frac{a}{t}\right), \quad (1.11)$$

де t — розмір елемента конструкції в напрямку поширення тріщини;

σ — параметр прикладеного зовнішнього навантаження.

Такі залежності мають особливість, яка полягає в наявності деякого розміру дефекту $(a/t)^*$, починаючи з якого спостерігається різке зростання швидкості зміни K_I . Це значення розміру дефекту розглядається як характеристичне для оцінювання міцності та надійності елементів конструкцій із тріщино подібними

дефектами. Дефект, для якого значення $(a/t)^*$ є найменшим, вважається небезпечнішим щодо ризику руйнування даного елемента конструкції.

Повна кінетична діаграма добре описана залежністю Яреми-Микитишина

$$V = V_0 \left[\frac{K - K_{th}}{K_{fc} - K} \right]^q, \quad K_{th} \leq K \leq K_{fc}, \quad (1.12)$$

де V_0 , q – константи, що визначаються з експерименту.

Якщо враховувати асиметричний цикл навантажень, то для опису КДВР дослідниками [73] запропоновано формули, які мають по чотири визначальні параметри

$$V = A(1 - R)^q \cdot \frac{(K_{max} - K_{th})^m}{K_{fc} - K_{max}},$$

$$V = V_0(1 - R^2)^q \left[\frac{K_{max}^2 - K_{th}^2}{K_{fc}^2 - K_{max}^2} \right]^q,$$

де A, V_0, q, m – коефіцієнти, що визначаються з експерименту;

K_{max} – максимальний коефіцієнт інтенсивності напружень.

У методичних вказівках з розрахунків та експериментальних дослідженнях на втому [74], залежність швидкості поширення тріщин від КІН подано у вигляді

$$v = 10^{-7} \left(\frac{K_I}{K^*} \right)^n,$$

де K_I – діючий коефіцієнт інтенсивності напружень;

K^* – коефіцієнт інтенсивності напружень, при якому швидкість поширення втомної тріщини становить 10^{-7} м/цикл;

n – константа, що дорівнює тангенсу кута нахилу прямої, яка описує другу ділянку КДВР.

Рівності для обчислення коефіцієнта інтенсивності напружень (або розмаху коефіцієнту інтенсивності напружень) також мають різні варіанти запису, залежно від форми фронту втомної тріщини та вибраної математичної моделі.

В роботах [75, 76] досліджено втомну міцність бурильних труб, опираючись на модель півеліптичної втомної тріщини в пустотілому циліндрі. В основу рівнянь для опису кінетики її розвитку покладено міркування про розкриття тріщини в умовах локальної плоскої пружно-пластичної деформації [75].

Рівняння Аокі і Кіучі [76, 77] для визначення коефіцієнта інтенсивності напружень у бурильних трубах перед фронтом дефектів, з напівеліптичною формою, записано

$$K_I = 1,12\sigma_{\max}\sqrt{\frac{\pi h}{\sqrt{Q}}},$$

$$Q = \left(\frac{3}{8}\pi + \frac{\pi l^2}{8h^2}\right) - 0,212\left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{0,2}}\right)^2,$$

де σ_{\max} – сумарне напруження від розтягу і згину;

h – глибина тріщини;

l – півдовжина тріщини;

$\sigma_{0,2}$ – границя текучості матеріалу.

Необхідно відзначити, що незважаючи на значну кількість досліджень проведених в області забезпечення надійної роботи бурильної колони, на сьогоднішній час відсутні досконалі методики розрахунку корозійно-втомної довговічності елементів бурильних колон, які б дали змогу враховувати всі особливості їх експлуатаційного навантаження.

Висновки до розділу 1

1. Проведений вище аналіз умов роботи бурильної колони показав, що втомне руйнування її елементів залишається однією з основних причин аварійності під час буріння. Ця проблема стає особливо актуальною внаслідок багатократної заміни спрацьованих замків бурильних труб. Внаслідок цього труба в процесі експлуатації напрацьовує велику кількість циклів навантажень, які

сприяють зародженню та росту тріщини як в тілі труби так і в місцях концентрації напружень (різьби, галтелі, проточки та ін.).

2. Окремі тріщини не становлять небезпеки з точки зору можливої раптової поломки і труба може працювати з таким дефектом протягом деякого часу, до досягнення критичного стану. Тому для визначення експлуатаційної надійності бурильної колони необхідно знати закономірності виникнення і розвитку втомних тріщин (момент зародження, напрямок, форму, швидкість її поширення та критичні параметри).

3. Для адекватного визначення напружено-деформованого стану бурильної колони необхідно провести дослідження динамічних явищ під час буріння та одержати достовірну динамічну модель процесу буріння. Результати цих досліджень дозволять визначити надійність елементів бурового обладнання, підібрати раціональне компонування бурильної колони, оцінити ефективність роботи віброзахисних елементів, знизити ймовірність серйозних ускладнень чи аварій при бурінні.

4. Для надійної та ефективної роботи бурильної колони необхідно використати досконалі методи прогнозування її довговічності та провести детальнішу оцінку завантаженості бурильної колони.

На основі проведеного аналізу сформульовано мету та задачі досліджень, які приведено у вступі.

РОЗДІЛ 2



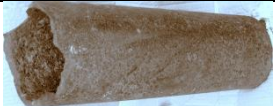
МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНИХ КОЛОН ТА ЇЇ ОБГРУНТУВАННЯ

2.1 Об'єкти та матеріали для досліджень

Об'єктом досліджень був метал експлуатованих бурильних труб з умовним діаметром 127 мм (табл. 2.1).

Досліджували зразки (табл. 2.2), вирізані із фрагментів бурильних труб груп міцності G-105 та S-135 (зарубіжного виробництва, Китай), які були відбраковані внаслідок зломів бурильного інструменту в БУ “Укрбургаз” на площах Скоробагатківського нафтогазоконденсатного родовища (НГКР) та Єфремівського газоконденсатного родовища (ГКР) у 2016 році, а також з фрагменту нової вітчизняної бурильної труби групи міцності Л.

Таблиця 2.1 – Дані про досліджувані бурильні труби

Об'єкт		Розміри труб	Сталь	Зображення фрагмента труби
Бурильна труба групи міцності “Л”	Неексплуатована труба. Тривалість експлуатації – 0 год.	$D=126$ мм $t=9,0$ мм	36Г2С	
Бурильна труба групи міцності “G”	Експлуатована труба. Тривалість експлуатації – 8622 год.	$D=126$ мм $t=8,4$ мм	G-105	
Бурильна труба групи міцності “G”	Експлуатована труба. Тривалість експлуатації – 13800 год.	$D=126$ мм $t=9,0$ мм	G-105	
Бурильна труба групи міцності “S”	Експлуатована труба. Тривалість експлуатації – 23800 год.	$D=126$ мм $t=9,0$ мм	S-135	

Таблиця 2.2 – Дані про тривалість експлуатації та місця руйнування досліджуваних бурильних труб вітчизняного та зарубіжного виробництва

№ свердло вини	Причина злому інструменту	Тип зламаної труби	Виробник, рік отримання	Місце злому	Орієнтовна кількість відпрацьованих годин		
					Всього	Після опрес.	Після дефект.
23 Червоно ярівська	Знакозмінні навантаження. Утворення мікротріщини з розмивом та подальшим обривом труби. (2358м)	ТБПК 127х9,19 G-105 II-й клас (Ø156мм)	ТМК "Тагмет" 2014р.	По тілу на відстані 0,54м від торця ніпеля	8622	217	230
234 Єфремів ська	Утворення раковин з розмивом та подальшим обривом труби.	ТБПК 127х9,19 G-105 II-й клас (Ø155мм)	Китай Shanghai Hilong Drill Pipe Co. LTD, 2009р.	По тілу на відстані 9,14 м від торця муфти	13800	241	157
83 Скороба гатьківс ька.	Утворення раковин з розмивом та подальшим обривом труби. (2566м)	ТБПК 127х9,19 S-135 III-й клас (Ø154мм)	Китай Shanghai Hilong Drill Pipe Co. LTD, 2009р.	По тілу на відстані 0,65м від торця муфти	23800	58	261

Хімічний склад досліджуваних сталей бурильних труб груп міцності G-105 та S-135 (табл. 2.2 та табл. 2.3), а також хімічний склад досліджуваної сталі вітчизняної бурильної труби групи міцності *L* наведено в табл. 2.4.

Таблиця 2.2 – Хімічний склад досліджуваної сталі бурильної труби групи міцності G-105

Сталь групи міцності G-105								
Масова частка елементів, %								
<i>C</i>	<i>Mn</i>	<i>Si</i>	<i>Mo</i>	<i>Cu</i>	<i>Cr</i>	<i>Ni</i>	<i>S_{max}</i>	<i>P_{max}</i>
0,24	1,11	0,23	0,15	0,091	0,86	0,041	0,0018	0,009

Таблиця 2.3 – Хімічний склад сталі досліджуваної бурильної труби групи міцності S-135

Сталь групи міцності S-135								
Масова частка елементів, %								
<i>C</i>	<i>Mn</i>	<i>Si</i>	<i>Mo</i>	<i>Cu</i>	<i>Cr</i>	<i>Ni</i>	<i>S_{max}</i>	<i>P_{max}</i>
0,29	1,06	0,25	0,24	0,032	0,97	0,022	0,005	0,007

Таблиця 2.4 – Хімічний склад сталі досліджуваної бурильної труби групи міцності Л

Сталь 36Г2С								
Масова частка елементів, %								
<i>C</i>	<i>Mn</i>	<i>Si</i>	<i>V</i>	<i>Cu</i>	<i>Al</i>	<i>Ni</i>	<i>S_{max}</i>	<i>P_{max}</i>
0,38	1,52	0,92	0,09	0,13	0,04	0,09	0,018	0,016

Усі експерименти, пов'язані з вивченням умов руйнування, проведені на призматичних зразках, вигляд та розміри яких показані на рис. 2.1. Заготовки для зразків розмірами $10\text{ мм} \times t \times 150\text{ мм}$ вирізались із фрагментів бурових труб товщини t (див. табл. 2.1).



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд зразка для дослідження умов спонтанного руйнування тривалоексплуатованої бурильної труби

Схему вирізання зразків показано на рис. 2.2.

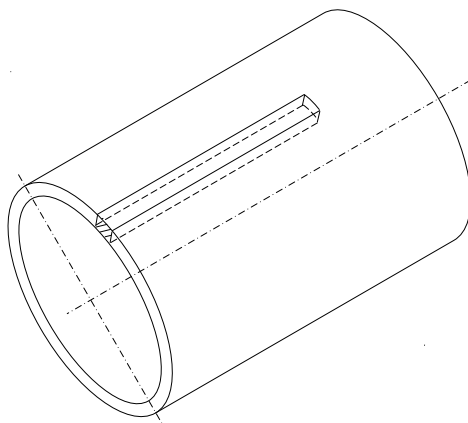


Рисунок 2.2 – Загальна схема вирізання прямокутних зразків для дослідження умов спонтанного руйнування тривалоексплуатованої бурильної труби

Вибір V-подібного концентратора напружень з радіусом у вершині $R = 0,1$ мм, який попередньо нарізався на балкові зразки (рис. 2.3), зумовлений необхідністю виведення початкової тріщини глибиною 40-60% товщини труби [78, 79].

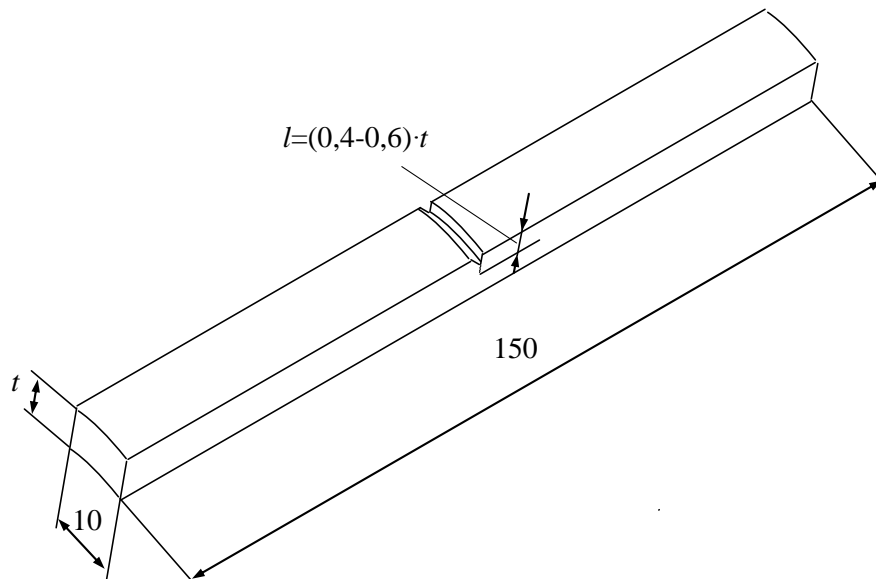


Рисунок 2.3 – Зразок для дослідження умов спонтанного руйнування тривалоексплуатованої бурильної труби

Усі випробовування виконано за кімнатної температури $T = 20^{\circ}\text{C}$. Середовищами для випробовувань було лабораторне повітря.

2.2 Методика та дослідне устаткування для визначення критичної тріщиностійкості матеріалу бурильних труб за умови нормального відриву

Аналіз поверхонь руйнування бурильних труб показує, що у процесі експлуатації найбільш ймовірним є їх руйнування за умов плоского напруженого стану (коли напруження по тілу зразка дорівнює нулю і руйнування відбувається за допомогою зсуву (площина зламу становить із площиною зразка кут 45°)).

У такому випадку початок поширення тріщини у стінці бурильної труби, тобто початок її руйнування необхідно оцінювати за енергетичним [78] критерієм руйнування. Згідно цього критерію початок руйнування, тобто початок розвитку тріщини, настає за умови коли кількість виділеної енергії J_* , досягає критичної величини J_c , тобто

$$J_* = J_c. \quad (2.1)$$

Величину критичної тріщиностійкості J_c визначали дослідним шляхом згідно з відомою методикою визначення характеристики тріщиностійкості матеріалів при триточковому згині балкових зразків з прямокутним перерізом [74], використовуючи експериментально одержану діаграму руйнування зразків “зусилля – зсув” (прогин зразка в точці дії навантаження) (рис. 2.4).

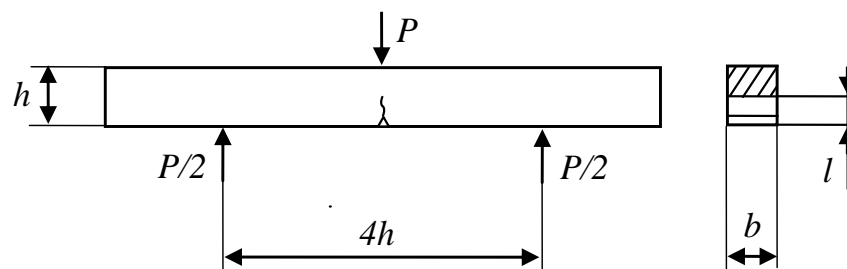


Рисунок 2.4 – Схема випробування балкових зразків на тріщиностійкість в умовах триточкового згину

При цьому перед початком випробувань балкові зразки (з попередньо нарізаним V-подібними концентраторами напружень) закріплювали у захватах випробувальної машини консольного згину, з допомогою якої утворювали втомні

тріщини вглиб зразка на глибину рівну приблизно половині висоти зразка [80], тобто половині товщини стінки бурильної труби. Слід зауважити, що при утворенні в балкових зразках втомних тріщин номінальні напруження при максимальному зусиллі симетричного циклу не повинні перевищувати $0,5 \sigma_{0,2}$ матеріалу бурильної труби, а число циклів навантаження повинне становити не менш $5 \cdot 10^4$.

Випробування проводили на комп'ютеризованій установці – універсальній машині для статичних випробувань Р-20 (рис. 2.5), яка забезпечена аналого-цифровим перетворювачем і забезпечує у режимі реального часу фіксацію, а також відображення параметрів навантаження P та зсуву берегів тріщини V на моніторі. Зсув – це зміна відстані між точками по обох боках від тріщини за рахунок її розкриття. Для фіксації зсуву на зразку встановлювали спеціальні



Рисунок 2.5 – Установка для визначення критичної тріщиностійкості металу бурильних труб

електротензометричні давачі, сигнал від яких подавався через аналого-цифровий перетворювач на комп'ютер (рис. 2.6). Швидкість навантаження зразка становила 1 мм/хв і залишалася постійною протягом усіх випробувань.

За результатами експериментальних досліджень, записуючи діаграму руйнування, визначили величину максимального навантаження P , при якому починається нестабільний розвиток тріщини, оскільки у момент старту тріщини воно зменшується, тобто зразок до втрачає несучі властивості.

$$A = \int_0^{V_{\max}} P(V) dV.$$

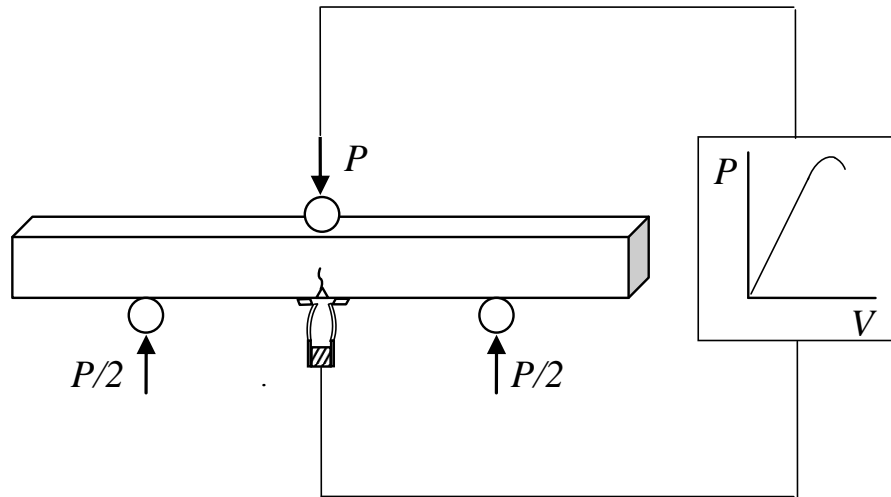


Рисунок 2.6 – Схеми кріплення датчиків для реєстрації розкриття тріщини

За результатами експерименту обчислювали роботу руйнування (заштрихована область діаграми на рис. 2.7).

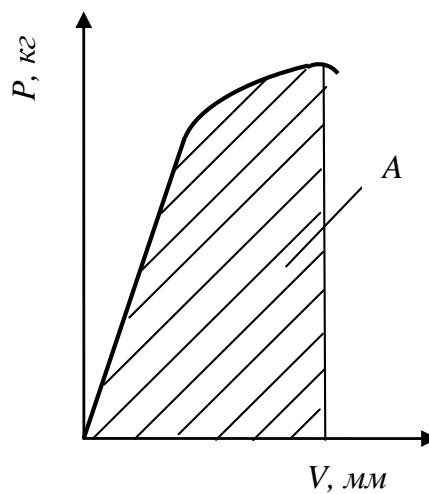


Рисунок 2.7 – Діаграми “навантаження P – зсув V ”

По завершенню експерименту заміряли поверхню зламу (руйнування) зразка та визначали її площу F (рис. 2.8) згідно рівняння

$$F = (h - l) \cdot b.$$

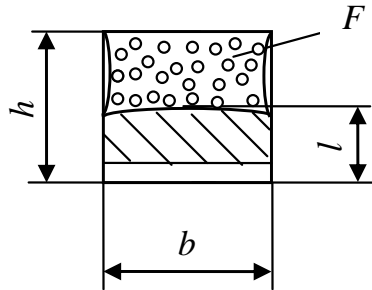


Рисунок 2.8 – Площа поверхні деформування (руйнування) зразка F балкового зразка

Критичні значення J - інтегралу (J_c) оцінювали у момент старту тріщини. Значення J_c обчислювали за формулою

$$J_c = \frac{A}{F}, \quad (2.2)$$

де A – робота зовнішньої сили, що відповідає пластичній частині площі під діаграмою “навантаження - зсув”, обмеженою точкою розвантаження;

F – площа зламу поверхні деформування (руйнування) зразка.

Величину критичного коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Jc} визначали за допомогою рівняння [81]

$$K_{Jc} = \sqrt{\frac{J_c \cdot E}{(1 - \mu^2)}}, \quad (2.3)$$

де J_c – критична тріщиностійкість;

E – модуль Юнга ($E = 10^{11}$ Па);

μ – коефіцієнт Пуассона (для низьколегованих сталей $\mu = 0,3$).

У процесі експериментальних досліджень параметри вимірювань та розміри зразків подавали у міліметрах, тому при обчисленні критичного коефіцієнта

інтенсивності напружень K_{Jc} одержаний результат множили на $\sqrt{10^{-3}}$, оскільки його розмірність МПа $\cdot \sqrt{м}$ [68].

2.3 Методика оцінювання умов руйнування бурильних труб із наявними тріщиноподібними дефектами під час експлуатації

В основу методики для оцінювання умов руйнування бурильних труб із наявними експлуатаційними тріщиноподібними дефектами покладено порівняння експериментально одержаних для досліджуваних сталей бурильних труб значень критичних коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{Jc} із одержаними розрахунковим шляхом значень коефіцієнтів інтенсивності напружень K_I , використовуючи відомі розв'язки типових задач, які узагальнені в роботі [68], для навантажених осьовим зусиллям пустотілих циліндрів (труб), що містять типові тріщиноподібні дефекти. При цьому розглядались розрахункові схеми осьового навантаження пустотілих циліндрів (труб, що містить такі дефекти: зовнішню кільцеву або внутрішню кільцеву тріщини, внутрішню півеліптичну тріщину, внутрішню еліптичну (центровану) тріщину, а також наскрізну кільцеву тріщину).

Критичну (a_c/t), для розглядуваних випадків, глибину дефекту (тріщини) в бурильній трубі, тобто умови за яких настає її руйнування, визначали прирівнюючи розраховані значення коефіцієнтів інтенсивності напружень K_I із експериментально одержаними значеннями критичних коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{Jc} .

Крім того, для розглядуваних випадків, визначали показники “опірності елемента конструкції росту тріщини”, які є характеристикою швидкості зміни коефіцієнта інтенсивності напружень K_I біля вершини тріщини глибиною a під час її розвитку у глибину стінки труби.

Для цих випадків будували відповідні безрозмірні залежності типу

$$\frac{\sqrt{t}}{\sigma} \frac{dK_I}{da} = F\left(\frac{a}{t}\right), \quad (2.4)$$

де σ – прикладене зовнішнє навантаження;

t – товщина бурильної труби у місці руйнування.

Використовуючи безрозмірну залежність типу (2.4) визначали характеристичну глибину корозійно-механічної тріщини $(a/t)^*$ наявну у бурильній трубі при спуско-підймальних операціях [69, 82, 83]. Поточні значення $dK_I/da = F(a/t)$ підраховували з кроком $a/t = 0,01$ та визначали три точки, в околі яких виконувались умови

$$(dK_I/da)_{i+1} - (dK_I/da)_i = 0,01 \rightarrow (a/t)_1;$$

$$(dK_I/da)_{i+1} - (dK_I/da)_i = 0,10 \rightarrow (a/t)_2;$$

$$(dK_I/da)_{i+1} - (dK_I/da)_i = 1,00 \rightarrow (a/t)_3.$$

За аргументами цих точок визначали координати точок $L (0,5 \cdot [(a/t)_1 + (a/t)_2], (dK/da)_L)$ та $M (0,5 \cdot [(a/t)_2 + (a/t)_3], (dK/da)_M)$. У визначених точка L і M (див. рис. 2.9) проводили дотичні. Аргумент точки перетину цих дотичних приймаємо за значення глибини критичного дефекту $(a/t)^*$, при якому різко зростає швидкість зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I .

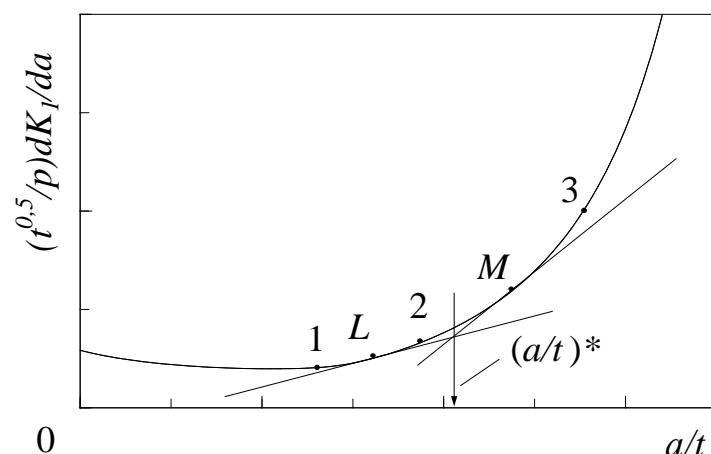


Рисунок 2.9 – Загальна схема визначення характеристичної глибини тріщиноподібного дефекту [68]

Це значення глибини дефекту приймали як характеристичне для оцінювання умов руйнування, а також міцності та надійності елементів бурильних труб з тріщиноподібними дефектами.

За одержаними даними визначали взаємозв'язок (рис. 2.10) між критичними розмірами досліджуваного дефекту та діючим у місці його розміщення осьовим

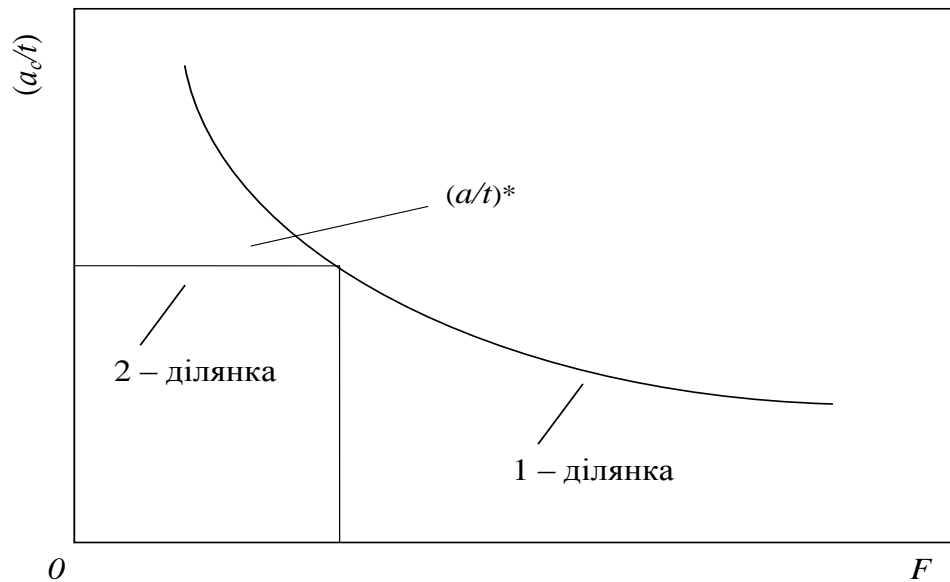


Рисунок 2.10 – Взаємозв'язок критичної довжини тріщини (a_c/t) у стінці бурильної труби та ваги бурильної колони (F) при спуско-підймальних операціях зусиллям $((a_c/t) = f(F))$, яке виникає у бурильній колоні при спуско-підймальних операціях. Аналізуючи отриману залежність визначали області переважаючого впливу критичних $((a_c/t)$ – ділянка 1, рис. 2.10) та характеристичних $((a/t)^*$ – ділянка 2, рис. 2.10) розмірів досліджуваного дефекту на умови руйнування бурильної труби при спуско-підймальних операціях.

Таким чином, одержані на основі використання методики оцінювання умов руйнування бурильних труб із наявними тріщиноподібними дефектами під час експлуатації розрахунково-експериментальні дані можуть слугувати базою для обробки результатів технічного діагностування бурильних труб та експертних висновків про можливість їх подальшої експлуатації.

2.4 Застосування методу кінцевих елементів для аналізу експлуатаційної надійності бурильних труб

Для прогнозування граничного стану та довговічності бурильної труби з тріщиною необхідно проводити аналіз параметрів руйнування, що відображають локальний напружено-деформований стан (НДС) біля вершини тріщини. Розрахунок параметрів руйнування (коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН), енергетичного J -інтеграла, розкриття в вершині тріщини) проводиться за допомогою аналітичних і числових методів лінійної та пружно-пластичної механіки руйнування.

Одним із ефективних чисельних методів є метод скінченних елементів (МСЕ). Якщо порівнювати з іншими числовими методами, то МСЕ має ряд переваг: поєднання декількох матеріалів в рамках одного фізичного тіла при визначенні напружено-деформованого стану (НДС); можливість дискретизації скінченно-елементної сітки в області концентрації напружень; природний і простий опис граничних умов різного роду. МСЕ дозволяє також встановлювати в рамках кожної дискретної підобласті (скінченного елемента) свої закони, що описують зв'язок сил і переміщень у вузлах та дозволяють поєднувати в рамках однієї сіткової області скінченні елементи різних типів, що підвищує ефективність методу в цілому.

Спочатку при розв'язку задач механіки руйнування використовувався метод переміщень, побудований на використанні класичних скінченних елементів, що відображали особливості НДС поблизу вершини тріщини. При обчисленні КІН використовувалися асимптотичні методи [84-87]. Визначені таким чином величини КІН мають недостатній порядок точності, і для її підвищення потрібно суттєво подрібнити елементи навколо вершини тріщини, що приводить до збільшення порядку задачі.

Введення до розгляду спеціальних скінченних елементів (СЕ), вживаних для дискретизації області в районі вершини тріщини і сумісних з іншими елементами

[85-87] дозволило в ряді випадків отримати значення КІН із задовільною точністю навіть при досить грубій скінчено-елементній сітці.

Іншим методом обчислення КІН, який використовується в більшості пакетів прикладних програм є енергетичний, в основі якого лежить використання енергетичного інваріантного J - інтеграла, який на даний період часу все більше використовується як для теоретичної, так і для практичної оцінки міцності конструкцій, що містять дефекти як штучного, так і природного походження.

Загальний вираз для знаходження J - інтеграла можна записати так

$$J_k = \lim_{\Gamma} \oint ((W + T) \cdot n_k - \sigma_{ij} n_i \cdot u_{j,k}) dS, \quad (2.5)$$

де w – густина енергії деформації;

T – густина кінетичної енергії;

σ_{ij} – декартові координати тензора напружень;

u_j – декартові координати вектора переміщень;

n_j – координати одиничного вектора нормалі до малого контура Γ .

Кома перед індексом означає диференціювання по координаті, іменованій цим індексом.

Інтеграл (2.5) не залежить від шляху інтегрування, що було доведено Черепановим і Райсом .

У більшості пакетів прикладних програм, що використовують МСЕ, для обчислення J - інтеграла використовують метод інтегрування по області. Розглянемо суть цього методу [88, 89].

Візьмемо тріщину, фронт якої можна подати гладкою лінією (рис. 2.11). У кожній точці введемо локальну декартову систему координат. Позначимо через φ криволінійну координату, що обчислюється вздовж фронту тріщини.

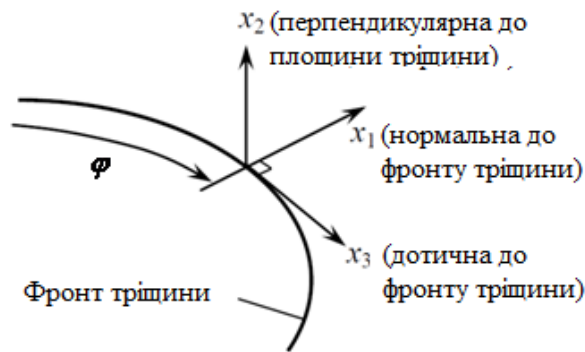


Рисунок 2.11 – Локальна система координат в точці тріщини [88]

Безпосередньо поблизу фронту тріщини трьохвимірні поля величин наближаються асимптотично до двовимірних, що відповідають плоскій деформації. При цьому формула (2.5) буде визначати значення компонент енергетичного інтеграла в окремих точках фронту, які будемо позначати $J_k(\varphi)$.

Наближено визначимо $J_k(\varphi)$, як інтеграл по поверхні малої трубки, яка знаходиться коаксіально до лінії фронту тріщини [88]. Радіус трубки позначимо через ε , довжину вздовж фронту – через Δ . Враховуючи формулу (2.5), компоненти енергетичного інтеграла можна подати наступним чином

$$J_k(\varphi) = \frac{1}{\Delta} \lim_{\Delta_\varepsilon} \int ((W + T) \cdot n_k - \sigma_{ij} n_i \cdot u_{j,k}) dA, \quad (2.6)$$

де Δ_ε – поверхня циліндричної трубки радіусом ε ;

n_j – координати одиничного вектора зовнішньої нормалі до поверхні A_ε .

При цьому на довжині Δ проводиться усереднення значень J – інтеграла.

Введемо до розгляду сегмент фронту тріщини обмежений об'ємом V у формі диска, в якому знаходиться наскрізний отвір радіусом ε , розташований навколо фронту тріщини (рис. 2.12). Поверхні диска позначимо наступним чином:

A – зовнішня циліндрична поверхня;

A_b, A_e – торцеві поверхні;

A_ε – поверхня малого радіуса ε ;

A_c – поверхня берегів тріщини.

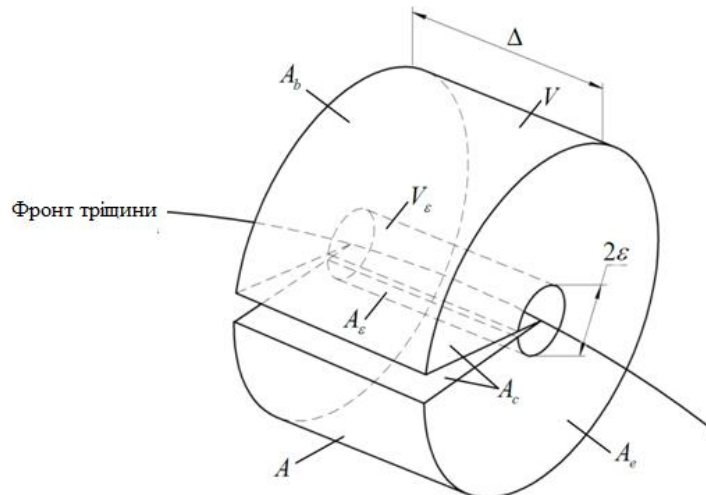


Рисунок 2.12 – Об’єм навколо сегмента фронту тріщини [88]

Виберемо в об’ємі V деяку неперервну гладку функцію q , яка має таку властивість, що приймає одиничне значення на поверхні A_ε та перетворюється в нуль на A . Додатково накладемо умови, що $q=0$ на торцевих поверхнях A_b, A_e . Далі функцію q будемо називати функцією зсуву або вектором зсуву.

Врахувавши це, вираз (2.5) можна буде записати у вигляді

$$J_k(\varphi) = -\frac{1}{F} \int_D (W \cdot \delta_{ik} - \sigma_{ij} \cdot u_{j,k}) \cdot n_i \cdot q dA + \frac{1}{F} \int_{A_c} (W \cdot \delta_{ik} - \sigma_{ij} \cdot u_{j,k}) \cdot n_i \cdot q dA, \quad (2.7)$$

де інтеграл береться по замкнутій поверхні $D = A + A_b + A_e + A_c + A_\varepsilon$.

Величина $F = \int_0^\Delta q d\varphi$ – визначає площу q -функції на поверхні циліндричного отвору A_ε . Зміна знаку перед інтегралом зумовлена зміною

напрямку зовнішньої нормалі до поверхні A_ε при переході від циліндричної трубки до диска.

Використавши формулу Гаусса-Остроградського для інтеграла по замкнутій поверхні в (2.7) одержимо

$$J_k(\varphi) = -\frac{1}{F} \int_V [(W \cdot \delta_{ik} - \sigma_{ij} u_{j,k}) \cdot q]_{,i} dV + \frac{1}{F} \int_{A_c} (W \cdot \delta_{ik} - \sigma_{ij} u_{j,k}) \cdot n_i \cdot q dA. \quad (2.8)$$

Врахувавши диференціальні рівняння рівноваги

$$\sigma_{ij,j} + f = 0,$$

а також припущення, що W не залежить в явному виді від x_i ,

$$W_{,i} = \sigma_{jk} \cdot \varepsilon_{jk,i}$$

Одержимо

$$J_k(\varphi) = J_{k0}(\varphi) + J_{k1}(\varphi) + J_{k2}(\varphi) + J_{k3}(\varphi) + J_{k4}(\varphi). \quad (2.9)$$

Складові в (2.9) обчислюються за формулами

$$J_{k0}(\varphi) = \frac{1}{F} \int_V (\sigma_{ij} u_{j,k} - W \cdot \delta_{ik}) \cdot q_{,i} dV, \quad (2.10)$$

$$J_{k1}(\varphi) = \frac{1}{F} \int_V W \cdot n_k \cdot q dA, \quad (2.11)$$

$$J_{k2}(\varphi) = \frac{1}{F} \int_V \alpha \cdot \sigma_{ij} \cdot \Theta_{,k} \cdot q dV, \quad (2.12)$$

$$J_{k3}(\varphi) = -\frac{1}{F} \int_V f_j \cdot u_{j,k} \cdot q dV, \quad (2.13)$$

$$J_{k4}(\varphi) = -\frac{1}{F} \int_V p_j \cdot u_{j,k} \cdot q dV. \quad (2.14)$$

За відсутності температурних деформацій, об'ємних сил і поверхневих навантажень на берегах тріщини відповідно складові (2.12), (2.13), (2.14) перетворюються в нуль.

За допомогою формул (2.9)–(2.14) можна обчислити складові енергетичного J -інтеграла в точках вздовж фронту криволінійної тріщини в просторових задачах механіки руйнування.

Отримані значення виводяться з врахуванням симетрії, а для обчислення КІН K_1 використовуємо співвідношення

$$K_1 = \sqrt{\frac{E}{1-\nu^2}} \cdot J.$$

Метод інтегрування по області зручний в реалізації і дає високу точність.

Виконання обчислень, графічні роботи та аналіз і узагальнення результатів експериментальних досліджень проводились за допомогою персонального комп'ютера. При цьому використовувались пакети стандартних програм MS Office (2010); Photoshop CS4; CorelDRAW 8; Origin 8.0; Mathcad 15.0 та ін.

Висновки до розділу 2

1. Модифіковано методику та експериментальні засоби для визначення критичної тріщиностійкості металу нових та експлуатованих бурильних труб за умови дії осьового навантаження.
2. Удосконалено методичну процедуру визначення критичних та характеристичних розмірів типових експлуатаційних дефектів.
3. При обчисленні J - інтеграла використано метод інтегрування по області, який зручний в реалізації і дає високу точність при знаходженні коефіцієнта інтенсивності напружень.
4. Застосування запропонованих методичних підходів та діючого випробувального обладнання (навчально-наукова лабораторія “Механіка руйнування матеріалів та міцність елементів конструкцій у експлуатаційних середовищах” Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу) забезпечило реалізацію дослідження умов руйнування сталей бурильних сталей під час їх експлуатації.

РОЗДІЛ 3

ОЦІНЮВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ТРИЩИНІЙКОСТІ МЕТАЛУ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

3.1 Механічні характеристики сталей експлуатованих бурильних труб

Механічні характеристики сталей досліджуваних бурильних труб, а саме резервної бурильної труби групи міцності Л, двох експлуатованих бурильних труб групи міцності G-105 з терміном експлуатації 8622 год та 13800 год, а також бурильної труби групи міцності S-135, що експлуатувалась протягом 23800 год визначались за відомою стандартизованою методикою [79] шляхом випробувань на розтяг гладких циліндричних зразків діаметром 5 мм та довжиною робочої частини 25 мм (рис. 3.1).

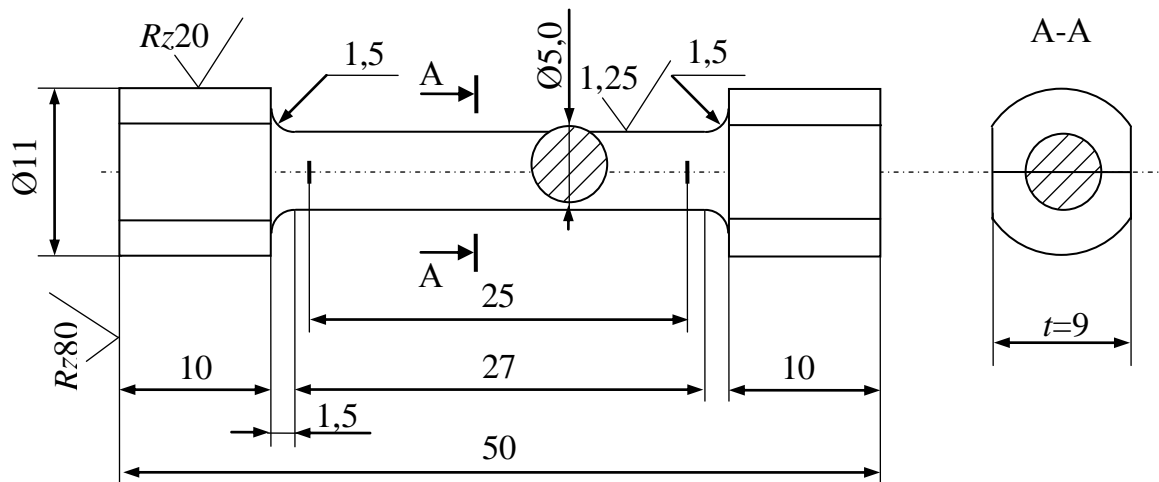


Рисунок 3.1 – Дослідний зразок для визначення стандартних механічних характеристик міцності та пластичності досліджуваних сталей бурильних труб

Слід зазначити, що виготовлені дослідні зразки для випробування на розтяг враховували ту обставину, що досліджувані бурильні труби у стані поставки мали типорозмір – умовний діаметр $127 \times 9,19$ мм, тобто товщину стінки $t = 9$ мм у

зв'язку з цим головки для закріплення в захватах машини, мають дещо відмінний від стандарту вигляд (рис. 3.1, переріз А-А).

Оскільки більшість руйнувань бурильних труб, тобто їх злам відбувався на відстані $\sim 0,5$ м від муфтової або ніпельної частини бурильної труби [14, 15], то зразки вирізалися саме біля місць зламу. Схему вирізки досліджуваних зразків подано на рис. 3.2.

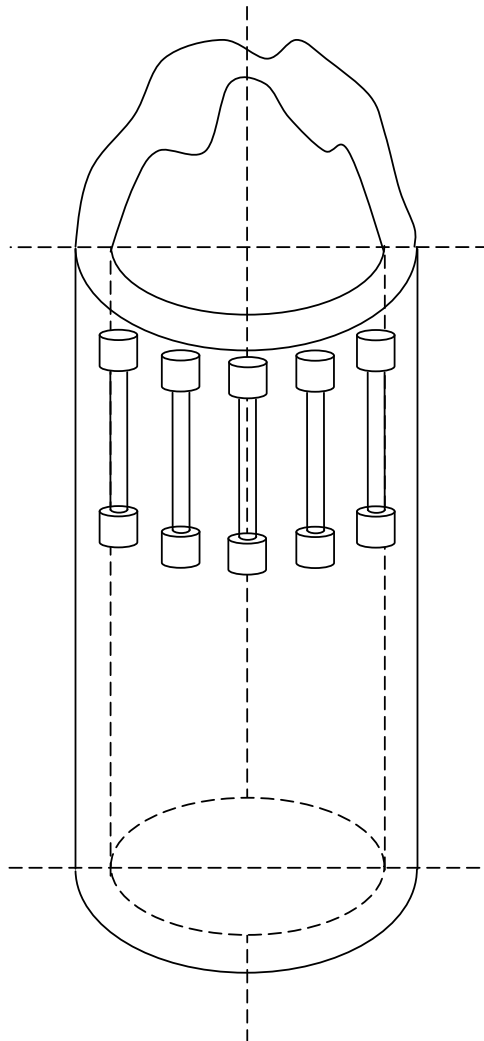


Рисунок 3.2 – Схеми вирізання з фрагментів бурильних труб дослідних зразків для випробування на розтяг

Результати випробувань представлені в табл. 3.1 – 3.4.

Зокрема, у табл. 3.1 наведено дані про механічні характеристики міцності і пластичності металу резервної бурильної труби групи міцності Л.

Таблиця 3.1 – Механічні характеристики металу (сталь 36Г2С) бурильної труби групи міцності “Л”

Група міцності	Термін експлуатації, год	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Л	0	623,5	545,4	20,3	57,4

У табл. 3.2-3.3 наведено дані про механічні характеристики міцності і пластичності металу бурильної труби групи міцності G-105 з різним терміном експлуатації – 8622 год та 13800 год.

Таблиця 3.2 – Механічні характеристики металу бурильної труби №1 групи міцності G-105

Група міцності	Термін експлуатації, год	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
G-105	8622	925,0	839,0	13,4	61,7

Таблиця 3.3 – Механічні характеристики металу бурильної труби №2 групи міцності G-105

Група міцності	Термін експлуатації, год	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
G-105	13800	933,0	857,0	12,9	69,8

Аналіз даних наведених в табл. 3.2-3.3 табл. дозволяє зробити висновок, що різний термін експлуатації (8622 год та 13800 год) бурильних труб незначно впливає на зміну механічних характеристик (міцності до 2% та пластичності до 4%). Це, очевидно, пов'язано з двома чинниками: зміною структури металу і впливом бурових розчинів на розвиток пошкоджуваності у поєднанні з впливом експлуатаційних навантажень. Різниця з механічними характеристиками металу бурильної труби групи міцності G-105 у стані поставки [83] складає 4 %.

У табл. 3.4 наведено дані про механічні характеристики міцності і пластичності металу бурильної труби групи міцності S-135 з терміном експлуатації 23800 год.

Таблиця 3.4 – Механічні характеристики металу бурильної труби групи міцності S-135

Група міцності	Термін експлуатації, год	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
S-135	23800	1103,9	993,2	9,1	75,1

Встановлено, що механічні характеристики міцності і пластичності металу бурильної труби групи міцності S-135 незначно (~3%) відрізняються від механічних характеристик металу бурильної труби групи міцності S-135 у стані поставки [83].

Таким чином, у процесі експлуатації зміна механічних характеристик міцності (σ_B та $\sigma_{0,2}$) сталей бурильних труб груп міцності G-105 та S-135 є несуттєвою і не перевищує 4 %.

3.2 Визначення характеристик опору руйнуванню металу резервних бурильних труб групи міцності Л за умови нормального відриву

Характеристики опору руйнуванню металу резервної бурильної труби групи міцності Л з умовним діаметром 127 мм визначались за процедурою [82, 83] описаною в підрозділі 2.3. Для їх визначення використовували зразки (рис.3.3), вирізані з фрагменту досліджуваної бурильної труби (табл. 2.1).

Схему вирізування досліджуваних зразків із резервної бурильної труби групи міцності Л представлено на рис. 3.2. Розміри досліджуваних зразків наведені в таблиці 3.5.

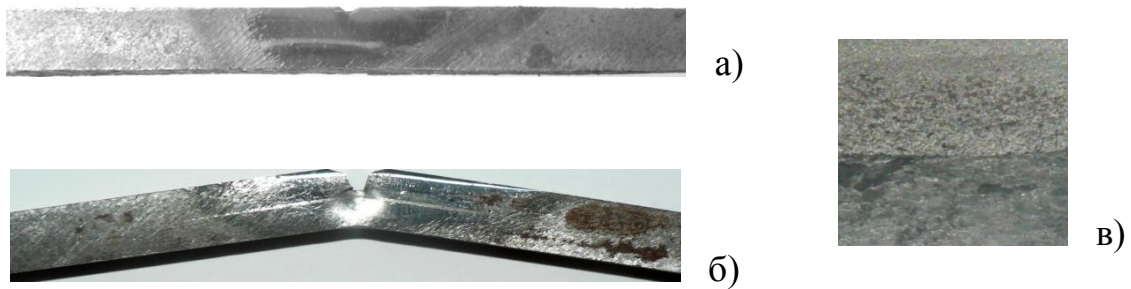


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд зразка до (а) і після випробування (б) та площі його деформованої поверхні (в) після експерименту з дослідження умов руйнування резервної бурильної труби групи міцності Л

Таблиця 3.5 – Довжина та поперечні розміри зразків вирізаних з резервної бурильної труби групи міцності Л

Бурильна труба з розміром ($D \times t$, мм)	$l \times b \times t$, мм
Бурильна труба групи міцності Л (126×9)	$150 \times 10 \times 9,0$

Зразки з попередньо утвореною втомною тріщиною довжиною $\sim 50\%$ [82, 83] висоти зразка встановлювали на опори універсальної машини для статичних випробувань Р-20 і навантажували за схемою триточкового згину (рис. 2.4) із постійною швидкістю 1 мм/хв.

За результатами досліджень будували діаграми деформування “ $P-V$ ” металу резервної бурильної труби групи міцності Л (рис. 3.4), та за методикою описаною у підрозділі 2.3 визначали критичну тріщиностійкість J_c (табл. 3.6).

Таблиця 3.6 – Критичні значення J -інтегралів (J_c) металу резервної бурильної труби групи міцності Л

№ зразка	група міцності Л	
	J_c	J_c^{sep}
	кДж/м ²	кДж/м ²
1	95,93	92,81
2	95,27	
3	92,65	
4	83,29	
5	97,25	

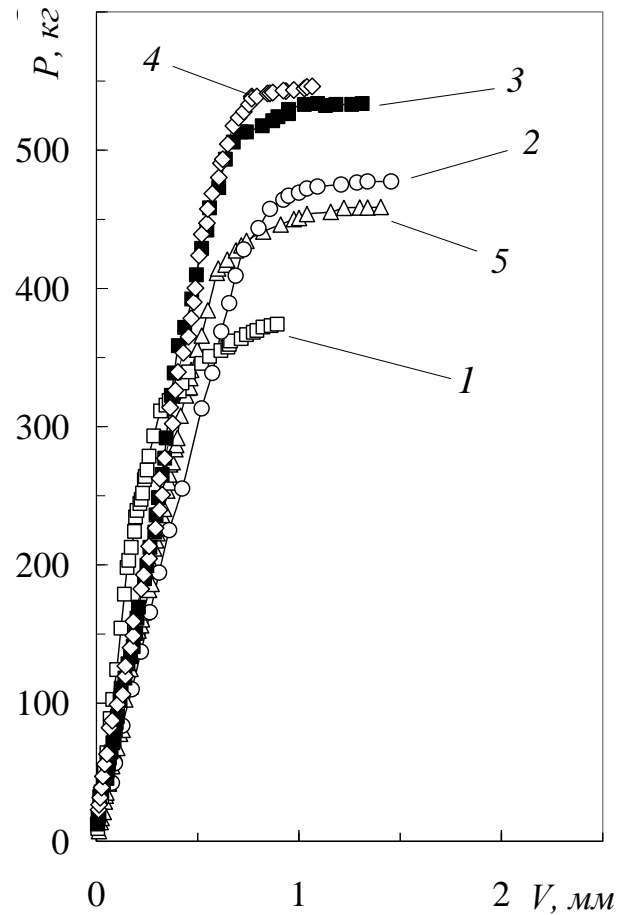


Рисунок 3.4 – Діаграма деформування “ $P-V$ ” зразків 1 - 5 з фрагменту резервної бурильної труби група міцності Л

Критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} для металу резервної бурильної труби групи міцності Л обчислювали використовуючи рівняння (2.9) [83, 14, 90]. Результати обчислень наведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7 – Значення критичних коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{Jc} .

№ зразка	група міцності Л	
	K_{Jc}	K_{Jc}^{sep}
	МПа $\sqrt{м}$	МПа $\sqrt{м}$
1	145,2	142,82
2	144,7	
3	142,7	
4	135,3	
5	146,2	

3.3 Визначення характеристик опору руйнуванню експлуатованого металу бурильних труб групи міцності G-105 за умови нормального відриву

Характеристики опору руйнуванню металу бурильних труб китайського виробництва групи міцності G-105 з умовним діаметром 127 мм, що експлуатувались до руйнування протягом 8622 год (БТ №1) та 13800 год (БТ №2) визначались за процедурою [83, 90, 91] описаною в підрозділі 2.3. Для їх визначення використовували, вирізані з фрагментів досліджуваних бурильних труб (див табл. 2.1), зразки (рис. 3.5 та рис. 3.6).

Зразки вирізали біля місць руйнування бурильних труб за схемою, наведеною на рис. 2.2. Розміри досліджуваних зразків наведено в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 – Довжина та поперечні розміри зразків вирізаних з експлуатованих бурильних труб групи міцності G-105

Бурильна труба з розміром ($D \times t$, мм)	$l \times b \times t$, мм
БТ №1, група міцності G-105 ($126 \times 8,4$) 8622 год	$150 \times 10 \times 8,4$
БТ №2, група міцності G-105 (126×9) 13800 год	$150 \times 10 \times 9,0$

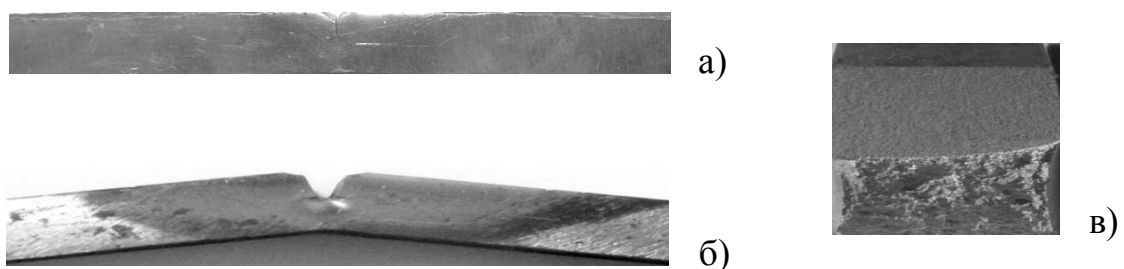


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд зразка до (а) і після випробування (б) та площі його деформованої поверхні (в) після експерименту з дослідження умов руйнування бурильної труби групи міцності G-105 (8622 год)

За результатами досліджень будували діаграми деформування “ $P-V$ ” металу експлуатованих бурильних труб групи міцності G-105 (рис. 3.7 і рис. 3.8).

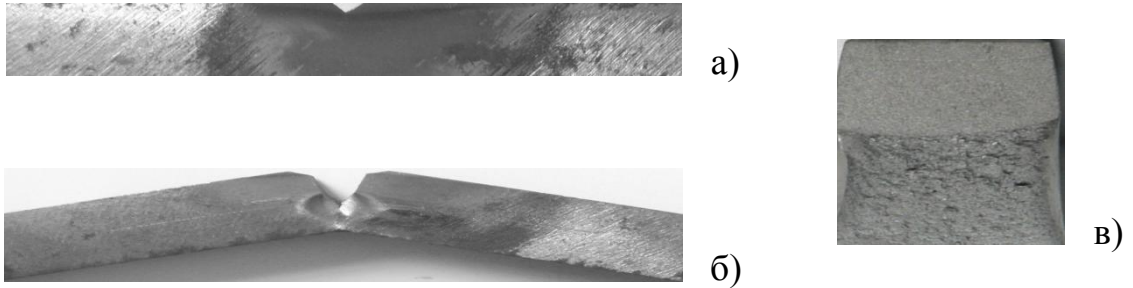


Рисунок 3.6 – Загальний вигляд зразка до (а) і після випробування (б) та площі його деформованої поверхні (в) після експерименту з дослідження умов руйнування бурильної труби групи міцності G-105 (13800 год)

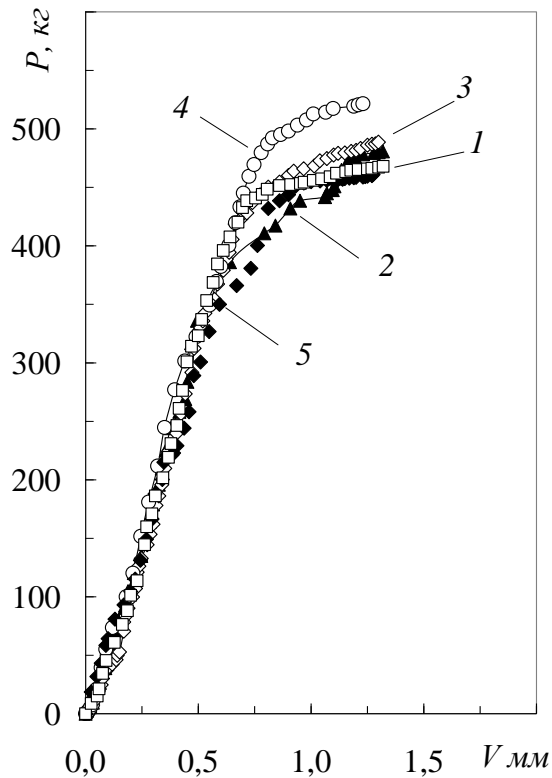


Рисунок 3.7 – Діаграми деформування “ $P-V$ ” металу бурильної труби (БТ №1) групи міцності G-105, що експлуатувалась 8622 год

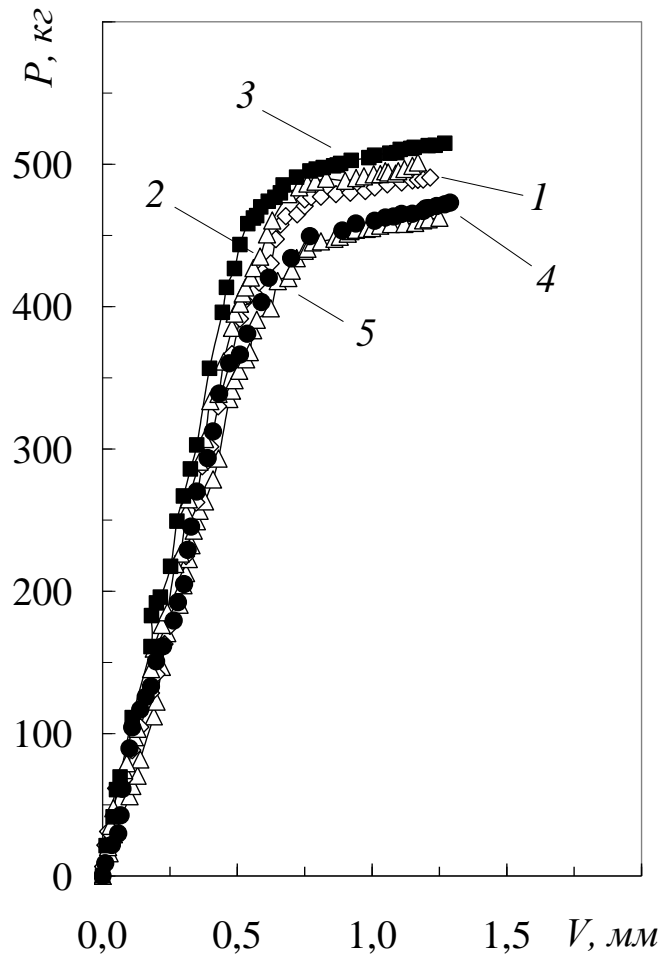


Рисунок 3.8 – Діаграми деформування “ $P-V$ ” металу бурильної труби (БТ №2) групи міцності “G-105”, що експлуатувалась 13800 год.

Слід зауважити, що діаграми навантажень зразків (рис. 3.7 і рис. 3.8) несуттєво відрізняються між собою. Однак, при цьому слід врахувати, що товщина бурильних труб (БТ №1 та БТ №2) є різною (див. табл. 3.8).

За методикою описаною у підрозділі 2.3 визначали критичну тріщиностійкість J_c (табл. 3.9) за площею під діаграмою (рис. 2.7), яка обмежується кривою діаграми при досягненні навантаження максимального значення, оскільки в цьому випадку (при досягненні максимуму) чітко фіксується старт тріщини.

Таблиця 3.9 – Критичні значення J -інтегралів (J_c) металу бурильних труб групи міцності G-105

№ зразка	група міцності G-105			
	Термін експлуатації до руйнування			
	БТ №1, 8622 год		БТ №2, 13800 год	
	J_c	J_c^{sep}	J_c	J_c^{sep}
	кДж/м ²	кДж/м ²	кДж/м ²	кДж/м ²
1	83,49	84,70	76,91	72,82
2	85,26		76,00	
3	81,41		73,87	
4	88,01		72,64	
5	85,42		65,02	

З табл. 3.10 видно, що критичні значення тріщиностійкості J_c^{sep} тривало-експлуатованої бурильної труби №2, яка до зламу експлуатувалася в два рази більше ніж труби №1. Таким чином вона більш схильна до катастрофічного руйнування, оскільки її тріщиностійкість (за енергетичним критерієм) на 14,0% менша.

Критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} для металу експлуатованих бурильних труб групи міцності G-105 обчислювали використовуючи рівняння (2.9) [83, 90, 91]. Результати обчислень наведені в табл. 3.11.

Аналіз даних, наведених у табл. 3.12, засвідчує, що термін експлуатації металу бурильних труб впливає на критичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Jc}^{sep} . Так, критичні значення тріщиностійкості K_{Jc}^{sep} тривалоексплуатованої бурильної труби №2, яка до зламу експлуатувалася в два рази більше, ніж бурильна труба №1, більш схильна до зламу, оскільки її тріщиностійкість (за силовим критерієм) на 7,3% менша.

Таблиця 3.10 – Зміна критичних значень тріщиностійкості J_C^{cep} металу тривало експлуатованих бурильних труб групи міцності G-105

Тривалість експлуатації, год	Бурильна труба	J_C^{cep} , кДж/м ²	$\Delta = \frac{J_C^{№1} - J_C^{№2}}{J_C^{№1}} \cdot 100\%$
8622	№1	84,70	14,0
1380	№2	72,82	

Таблиця 3.11 – Значення критичних коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{Jc} металу бурильної труби груп міцності G-105

Зразок	Група міцності G-105			
	Термін експлуатації до руйнування			
	БТ №1, 8622 год		БТ №2, 13800 год	
	K_{Jc}	K_{Jc}^{cep}	K_{Jc}	K_{Jc}^{cep}
	МПа $\sqrt{м}$	МПа $\sqrt{м}$	МПа $\sqrt{м}$	МПа $\sqrt{м}$
1	135,46	136,44	130,01	126,51
2	136,89		129,24	
3	133,76		127,42	
4	139,08		126,35	
5	137,02		119,54	

Макрозлом зразків бурильних труб №1 та №2 практично не відрізняються на початковому етапі її підростання. На етапі статичного розвитку тріщини макрозлом бурильної труби №1 є в'язкий з більш грубим рельєфом ніж макрозлом бурильної труби №2.

Таблиця 3.12 – Зміна критичних значень коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Jc}^{cep} металу тривало експлуатованих бурильних труб групи міцності G-105

Тривалість експлуатації, год	Бурильна труба	K_{Jc}^{cep} , МПа $\sqrt{м}$	$\Delta = \frac{K_{Jc}^{№1} - K_{Jc}^{№2}}{K_{Jc}^n} \cdot 100\%$
8622	№1	136,44	7,3
13800	№2	126,51	

3.4 Визначення критичної тріщиностійкості металу бурильної труби групи міцності S-135

Характеристики опору руйнуванню металу бурильної труби китайського виробництва групи міцності S-135 з умовним діаметром 127 мм, що експлуатувались до руйнування 23800 год визначались за процедурою [83, 91], описаною в підрозділі 2.3. Для їх визначення використовували зразки (рис. 3.9), вирізані з фрагменту досліджуваної після руйнування бурильної труби (див табл. 2.1).

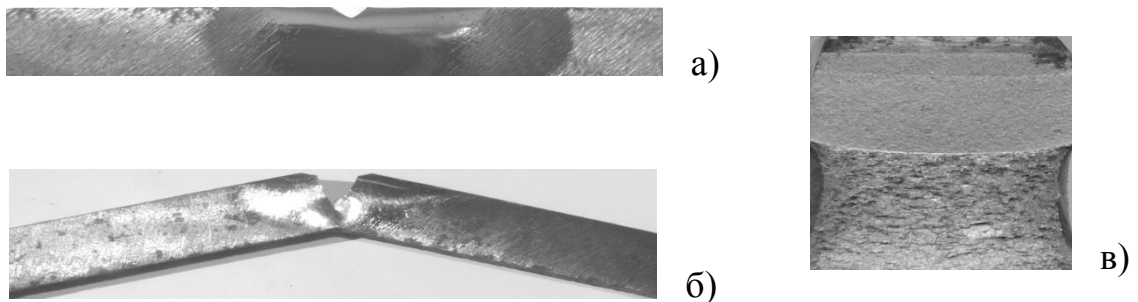


Рисунок 3.9 – Загальний вигляд зразка до (а) і після випробування (б) та площі його деформованої поверхні (в) після експерименту з дослідження умов руйнування бурильної труби групи міцності S-135 (23800 год)

Зразки вирізали біля місць зламу бурильної труби групи міцності S-135 за схемою наведеною на рис. 2.2. Розміри досліджуваних зразків подано в таблиці 3.13.

Таблиця 3.13 – Довжина та поперечні розміри зразків, вирізаних з експлуатованої бурильної труби групи міцності S-135

Бурильна труба з розміром ($D \times t$, мм)	$l \times b \times h$, мм
Бурильна труба групи міцності S-135	150×10×9,0

Використовуючи уже відому методик (підрозділ 2.3), навантажували зразки за схемою триточкового згину та будували залежність $P = f(V)$ (рис. 3.10).

За одержаними графічними залежностями (рис. 3.10) визначали критичну

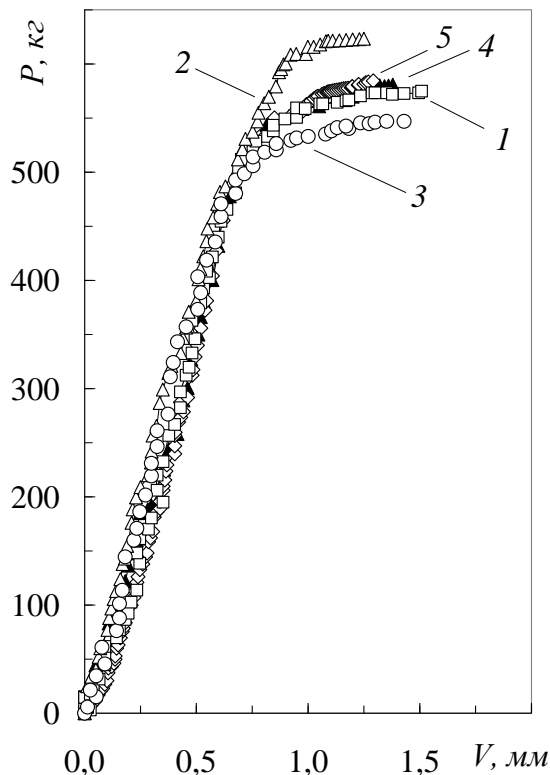


Рисунок 3.10 – Діаграми деформування “ $P - V$ ” зразків 1 - 5 бурильної труби групи міцності S-135, що експлуатувалась 23800 год

тріщиностійкість J_c (табл. 3.14) за площею під діаграмою (рис. 2.7), яка обмежується кривою діаграми при досягненні навантаження максимального значення та віссю абсцис (V – зсув), оскільки в цьому випадку (при досягненні максимуму) чітко фіксується старт тріщини. Слід зауважити, що (за однакових умов експерименту) старт тріщини у досліджуваних зразках виготовлених із бурильної труби групи міцності S-135 фіксувався при навантаженні понад 550 кг, тоді як у зразках виготовлених із бурильних труб №1 та №2 групи міцності G-105- при навантаженнях близько 475 кг.

Критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} для металу експлуатованих бурильних труб групи міцності S-135 обчислювали використовуючи рівняння (2.9) [83, 92]. Результати обчислень наведені в табл. 3.15.

Відзначимо також, що макрозлом зразків бурильної труби №2 (13800 год) групи міцності J-105 на етапі статичного розвитку є в'язким і практично не відрізняється від макрозлому бурильної труби групи міцності S-135 (23800 год).

Таблиця 3.14 Значення критичної тріщиностійкості металу тривало-експлуатованої бурильної труби групи міцності S-135

№ зразка	група міцності S-135	
	J_c	J_c^{sep}
	кДж/м ²	кДж/м ²
1	116,84	113,20
2	117,76	
3	109,61	
4	116,10	
5	105,91	

Таблиця 3.15 – Значення критичних коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{Jc} металу бурильної труби групи міцності S-135

№ зразка	група міцності S-135	
	K_{Jc}	K_{Jc}^{cep}
	МПа $\sqrt{м}$	МПа $\sqrt{м}$
1	160,25	157,73
2	160,88	
3	155,21	
4	159,74	
5	152,57	

3.5 Оцінка впливу тривалості експлуатації на тріщиностійкість бурильних труб

Результати випробувань на розтяг та тріщиностійкість досліджуваних бурильних труб різних груп міцності (вітчизняного та китайського виробництва) представлені у табл. 3.16.

Оцінку впливу тривалості експлуатації на тріщиностійкість бурильних труб здійснили на основі аналізу експериментальних даних представлених у підрозділах 3.2 – 3.4, а також на основі даних представлених у роботі [90].

Наведені дані (табл. 3.16) суттєво відрізняються між собою.

По-перше, тривалість експлуатації відчутно впливає на тріщиностійкість металу бурильних труб. Зокрема, для металів бурильних труб групи міцності Л тріщиностійкість J_c тривалоексплуатованої бурильної труби, яка експлуатувалася 23 роки у 2,08 рази менша ніж труби запасу, а тріщиностійкість J_c металів бурильних труб групи міцності G-105, які експлуатувались 4 і 9 років

зменшується в 1,17 рази. Тоді як границя плинності збільшується відповідно у 1,11 і 1,02 рази.

Таблиця 3.16 – Характеристики міцності та тріщиностійкості металів резервних (Л) та тривало експлуатованих (Л [84], G-105 та S-135) бурильних труб

Тривалість експлуатації, год/роки	Група міцності БТ	Границя міцності, МПа	Границя плинності, МПа	J_c^{sep} , кДж/м ²	K_{Jc}^{sep} , МПа $\sqrt{м}$
0 / 0	Л	623,5	545,4	92,81	142,82
* / 23	Л	790,0	605,0	44,59	99,0
8622 / 4	G-105	925,0	839,0	84,70	136,44
13800 / 9	G-105	933,0	857,0	72,82	126,51
23800 / 9	S-135	1103,9	993,2	113,20	157,73

Примітка: 1. * – означає відсутність даних.

По-друге, критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} для металу порівнювальних аналогічних бурильних групи міцності Л та G-105 відповідно відрізняється у 1,44 та 1,08 рази.

По-третє, тріщиностійкість J_c металу бурильної труби групи міцності S-135 у 1,55 рази більша за тріщиностійкість металу бурильної труби групи міцності G-105, а критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} – відповідно у 1,25 раз більший. Це пояснює той факт, що термін експлуатації бурильної труби групи міцності S-135 до зламу виявився у 1,72 рази більший ніж бурильної труби групи міцності G-105.

Висновки до розділу 3

1. Встановлено, що у процесі тривалої експлуатації бурильних труб групи міцності Л (23 роки) границі плинності $\sigma_{0,2}$ металу труб є незначною і збільшується в 1,11 рази, а границі плинності $\sigma_{0,2}$ металу бурильних труб групи міцності G-105, які експлуатувались 9 і 4 роки збільшується в 1,02 рази.

2. Визначено, що для металів бурильних труб групи міцності Л тріщиностійкість J_C тривалоексплуатованої бурильної труби, яка експлуатувалася 23 роки у 2,08 рази менша, ніж труби запасу, а тріщиностійкість J_C металів бурильних труб групи міцності G-105, які експлуатувались 4 і 9 років зменшується в 1,17 рази.

3. Встановлено, що критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} для металу порівнювальних бурильних групи міцності Л та G-105 відповідно відрізняється у 1,44 та 1,08 разів. Це, очевидно, пов'язано з тим, що лише при навантаженнях більших за $\Delta K_I > 20 \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}$ помітно підвищується інтенсивність утворення водню у вершині тріщини тривалоексплуатованого металу.

4. Встановлено, що тріщиностійкість (J_C) металу бурильної труби групи міцності S-135 у 1,55 рази більша за тріщиностійкість металу бурильної труби групи міцності G-105, а критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} – відповідно у 1,25 раз більший. Це пояснює той факт, що термін експлуатації бурильної труби групи міцності S-135 до зламу виявився у 1,72 рази більший ніж бурильної труби групи міцності G-105.

РОЗДІЛ 4

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗА НАЯВНОСТІ ПОШКОДЖЕНЬ У ТІЛІ ТРУБИ

4.1 Обґрунтування розрахункової схеми для вивчення роботи колони в свердловині

Бурильна колона за умовами і характером роботи є відновлюваною механічно-гідравлічною системою з послідовним з'єднанням елементів, відмова кожного з яких приводить до відмови всієї системи, а в окремих випадках і до аварійної ситуації. Аварії з елементами бурильної колони пов'язані зі значною втратою виробничого часу в бурінні, тому ефективність процесу буріння нафтових і газових свердловин у великій мірі залежить від надійності її роботи.

Бурильна колона має великий вплив на характер взаємодії долота з вибоєм свердловини і тим самим на механіку руйнування гірських порід. Ускладнення умов буріння, пов'язане з гірничо-геологічними особливостями родовищ, збільшенням глибин свердловин, зумовлюють ряд вимог до бурильної колони, забезпечення яких пов'язано з фізико-механічними властивостями матеріалу труб, конструкцією їх з'єднань, технологією виготовлення. Робота бурильної колони залежить від виду та величини діючих навантажень, якісні та кількісні оцінки котрих вимагають різносторонніх теоретичних і експериментальних досліджень.

Коливання бурильного інструменту є дуже складним, ще не достатньо вивченим фізичним явищем. Вони суттєво впливають на процес взаємодії долота з вибоєм свердловини. З коливанням бурильного інструменту тісно пов'язані час взаємодії озброєння долота з вибоєм та динамічне навантаження на долото, що визначають ефективність руйнування гірських порід, цілісність і довговічність робочих елементів долота та бурильної колони. Експериментально та теоретично встановлено, що під час взаємодії зубців шарошкового долота з породою бурильний інструмент в процесі буріння описує складний рух, зазнаючи при цьому одночасно поздовжніх, крутильних і поперечних коливань.

Вибір розрахункової схеми для вивчення динаміки бурильної колони і породоруйнівного інструменту має важливе значення для розробки рекомендацій з управління процесом буріння. При використанні спрощених моделей результати досліджень можна використовувати тільки якісно. Для глибших досліджень необхідно врахувати конструктивні та технологічні особливості реальної механічної системи, достатню точність оцінки характеристик елементів бурильної колони [92, 93].

Реальна механічна бурова система, яку використовують для поглиблення свердловини, складається з долота, що взаємодіє з гірською породою, бурильних труб та бурової установки. Основними елементами установки є талева система, що складається із з'єднаних талевими канатами крон-блока та талевого блока, і бурова вежа, з'єднана із встановленою на ґрунті основою. Бурильна колона знаходиться у свердловині, заповненій буровим розчином, який циркулює в трубному та затрубному просторі.

Для математичного опису механічної системи “порода – долото – бурильна колона” використаємо розрахункову схему, зображену на рис. 4.1. Компонування включає в себе секцію бурильних труб та секцію обважених бурильних труб (ОБТ).

Секції характеризуються площею поперечного перерізу A_i , полярним моментом інерції J_{pi} , модулем пружності E_i , масою одиниці довжини секції m_i . Їх матеріал є пружним та ізотропним. Вважаємо, що справджується гіпотеза про плоскі перерізи.

В нижній секції закріплено шарошкове долото, яке, перекочуючись вибоєм створює поздовжні коливання бурильної колони. Реакцію вибою представимо силовим збуренням, яке можна записати в загальному вигляді

$$F = F_j \cdot \sin(\omega_j \cdot t), \quad (4.1)$$

де ω_j – частоти навантаження;

F_j – амплітуди силового збурення.

В перерізі L_2 знаходиться віброзахисний пристрій (ВЗП), який представлено пружним елементом із жорсткістю k_a та демпфером з характеристикою α_a .

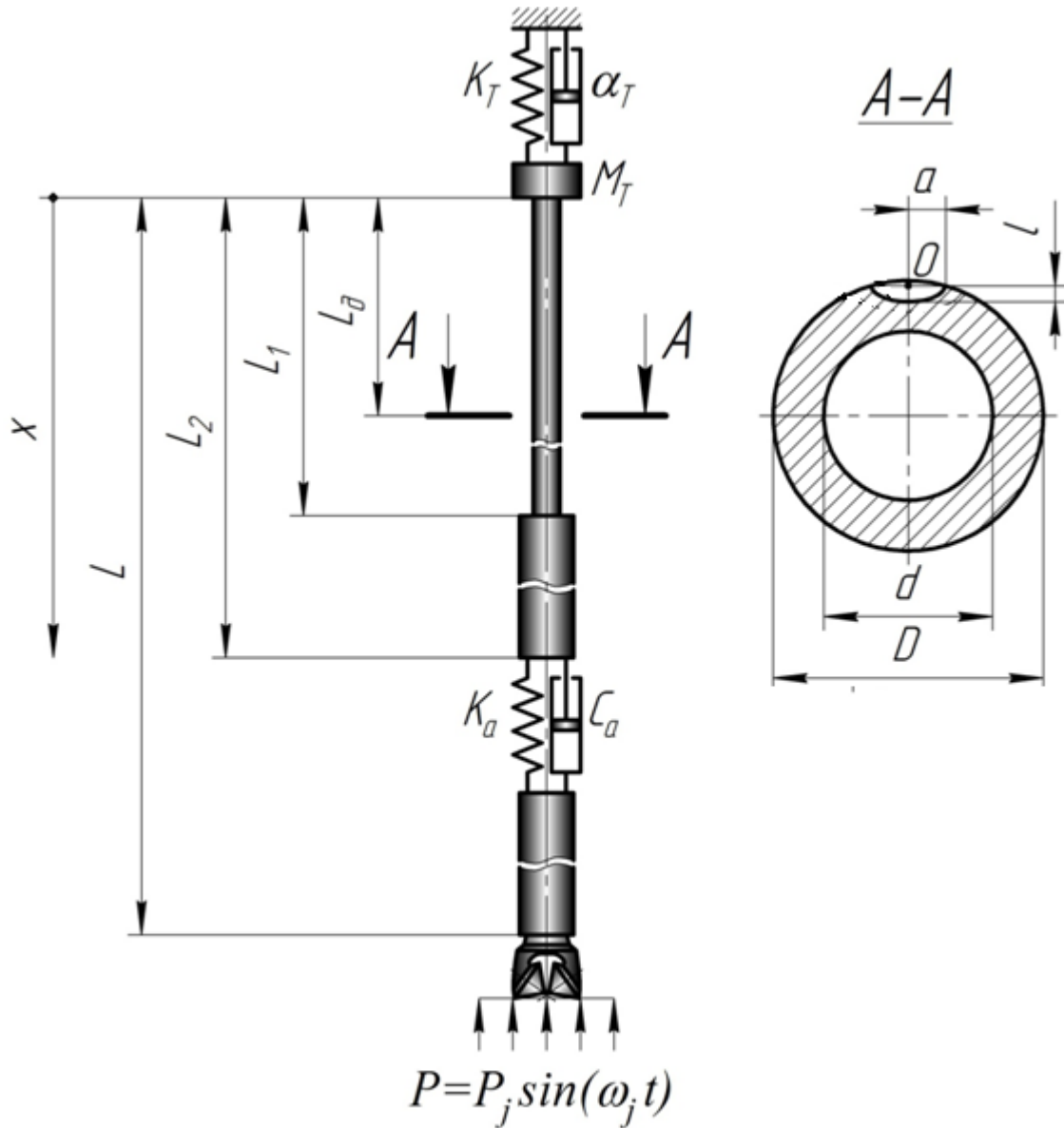


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема бурильної колони

Рухомі частини талевої системи бурової установки (талевий блок, вертлюг, штропи та інші) представлені зосередженою масою M_T . Бурову вежу з

оснащенням талевої системи представлено пружним елементом із приведеною жорсткістю k_T та демпфером із в'язкістю α_T .

Припустимо, що бурильна колона знаходиться у промивальній рідині і не взаємодіє із стінками свердловини. Спосіб буріння роторний. Процес вважаємо усталеним.

У деякому перерізі на відстані L_D знаходиться дефект типу тріщини, який виявлено методами неруйнівного контролю (рис 4.1). Він описується інтегральною характеристикою – площею S_0 . Припустимо, що тріщина знаходиться в площині, перпендикулярній до діючого навантаження (тобто осі свердловини). Тріщина має напівеліптичну форму з півосями $2a$ (довжина по колу) та l (глибина по тілу труби). Її розвиток відбувається в площині розташування. Напружений стан на фронті її поширення повністю характеризується коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН), тобто виконуються умови автотодальності [94].

Таким чином, основним завданням є створення математичної моделі бурильної колони з дефектом типу тріщини. За допомогою цієї моделі потрібно дослідити період розвитку тріщини в довільному перерізі бурильної колони та оцінити вплив параметрів буріння та ВЗП на кінетику її росту. На основі цього можна буде розрахувати залишковий ресурс пошкодженої труби.

4.2 Моделювання роботи бурильної колони з тріщиною при повздовжніх коливаннях

При дослідженні динаміки бурильної колони доводиться проводити штучний розподіл енергетичних каналів поширення коливань: поздовжні, крутильні та поперечні, хоча ці процеси пов'язані між собою.

Розглянемо дію на бурильну колона поздовжніх коливань шарошкового долота у процесі поглиблення вибою. Як було вже зазначено вище, джерелом поздовжніх коливань є збурні сили, зумовлені роботою долота, обертанням колони і рухом бурового розчину. Обертання шарошкового долота призводить до

зворотно-поступального вертикального переміщення долота, яке передається бурильній колоні. Переміщення долота вгору супроводжується збільшенням потенціальної енергії в колоні, а при його переміщенні вниз – потенціальна енергія переходить в кінетичну, яка йде на руйнування породи. Зворотно-поступальний рух долота збуджує поздовжні хвилі, які поширюються по колоні і складаються із півхвиль стиску та розтягу. Чергування цих хвиль зумовлює зміну потенціальної енергії важкого низу, що веде до збільшення осьового навантаження на долото та руйнування вибою [95].

Зусилля в поперечних перерізах труб будуть відрізнятися від зусиль, що отримані в результаті статичних розрахунків. Пружні коливання, що виникають в бурильній колоні під час взаємодії долота з вибоєм, впливають (як безпосередньо, так і побічно) на значення внутрішніх силових факторів, які потрібні для розрахунку на надійність і довговічність.

Для розв'язку задачі скористаємося методом скінчених елементів (МСЕ) [96-102]. Для цього колону бурильних труб в положенні рівноваги розіб'ємо на скінченні елементи (рис. 4.2). Виберемо дві системи координат: загальну, яка пов'язана із бурильною колоною, та місцеву, яка безпосередньо зв'язана із кожним скінченим елементом.

Рівняння руху складемо, використавши рівняння Лагранжа другого роду, які можна записати у вигляді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{u}_i} \right) + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{u}_i} + \frac{\partial U}{\partial u_i} = R_i(t), \quad (4.2)$$

де $i = 1, 2, \dots, n$ число ступенів вільності, що відповідає числу вузлів;

T – кінетична енергія системи;

U – потенціальна енергія системи;

Φ – дисипативна функція Релея;

$R_i(t)$ – узагальнені сили;

u_i – переміщення вузлів.

Потенціальна енергія, кінетична енергія і дисипативна функції Релея є квадратичними формами від \vec{u}_i та $\vec{\dot{u}}_i$

$$U = \frac{1}{2} \cdot \vec{u}_i^T \cdot C \cdot \vec{u}_i, \quad (4.3)$$

$$T = \frac{1}{2} \cdot \vec{u}_i^T \cdot M \cdot \vec{u}_i, \quad (4.4)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot \vec{u}_i^T \cdot K \cdot \vec{u}_i, \quad (4.5)$$

де C – матриця жорсткості;

M – матриця мас;

K – матриця демпфування.

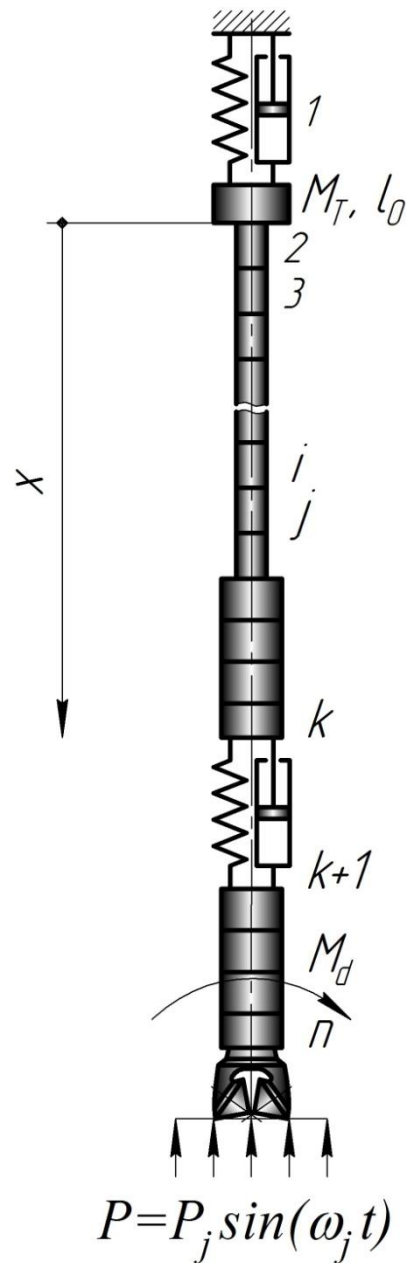


Рисунок 4.2 – Скінченно-елементна модель бурильної колони

Враховуючи, що

$$\frac{\partial U}{\partial \bar{u}_i} = [C] \cdot u \quad \frac{\partial T}{\partial \bar{\dot{u}}_i} = [M] \cdot \ddot{u}, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \bar{u}_i} = [K] \cdot \dot{u}, \quad (4.6)$$

рівняння (4.2) можна записати у матричному вигляді:

$$[M] \cdot \ddot{z} + [K] \cdot \dot{z} + [C] \cdot z = R_i(t). \quad (4.7)$$

Розглянемо характерні скінченні елементи (СЕ), які використовуються в розбитті.

Рухомі частини талевої системи бурової установки представимо зосередженою масою M_T , а бурову вежу з оснащенням талевої системи представимо в'язко-пружним тілом Фойгта (рис. 4.3а), з зведеною жорсткістю k_T і коефіцієнтом демпфування α_T . Для цього СЕ матриця мас M , жорсткості C та демпфування K будуть мати відповідно вигляд

$$[M_{1c}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & M_T \end{bmatrix}, \quad [C_{1c}] = \begin{bmatrix} k_T & -k_T \\ -k_T & k_T \end{bmatrix}, \quad [K_{1c}] = \begin{bmatrix} \alpha_T & -\alpha_T \\ -\alpha_T & \alpha_T \end{bmatrix}. \quad (4.8)$$

Розглянемо скінченний елемент, яким змодельовано бурильні труби і обважені бурильні труби (рис. 4.3б). Він представляє собою трубчастий стрижень, матеріал якого є ізотропним, характеризується геометричними (довжина, товщина стінки, площа поперечного перерізу), фізичними (модуль Юнга, коефіцієнт Пуассона) властивостями. Вважатимемо, що справджується гіпотеза плоских перерізів, а напруження і деформації зв'язані за допомогою закону Гука. Зовнішні зусилля напрямлені вздовж осі стержня, а напруження і деформації рівномірно розділені по площі перерізу.

Апроксимацію переміщень по скінченному елементу виразимо поліномом першого степеня

$$u(x) = f_1(x) + f_2(x) \cdot x, \quad (4.9)$$

де $f_1(x)$, $f_2(x)$ – координатні функції, які описуються залежностями

$$f_1(x) = \frac{L-x}{L}, \quad f_2(x) = \frac{x}{L}, \quad (4.10)$$

в яких $u(x)$ – переміщення вздовж осі стержня;

L – довжина скінченного елемента.

Напруження і деформації можна визначити відповідно за формулами

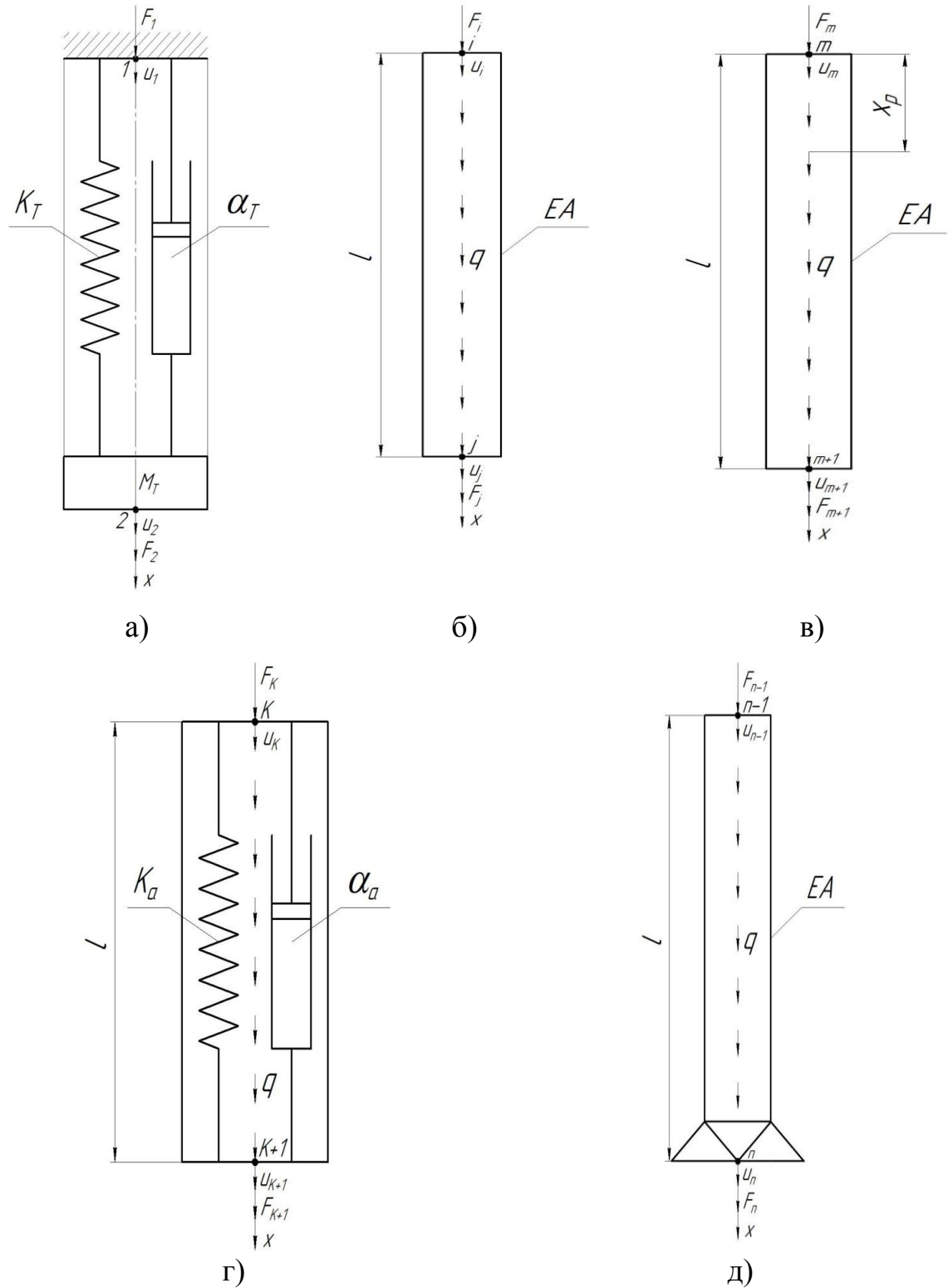


Рисунок 4.3 – Основні типи скінченних елементів, що використовуються при розбитті бурильної колони

$$\sigma(x) = E \cdot \frac{du(x)}{dx}, \quad \varepsilon(x) = \frac{du(x)}{dx}. \quad (4.11)$$

Елементи матриці жорсткості C_{ij} знайдемо за формулою

$$C_{ij} = \int_0^L \sigma_i(x) \cdot \varepsilon_j(x) dx.$$

Тобто, зінтегрувавши, одержимо матрицю

$$[C_{ie}] = \begin{bmatrix} \frac{E \cdot A}{L} & -\frac{E \cdot A}{L} \\ -\frac{E \cdot A}{L} & \frac{E \cdot A}{L} \end{bmatrix}. \quad (4.12)$$

Елементи матриці мас M_{ij} визначимо за формулою

$$M_{ij} = m \cdot \int_0^L f_i(x) \cdot f_j(x) dx,$$

де m – розподілена по СЕ маса.

Зінтегрувавши, одержимо відповідно матрицю мас

$$[M_{ie}] = \begin{bmatrix} \frac{m \cdot L}{3} & -\frac{m \cdot L}{6} \\ -\frac{m \cdot L}{6} & \frac{m \cdot L}{3} \end{bmatrix}. \quad (4.13)$$

Матрицю демпфування K_{ij} знайдемо аналогічно матриці мас. Вона має вигляд

$$[K_{ie}] = \begin{bmatrix} \frac{\alpha \cdot L}{3} & -\frac{\alpha \cdot L}{6} \\ -\frac{\alpha \cdot L}{6} & \frac{\alpha \cdot L}{3} \end{bmatrix}, \quad (4.14)$$

де α – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу, з яких виготовлено труби (визначається експериментально).

Скінчений елемент, який характеризує віброзахисний пристрій (рис. 4.3г), представимо в'язко-пружним тілом із коефіцієнтами жорсткості k_a та демпфування α_a . Він має розподілену масу. Відповідно матриці мас, жорсткості та демпфування для нього записується

$$[M_{ae}] = \begin{bmatrix} \frac{m_a \cdot L}{3} & -\frac{m_a \cdot L}{6} \\ -\frac{m_a \cdot L}{6} & \frac{m_a \cdot L}{3} \end{bmatrix}, \quad [C_{ae}] = \begin{bmatrix} k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix}, \quad [K_{ae}] = \begin{bmatrix} \alpha_a & -\alpha_a \\ -\alpha_a & \alpha_a \end{bmatrix}. \quad (4.15)$$

Скінченний елемент, що містить тріщину (рис. 4.3в), характеризується такими ж характеристиками, як і СЕ, що моделює бурильні труби. Матриці мас і демпфування співпадають, а матриця жорсткості набере вигляду

$$[C_{de}] = \begin{bmatrix} \frac{E \cdot A}{L} \cdot (1 - \delta \cdot (x - x_p)) \cdot \sigma_d & -\frac{E \cdot A}{L} \cdot (1 - \delta \cdot (x - x_p)) \cdot \sigma_d \\ -\frac{E \cdot A}{L} \cdot (1 - \delta \cdot (x - x_p)) \cdot \sigma_d & \frac{E \cdot A}{L} \cdot (1 - \delta \cdot (x - x_p)) \cdot \sigma_d \end{bmatrix}, \quad (4.16)$$

де $\delta = \delta(x)$ – дельта-функція Дірака;

$\sigma_d = \frac{A_i - A_o}{A_i}$ – ступінь пошкодження поперечного перерізу труби;

x_p – координата пошкодженого перерізу.

Для скінченного елемента, яким змодельовано обважену бурильну трубу з долотом (рис. 4.3д), одержимо

$$[M_n] = \begin{bmatrix} \frac{m \cdot L}{3} & -\frac{m \cdot L}{6} \\ -\frac{m \cdot L}{6} & \frac{m \cdot L}{3} + m_d \end{bmatrix}, [C_n] = \begin{bmatrix} \frac{E \cdot A}{L} & -\frac{E \cdot A}{L} \\ -\frac{E \cdot A}{L} & \frac{E \cdot A}{L} \end{bmatrix}, [K_n] = \begin{bmatrix} \frac{\alpha \cdot L}{3} & -\frac{\alpha \cdot L}{6} \\ -\frac{\alpha \cdot L}{6} & \frac{\alpha \cdot L}{3} \end{bmatrix}. \quad (4.17)$$

Матриці мас $[M]$, жорсткості $[C]$, демпфування $[K]$ всієї системи одержимо підсумувавши відповідні матриці для перелічених вище скінчених елементів.

Вектор вузлових сил $R_i(t)$ одержимо, врахувавши зусилля, які діють на колону. Найбільша розтягуюча сила діє на усті і визначається згідно залежності [23]

$$P = K \cdot g(Q_\delta - Q_a) \cdot \left(1 - \frac{\gamma_\delta}{\gamma}\right), \quad (4.18)$$

де $K=1,1$ – коефіцієнт, який враховує вплив тертя, сили опору буровому розчину;

Q_δ – маса бурильних труб;

Q_a – маса ОБТ;

γ_δ – густина промивальної рідини;

γ – густина матеріалу труб.

По колоні зусилля розподілені за лінійним законом, який можна подати у наступним чином

$$p_1(x) = P - \left[K \cdot g(Q_\delta - Q_a) \cdot \left(\frac{x}{l_\delta} - \frac{\gamma_\delta}{\gamma} \right) \right], \quad (4.19)$$

де l_δ – довжина колони бурильних труб.

На основі принципу можливих переміщень зведемо розподілене навантаження до вузлового [96-102]. Розглянемо СЕ із вузлами i та j . Для них одержимо

$$F_i = \int_0^{l_i} \frac{p_1 \cdot x}{l_i} \cdot \frac{x}{l_i} dx = \frac{p_1 l_i}{3}, \quad (4.20)$$

$$F_j = \int_0^{l_i} \frac{p_1 \cdot x}{l_i} \cdot \frac{l_i - x}{l_i} dx = \frac{p_1 l_i}{6}. \quad (4.21)$$

Як відомо бурильна колона має стиснуту та розтягнуту частини. Нейтральний переріз знаходиться з умови

$$L_0 = \frac{G_g}{\gamma}, \quad (4.22)$$

де G_g – навантаження на долото.

Зусилля, що діють на СЕ, який працює в стиснутій частині бурильної колони, зведемо до вузлових аналогічно, як і для розтягнутої частини, тільки отримаємо зусилля розподілені відповідно по закону:

$$p_2(x) = \frac{\gamma A_2 x}{L}, \quad (4.23)$$

і відповідно будемо мати

$$F_i = \frac{p_2 l_i}{3}, \quad F_j = \frac{p_2 l_i}{6}. \quad (4.24)$$

Загальний вектор зусиль $R_i(t)$ одержимо просумувавши вузлові зусилля і додавши в останньому рядку силове збурення, яке діє з боку вибою на долото, згідно (4.1).

Підставивши знайдені матриці та вектори в рівняння (4.7) одержимо систему рівнянь, котра описує рух бурильної колони з тріщиною в вертикальній свердловині при повздовжніх коливаннях.

Для аналізу роботи даної моделі при зміні характеристик бурової механічної системи та ВЗП проводились розрахунки в середовищі Mathcad. Розв'язок одержаної системи рівнянь здійснювали методом Ньюмарка [85]. Було

використано значення параметрів $\gamma = \frac{1}{2}$ і $\beta = \frac{1}{4}$, при яких одержується найкраща збіжність та стійкість розв'язку. Отримане поле вузлових переміщень дає можливість визначати напружений стан бурильної колони та реакцію системи на періодичну дію сили з кутовою частотою ω_j .

4.3 Побудова скінченно-елементної моделі фрагмента тіла бурильної труби з тріщиною

Попередні дослідження показують, що елементи бурильної колони працюють тривалий час з різного роду дефектами, в тому числі і поверхневими тріщинами. Проведений нами перевіряючий аналіз аварійних ситуацій згідно рекомендованих методик [103] показав, що в місцях злому був ще достатній запас міцності. Це можна пояснити тим, що існуючі методики розрахунку на практиці є недосконалими, і вказує на недостатню оцінку напружено-деформованого стану (НДС) пошкодженої труби.

Проведемо дослідження НДС в характерному перерізі бурильної колони, де знаходиться ненаскрізна поверхнева тріщина. Дефекти такого типу носять просторовий характер і в загальному випадку їх опис є багатопараметричним. Сучасними методами неруйнівного контролю загальну інформацію про виявлений дефект можна отримати тільки в окремих випадках. Тому у вітчизняній і зарубіжній практиці у випадку, коли інформація про дефект є неповною, а також для спрощення розрахункових методик, прийнято апроксимувати тріщиною напівеліптичної форми [88]. Тріщини такої форми є двопараметричними, їх геометрію можна описати двома параметрами – довжинами півосей еліпса.

Для опису НДС використаємо основний розрахунковий параметр механіки руйнування – коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН), який обчислимо за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ).

Виходячи з проведеного аналізу, щодо тріщини приймемо наступні припущення:

- тріщина розвивається в одній площині, перпендикулярній до діючого навантаження;
- коефіцієнти інтенсивності напружень повністю визначають напружено-деформований стан в околі фронту тріщини;
- тріщина має півеліптичну форму із характерними розмірами: малою піввіссю l – глибиною по тілу труби (по товщині) та великою піввіссю a – довжиною по колу.

Використовуючи розв'язок задачі про коливання бурильної колони [104], в розбиття якої включено скінченний елемент, що містить тріщину, визначаємо НДС бурильної колони в цілому. Врахувавши той факт, що крайові ефекти в районах торців, згідно [105], затухають на довжині $2,5\sqrt{R_m \cdot t}$, де R_m , t – відповідно середній радіус та товщина труби, умовно вирізаємо частину труби з тріщиною завдовжки не менше, ніж

$$2H = 2,5 \cdot \sqrt{R_m \cdot t} + 6 \cdot l, \quad (4.25)$$

та розглядаємо її рівновагу з урахуванням вже відомих прикладених навантажень, які були одержані на першому етапі.

Проводимо розрахунок НДС труби з тріщиною, за допомогою пакету скінченно-елементного аналізу *MSC Marc 2010*. Враховуючи симетрію, розглядаємо половину фрагменту труби, до якого прикладаємо обчислені раніше навантаження, і розбиваємо на скінченні елементи (рис. 4.4).

Базову модель створюємо за допомогою процедури автоматичного моделювання твердого тіла MESH [106, 107]. Для цього використовуємо параметричне моделювання. Джерелом моделі є файл процедури. Коли модель модифікується або деякі частини її змінюються, то все це ми робимо у файлі процедури. Це дає нам можливість отримати різні частини тіла модульними, тобто одна частина процедурного файлу не залежить від іншої. Зроблено це для того, щоб автоматично перенумерувувати вузли та елементи в ході зміни моделі. Для цього вводиться змінна $nnodes()$.

Скінченно-елементну сітку формуємо шляхом визначення основного твердого тіла, від якого віднімаємо частину навколо тріщини, яка буде використана пізніше при розбитті в околі фронту тріщини.

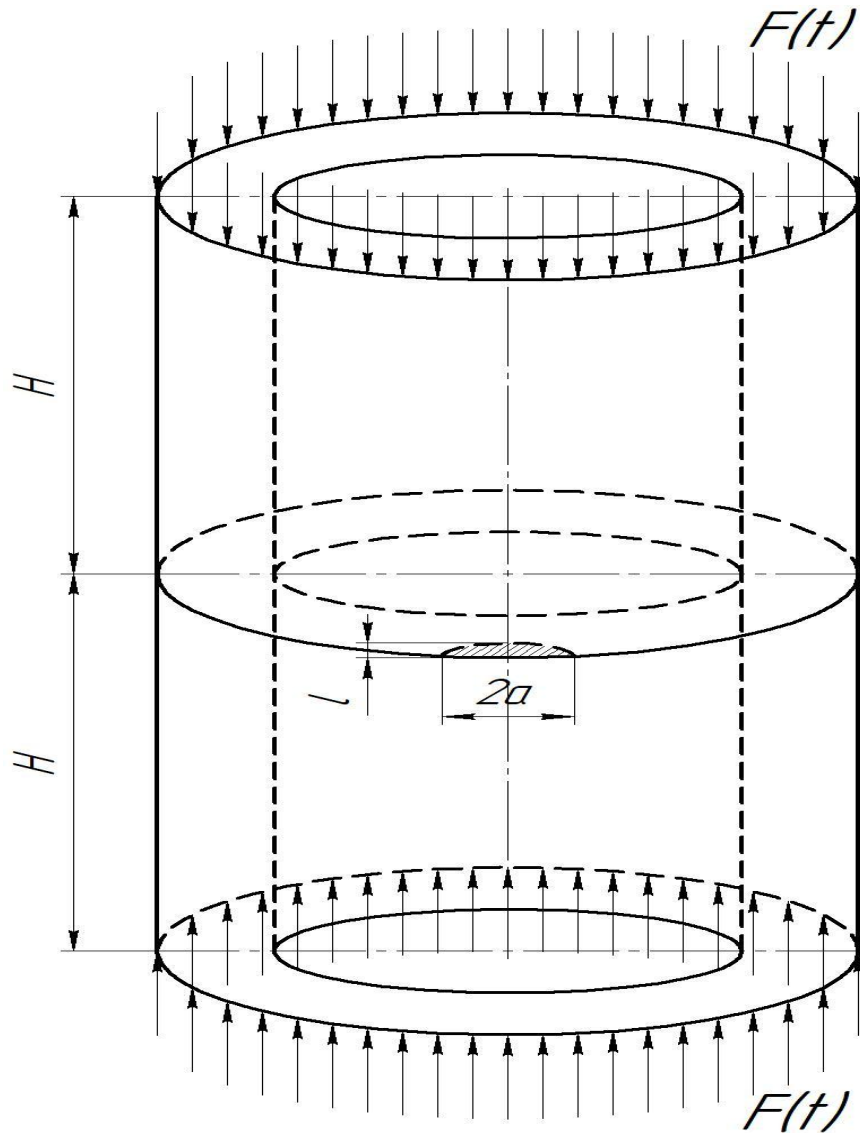


Рисунок 4.4 – Фрагмент бурильної труби з тріщиною та прикладеними зусиллями

Спочатку модель основного тіла (назвемо *tets*) утворюємо з допомогою чотиригранної автоматичної сітки, яку перетворюємо в загальну поверхню з використанням поверхневої сітки Делоне для отримання трикутної сітки зовні. Пізніше ця сітка використовується тетраедричною сіткою для створення 3-D сітки. Це робиться так, щоб утворена сітка була неперервною. При цьому в

розбитті використовуються такі елементи: елемент типу 7 (клас 5) – восьмизначний ізопараметричний паралелепіпед з трилінійною інтерполяцією; елемент типу 134 (клас 18) – ізопараметричний тетраедр з лінійною інтерполяцією. В тетраедричній сітці використовується сітковий перехід з коефіцієнтом $k_c = 1,1$, щоб отримати більш грубу сітку в напрямку від фронту тріщини.

Це дозволяє зменшити кількість скінченних елементів (рис. 4.5) і одночасно зробити плавніший перехід в область з характерним розміром тріщини, згідно рекомендацій [108].

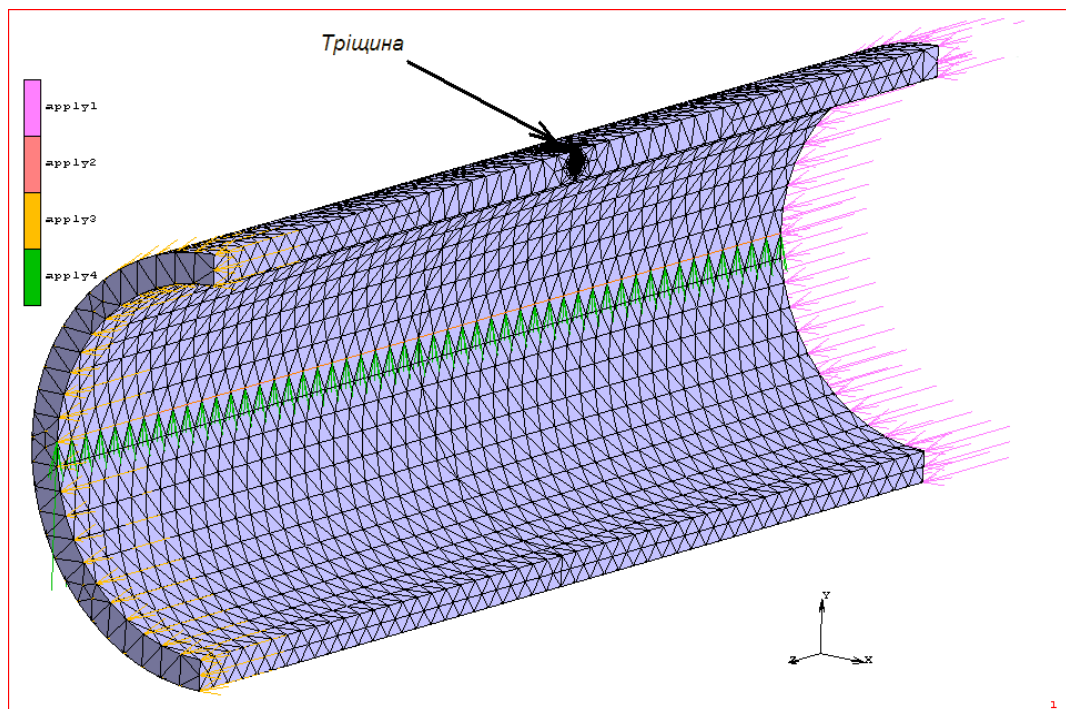


Рисунок 4.5 – Скінченно-елементна модель вирізаного куска бурильної труби з тріщиною з урахуванням симетрії

Наступним етапом побудови моделі є створення сітки навколо фронту тріщини. Для цього вирізана область розбивається на три частини: перша частина, яка пов'язує область тріщини з основним тілом (*crack1*), друга частина містить тріщину (*crack2*), третя частина містить частину вільної поверхні та доповнення частини вирізаного циліндра (*fill*). Першу частину розбиваємо окремо від інших

частин, а другу та третю розбиваємо так, щоб спільні вузли між ними збігалися. Сітки для цих частин створюються шляхом визначення площини сітки та її обертання. Здійснюється це за допомогою масштабного коефіцієнта $k_m = \frac{l}{a}$ (l та a – параметри тріщини).

Щоб відобразити сингулярність напружень вздовж фронту тріщини при використанні звичайних елементів, необхідно правильно виконати процедуру розбиття області тріщини на кінцеві елементи. Дотримуючись рекомендацій [108], вздовж фронту тріщини по обидва боки згущували сітку, щоб отримати дуже високу точність розв'язку для напружень та переміщень в околі фронту тріщини. Тут, в основному, використовувались елементи типу 134 (клас 18). Приклад одержаної скінченно-елементної моделі для тріщини глибиною $l = 5\text{мм}$ показано на рис. 4.6. Для оцінки впливу ступеня дискредитації області у вершині тріщини вибирався різний розмір елементів на кінці тріщини: 0,1мм, 0,05мм і 0,01мм. Розрахунки показують, що розміри кінцевих елементів мають суттєвий вплив на відстані $r \leq 0,01\text{мм}$.

Після побудови сітки визначаємо параметри тріщини. Ідентифікацію вузлів, що знаходяться на фронті тріщини, проводимо за допомогою опції ATTACH. Фронт тріщини складається з вузлів у нижній та верхній частині сітки тріщини. Ці вузли склеюються один з одним, використовуючи опцію CONTACT. Важливо, щоб використовувались вузли тріщини, що належали до нижньої частини, оскільки вона буде зв'язаною частиною тріщини і буде містити граничні умови симетрії. Це потрібно буде пізніше, коли будуть визначатись напрямки інтегрування для оцінки J-інтеграла. Щоб переконатися, що вузли у верхній частині тріщини є частиною фронту тріщини використовуємо мале (але ненульове) значення за допомогою параметрів *Nodes Multiple Tip Nodes*. Це робиться з метою отримання жорсткої області для правильного визначення оцінки J-інтеграла.

Побудована таким чином сітка складається з 4-х незалежних областей, які повинні бути пов'язані одна з одною. Це визначає їх як контактні тіла. Використовуючи опцію CONTACT та параметр GLUE пов'язуємо їх в єдине ціле.

Жорсткі контактні поверхні використовуються для прикладання навантажень і визначення граничних умов. Для цього використовуємо нову модифіковану опцію LOAD CONTROL. Оскільки, згідно МСЕ навантаження прикладаються в вузлах, то розподілене навантаження приводимо до вузлового. Щоб мати змогу звертатися до цих вузлів без їх використання (які зміняться, якщо розглянута вище модель є модифікованою), здійснюється перенумерація вузлів, і ми посилаємося на нові вузли, використовуючи заздалегідь визначену змінну npodes (.), яка була введена раніше. Побудовану таким чином скінченно-елементну модель показано на рисунку 4.6.

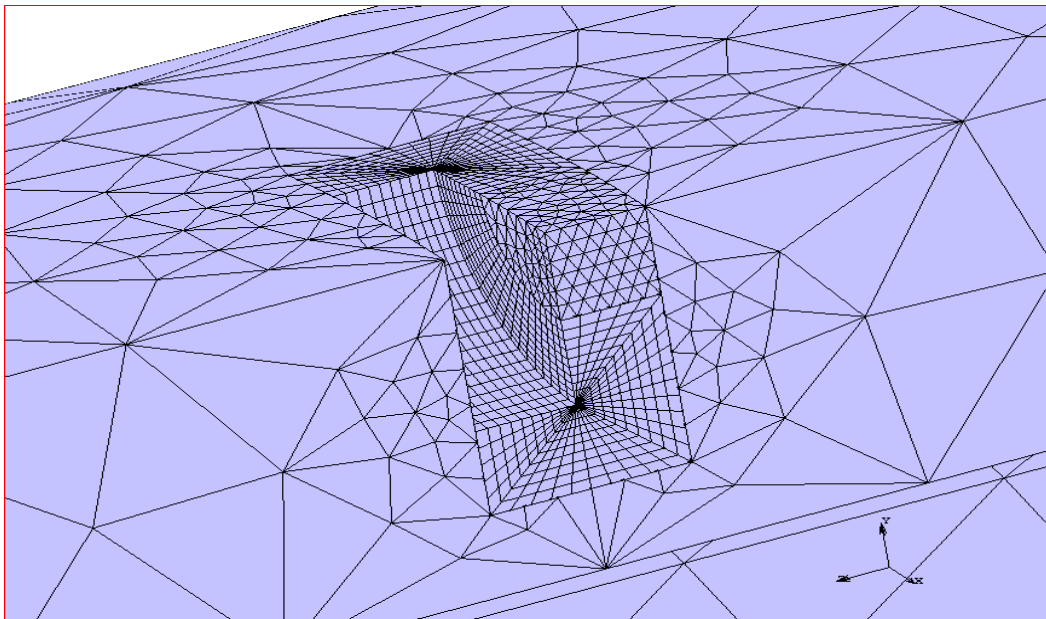


Рисунок 4.6 – Скінченно-елементна модель тріщини глибиною $l = 5\text{мм}$

Кінцева модель із вписаною тріщиною складає від 12000 до 14385 вузлів та від 32356 до 42894 елементів залежно від розмірів тріщини.

Змінюючи параметри тріщини та використовуючи описану вище процедуру, можна побудувати скінченно-елементні моделі для різних розмірів тріщини, щоб оцінити НДС вздовж фронту досліджуваного дефекту.

4.4 Обчислення коефіцієнтів інтенсивності напружень за допомогою методу скінченних елементів

При поглибленні свердловини на бурильну колону цілий ряд навантажень, які можна розділити на статичні та динамічні. До цього часу при аналізі причин аварій не завжди і не в повному об'ємі враховували поєднання основних факторів, що приводять до руйнування труб, в тому числі поєднання статичних і динамічних навантажень.

Провівши скінченно-елементний аналіз фрагмента бурильної труби ми одержуємо напружено-деформований стан в околі фронту тріщини, який описується основним параметром механіки руйнування коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН).

При обчисленні КІН, який характеризує напружено-деформований стан в околі вершини тріщини, враховувався тільки вклад статичних зусиль. Але оскільки бурильна колона здійснює коливання, то потрібно враховувати також динамічний КІН – K_{1d} .

Дослідження впливу тріщини на частоти та форми вільних коливань необхідні не тільки для визначення допустимих навантажень і частот, але й для діагностики дефектів.

Обчислимо динамічний КІН, використавши метод, який базується на поданні цих коефіцієнтів у виді суперпозиції "умовних" КІН, що відповідають нормованим формам вільних коливань з деякими ваговими множниками [85].

Скінчено-елементні рівняння руху без затухання (при дії гармонічного навантаження) можна подати у вигляді

$$[M] \cdot \{\ddot{u}\} + [K] \cdot \{u\} = \{f\} \cdot e^{i\omega t}, \quad (4.26)$$

де $[M]$ – матриця мас;

$[K]$ – матриця жорсткості;

$\{u\}$ – вектор переміщень;

$\{f\}$ – вектор навантаження;

$\{\omega\}$ – частота навантаження;

$i^2 = -1$ – комплексна одиниця.

Позначивши через ω_i власні числа в порядку зростання, а через $\{u^{(i)}\}$ – власні вектори, запишемо

$$[K] \cdot \{u\} = \omega^2 \cdot [M] \cdot \{u\} \quad (4.27)$$

$$\{u^{(i)}\}^T \cdot [M] \cdot \{u^{(j)}\} = \delta_{ij}, \quad (4.28)$$

де $\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } i = j, \\ 0, & \text{якщо } i \neq j. \end{cases}$ – символ Кронеккера.

З урахуванням частоти сили збурення, частинний розв'язок (4.26) можна подати у вигляді

$$\{u(t)\} = \sum_i \{u^{(i)}\} \frac{(\{u^{(i)}\}^T \{f\})}{\omega_i^2 - \omega^2} e^{i\omega t}. \quad (4.29)$$

Відповідно статичний розв'язок може бути представлений у вигляді суперпозицій форм вільних коливань

$$\{u^{(s)}\} = \sum_i \frac{(\{u^{(i)}\}^T \{f\})}{\omega_i^2} u^{(i)}. \quad (4.30)$$

Введемо позначення: K_s – статичний КІН, що відповідає $\{u^{(s)}\}$, $K^{(i)}$ – КІН, що відповідають $\{u^{(i)}\}$, $K_{1d}(t)$ – динамічний КІН. Розмірність $K^{(i)}$ будемо визначати з урахуванням умов нормування (4.28). Оскільки вектор переміщень за допомогою лінійного функціонала однозначно визначає коефіцієнт інтенсивності напружень, то можемо записати динамічний КІН

$$K_{1d}(t) = \sum_i K^{(i)} \frac{(\{u^{(i)}\}^T \{f\})}{\omega_i^2 - \omega^2} e^{i\omega t} \quad (4.31)$$

і статичний КІН

$$K_{1s} = \sum_i K^{(i)} \frac{(\{u^{(i)}\}^T \{f\})}{\omega_i^2}. \quad (4.32)$$

Введемо безрозмірні коефіцієнти

$$Z_i = \frac{K^{(i)} \{u^{(i)}\}^T \{f\}}{K_s \omega^2}. \quad (4.33)$$

Тоді, врахувавши (4.30) та (4.31) одержимо вираз для знаходження динамічного КІН

$$K_{1d} = K_s \cdot \sum_i Z_i \frac{\omega_i^2}{\omega_i^2 - \omega^2} e^{i\omega t}, \quad (4.34)$$

$$\sum_i Z_i = 1. \quad (4.35)$$

Рівність (4.35) служить критерієм точності розрахунку динамічного коефіцієнта інтенсивності напружень, якщо статичний КІН, що входить у вираз для Z_i (4.33) враховувати не у відповідності з (4.32), а безпосередньо із статичної системи

$$[K] \cdot \{u\} = \{f\}. \quad (4.36)$$

Таким чином, похибка знаходження динамічних КІН оцінюється різницею $|\sum Z_i - 1|$, тобто для оцінки похибки знаходження $K_{1d}(t)$ порівнюється динамічний КІН при нульовій частоті і статичний КІН, знайдений із рівнянь рівноваги. Безрозмірні коефіцієнти Z_i , з допомогою яких обчислюється $K_{1d}(t)$, залежать від товщини труби, конфігурації та відносної глибини тріщини, коефіцієнта Пуассона.

Статичний КІН K_{1s} знаходиться безпосередньо з рівнянь рівноваги (4.26). Для цього використовуємо метод податливості, який базується на інтенсивності вивільнення енергії, що має місце при поширенні тріщини. Після виконання МСЕ –аналізу фрагменту труби, одержуємо відомий НДС в околі фронту тріщини, а також вектор вузлових переміщень. Розв'язок проводимо для тріщин довжиною l та $l+\Delta l$, використовуючи одну і ту ж саму сітку розбиття. КІН визначаємо за наближеною формулою

$$K_{1s}^2 = \frac{E}{2\Delta l(1-\nu)} (\{g\}_{l+\Delta l} - \{g\}_l)^T \cdot \{f\}, \quad (4.37)$$

де E , ν – відповідно модуль Юнга та коефіцієнт Пуассона;

Δl – приріст тріщини;

$\{u\}_{l+\Delta l}$ та $\{u\}_l$ – вектори вузлових переміщень, що відповідають відповідно довжинам $l + \Delta l$ та l .

Використання однієї і тієї ж самої сітки дозволяє виключити систематичну помилку і тим самим збільшити точність обчислень.

Загальний КІН знаходимо, як суму статичної та динамічної складової:

$$K_1 = K_{1s} + K_{1d}. \quad (4.38)$$

Для реалізації описаного методу було складено процедурний файл, який використано в пакеті *MSC Marc*. Під час тестування методу для обчислення K_{1d} використовували перші 12 форм власних коливань. Причому перші три форми відповідали зміщенням тіла як жорсткого, а форми з номерами 4, 6, 7, 9, 10, 12 не вносили змін в K_{1d} . Таким чином, для даного випадку, зміни в K_{1d} вносять три форми власних коливань із номерами 5, 8, 11. Відповідні цим формам безрозмірні коефіцієнти складають 0,825; –0,102; 0,304; а частоти форм цих коливань відповідно рівні 4,012; 9,105; 26,415. Похибка обчислень K_{1d} склала 2,7 %. Загальний КІН можна записати у вигляді [109]

$$K_1 = K_{1s} \left(1 + \frac{0,825}{1 - \left(\frac{\omega}{4,012}\right)^2} - \frac{0,102}{1 - \left(\frac{\omega}{9,105}\right)^2} + \frac{0,304}{1 - \left(\frac{\omega}{26,415}\right)^2} \right).$$

Отже, внесок динамічної складової в загальний КІН складає до 10-25 %, в залежності від умов роботи бурильної колони, що не враховувалося раніше при аналізі аварій з бурильними трубами.

4.5 Дослідження напружено-деформованого стану бурильної труби з експлуатаційними дефектами під час буріння

Попередні дослідження показують, що елементи бурильної колони з тріщиною експлуатуються довший час. Після проведення аналізу аварій згідно рекомендованих методик [103], ми прийшли до висновку, що в місцях злому був значний запас міцності. Це вказує на практичну недосконалість поширених

методів розрахунку, що не враховують в повному обсязі напружено-деформований стан (НДС) в околі вершини тріщини пошкодженої труби [110, 111].

Проведемо аналіз НДС в околі вершини тріщини, використавши розроблену нами математичну модель. Для розрахунку вибрали компоновання бурильної колони, що складається з двох секцій: бурильних труб ТБПВ $127 \times 9,19$ Л довжиною 4727 метрів та обважнених бурильних труб ОБТ 165×70 довжиною 146 метрів. Під час проведення розрахунків розглядалися наступні режими роботи бурильної колони: навантаження G на долото змінювали в межах від 6 до 8 тонн, витрати промивної рідини $Q = 24$ л/с, тиск $P = 10$ МПа, частоту обертання колони змінювали від 50 до 70 об/хв. Буровий розчин характеризувався такими параметрами: густина $\rho = 1,18$ г/см³, в'язкість $T = 60$ с.

На глибині 2775 метрів знаходиться переріз, що містить поперечну напівеліптичну тріщину, розміри якої відомі.

З метою оцінки впливу віброзахисних пристроїв (ВЗП) на роботу бурильної колони, розрахунки проводились у двох варіантах: з використанням ВЗП та без них. Параметри ВЗП змінювали в межах: коефіцієнт жорсткості $k = 5 \div 20$ Н/м та коефіцієнт демпфування $\alpha_0 = 0 - 38$ Н/м на с/м. Розглядалися різні варіанти розміщення ВЗП по довжині колони.

Як правило, ВЗП встановлюють над долотом з метою його ефективного захисту. Розроблена математична модель бурильної колони дає можливість розглядати різні варіанти: робота компоновання без ВЗП так і ним, а також дає можливість поєднання двох і більше [113, 114]. Задаючи певні режими роботи бурильної колони змінювали параметри ВЗП, знаходячи при цьому напруження в місці пошкодженої труби, щоб оцінити їх вплив на НДС. При розрахунках вибирали сталим значення коефіцієнта демпфування, а значення коефіцієнта жорсткості змінювали та навпаки. Для прикладу, на рис.4.7, наведено залежності зміни напружень в поперечному перерізі пошкодженої труби при різних поєднаннях параметрів ВЗП. Як видно з рисунка збільшення коефіцієнта

жорсткості вдвічі змінює характер коливних процесів у даному перерізі, які не пропадають, але стають набагато плавнішими, що свідчить про позитивний вплив ВЗП.

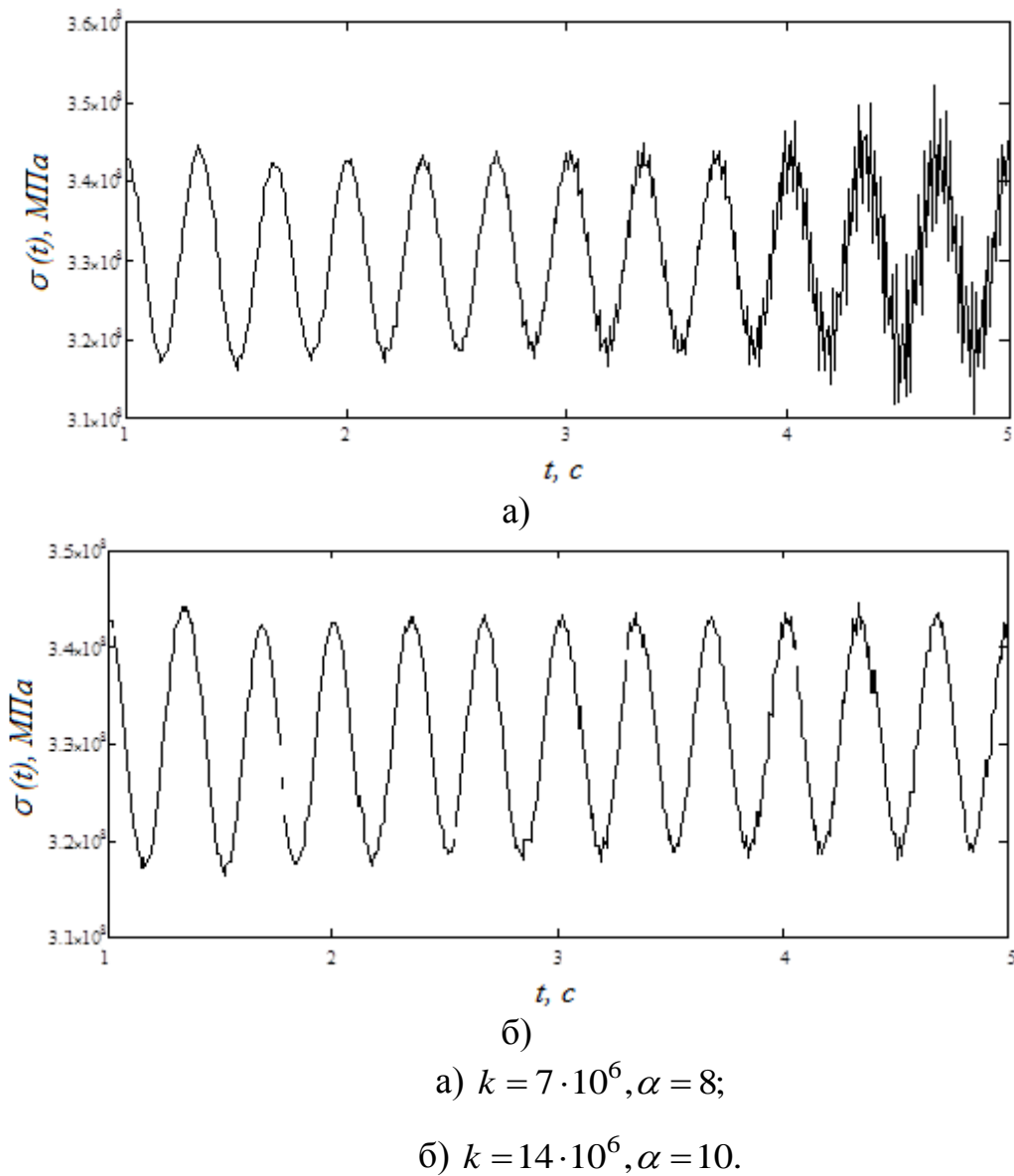


Рисунок 4.7 – Напруження в поперечному перерізі пошкодженої труби при різних поєднаннях параметрів ВЗП

Знаючи напруження що діють в поперечному перерізі пошкодженої труби та виходячи з того, що крайові ефекти в районах торців затухають на довжині $2,5\sqrt{R_m t}$ [105], де R_m, t – відповідно середній радіус та товщина труби. Далі умовно вирізали частину труби з тріщиною завдовжки не менше ніж $2H = 2,5 \cdot \sqrt{R_m \cdot t} + 6l$

та розглядали рівновагу елемента конструкції з урахуванням вже відомих розв'язків.

До торців вирізаної частини труби прикладали поле переміщень, одержане на попередньому етапі. Після цього будували геометричну модель фрагмента труби, описану в підрозділі 4.3, і визначали НДС в кожному з випадків. Було розглянуто послідовність скінченно-елементних моделей труби, які відрізнялись одна від одної тільки розмірами тріщини. За допомогою серії розрахунків визначався напружено-деформований стан моделей при дії прикладених навантажень. Зокрема, для одного випадку (прийнято глибину тріщини 5 мм) на рис. 4.8 подано розподіл еквівалентних напружень Мізеса по фронту тріщини при різних значеннях часового проміжку: $t = 5 \text{ с}$ та $t = 20 \text{ с}$. Можна зауважити характерну пластичну зону у вершині тріщини як по тілу, так по поверхні труби. Це свідчить про те, що характер руйнування, при умові, якщо воно відбудеться буде квазікрихким. Також можна зауважити, що тріщина “дихає”, на що вказує розміщення берегів тріщини. Зазначимо, що zdeформований елемент зображено для наочності з врахуванням коефіцієнту масштабування.

Поступово збільшуючи навантаження та задовольняючи граничні умови для кожного кроку визначали параметри напружено-деформованого стану та обчислювали J - інтеграл. Методом апроксимацій J - інтеграла з врахуванням сформульованих припущень обчислювали максимальні значення коефіцієнтів інтенсивності напружень K_1 вздовж фронту тріщини за формулою

$$K_1 = \sqrt{\frac{J \cdot E}{(1 - \mu^2)}},$$

де E – модуль Юнга;

μ – коефіцієнт Пуассона.

На основі чисельного моделювання одержували величини КІН, які залежать від багатьох факторів: режимів роботи бурильної колони, параметрів ВЗП, що впливають на НДС по фронту тріщини. На рис. 4.9 подано розподіл КІН, в залежності, від відносного видовження для різної геометрії тріщини, який характеризує вплив геометрії на його значення. Співвідношення півосей майже не

змінюються, що свідчить про стійкість тріщини і труба може працювати ще довший час. Такого результату було досягнуто за рахунок підбору параметрів

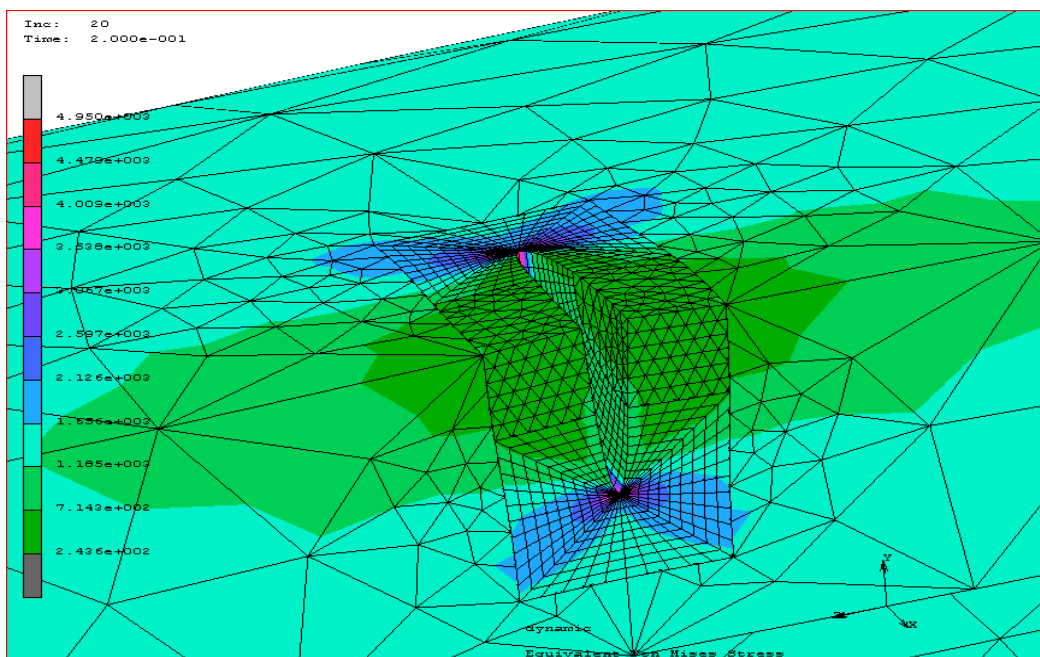
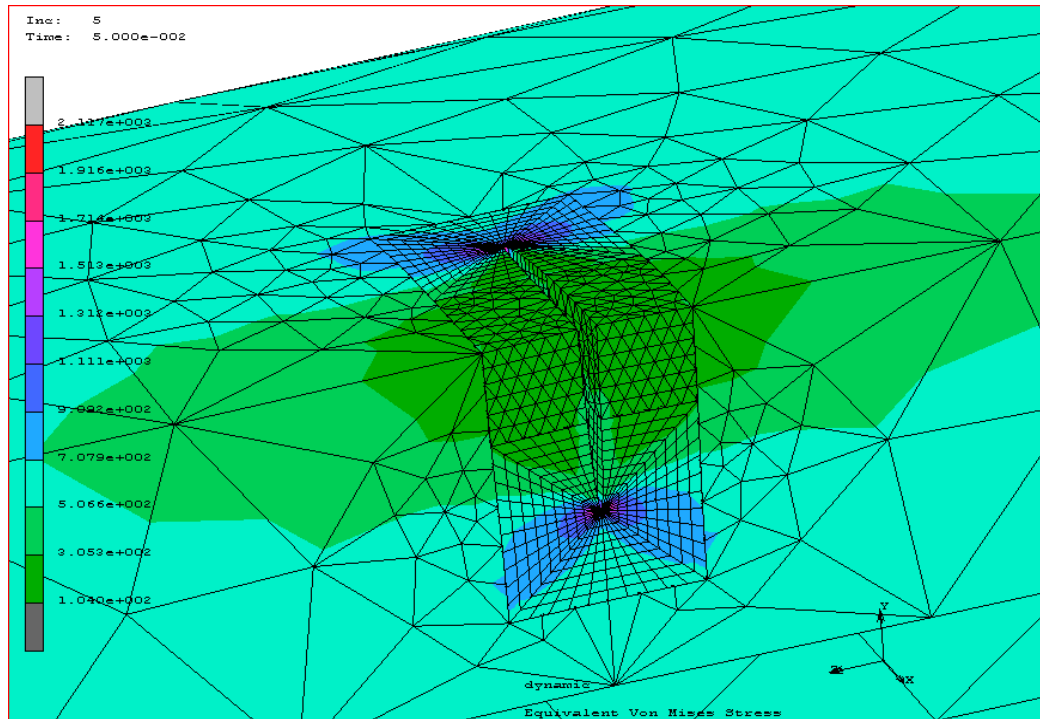
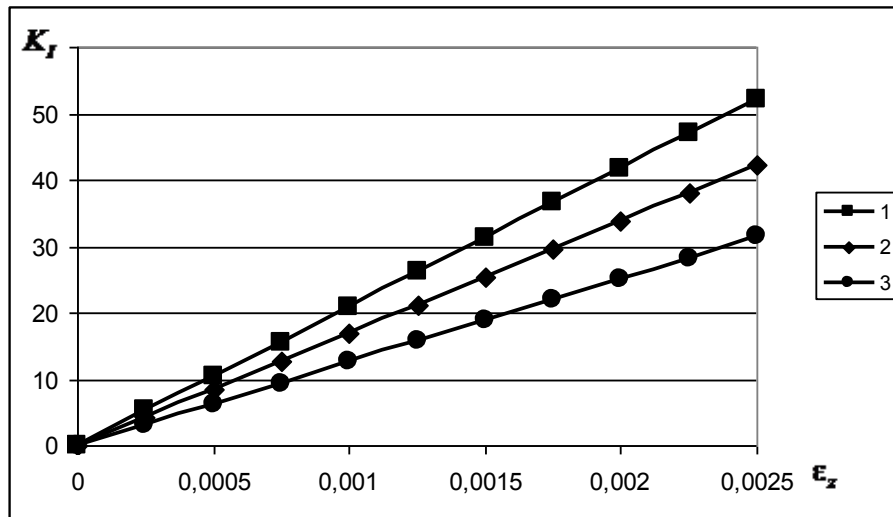


Рисунок 4.8 – Напружено-деформований стан в околі фронту тріщини, що відповідає величині поздовжньої деформації $\varepsilon_z = 10^{-4}$ та $\varepsilon_z = 2,5 \cdot 10^{-3}$ (глибина тріщини 5 мм)

ВЗП. При цьому значення КІН не досягають критичних значень КІН, знайдених експериментально в розділі 3, і можуть бути використані для розрахунку залишкової довговічності пошкодженої труби. Даний розрахунок підтверджує позитивний вплив ВЗП на роботу бурильної колони.



1 – $l = 3\text{мм}$, $a = 3,5\text{мм}$; 2 – $l = 5\text{мм}$, $a = 5,9\text{мм}$; 3 – $l = 7\text{мм}$, $a = 8,3\text{мм}$;

Рисунок 4.9 – Залежності КІН від відносного видовження для різних розмірів тріщини

На рис. 4.10 подано залежності КІН від глибини тріщини при різних робочих напруженнях, які одержували з розв'язку задачі на першому етапі моделювання. Різні значення напружень одержували, змінюючи режими роботи та параметри ВЗП. Одержані графічні залежності вказують на те, що КІН залежать як від робочих режимів роботи бурильної колони, так і від глибини тріщини. Значення КІН, як і в попередньому випадку, не досягли критичного значення і свідчать про позитивний вплив ВЗП на роботу бурильної колони.

Знаючи КІН, що описує НДС в околі вершини тріщини можна буде спрогнозувати кінетику росту втомної тріщини. Аналіз результатів показує, шляхом підбору параметрів ВЗП можна керувати динамікою бурильної колони, а також загальмувати розвиток тріщини.

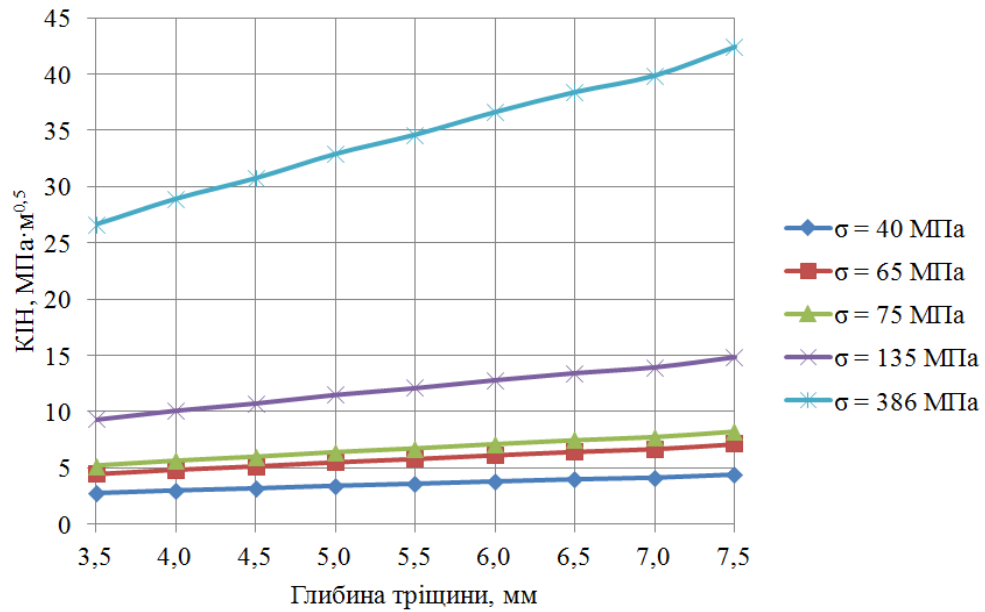


Рисунок 4.10 – Залежність КІН від глибини тріщини при різних значеннях напружень

На рис. 4.11 подано розподіл КІН по фронту тріщини при різних жорсткостях ВЗП.

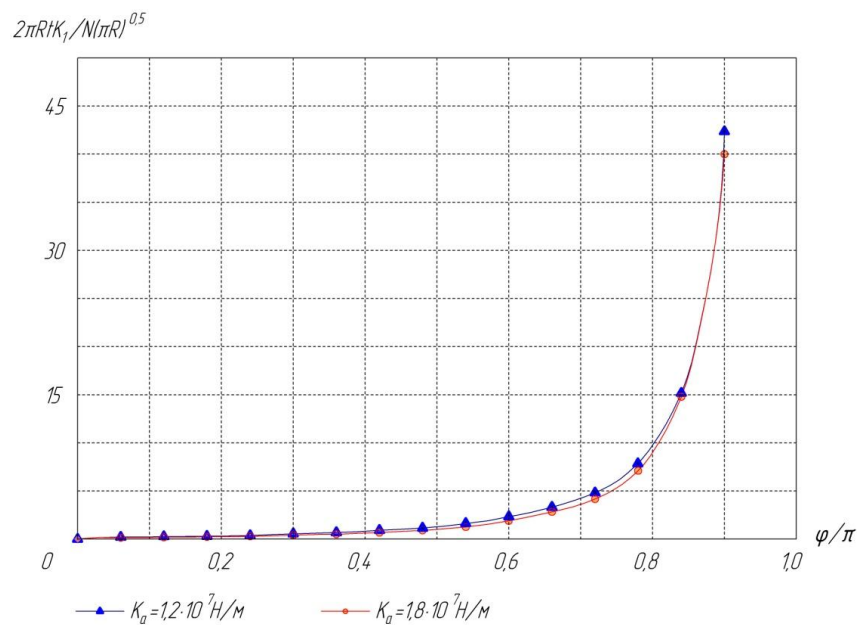


Рисунок 4.11 – Розподіл приведенного КІН по фронту тріщини при різних жорсткостях віброзахисного пристрою

Проаналізувавши одержані результати та порівнявши їх з промисловими дослідженнями та лабораторними випробуваннями можна зробити наступні висновки [115]:

- використання в компоунанні ВЗП веде до зниження напружень в заданому поперечному перерізі до 8-12 %, що позитивно впливає на роботу бурильної колони;
- неправильний підбір параметрів ВЗП може дати зворотній ефект, який може привести до резонансного режиму роботи і як наслідок до аварійної ситуації;
- при зміні жорсткості ВЗП можна стабілізувати ріст втомної тріщини, тобто привести її до стійкого стану, і дана труба може працювати ще певний період часу в даному компоунанні при правильно вибраних режимах роботи та місцю встановлення ВЗП;
- розподіл КІН по фронту тріщини показує, що найбільша інтенсивність виникає в тілі труби при $\varphi = \frac{\pi}{2}$, тобто надалі тріщина буде набувати напівеліптичної форми чи близької до неї, що підтверджується фрактографією зломів бурильних труб;
- можна підібрати параметри ВЗП так, щоб ріст тріщини відбувався по колу, а не по тілу труби, відповідно збільшивши цим коефіцієнт запасу міцності.

4.6 Оцінка впливу віброзахисних пристроїв на довговічність бурильної труби з напівеліптичною тріщиною

Нехай в певному перерізі бурильної труби знаходиться плоска тріщина, яка поширюється в одній площині, перпендикулярно до діючого навантаження, яке циклічно змінюється. Тріщину виявлено за допомогою методів неруйнівного контролю, котрі орієнтовані в основному на визначення площ дефектів. Нехай тріщина характеризується площею S_0 .

Потрібно визначити залежність площі тріщини S від числа циклів навантаження N , при її початковому значенні $S_0 = S(0)$, а також кількість циклів навантаження N при якому тріщина досягне критичної величини, тобто відбудеться долом пошкодженої труби, а також провести порівняльну оцінку залишкової довговічності при використанні в компонуванні бурильної колони віброзахисних пристроїв.

Для розв'язку поставленої задачі використаємо підходи квазікрихкої механіки руйнування, тобто будемо досліджувати кінетику росту втомної тріщини та довговічність пошкодженої труби [116, 117].

Задачу будемо розв'язувати у три етапи. Перші два етапи описані в попередніх параграфах: на першому з них визначено напружено-деформований стан в перерізі бурильної колони за заданих режимів роботи в околі фронту тріщини. При цьому розглядається НДС як при використанні в компонуванні віброзахисних пристроїв ВЗП, так і без них. Тобто, ми одержуємо напруження циклу, зумовлені дією як статичних так і динамічних навантажень, що виникли внаслідок поздовжніх коливань. На другому етапі розглядається послідовність скінченно-елементних моделей частини пошкодженої труби, що відрізняються один від другого параметрами тріщини: глибиною l та довжиною $2a$ по колу, тобто параметрами, які характеризують геометрію тріщини. За допомогою серії розрахунків за методом скінченних елементів визначається НДС моделі при дії заданих стаціонарних і нестаціонарних навантажень, одержаних з розв'язку 1-го етапу задачі. Після цього, методом апроксимації J - інтеграла обчислюються максимальні значення КІН в районі фронту тріщини [104, 109].

На третьому етапі досліджуємо кінетику росту втомної тріщини згідно з методикою [75, 94]. При цьому вважаємо, що в процесі росту форма тріщини залишається напівеліптичною, що підтверджується фотографіями зломів бурильних труб.

Для дослідження кінетики росту тріщини в трубі приймаємо наступні допущення:

– навколо вершини тріщини реалізується умова автотомельності і напружено-деформований стан в зоні передруйнування визначається тільки коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН);

– поширення тріщини в будь-якій точці контуру відбувається в напрямку нормалі до її поверхні.

Початок системи координат виберемо в центрі тріщини. Рівняння її рухомого контуру запишемо у вигляді

$$\rho(N, \alpha) = \frac{a(N) \cdot l(N)}{\sqrt{(a(N))^2 \cdot \sin^2 \alpha + (l(N))^2 \cdot \cos^2 \alpha}}, 0 \leq \alpha \leq \pi. \quad (4.38)$$

Отже, для опису кінетики росту такої тріщини достатньо визначити півосі рухомого контуру $a(N), l(N)$.

Врахувавши, що число циклів навантаження N дуже велике, а приріст радіус-вектора ρ за один цикл дуже малий, можемо оперувати цими величинами, як неперервними. Систему диференціальних рівнянь для знаходження $a(N), l(N)$ можемо записати у вигляді [94]

$$\begin{cases} \frac{da}{dN} = \frac{1}{\Phi(\lambda)}, \text{ при } \alpha = 0; \\ \frac{dl}{dN} = \frac{1}{\Phi(\lambda)}, \text{ при } \alpha = \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad (4.39)$$

при заданих початкових умовах

$$a(0) = \alpha_0, l(0) = l_0, \quad (4.40)$$

де $\Phi(\lambda) = A \cdot \left(\left(\frac{\lambda_0}{\lambda_0 - \lambda} \right)^m - 1 \right)$ - характеристична функція втомного руйнування;

$$\lambda = 1 - \frac{K_{1\max}}{K_{fc}}; \quad \lambda_0 = 1 - \frac{K_{th}}{K_{fc}};$$

$K_{1\max}$ - максимальне значення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН);

K_{th} – порогове значення КІН, тобто значення КІН, при якому тріщина не росте;

K_{fc} – критичне значення КІН, при якому настає руйнування тіла труби;

N – кількість циклів навантаження;

$a(N), \alpha_0, l(N), l_0$ – відповідно поточні та початкові розміри тріщини;

A, m – характеристики матеріалу бурильних труб, які визначаються на основі даних експерименту.

Для розрахунку числа циклів до руйнування система (4.39) інтегрується по довжині (глибині) тріщини в межах від початкової до критичної довжини. Критична довжина (глибина) тріщини в момент повного руйнування визначається умовою досягнення коефіцієнтом інтенсивності напружень циклічної в'язкості руйнування, тобто

$$K_{1\max} = K_{fc} \text{ при } \alpha = 0 \text{ або } \alpha = \frac{\pi}{2}. \quad (4.41)$$

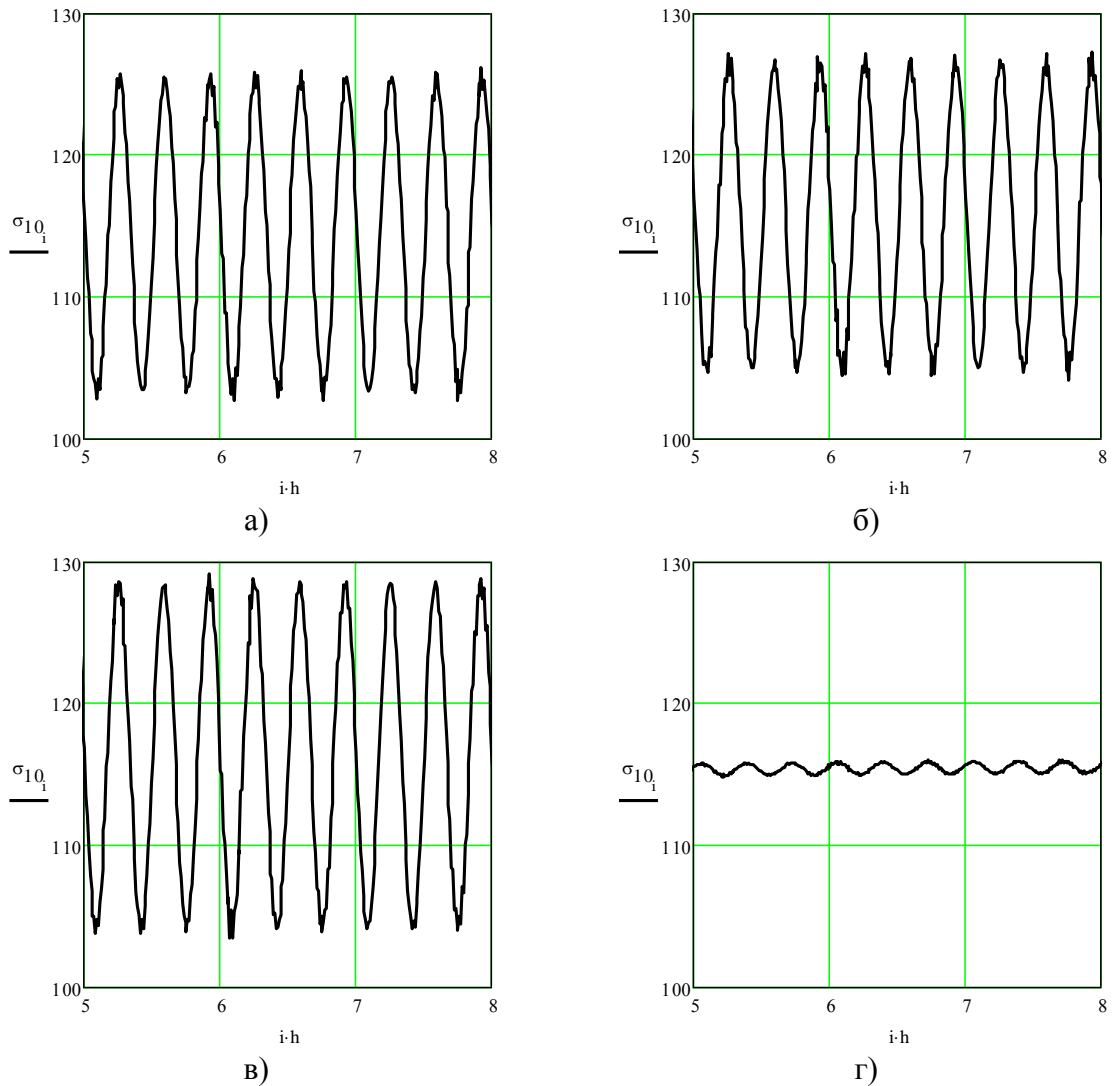
Для проведення розрахунків було використано компонування бурильної колони, що була описана в попередньому параграфі.

Розрахунки проводились у двох варіантах: з використанням ВЗП та без них. На рис. 4.12 представлено напруження, що діють у поперечному перерізі бурильної труби, де знаходиться тріщина в обох випадках. При заданих режимах робочі напруження змінювались в діапазоні від $\sigma_{\min} = 110 \text{ МПа}$ до $\sigma_{\max} = 150 \text{ МПа}$.

На другому етапі розв'язку задачі проводився розрахунок напружено-деформованого стану (НДС) та обчислення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН). Він виконувався за допомогою методу скінченних елементів. Для цього розглядалась половина бурильної труби, що містить тріщину, з відповідними граничними умовами, які були одержані на першому етапі розв'язку задачі. Скінченно-елементна сітка труби має в основному регулярну структуру та побудована із параметричних скінченних елементів. В зоні фронту тріщини проводимо згущення кінцевих елементів сітки з побудовою сингулярних елементів. Елементи, що розташовані на фронті тріщини, модифіковані в сингулярні зсувом серединних вузлів на $\frac{1}{4}$ довжину ребра, з метою реалізації функції форми з кореневою особливістю. Кінцева модель з вписаною тріщиною містить 21536 вузлів та 13210 елементів.

Розглядалась послідовність скінченно-елементних моделей труби, що відрізнялась одна від одної геометричними розмірами тріщини. Довжина тріщини

по колу труби змінювалась в межах $2a = 9\text{мм} \div 100\text{мм}$ а глибина тріщини $l = 2,5\text{мм} \div 8,5\text{мм}$.



а) без амортизатора;

б) КНБК з одним наддолотним амортизатором;

в) КНБК з одним наддолотним та проміжним амортизатором однакової жорсткості;

г) КНБК з одним наддолотним та проміжним ВЗП, де проміжний амортизатор меншої жорсткості.

Рисунок 4.12 – Напруження, що діють в поперечному перерізі бурильної колони, де знаходиться тріщина, для різних КНБК

Поступово збільшуючи навантаження та задовольняючи граничні умови для кожного кроку визначались параметри НДС та обчислювався J - інтеграл. Далі методом апроксимації J - інтеграла, з урахуванням зроблених припущень, обчислювались максимальні значення КІН вздовж фронту тріщини.

Розрахунки показали, що найбільш стійкою є геометрія тріщини, при якій співвідношення її розмірів $\frac{l}{a}$ коливається в межах $0,4 \div 0,6$. В цьому випадку розподіл КІН по фронту тріщини є майже рівномірним, без значних викривлень. При певному підборі режимів буріння та параметрів ВЗП можна добитися того, тріщина рости не буде, тобто стане стійкою, оскільки КІН буде меншим порогового значення K_{th} .

На третьому етапі проводився розрахунок числа циклів до руйнування труби. Для цього, використовуючи знайдені значення K_{1max} при заданих умовах роботи, задача (4.39), (4.40) розв'язувалась покроковою процедурою на основі модифікованого методу Ейлера. Її дискретний аналог має вигляд

$$\begin{aligned} a(0) &= a_0, l(0) = l_0; \\ a(N + h_N) &= a(N) + \frac{h(N)}{\Phi(a(N), l(N))}; l(N + h_N) = l(N) + \frac{h(N)}{\Phi(a(N), l(N))}, \end{aligned} \quad (4.42)$$

де h_N – цілочисельний крок розбиття, який за реальних підрахунків перебуває в діапазоні $10 \div 100$.

Розглядались два варіанти: без використання ВЗП та з їх використанням. При розрахунках були використані характеристики тріщиностійкості матеріалу з яких виготовлені бурильні труби ТБПВ 127×9,19 Л: $K_{th} = 5,0 \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}$; $K_{fc} = 96 \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}$; $E = 2,0 \text{ МПа}$; $\lambda_0 = 0,948$; $A = 13,55 \cdot 10^5$; $m = 1,902$ [113].

Результати розрахунку представлено на рис. 4.13 для відповідно глибини тріщини та довжини по колу з використанням ВЗП та без нього.

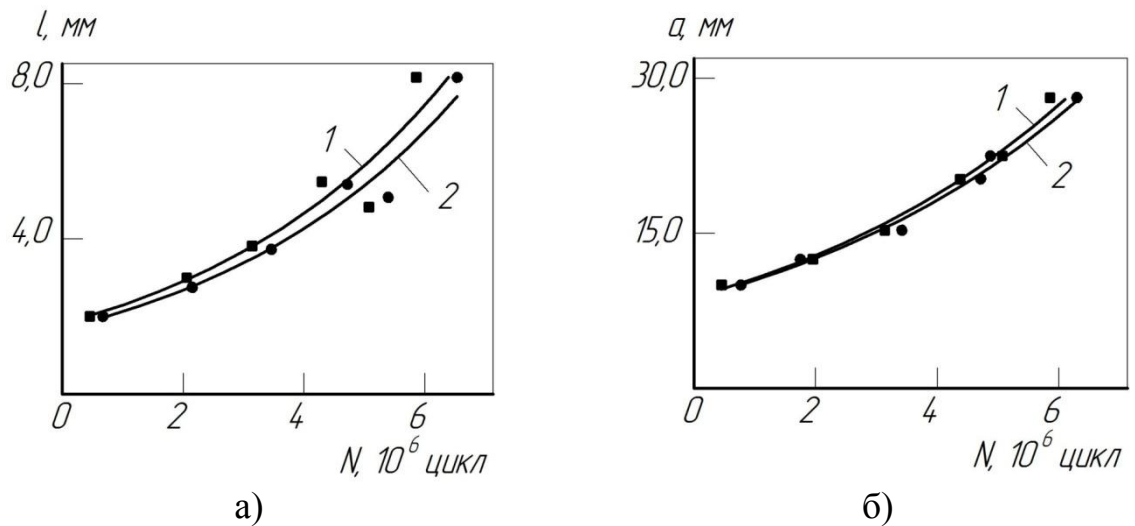


Рисунок 4.12 – Кінетика росту півосей l (а) та a (б) тріщини в трубі при використанні ВЗП (2) та без нього(1)

Провівши аналіз одержаних результатів, можна сказати, що найбільший вплив на час росту тріщини має коефіцієнт асиметрії циклу. Його можна регулювати підбором режимів роботи бурильної колони, а також підбором параметрів віброзахисних пристроїв та місцем їх встановлення. При правильному підборі цих характеристик довговічність роботи пошкодженої труби можна збільшити до 10-12%. Дещо менший вплив на час росту втомної тріщини мають характеристики тріщиностійкості матеріалу бурильних труб та частота навантаження.

4.7 Моделювання роботи бурильної колони при одночасній дії повздовжніх та крутильних коливань

Ефективним способом оптимізації динамічного режиму буріння є встановлення в бурильній колоні віброзахисних пристроїв, завдяки яким підвищуються техніко-економічні показники буріння, захищається породоруйнівний інструмент, вибійні двигуни та інші елементи колони, в тому числі і пошкоджені. На сьогодні розроблено багато конструкцій віброзахисних пристроїв (ВЗП), але переважна більшість з них призначена для гасіння одного

виду коливань (повздовжніх або крутильних), що не забезпечує ефективного зниження рівнів одночасно збуджуваних осьових та крутильних коливань.

В ІФНТУНГ було розроблено амортизатор, який одночасно гасить, як повздовжні так і крутильні коливання. Для його ефективного використання необхідно правильно підібрати параметри, місце встановлення в колоні, а також режими буріння [118].

Враховуючи вищесказане ми розробили математичну модель бурильної колони з тріщиною при повздовжніх та крутильних коливаннях. Для цього використано розрахункову схему, зображену на рис. 4.14 .

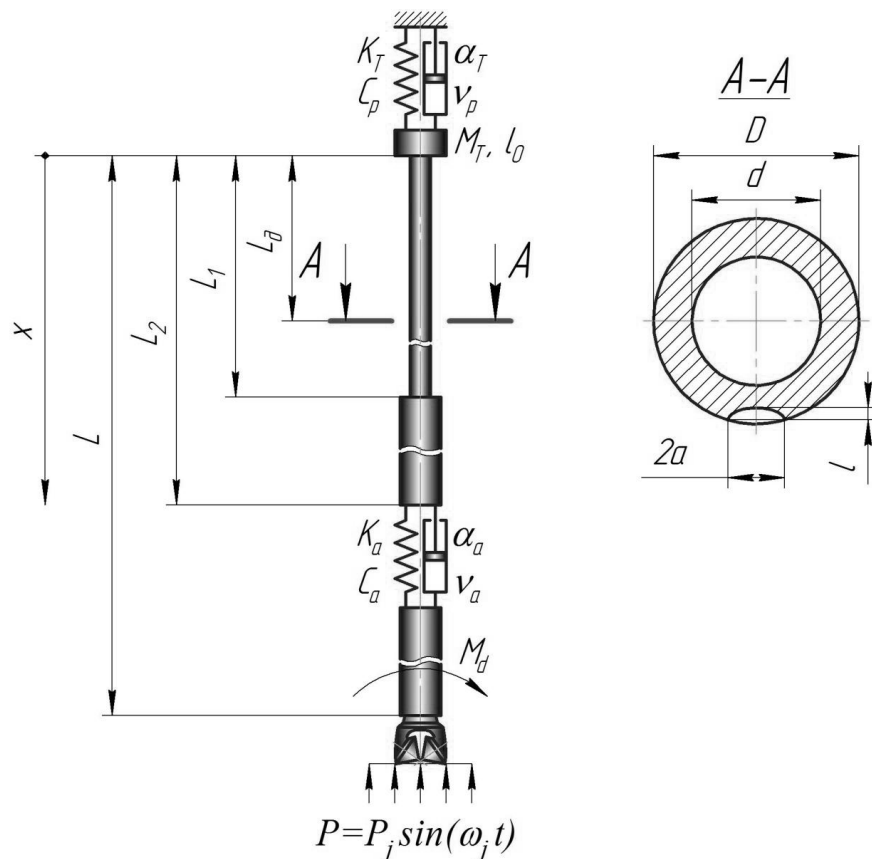


Рисунок 4.14 – Розрахункова схема бурильної колони при одночасній дії повздовжніх та крутильних коливань

До складу компонування входять дві секції бурильних труб, одна з яких є секцією ОБТ (обважені бурильні труби). Секції бурильних труб

характеризуються площею поперечного перерізу A_i , полярним моментом інерції I_{pi} , модулем пружності E_i та модулем зсуву G_i , розподіленою масою m_i погонного метра труб, та осьовим моментом інерції I_i . Матеріал труб є пружним та ізотопним. Вважається, що справджується гіпотеза про плоскі перерізи.

В нижній секції закріплено шарошкове долото, яке, перекочуючись вибоєм збудує коливання бурильної колони. Реакцію вибою представимо силовим збудженням вигляду

$$P = P_j \cdot \sin(\omega_j \cdot t), \quad (4.43)$$

де ω_j – частота навантаження;

P_j – амплітуда силового збудження.

До долота прикладено момент опору з боку розбурюваних порід при швидкості обертання ω_0 . В компонування бурильної колони включено ВЗП, що характеризуються коефіцієнтами жорсткості K_a та в'язкого опору α_a при розтягу-стиску і жорсткості C_a та в'язкого опору ν_a при крученні.

Рухомі частини талевої системи представимо зосередженою масою M_T , а бурову вежу сталевими канатами зведеною жорсткістю K_T та демпфером α_T . Елементи ротора, що обертається мають, зведений момент інерції I_0 та коефіцієнти пружності C_P та в'язкого опору ν_P .

Припускається, що бурильна колона знаходиться в промивальній рідині і не взаємодіє з стінками свердловини. Спосіб буріння роторний. Процес коливання вважається усталеним.

У певному перерізі, на відстані L_0 знаходиться дефект типу тріщини, який виявлено методами неруйнівного контролю. Він характеризується площею A_0 , має напівеліптичну форму з характерними розмірами: довжиною $2a$ по колу і глибиною l по тілу труби. Припускається, що розвиток тріщини відбувається в площині розташування. Напружений стан на фронті її поширення визначається коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН).

Для розв'язку поставленої задачі використаємо метод скінченних елементів. Для цього розіб'ємо бурильну колону в положенні статичної рівноваги на скінченні елементи з двома вузлами на кожному з них (рис. 4.15).

Для скінченного елемента прийmemo чотири степені вільності q_1, q_2, q_3, q_4 , які виражають $q_1 = U_i, q_3 = U_j$ – лінійні переміщення відповідно вузлів i та j ; $q_2 = \varphi_i, q_4 = \varphi_j$ – кутові переміщення вузлів i та j відносно осі елемента.

Прийmemo, що переміщення по скінченому елементу є лінійним і його можна записати у вигляді

$$\begin{aligned} u(x) &= U_i \frac{l-x}{l} + U_j \frac{x}{l}, \\ \varphi(x) &= \varphi_i \frac{l-x}{l} + \varphi_j \frac{x}{l}. \end{aligned} \quad (4.44)$$

Рівняння Лагранжа другого роду (4.2) після ряду перетворень можна записати у матричному вигляді

$$[M] \cdot \ddot{z} + [K] \cdot \dot{z} + [C] \cdot z = R_i(t), \quad (4.45)$$

де матриці мас $[M]$, жорсткості $[C]$, демпфування $[K]$ всієї системи одержимо підсумувавши відповідні матриці для перелічених вище скінчених елементів, які знаходимо згідно процедури методу скінченних елементів [97–103] і були розглянуті раніше.

Матриця жорсткості скінченного елемента, що містить тріщину, має наступний вигляд

$$C_{ie} = \begin{bmatrix} c & 0 & -c & 0 \\ 0 & d & 0 & -d \\ -c & 0 & c & 0 \\ 0 & -d & 0 & d \end{bmatrix}, \quad (4.46)$$

де $c = \frac{E \cdot A}{l} \cdot (1 - \delta \cdot (x - x_p) \cdot \sigma_d)$;

$d = \frac{G \cdot I_{pi}}{l} \cdot (1 - \delta \cdot (x - x_p) \cdot \sigma_d)$;

$\delta = \delta(x)$ – дельта-функція Дірака;

$\sigma_d = \frac{A_i - A_o}{A_i}$ – ступінь пошкодження поперечного перерізу труби.

x_p – координата пошкодженого перерізу.

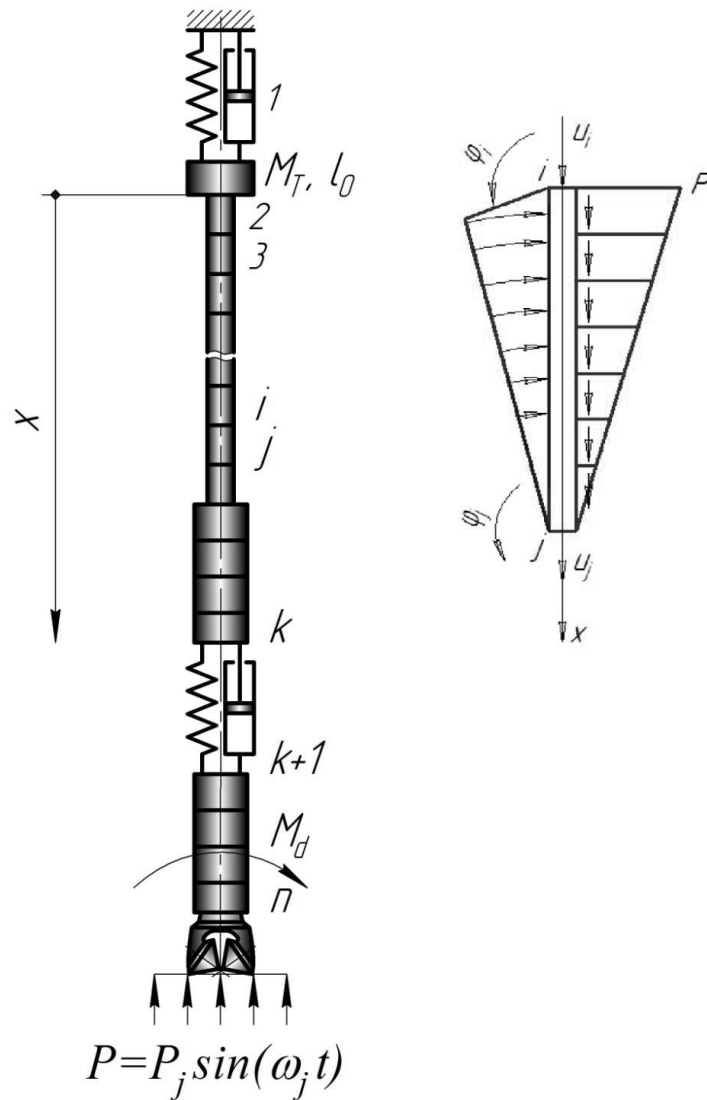


Рисунок 4.15 – Скінченно-елементна модель бурильної колони при одночасній дії повздовжніх і крутильних коливаннях.

Вектор вузлових сил $R_i(t)$ одержимо з урахуванням зусиль, які діють на колону. Будемо вважати, що зусилля в колоні розподілені за лінійним законом, який можна подати у вигляді

$$p_1(x) = P - \left[K \cdot g(Q_\delta - Q_a) \cdot \left(\frac{x}{l_\delta} - \frac{\gamma_a}{\gamma} \right) \right], \quad (4.47)$$

де $K=1,1$ – коефіцієнт, який враховує вплив тертя, сили опору буровому розчину;

Q_δ – маса бурильних труб;

Q_a – маса ОБТ;

γ_δ – густина промивної рідини;

γ – густина матеріалу труб;

l_δ – довжина колони бурильних труб.

На основі принципу можливих переміщень зведемо розподілене навантаження до вузлового [96–102]. Воно набуде вигляду

$$F_i = \int_0^{l_i} \frac{p_1 \cdot x}{l_i} \cdot \frac{x}{l_i} dx = \frac{p_1 l_i}{3}, \quad F_j = \int_0^{l_i} \frac{p_1 \cdot x}{l_i} \cdot \frac{l_i - x}{l_i} dx = \frac{p_1 l_i}{6}.$$

На колону діє також розподілений крутильний момент з інтенсивністю $m(x)$, який можна записати таким чином

$$m(x) = M_0 \cdot \left(1 - \frac{x}{l_b}\right), \quad (4.48)$$

де M_0 – момент, що задається на роторі.

За аналогією одержимо

$$M_i = \frac{m(x) \cdot l_i}{3}, \quad M_j = \frac{m(x) \cdot l_i}{6}$$

Додамо до вектора вузлових зусиль R_i силове збурення (4.43) та момент опору, які діють зі сторони вибою.

Розв'язавши одержану систему рівнянь (4.45) одержуємо поле вузлових переміщень, що дає можливість визначити напружений стан бурильної колони та реакцію системи на періодичну дію сили з кутовою частотою ω_j .

Висновки до розділу 4

1. В рамках розроблених математичних моделей поздовжніх та поздовжньо-крутильних коливань бурильної колони запропоновано геометричну модель

фрагмента бурильної труби, що містить напівеліптичну тріщину, та досліджено напружено-деформований стан труби в околі вершини тріщини. Встановлено, що внесок динамічної складової в загальний коефіцієнт інтенсивності напружень коливається в межах від 10% до 25 % і залежить від умов роботи бурильної колони.

2. З'ясовано, що використання в компонуванні віброзахисних пристроїв веде до зниження напружень в заданому поперечному перерізі до 8%-15%, що позитивно впливає на роботу бурильної колони. При зміні параметрів віброзахисних пристроїв (ВЗП) можна стабілізувати ріст втомної тріщини, завдяки чому, труба може працювати ще певний період часу в даному компонуванні при правильно вибраних режимах роботи та місцю встановлення ВЗП.

3. Можна підібрати параметри віброзахисних пристроїв так, щоб ріст тріщини відбувався по колу, а не по тілу труби, відповідно збільшивши цим коефіцієнт запасу міцності.

РОЗДІЛ 5

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ НАВАНТАЖЕНЬ НА УМОВИ РУЙНУВАННЯ БУРИЛЬНИХ ТРУБ, ЩО МІСТЯТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ДЕФЕКТИ ПІД ЧАС СПУСКО-ПІДІЙМАЛЬНИХ ОПЕРАЦІЙ

5.1 Оцінювання величини навантаження верхнього кінця бурильної колони під час спуско-підіймальних операцій

Досліджували навантаженість під час спуско-підіймальних операцій бурильних колон складених із бурильних труб з умовним діаметром 127×9 мм .

В процесі СПО важливим є визначення навантаженості верхнього кінця БК, тобто навантаження, яке діє на гак бурової лебідки. Це дає змогу більш точно визначити довговічність труб [68]. В роботах [83, 91] визначено вплив статичної ваги Q бурильної колони, а також досліджено вплив тривалості експлуатації БТ та оцінено умови їх руйнування під час спуско-підіймальних операцій.

Вплив динамічних навантажень, що виникають при підйманні [31] колони БТ визначали з рівнянь руху мас (5.1), а при опусканні [32] колони бурових труб – з рівнянь руху мас (5.2). Отже, рівняння (5.1) та (5.2) відображають відповідно розрахункові схеми підймання (рис. 5.1, а) та опускання (рис. 5.1, б) колони труб, розподілені маси якої замінюються дискретними масами m_1 та m_2 , з'єднаних між собою пружними елементами

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{S}_1 = F - (S_1 - S_2) \cdot C_{12} \\ m_2 \cdot \ddot{S}_2 = (S_1 - S_2) \cdot C_{12} - Q \end{cases} \quad (5.1)$$

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{S}_1 = (S_1 - S_2) \cdot C_{12} - F \\ m_2 \cdot \ddot{S}_2 = Q - (S_1 - S_2) \cdot C_{12} \end{cases} \quad (5.2)$$

де S_1, S_2 – відповідно переміщення верхнього та нижнього кінців бурильної колони;

Q – статична вага БК вага труб і обваженого низу згідно з рівнянням [14, 83, 91];

F – сила, яка відповідає зведеному до гака зусиллю на валу лебідки;

$C_{12} = \frac{C_k \cdot C_m}{C_k + C_m}$ – зведена жорсткість канатів талевої системи

($C_k = \frac{E_k \cdot A_k \cdot (U_{mc} - 2)}{h_c}$) і колони БТ ($C_m = \frac{2 \cdot E_m \cdot A_m}{l}$);

$m_1 = I_{\delta} \cdot \left(\frac{U_{mc}}{r}\right)^2 + m_{T\delta} + m_{ш} + m_K$ – зведена маса барабана лебідки та талевої системи;

$m_{ш} = \frac{I_{ш} \cdot U_{mc}}{6 \cdot r_{ш}^2} \cdot (U_{mc} + 1) \cdot (2U_{mc} + 1)$ – зведена маса шківів талевого блоку та кронблоку;

$m_K = \frac{U_{mc}^3 \cdot h_c \cdot q_k}{3g} \left(1 + \frac{3H}{U_{mc} \cdot h_c}\right)$ – зведена маса каната;

$m_2 = m_0 + \frac{1}{3} m_m$ – зведена маса БТ m_m і обваженого низу m_0 ;

U_{mc} – кратність поліпасти (10);

I_{δ} – момент інерції барабана лебідки (2250,0 кг/м²);

$I_{ш}$ – момент інерції шківа (75,25 кг/м²);

h_c – довжина проміжної вітки талевого канату (35 м);

$r_{ш}$ – радіус навивання каната на барабан лебідки (0,835 м);

E_k – модуль пружності каната ($1,2 \cdot 10^{11}$ Н/м²);

A_k – площа поперечного перерізу каната ($5,64 \cdot 10^{-4}$ м²);

A_m – площа поперечного перерізу труби БК;

H – довжина ведучої вітки каната (45 м);

q_k – вага погонного метра каната (50,0 кг/м);

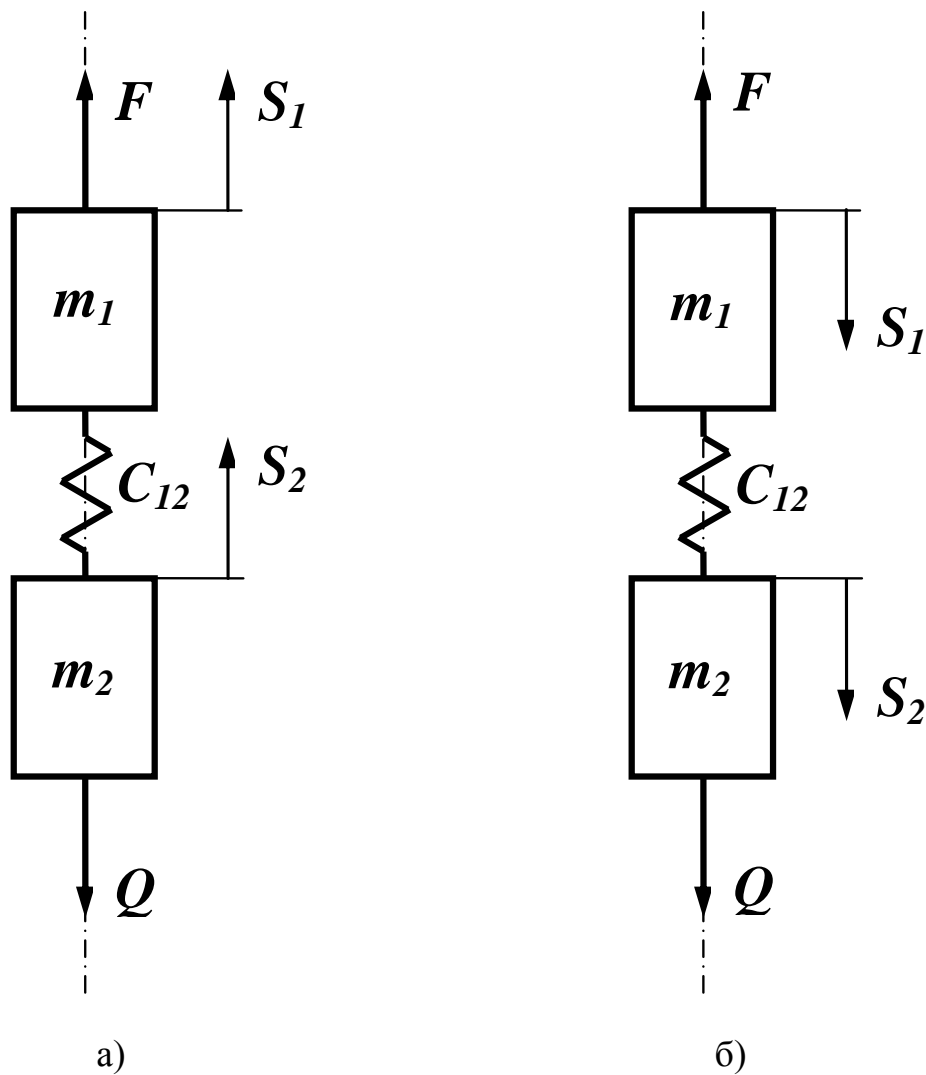


Рисунок 5.1 – Двомасова розрахункова схема підймання (а) та опускання (б) колони бурильних труб

Розв'язок системи рівнянь (5.1) [31] дозволяє визначити максимальне значення сили пружного зв'язку

$$F_{c \max} = \frac{C_{12} \cdot V_{12}}{p} + \frac{C_{12} \cdot (F_M - Q)}{m_1 \cdot p^2} + 0,57 \cdot \frac{q_F \cdot t \cdot C_{12}}{m_1 \cdot p^3} + Q, \quad (5.3)$$

де $p = \sqrt{\frac{C_{12} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}$, V_{12} – швидкість підймання бурильної колони.

При обчисленні сили F враховували ту обставину, що швидкість підймання бурової колони залежить від її довжини, тобто діючого навантаження

на гак і визначається з нормативів машинно-ручного та ручного часу на підймання та опускання бурильних свічок.

Результати обчислень динамічного зусилля при підйманні розглядуваних колон бурильних труб згідно з рівнянням (5.3) з урахуванням оптимальних швидкостей підймання бурильної колони (БК), які зведені в табл. 5.1, відображені графічною залежністю величини сили пружного зв'язку від довжини БК (рис. 5.3, крива 1). При цьому врахували, що за технологією СПО швидкості IV, V та VI використовують лише при СПО з незавантаженим елеватором [35], що забезпечує розрахунковий ресурс змінних вузлів і деталей лебідки і її приводу.

Таблиця 5.1 – Характеристика підймального механізму бурової установки БУ 5000

№ швидкості	Швидкість підймання БК $V, \text{ м/с}$	Навантаження на гаку, кН	Діапазон глибини підймання бурильної колони, м
			$t = 9 \text{ мм}$
<i>I</i>	0,23	2220	5000 м – 4385 м
<i>II</i>	0,35	1490	4385 м – 2655 м
<i>III</i>	0,56	935	2655 м – 0 м
<i>IV</i>	0,86	605	–
<i>V</i>	1,31	400	–
<i>VI</i>	2,10	255	–

Операція опускання колони в свердловину є однією з найбільш відповідальних при виконанні спуско-підймальних операцій. Вона складається із трьох етапів: розгону, усталеного руху колони і гальмування. Причому основну увагу при опусканні колони труб слід зосередити на динамічних процесах на кінцевому етапі руху, тобто в період гальмування [119, 120].

Після припинення дії гальмівної сили рівняння руху мас набудуть такого вигляду

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{S}_1 = (S_2 - S_1) \cdot C_{12}, \\ m_2 \cdot \ddot{S}_2 = Q - (S_2 - S_1) \cdot C_{12}. \end{cases} \quad (5.4)$$

Розв'язок системи рівнянь (5.4) [30] дозволяє обчислити силу пружного зв'язку, що змінюється за законом

$$F_c = \left(A \cdot \sin pt + B \cdot \cos pt + \frac{q \cdot t}{p^2 \cdot m_1} + \frac{Q}{C_{12}} \right) \cdot C_{12}, \quad (5.5)$$

де $q = \frac{F_{max}}{t_m}$ – інтенсивність наростання гальмівної сили від нуля до максимального значення F_{max} .

Дослідження показали[121], що раціональний час наростання гальмівного зусилля $t_{nm} = 4$ с. Постійні інтегрування мають значення:

$$B = S_{21}(t_2) - \frac{Q}{C_{12}}, \quad A = \frac{1}{p} \cdot \left(V_{21}(t_2) - \frac{q}{p^2 \cdot m_1} \right), \quad (5.6)$$

де $S_{21}(t_2)$, $V_{21}(t_2)$ – деформація та швидкість пружного елемента наприкінці другого етапу руху колони, що визначається за формулами

$$S_{21} = \frac{V_{12}(t_1)}{p} \cdot \sin pt + \left(S_{21}(t_1) - \frac{Q}{p^2 \cdot m_2} \right) \cdot \cos pt + \frac{Q}{p^2 \cdot m_2}, \quad (5.7)$$

$$V_{21} = V_{21}(t_1) \cdot \cos pt - \left(p \cdot S_{21}(t_1) - \frac{Q}{pm_2} \right) \cdot \sin pt. \quad (5.8)$$

За результатами обчислення динамічного зусилля при опусканні на етапі гальмування розглянутих колон бурильних труб згідно з рівнянням (5.5) з урахуванням рівнянь деформації (5.7) та швидкості (5.8) пружного елемента наприкінці другого етапу руху колони, одержали графічну залежність величини сили пружного зв'язку від довжини БК (рис. 5.2, крива 2).

Згідно з одержаними результатами (див. рис. 5.2) динамічні навантаження при опусканні колони бурильних труб з умовним діаметром 127×9 мм є більш небезпечні на глибинах понад 3,5 км, тоді як динамічні навантаження при

підійманні цієї ж колони бурильних труб є більш небезпечними в діапазоні глибин від 3,5 км до 0 км.

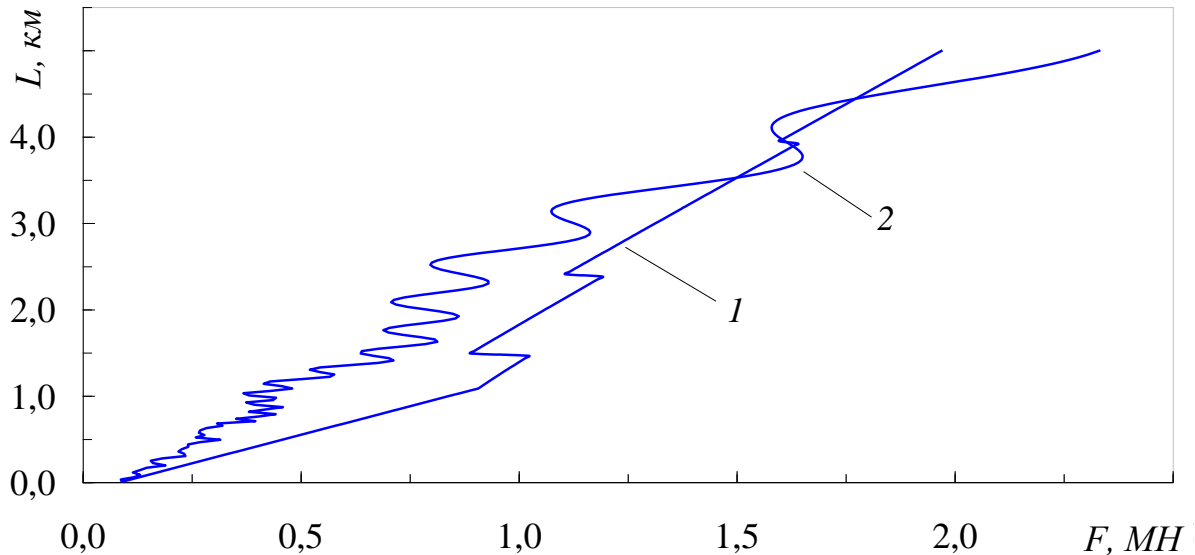


Рисунок 5.2 – Взаємозв'язок між довжиною L колони бурильних труб з умовним діаметром 127×9 мм та їх динамічною F вагою у процесі підйому (1) та опускання (2)

5.2 Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із наскрізними експлуатаційними дефектами в процесі спуско-підйомних операцій

Аналіз літературних даних [125-127] засвідчив що причиною аварійних ситуацій є корозійно-втомні тріщини (рис. 5.3), які виникають у результаті сумісної дії робочих навантажень та корозійних середовищ.

Для визначення умов, за яких можливе руйнування бурильних труб досліджуваних груп міцності (див. підрозділ 2.1), що містять кільцеву наскрізну тріщину довжини, $2a$ розглянемо розрахункову схему зображену на рис. 5.4.

При підрахунку значень коефіцієнта інтенсивності напружень K_1 вздовж фронту зовнішньої поперечної кільцевої тріщини (рис. 5.4) використаємо залежність [124, 125]

$$K_I = F_0 \sigma \sqrt{\pi a}, \quad (5.9)$$

$$\text{де } F_0 = \sqrt{\left(\frac{I_0}{2\pi\alpha}\right)}, \quad I_0 = \left(\sqrt{8(F_{k_0}^2 - 1)} + \pi \frac{\beta^2}{\delta}\right) \frac{\alpha^2}{\tau}, \quad F_{k_0} = 1 + \mu \frac{1 - \frac{\alpha}{\tau \tan \alpha}}{2\alpha}, \quad \xi = 0,3,$$

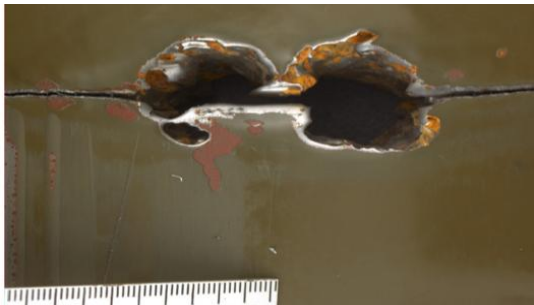
$$\mu = \frac{\sqrt{2}}{\frac{1}{\tan\left(\frac{\pi - \alpha}{\sqrt{2}}\right)\alpha} + \frac{\sqrt{2}}{\tan \alpha}}, \quad \delta = \frac{\alpha}{2\tau}, \quad \alpha = \frac{a}{R_0}, \quad R_0 = R + \frac{t}{2}, \quad \tau = \frac{\sqrt{\frac{t}{R_0}}}{\sqrt[4]{12(1 - \xi^2)}}.$$



а)



б)



в)

Рисунок 5.3 – Поверхня руйнування отриманих бурильних труб, корпус 1 (а) і корпус 2 (б) [М.Т. Albdiry, M.F. Almensory Failure analysis of drillstring in petroleum industry: A review, (2016)], а також вигляд промивини з середини бурильної труб (в) [126]

Для $\delta \leq 1$ коефіцієнт β знаходимо за формулою $\beta = 1 + \frac{\pi}{16} \delta^2 - 0,0293 \delta^3$, а для

$$\delta > 1 - \beta = \left(\sqrt{8} \frac{\delta}{\pi} \right)^{0,5} + \left(\frac{0,179}{\delta} \right)^{0,885}.$$

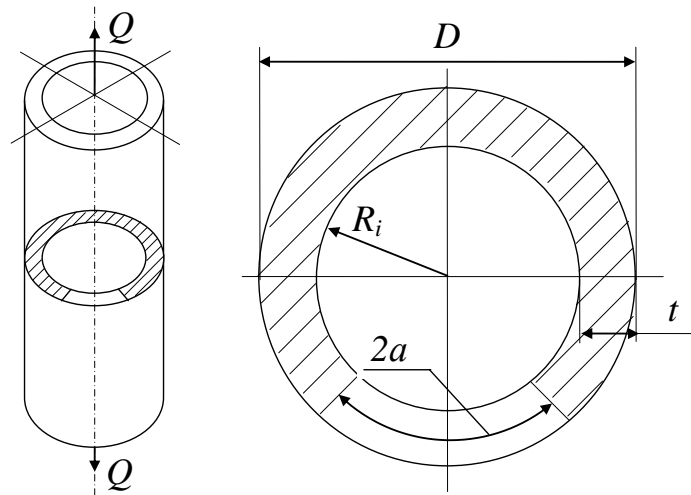


Рисунок 5.4 – Пустотілий циліндр під дією осевого навантаження з кільцевою наскрізною тріщиною [125]

Критичну довжину кільцевої наскрізної тріщини $2a_c$ визначали за умови $K_I = K_{Jc}$, з урахуванням (5.9) вона складає

$$2a_c = \frac{2K_{Jc}^2}{F_0^2 \sigma^2 \pi}. \quad (5.10)$$

Для визначення характеристичної довжини кільцевої наскрізної тріщини $\left(\frac{a}{R_0} \right)$, при якій різко зростає швидкість зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I , використовували залежність [124, 125]

$$\frac{dK_I}{da} = \frac{dF_0}{da} \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} + 0,5 \cdot F_0 \cdot \sigma \cdot \sqrt{\frac{\pi}{a}} \quad (5.11)$$

$$\text{де } \frac{dF_0}{da} = \frac{1}{4} \left(\frac{I_0}{2\pi\alpha} \right)^{-0,5} \left[\frac{1}{\pi\alpha} \cdot \frac{dI_0}{da} - \frac{I_0}{\pi\alpha^2} \cdot \frac{d\alpha}{da} \right]; \quad \frac{d\alpha}{da} = \frac{1}{R_0};$$

$$\frac{dI_0}{da} = \left(2\sqrt{8}F_{k0} \frac{dF_{k0}}{da} + \pi \frac{2\beta}{\delta} \frac{d\beta}{da} - \pi \frac{\beta^2}{\delta^2} \frac{d\delta}{da} \right) \cdot \frac{\alpha^2}{\tau} + 2 \cdot \left(\sqrt{8} \cdot (F_{k0}^2 - 1) + \pi \frac{\beta^2}{\delta} \right) \cdot \frac{\alpha}{\tau} \cdot \frac{d\alpha}{da};$$

$$\frac{d\delta}{da} = \frac{1}{2\tau} \frac{d\alpha}{da};$$

$$\frac{dF_{k0}}{da} = \frac{d\mu}{da} \frac{1 - \frac{\alpha}{\operatorname{tg}\alpha}}{2\alpha} - \frac{1}{2} \frac{\mu \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{\operatorname{tg}\alpha} \right)}{\alpha^2} \frac{d\alpha}{da} + \frac{1}{2} \frac{\mu}{\alpha} \left[-\frac{d\alpha}{\operatorname{tg}\alpha} + \left(\frac{\alpha(\operatorname{tg}\alpha^2 + 1) \frac{d\alpha}{da}}{\operatorname{tg}\alpha^2} \right) \right];$$

$$\frac{d\mu}{da} = \frac{\sqrt{2} \left[\frac{\sqrt{2} \frac{d\alpha}{da} (\operatorname{tg}\alpha^2 + 1)}{\operatorname{tg}\alpha^2} - \frac{\sqrt{2} \frac{d\alpha}{da} \left(\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha - \pi}{\sqrt{2}} \right)^2 + 1 \right)}{2 \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha - \pi}{\sqrt{2}} \right)^2} \right]}{\left(\frac{1}{\operatorname{tg} \left(\frac{\pi - \alpha}{\sqrt{2}} \right)} + \frac{\sqrt{2}}{\operatorname{tg}\alpha} \right)};$$

$$\text{Для } \delta \leq 1: \frac{d\beta}{da} = \frac{\pi}{8} \delta \frac{d\delta}{da} - 0,0879 \cdot \delta^2 \frac{d\delta}{da},$$

$$\text{а для } \delta > 1: \frac{d\beta}{da} = \left[\frac{0,5\sqrt{8}}{\pi} \left(\sqrt{8} \frac{\delta}{\pi} \right)^{-0,5} - \frac{0,193}{\delta^{1,885}} \right] \cdot \frac{d\delta}{da}.$$

Вивчали також умови за яких можливе руйнування бурильних труб груп міцності Л, G-105 та S-135 ($D=126$ мм, $t=9,0$ мм), що містили кільцеву наскрізну тріщину заданих характеристичних розмірів ($2a^*$). Для цих випадків за методикою представленою у підрозділі 2.3 будували безрозмірну залежність $\frac{\sqrt{t}}{\sigma} \frac{dK_I}{da} = F \left(\frac{a}{\pi R_0} \right)$ та визначали місце різкого зростання швидкості зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I під час спуско-підіймальних операцій бурової колони. Аналіз отриманої графічної безрозмірної залежності (рис. 5.5) дозволяє зробити висновок про відсутність на ній місць різкого зростання швидкості зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I під час спуско-підіймальних операцій бурильної колони. Таким чином, для оцінки умов руйнування необхідно визначати критичну довжину кільцевої наскрізної тріщини

$2a_c$.

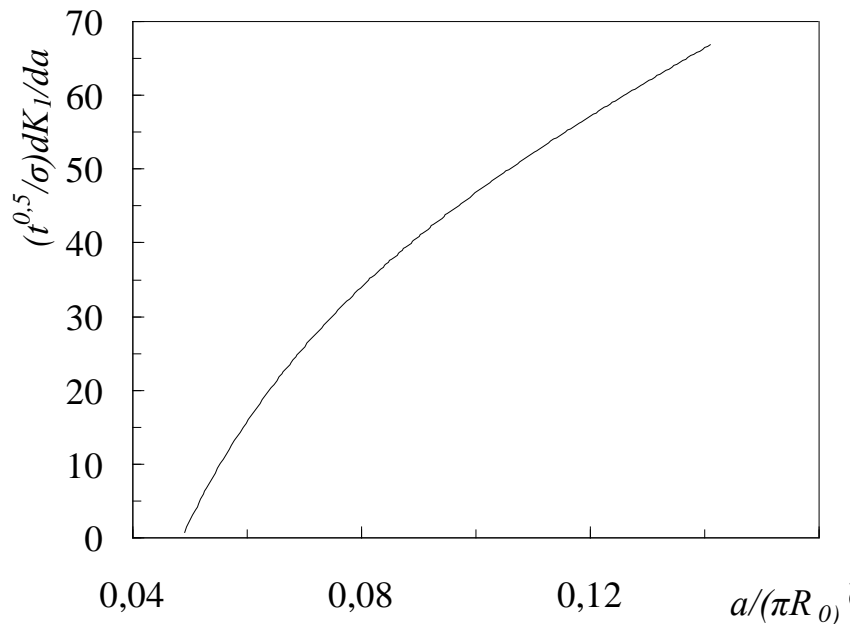


Рисунок 5.5 – Оцінка характерного розміру $(a/\pi R_0)$ * кільцевої наскрізної тріщини у стінці бурильної труби $D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм за осьовим навантаженням

Враховуючи особливості руйнування труб груп міцності Л, G-105 та S-135 ($D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм) і використовуючи залежність (5.10), встановимо взаємозв'язок між критичною довжиною кільцевої наскрізної тріщини $2a_c$ та зусиллям, яке виникає в процесі спуско-підйомальних операцій F , і функціонально взаємопов'язане з глибиною бурильної колони у свердловині L (рис. 5.2).

Представлені в таблиці 5.1 та графічно (рис. 5.6) результати обчислень дозволяють зробити висновок, що для металу бурильних труб ($D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм) груп міцності G-105, Л та S-135 під час спуску на глибині від 0,7 км до 5,0 км ($0,35 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) (рис. 5.2) критичними є кільцеві наскрізні тріщини $2a_c$ довжиною в діапазоні $114 \text{ мм} \leq a_c \leq 130 \text{ мм}$ (рис. 5.6, ділянка між пунктирними лініями I та II), тоді як під час підйому дані розміри

наскрізних тріщин є небезпечними на глибинах від 0,35 км до 5,0 км ($0,35 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) (рис. 5.2).

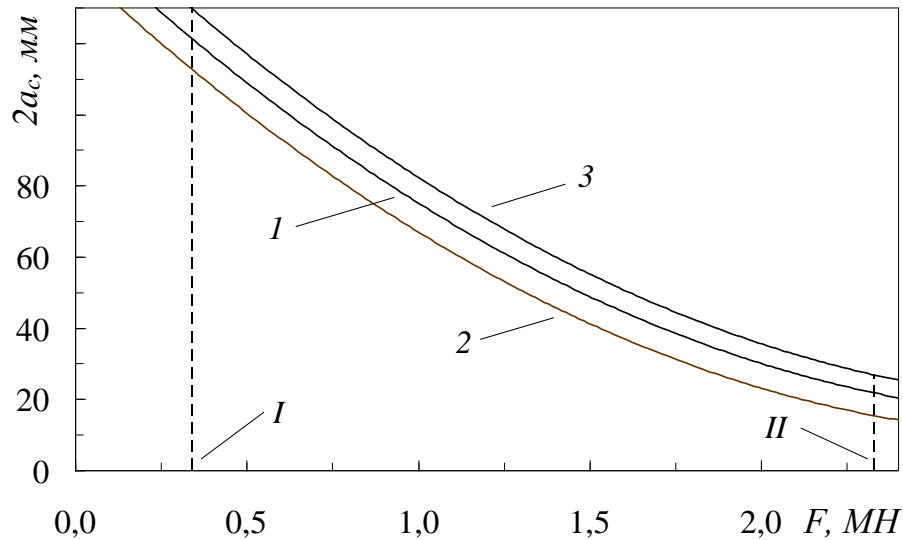


Рисунок 5.6 – Взаємозв'язок критичних довжин наскрізних тріщин $2a_c$ у стінках бурильних труб (127×9 мм) груп міцності Л (1), G-105 (2) та S-135 (3) та динамічною силою пружного зв'язку (F)

Таблиця 5.1 – Значення критичних довжин наскрізних тріщин $2a_c$ для бурильних труб $D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм при спуско-підймальних операціях

Критична зовнішня поперечна кільцева тріщина $2a_c$, мм						
L ,	Група міцності бурильних труб					
	G-105		Л		S-135	
км	спуск	підйом	спуск	підйом	спуск	підйом
0,71	108,0	107,0	118,0	116,0	126,0	124,0
1,25	94,0	94,0	100,0	102,0	110,0	111,0
1,93	76,0	76,0	84,0	85,0	90,0	93,0
2,35	70,0	72,0	80,0	80,0	86,0	88,0
2,90	56,5	57,0	66,0	66,0	73,5	72,0
3,76	35,0	35,0	42,0	43,0	48,0	49,0
5,00	16,0	24,0	23,5	32,0	28,0	37,0

5.3 Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із зовнішніми поперечними кільцевими тріщинами у процесі спуско-підймальних операцій

Аналіз чисельних аварійних ситуацій [125-127] засвідчив, що однією із причин руйнування бурильних труб є кільцеві поперечні корозійно-втомні тріщини (рис. 5.7), які виникають та розвиваються у процесі буріння.

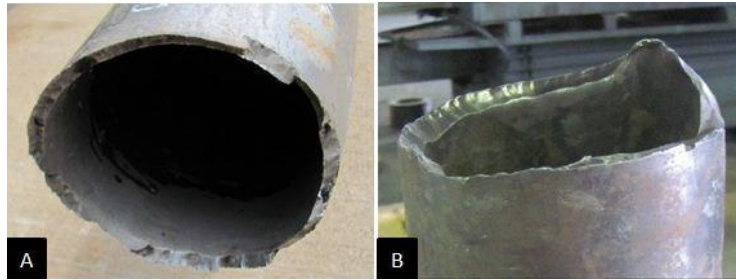


Рисунок 5.7 – Поверхня руйнування бурильних труб, корпус 1 (А) і корпус 2 (В)
[127]

Для визначення умов, за яких можливе руйнування бурильних труб досліджуваних груп міцності (див. підрозділ 2.1), що містять зовнішню поперечну кільцеву тріщину глибиною a , розглянемо розрахункову схему зображену на рис. 5.8.

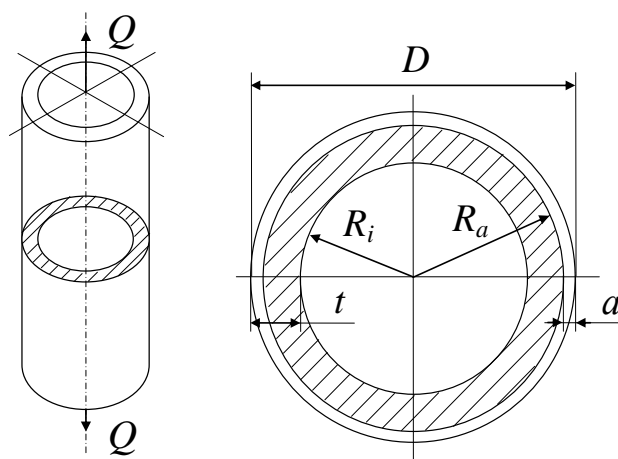


Рисунок 5.8 – Пустотілий циліндр під дією осьового навантаження з зовнішньою поперечною з кільцевою тріщиною [69, 128]

При підрахунку значень коефіцієнта інтенсивності напружень K_I вздовж фронту зовнішньої поперечної кільцевої тріщини (рис. 5.1) використаємо залежність [69, 126]

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot \frac{F}{\sqrt{Y}}, \quad (5.12)$$

$$\text{де } F = \frac{1 - R_{ia}^2}{\left[1 - (1 - R_{ia}) \frac{a}{t}\right]^2 - R_{ia}^2}, \quad R_{ia} = \frac{R_i}{R_i + t}, \quad H = 4 + 1,08 \cdot \frac{R_{ia}}{(1 - R_{ia}) \cdot \left(1 - \frac{a}{t}\right)},$$

$$Y = 0,8 + (1 - R_{ia}) \cdot \frac{a}{t} \cdot \frac{H}{\left[1 - (1 - R_{ia}) \cdot \frac{a}{t}\right]}.$$

Критичну глибину зовнішньої поперечної кільцевої тріщини a_c визначали із залежності (5.12) за умови $K_I = K_{Jc}$, враховуючи задану глибину свердловини, тобто вагу БК

$$a_c = \frac{K_{Jc} \cdot Y}{\pi \cdot \sigma^2 \cdot F^2}, \quad (5.13)$$

де $\sigma = \frac{Q}{S_f^*}$, S_f^* – площа руйнування.

Для визначення характеристичної глибини втомної тріщини $(a/t)^*$, при якій різко зростає швидкість зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I , використовували залежність [69, 128]:

$$\frac{dK}{da} = 0,5 \cdot \sigma \cdot \sqrt{\frac{\pi}{a}} \cdot \frac{F}{\sqrt{Y}} + \sigma \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot a}{Y}} \cdot \frac{dF}{da} - 0,5 \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot \frac{F}{Y^{1,5}} \cdot \frac{dY}{da} \quad (5.14)$$

$$\text{де } \frac{dF}{da} = \frac{2 \cdot (R_{ia} - 1) \cdot \left[\frac{a \cdot (R_{ia} - 1)}{t} + 1\right] \cdot (R_{ia}^2 - 1)}{t \cdot \left\{\left[1 - (1 - R_{ia}) \cdot \frac{a}{t}\right]^2 - R_{ia}^2\right\}}, \quad \frac{dH}{da} = 1,08 \cdot \frac{R_{ia}}{t \cdot (1 - R_{ia}) \cdot \left(1 - \frac{a}{t}\right)^2}$$

$$\frac{dY}{da} = \frac{(1-R_{ia})}{t \cdot \left[1 - (1-R_{ia}) \cdot \frac{a}{t} \right]} \cdot \left\{ H + a \cdot \frac{dH}{da} + \frac{H \cdot a \cdot (1-R_{ia})}{t \cdot \left[1 - (1-R_{ia}) \cdot \frac{a}{t} \right]} \right\}.$$

Розглядали випадок руйнування резервної ($D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм) бурильної труби груп міцності Л. Для цього випадку за методикою [69] будували безрозмірну залежність $\frac{\sqrt{t}}{\sigma} \frac{dK_I}{da} = F\left(\frac{a}{t}\right)$ та визначали місце різкого зростання швидкості зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I під час спуско-підймальних операцій бурильних колон. При цьому, встановивши координати точок L та M (рис. 5.9), визначали відносну глибину характерного дефекту, яка для розглядуваного випадку становила $(a/t)^* = 0,535$.

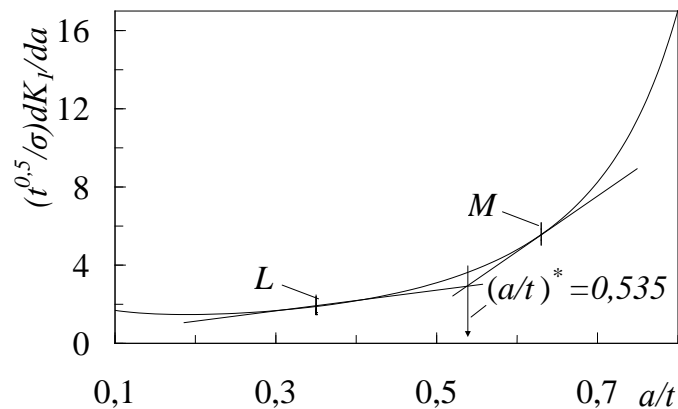


Рисунок 5.9 – Оцінка характерної глибини $(a/t)^*$ зовнішньої поперечної кільцевої тріщини у стінці бурильної труби (126×9 мм) за осьовим навантаженням

Враховуючи особливості руйнування металу бурильних труб груп міцності G-105, Л, S-135 та використовуючи залежність (5.13), встановимо взаємозв'язок між критичною глибиною зовнішньої поперечної кільцевої втомної тріщини a_c/t та динамічною F вагою бурильної колони F , яка функціонально взаємопов'язана із її глибиною у свердловини L (рис. 5.2).

Представлені графічно (рис. 5.10) результати обчислень дозволяють зробити висновок, що для бурильної труби групи міцності G-105 під час

опускання на глибині від 2,7 км до 5,0 км ($1,04 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) критичними є зовнішні поперечні кільцеві тріщини в діапазоні $2,9 \text{ мм} \leq a_c \leq 4,8 \text{ мм}$ (рис. 5.10, крива 1, ділянка I (CA)), тоді як на глибинах опускання від 0,4 км до 2,7 км небезпечними є втомні тріщини глибиною $a^* = 4,8 \text{ мм}$ (рис. 5.10, ділянка II (BC)).

Представлені графічно (рис. 5.10) результати обчислень дають підстави зробити висновок, що для резервної бурильної труби групи міцності Л під час опускання на глибині від 2,9 км до 5,0 км ($1,20 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) критичними є зовнішні поперечні кільцеві тріщини в діапазоні $3,2 \text{ мм} \leq a_c \leq 4,8 \text{ мм}$ (рис. 5.10, крива 2, ділянка I (C'A')), тоді як на глибинах опускання від 0,4 км до 2,9 км небезпечними є втомні тріщини глибиною $a^* = 4,8 \text{ мм}$ (рис. 5.10, ділянка II (BC')).

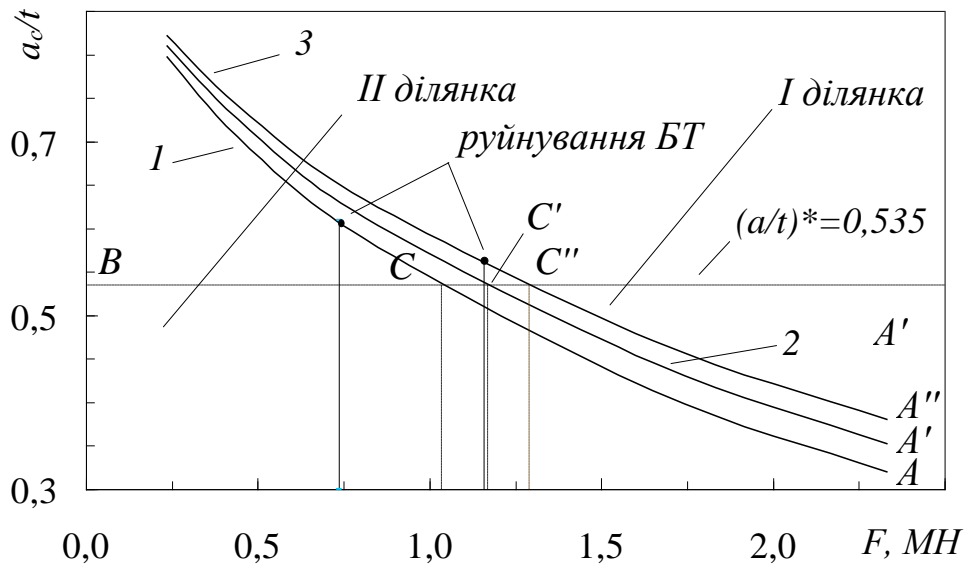


Рисунок 5.10 – Взаємозв'язок критичної (a_c/t) глибини зовнішньої поперечної кільцевої тріщини у стінці бурильних труб груп міцності G-105 (1), Л (2) та S-135 (3) і зусилля пружного зв'язку (F) при спуско-підймальних операціях бурильної

КОЛОНИ

Для металу бурильної труби групи міцності S-135 під час опускання на глибинах від 3,4 км до 5,0 км ($1,29 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) критичними є зовнішні поперечні кільцеві тріщини в діапазоні $3,4 \text{ мм} \leq a_c \leq 4,8 \text{ мм}$ (рис. 5.10, крива 3,

ділянка $I (C'' A'')$), тоді як на глибинах від 0,4 км до 3,4 км небезпечними є втомні тріщини глибиною $a^* = 4,8$ мм (рис. 5.10, ділянка $II (BC'')$).

Аналіз отриманих результатів показує (див. рис. 5.10), що для оцінки умов руйнування бурильних труб груп міцності G-105, Л, S-135, що містять замкнуті кільцеві тріщини необхідно враховувати їх групу міцності та тривалість експлуатації, а також на малих глибинах від 0,4 км до 2,7 км, 2,9 та 3,4 км відповідно, необхідно враховувати показник “опірності елемента конструкції росту тріщини”.

На глибинах від 2,7 км (група міцності G-105), 2,9 км (група міцності Л) та 3,4 км (група міцності S-135) для труб, що містять зовнішню замкнуту кільцеву тріщину необхідно враховувати опірність руйнуванню металу бурильних труб, тобто критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} як характеристику силового критерію руйнування.

Таким чином, під час спуско-підіймальних операцій визначальним чинником, що призводить до суттєвого збільшення кількості аварій тривало-експлуатованих бурильних колон при бурінні на глибинах понад ~ 3 км, є втрата металу бурильних труб опірності розвитку тріщин, тобто їх тріщиностійкості. Причому, руйнівні умови при спуско-підіймальних операціях виникають у бурильних трубах, що містять зовнішні поперечні замкнуті кільцеві тріщини в інтервалі глибин від $2,9 \text{ мм} \leq a_c \leq 4,8 \text{ мм}$ (для бурильних труб груп міцності G-105, Л, S-135) [14, 91].

Одержаний за допомогою експериментально-розрахункових досліджень результат цілком узгоджується із літературними даними [129], згідно з якими бурильні труби з глибиною тріщини біля 2-2,5 мм відбраковують.

5.4 Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із внутрішніми поперечними кільцевими тріщинами в процесі спуско-підймальних операцій

Розглянемо випадки руйнування бурильних труб груп міцності G-105, Л, S-135 ($D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм), що містить поперечну внутрішню замкнуту колову тріщину глибиною $(a/t)^*$ (рис. 5.11), що знаходиться під дією осьового навантаження [14, 91] та визначимо умови, за яких можливе їх руйнування. У вершині такої тріщини [129,130] величина коефіцієнта інтенсивності напружень K_I визначається залежністю

$$K_I = \sigma \frac{F}{\sqrt{1 - \frac{a}{t}}} \sqrt{\pi a} \quad (5.15)$$

при цьому швидкість зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I складає

$$\frac{dK_{Ia}}{da} = \sigma \frac{dF}{da} \frac{\sqrt{\pi a}}{\sqrt{1 - \frac{a}{t}}} + \frac{\sigma F}{2t} \frac{\sqrt{\pi a}}{\left(1 - \frac{a}{t}\right)^{\frac{3}{2}}} + \frac{1}{2} \frac{\sigma F}{\sqrt{1 - \frac{a}{t}}} \sqrt{\frac{\pi}{a}}, \quad (5.16)$$

де функція F та швидкість її зміни dF/da визначаються функціональними рядами, які залежить від співвідношення R_i/R_a [129] ($R_a = R_i + a$).

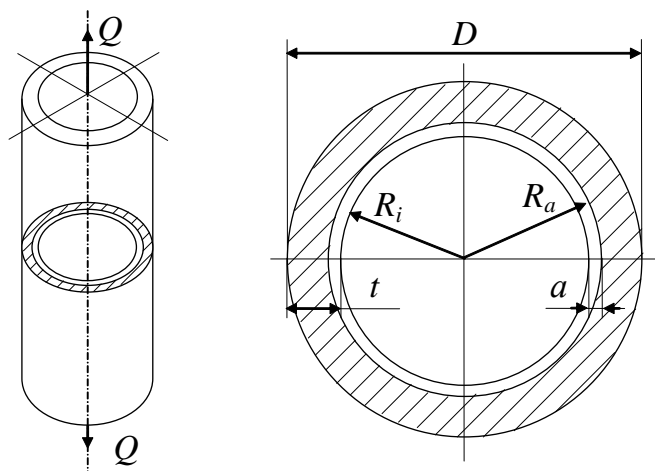


Рисунок 5.11 – Пустотілий циліндр під дією осьового навантаження з внутрішньою поперечною замкнutoю кільцевою тріщиною [129]

Встановимо характеристичну глибину внутрішньої поперечної замкнутої кільцевої тріщини $(a/t)^*$ для досліджуваних елементів бурильних труб груп міцності G-105, Л, S-135. Для цього побудуємо безрозмірну залежність типу $\frac{\sqrt{t}}{\sigma} \frac{dK_I}{da} = F\left(\frac{a}{t}\right)$ (рис. 5.12), та визначимо місця із різким зростанням швидкості зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I під час спуско-підіймальних операцій бурильних труб. За описаною вище методикою (див підрозділ 2.3) [69] визначимо координати точок $L (0,5 \cdot [(a/t)_1 + (a/t)_2], (dK/da)_L)$ та $M (0,5 \cdot [(a/t)_2 + (a/t)_3], (dK/da)_M)$.

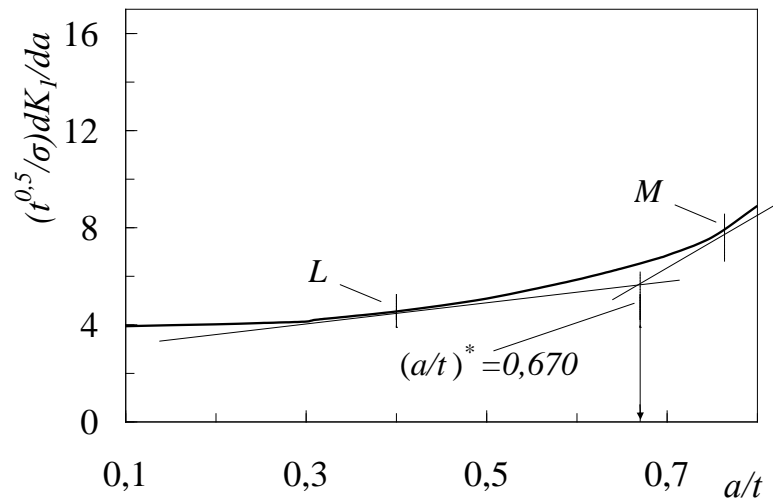


Рисунок 5.12 – Оцінювання характерної глибини $(a/t)^*$ внутрішньої поперечної замкнутої кільцевої тріщини у бурильних трубах груп міцності G-105, Л, S-135 ($D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм) під дією осьового навантаження [14]

Характеристична глибина внутрішньої поперечної замкнутої втомної тріщини для досліджуваної нами бурильної труби групи міцності G-105, Л, S-135 ($D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм) рівна $a^* = 6,0$ мм ($(a/t)^* = 0,670$).

Встановимо взаємозв'язок між критичними глибинами внутрішньої поперечної замкнутої втомної тріщини a_c/t для досліджуваних бурильних труб та

динамічною вагою бурильної колони F , яка функціонально взаємопов'язана із її глибиною у свердловини L (рис. 5.2).

Результати обчислень (рис. 5.13) дають підстави зробити висновок, що під час опускання для експлуатованих бурильних труб міцності G-105 на глибинах від 1,1 км до 5 км ($0,48 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) критичними для металу бурильних труб є внутрішні поперечні кільцеві тріщини в діапазоні $2,6 \text{ мм} \leq a_c \leq 6,0 \text{ мм}$ (рис. 5.13, крива 1 (CA), ділянка I), тоді як на глибинах від 0,4 км до глибини 1,1 км для бурильних труб міцності G-105 небезпечними є внутрішні поперечні кільцеві тріщини довжиною $a^* = 6,0 \text{ мм}$ (рис. 5.13, ділянка II (BC)).

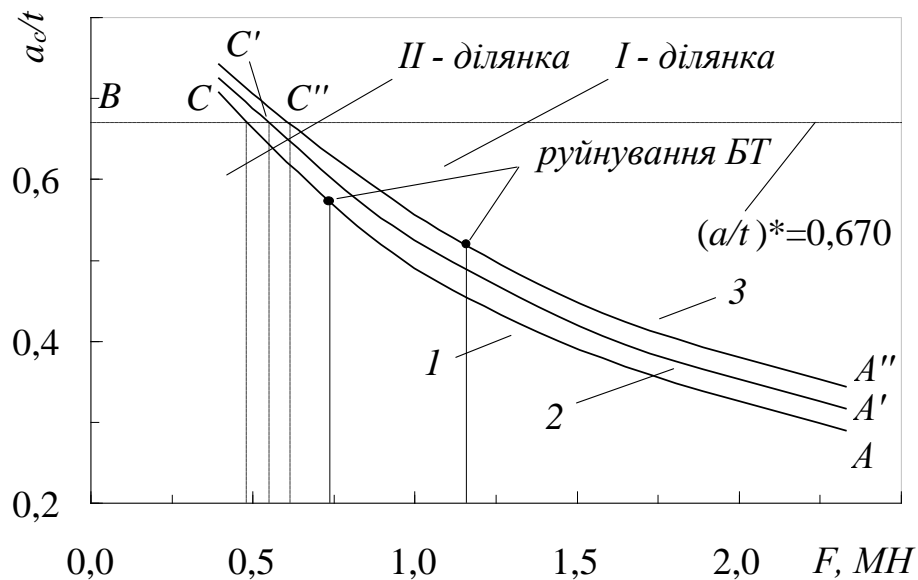


Рисунок 5.13 – Взаємозв'язок критичної (a_c/t) глибини внутрішньої поперечної кільцевої тріщини у стінці бурильних труб груп міцності G-105 (1), Л (2) і S-135 (3) та зусилля пружного зв'язку (F) при спуско-підймальних операціях бурильної колони [14]

Проведені обчислення (рис. 5.13) дозволяють зробити висновок, що під час спуско-підймальних операцій для резервних бурильних труб групи міцності Л на глибинах від 1,2 км до 5 км ($0,56 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) критичними для металу БТ є внутрішні поперечні кільцеві тріщини в діапазоні $2,85 \text{ мм} \leq a_c \leq 6,0 \text{ мм}$ (рис. 5.13,

крива 2 ($C' A'$), ділянка I), тоді як на глибинах від 0,4 км до глибини 1,2 км для резервної бурової труби групи міцності L небезпечними є внутрішні поперечні кільцеві тріщини довжиною $a^* = 6,0$ мм (рис. 5.13, ділянка $II (BC')$)).

Виконані обчислення (рис. 5.13) роблять можливим зробити висновок, що під час опускання для бурильних труб групи міцності $S-135$ на глибинах від 1,4 км до 5 км ($0,62 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) критичними для металу труби є внутрішні поперечні кільцеві тріщини в діапазоні $3,1 \text{ мм} \leq a_c \leq 6,0 \text{ мм}$ (рис. 5.13, крива 1 ($C'' A''$), ділянка I), тоді як на глибинах від 0,4 км до глибини 1,4 км для розглядуваних труб небезпечними є внутрішні поперечні кільцеві тріщини довжиною $a^* = 6,0$ мм (рис. 5.13, ділянка $II (BC'')$)).

Аналіз одержаних результатів розрахунково-експериментальних досліджень показує (див. рис. 5.13), що для оцінки умов руйнування бурильних труб груп міцності $G-105$, L , $S-135$ ($D = 126$ мм, $t = 9,0$ мм), що містять внутрішні поперечні замкнуті кільцеві тріщини необхідно враховувати групу міцності та тривалість експлуатації бурової труби. Крім того на малих глибинах необхідно враховувати показник “опірності елемента конструкції росту тріщини”, а на глибинах від 1,1 км до 1,4 км (I ділянки на рис. 5.13) – для досліджуваних труб, що містять внутрішню замкнуту кільцеву тріщину – критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{jc} .

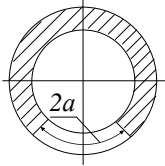
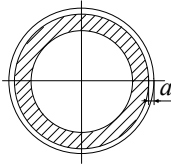
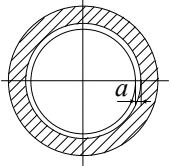
Таким чином, зниження тріщиностійкості металу бурильних труб під час спуско-підймальних операцій є визначальним чинником, що призводить до суттєвого збільшення кількості аварій тривало експлуатованих бурильних труб, що містять внутрішні поперечні кільцеві тріщини при бурінні на глибинах більших за інтервал 1,1-1,4 км (у залежності від групи міцності бурильної труби). На менших глибинах, умови руйнування аналогічних труб визначає характеристична глибина втомної тріщини a^* (див. рис. 5.13).

Одержані результати дозволяють інтерпретувати суттєве збільшення кількості аварій елементів бурильної колон при спуско-підймальних операцій, описаних в роботі [68].

5.5 Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із експлуатаційними тріщиноподібними дефектами

Використовуючи з однієї сторони результати розрахунків методом кінцевих елементів (див. підрозділ 4.6) робочих напружень, що виникають по довжині бурильної колони, а з іншої результати і підходи викладені у підрозділах 5.2-5.4 даної глави, проведемо аналіз умов руйнування, що мали місце у процесі експлуатації бурильних труб груп міцності G-105 та S-135 ($D = 126 \times 9,0$ мм). На рис. 5.10 та рис. 5.13, а також у табл. 5.2 представлено результати розрахунково-експериментальних досліджень.

Таблиця 5.2 – Руйнівні розміри поперечних корозійно-втомних тріщин бурильних труб груп міцності G-105 та S-135 ($D = 126 \times 9,0$ мм).

Група міцності бурильної труби	Місце руйнування	Робочі навантаження	Вид та критичні (руйнівні) розміри дефекта		
					
	L , м	F , МН	Ширина дефекта (промивини з тріщиною)	Глибина зовнішньої тріщини	Глибина внутрішньої тріщини
G-105	1690	0,736	$2a_c = 85,0$	$a^* = 4,82$ мм ($a_c = 5,49$ мм)	$a_c = 5,13$ мм ($a^* = 6,0$ мм)
S-135	2775	1,157	$2a_c = 72,0$	$a^* = 4,82$ мм ($a_c = 5,04$ мм)	$a_c = 4,68$ мм ($a^* = 6,0$ мм)

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок, що руйнівний розмір дефекту залежить від його виду, групи міцності та умов експлуатації бурильної труби.

У випадку, коли поперечна наскрізна тріщина утворюється на бічних поверхнях промивини (рис. 5.3, в), причиною руйнування бурильної труби є підростання (розвиток) тріщини до критичних розмірів ($2a_c$).

Якщо на поверхні бурильної труби утворилася зовнішня поперечна колова тріщина, то потенційно небезпечним для бурильної труби настає характеристичний розмір глибини дефекту ($a^* = 4,82$ мм), який є меншим критичного значення (див. рис. 5.10).

При утворенні на поверхні бурильної труби внутрішньої поперечної колової тріщини, причиною руйнування бурильної труби є втрата її металу опірності катастрофічному розвитку тріщини, тобто коли глибина тріщини досягає критичних значень (a_c) (див. рис. 5.13).

Висновки до розділу 5

1. Здійснено експериментально-розрахункову оцінку критичних розмірів кільцевої наскрізної тріщини $2a_c$, а також критичної (a_c) та характеристичної (a^*) глибини зовнішньої або внутрішньої поперечної кільцевої тріщини для бурильних труб груп міцності G-105, Л і S-135, за умови впливу динамічних навантажень під час спуско-підіймальних операцій.

2. Встановлено, що, за умови впливу динамічних навантажень при спуско-підіймальних операціях, для оцінки умов руйнування бурильних труб, які містять зовнішні поперечні замкнуті кільцеві тріщини необхідно враховувати їх групу міцності та тривалість експлуатації а також на малих глибинах від 0,4 км до 2,7 км, 2,9 та 3,4 км відповідно, необхідно враховувати показник “опірності елемента конструкції росту тріщини ” (a^*), а на глибинах понад ~ 3 км, умовою руйнування є втрата металу бурильних труб опірності розвитку тріщин, тобто їх тріщиностійкості, тому необхідно враховувати критичну глибину тріщини (a_c).

3. Показано, що, за умови впливу динамічних навантажень при спуско-підіймальних операціях, для оцінки умов руйнування бурильних труб груп міцності G-105, Л, S-135, які містять внутрішні поперечні замкнуті кільцеві тріщини необхідно враховувати групу міцності та тривалість експлуатації бурової труби. Крім того на малих глибинах необхідно враховувати показник “опірності

елемента конструкції росту тріщини ”, а на глибинах в інтервалі від 1,1-1,4 км до 5,0 км – для досліджуваних труб, критичну глибину внутрішньої замкнутої кільцевої тріщини (a_c).

4. Здійснено оцінку умов критичного руйнування в процесі експлуатації бурильної колони бурильних труб груп міцності G-105 та S-135).

ВИСНОВКИ

У результаті проведення теоретичних і експериментальних досліджень отримано нове вирішення науково-технічного завдання із забезпечення безаварійної роботи бурильних колон шляхом оцінки впливу експлуатаційних навантажень на бурильні труби.

Одержано наступні основні результати:

1. Аналіз даних про аварії, що мали місце при бурінні свердловин на площах бурового управління «Укрбургаз» за 2015-2017 рр., вказав на суттєвий вплив напружено-деформованого стану на втомне руйнування бурильних труб та їх з'єднань. Огляд запропонованих методів і засобів оцінки втомної довговічності бурильних труб та аналіз практичних спостережень підтвердили необхідність подальших досліджень для їх удосконалення.

2. Модифіковано методика та експериментальні засоби для визначення критичних та характеристичних розмірів типових експлуатаційних дефектів, що забезпечило реалізацію дослідження умов руйнування сталей бурильних труб під час їх експлуатації.

В результаті експериментального визначення характеристик тріщиностійкості матеріалу бурильних труб груп міцності Л, G-105 і S -135 встановлено, що:

– для металів бурильних труб групи міцності Л тріщиностійкість J_C тривало-експлуатованої бурильної труби (23 роки) у 2,08 рази менша, ніж труби запасу, а

тріщиностійкість J_C металів бурильних труб групи міцності G-105, які експлуатувались 4 і 9 років, зменшується в 1,17 рази;

– тріщиностійкість (J_C) металу бурильної труби групи міцності S-135 у 1,55 рази більша за тріщиностійкість металу бурильної труби групи міцності G-105, а критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Jc} – відповідно у 1,25 раз більший; це пояснює той факт, що термін експлуатації бурильної труби групи міцності S-135 до зламу виявився у 1,72 рази більшим, ніж бурильної труби групи міцності G-105.

3. В рамках розроблених математичних моделей поздовжніх та поздовжньо-крутильних коливань бурильної колони запропоновано геометричну модель фрагмента бурильної труби, що містить напівеліптичну тріщину, та досліджено напружено-деформований стан труби в околі вершини тріщини. Встановлено, що внесок динамічної складової в загальний коефіцієнт інтенсивності напружень коливається в межах від 10% до 25 % і залежить від умов роботи бурильної колони.

З'ясовано, що використання в компонуванні віброзахисних пристроїв призводить до зниження напружень у заданому поперечному перерізі до 8% – 15%, що позитивно впливає на роботу бурильної колони. При зміні параметрів віброзахисних пристроїв (ВЗП) можна сповільнити поширення втомної тріщини, завдяки чому труба може працювати ще певний період часу в даному компонуванні за умови правильно вибраних режимів роботи та місця встановлення ВЗП.

4. Здійснено експериментально-розрахункову оцінку критичних розмірів тріщини певної геометрії (кільцевої наскрізної тріщини, зовнішньої та внутрішньої поперечних кільцевих тріщин) для бурильних труб груп міцності Л, G-105, S-135 за умови впливу динамічних навантажень під час проведення спуско-підіймальних операцій.

Встановлено, що при спуско-підіймальних операціях, для оцінки умов руйнування бурильних труб вказаних груп міцності, які містять зовнішні та

внутрішні поперечні замкнуті кільцеві тріщини, необхідно враховувати їх групу міцності та тривалість експлуатації, а також глибину свердловини. Так, зокрема, на ділянках від 0,4 км до 2,7 км та від 2,9 км до 3,4 км треба враховувати показник “опірності елемента конструкції поширенню тріщини” (a^*), а на великих глибинах (понад 3 км) – критичну глибину тріщини (a_c).

За результатами проведених досліджень розроблено ”Методику експрес-прогнозування умов руйнування експлуатованих бурильних труб”, яку передано для впровадження в бурове управління ”Укрбургаз”.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Васильев Ю. Н., Бакунин В. М., Миртыусян Я. С. Протекторная защита обсадных и бурильных труб. *ОИ*. Вып. 2. М. 1984. 51 с.
2. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны. Недра. Москва. 1992. 210с.
3. Лачинян Л. А., Угаров С. А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений. Недра. Москва. 1975. 230 с.
4. Данелянц С. М. Анализ аварий с легкосплавными бурильными трубами в объединении "Куйбышевнефть". *РНТС ВНИИОЭНГ, Машины и нефтяное оборудование*. 1973. № 4. С. 7 – 9.
5. Крыжановский Е. И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин : дисс. докт. техн. наук: 05.05.12. Москва, 1990. 480 с.
6. Карпаш О. М. Методи та засоби роботоздатності трубних колон: автореф. дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1996. 47 с.
7. Янтурин А. Ш., Осин Г. С., Подавалов Ю. А. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб. *ЭИ Машины и нефтяное оборудование*. М. 1984. вып. 10. С. 12 – 15.
8. Копей Б. В. Науково - технологічні методи комплексного підвищення ресурсу деталей свердловинного нафтогазового обладнання: автореф. дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1996. 46 с.
9. Рачкевич Р. В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: дис.... канд. техн. наук. Івано-Франківськ. 2006. 145 с.
10. Джус А. П. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони індикаторами втоми: дис... канд. техн. наук. Івано-Франківськ. 2011. 180 с.
11. Козаченко Н. И. Вопросы надежности бурильных колонн. Обзор. техн. и технол. геол. развед. работ; орг. производства ВИЭМС. М. 1978. 37 с.

12. Івасів В. М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1999. 31 с.
13. Осип Г. С., Падавалов Ю. А., Папировский В. Л. Некоторые вопросы аварийности бурильных .*Экспресс-информ. ВНИИОЭНГ. Сер. «Машины и нефтяное оборудование»*. 1984. Вып. 10. С. 12–15.
14. Витязь О. Ю., Грабовський Р. С., Тирлич В. В., Артим В. І. Оцінка впливу динамічних навантажень на умови руйнування труб бурильних колон під час спуско-підймальних операцій. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2018. №1 (44). С. 25–34.
15. Тирлич В. В. До питання про міцність та довговічність бурильних труб з механічними пошкодженнями, як концентраторами напружень. *Нафтогазова енергетика 2017: Матеріали 6 Міжнародної науково-технічної конференції* (м. Івано-Франківськ, 15–19 травня 2017р.). Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2017. С.149–151.
16. Івасів В. М., Артим В. І., Гриців В. В., Гриців Ю. В. Оцінка втомного ресурсу елементів конструкцій із урахуванням пікових навантажень. *Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні: праці 4 Міжнар. наук.-техн. конф.* Київ, 2011. С. 89–90.
17. Карпаш О. М., Крижанівський Є. І., Криничний П. Я., Мигаль І. Г., Рибчич І. Й., Зінчак Я. М. Неруйнівний контроль труб нафтового сортаменту. Івано-Франківськ, 2001. 380 с.
18. Копей Б. В., Сизоненко А. В. Атлас зламів елементів бурильної колони. Івано-Франківськ, 2014. 58 с.
19. Артим В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 2010. 281 с.
20. Wang Rui-he, Yan-bin Zang, Rui Zhang, Yu-huan Bu, Hua-zhou Li. Drillstring failure analysis and its prevention in northeast Sichuan, China . *Engineering Failure Analysis*. 2011. Vol. 18, Is. 4. P 1233–1241.

doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.03.005.

21. Саркисов Г. М., Никитин О. Я. Диаграммы предельных нагрузок для бурильных труб. *Нефтяное хозяйство*. 1974. № 12. С. 13–14.
22. Сароян А. Е., Коган Р. Н. Статистическая оценка износа замкового соединения бурильных колонн. *Нефтяное хозяйство*. 1971. № 8. С. 10–14.
23. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М., 1990. 263с.
24. Щербюк Н. Д., Якубовский Н. В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей. Недра. Москва. 1974. 364 с.
25. Щербюк Н. Д., Газанчан Ю. И., Барышников А. И. Эксплуатация бурильных труб и разрушение резьбовых соединений. *Нефтяная промышленность. Обзорная информация. Сер. Бурение*. М., ВНИИОЭНГ. 1986. Вып. 2. 59 с.
26. Лачинян Л. А., Тютюнов В. Д., Давыдов Г. А. Методы повышения предела выносливости замков геологоразведочных бурильных труб. *Нефтяная промышленность, сер. Нефтегазовая геология, геофизика и бурение*. М., 1985. 49 с.
27. Султанов Б. З., Ишимгужин В. И., Шаммасов Н. Х., Сорокин Н. В. Работа бурильной колонны в скважине. Недра. Москва. 1973. 261 с.
28. Крижанівський Є. І. Попередження втомних руйнувань бурильних колон. *Нафтова і газова промисловість*. 1992. № 2. С. 27 – 28.
29. Крижанівський Є. І., Малько Б. Д., Івасів В. М. Визначення навантаженості бурильних труб в колоні при спуско-підіймальних операціях. *Доповіді міжнародної науково-технічної конференції ROM-2000*. Івано-Франківськ, 2000. С. 301 – 308.
30. Малько Б. Д., Івасів В. М., Козак Ф. С., Фернюк М. М. Коефіцієнт динамічності підіймального комплексу бурової установки. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин*. 1997. №34. С. 40 – 45.
31. Малько Б. Д. Розгін талевого блоку з колоною труб при підійманні.

Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтопромислове обладнання. 1996. №33. С. 91 – 96.

32. Малько Б. Д. Вибір оптимального закону руху колони труб при розгоні. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтопромислове обладнання.* 1996. №33. С. 87 – 90.

33. Карпаш О. М., Івасів В. М., Вісков О. В. До визначення оптимальних періодів неруйнівного контролю бурильних труб. *Методи та прилади контролю якості.* 1997. № 1. С. 13 – 14.

34. Івасів В. М. Порівняльна оцінка втомної міцності різьбових з'єднань бурильних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин.* 1996. вип. 33. С. 58 – 59.

35. Балицкий П. В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. Недра. Москва. 1975. 293с.

36. Симонов В. В., Юнин Е. К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. Недра. Москва. 1977. 216с.

37. Огородников П. И. Управление углублением забоя скважины на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне: дисс. докт. техн. наук. М. 1990. 421с.

38. Векерик В. И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента: дисс. докт. техн. наук. Ивано-Франковск. 1991. 749с.

39. Мойсишин В. М. Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловини роторним способом: дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ. 1996. 498с.

40. Залкин С. Л., Липский В. А., Щебилкин В. Г. Влияние виброгасителей наддолотных амортизаторов на показатели бурения скважин и повышение стойкости бурового инструмента и оборудования. *Материалы I Всесоюзной конференции по динамике и прочности нефтепромыслового оборудования.* Баку. 1974. С. 61 – 64.

41. Бойко В. Г., Копылов В. Е. Бурение с амортизатором в Тюменской

области. *Бурение. НТС ВНИИЭНГ*. 1969, №3, С. 3–6.

42. Вареник В. А., Фрыз И. М., Мойсышин В. М. и др. Опыт применения амортизаторов для бурения скважин. *ЭИ ВНИИОЭНГ: Отечеств. Опыт. Бурение*. 1987. Вып. 9. С.3 – 5.

43. Векерик В. И., Мойсышин В. М. Аналитическое исследование колебаний бурильной колонны при включении в ее компоновку амортизаторов. Деп. в УкрНИИНТИ 06.03.87, №912. Ивано-Франковск. 1987. 7с.

44. Василюк Ю. М. Вплив динамічних процесів у бурильній колоні на роботу тришарашкових доліт: дис.... канд. техн. наук. Івано-Франківськ. 2002. 168с.

45. Архипов К. И., Фаликов А. С. Анализ влияния некоторых основных факторов на динамику бурового подъема. *Изв. ВУЗов. Нефть и газ*. 1986. №3, С. 38 – 41.

46. Архангельский В. Л. Влияние характеристики пневматической оперативной муфты на динамические нагрузки в подъемной системе буровых установок. *Реф. научн.техн. сб. «Машины и нефтяное оборудование»*. ВНИИОЭНГ. Москва. 1970. №9. С. 7 – 13.

47. Архангельский В. Л. О максимальной скорости подъема крюка буровых установок. *Реф. научн.техн. сб. «Машины и нефтяное оборудование»*. ВНИИОЭНГ. Москва. 1971, №8. С. 3 – 8.

48. Герасимюк Р. Н. Динамика асинхронных электроприводов крановых механизмов. Москва. 1986. 168 с.

49. Доронин В. И., Даньшин Ю. В., Рачек Н. М. Динамический синтез рычажных механизмов по заданному движению ведущих звеньев и заданным реакциям в кинематических парах. *Механика машин*. 1979, вып. 56. С. 46 – 60.

50. Виницкий М. М. Исследование закона движения подъемной системы в процессе ее остановки (на примере установки «Уралмаш – 4Э»). *Реф. научн.техн. сб. «Машины и нефтяное оборудование»*. ВНИИОЭНГ. Москва. 1971. №4. С. 3 – 8.

51. Виницкий М. М. Рациональное управление спуско-подъемными

операциями. Москва. 1978. 252 с.

52. Антонов А. А. Пневматические фрикционные муфты в нефтяной промышленности. Москва. 1973. 160 с.

53. Сулханишвили И. Н. Расчет времени подъема бурового инструмента привода с мягкой и жесткой характеристиками. *Реф. научн.техн. сб. «Машины и нефтяное оборудование»*. ВНИИОЭНГ. Москва. 1964. №6. С.7 – 13.

54. Архангельский В. Л. Влияние характеристики шинно-пневматической муфты на включение подъемного вала лебедки. *Реф. научн.техн. сб. «Машины и нефтяное оборудование»*. ВНИИОЭНГ. Москва. 1963. №8. С. 13 – 16.

55. Панасюк В. В. Механика квазихрупкого разрушения материалов. Киев.1991. 416с.

56. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособ. В 4 т. Т. 1: Основы механики разрушения. Киев.1990. 487 с.

57. Механика разрушения и прочность материалов: справ. Пособ. В 4 т. Т. 4: Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов. Киев. 1990. 680 с.

58. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Борисевич Б.Д. Оцінка математичних моделей довговічності елементів бурильної колони. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2002. № 2 (3). С. 12–14.

59. Похмурский В.И., Крыжанивский Е.И., Ивасив В.М. и др. Методика расчета долговечности соединений бурильных труб на основании коррозионно-усталостных испытаний. *Физико-химическая механика материалов*. 1984. №2. С. 102–103.

60. Почтенный Е.К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения. Минск. 1973. 213 с.

61. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. Минск. 2002. 186 с.

62. Ивасив В.М., Лисканич М.В., Турчин В.А., Хома Д.И.

Исследование кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений. *Прикладная механика*. 1985. т. 21. №10. С. 130 – 131.

63. Гнип І.П., Бабюк І.С., Чернов Б.О. Оптимізація довговічності замкових різьбових з'єднань бурильної колони на основі критеріїв механіки руйнування. *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. 1990. вып. 6. С. 105 – 109.

64. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Козлов А.В. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони на основі С-критерію. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 2005. № 1 (14). С. 86 – 89.

65. Мигаль И.Г., Копей Б.В., Карпаш О.М. Распространение коррозионно-усталостных трещин в бурильных трубах ТБВК. *Машины и нефтяное оборудование*. 1980. №9, С. 10-13.

66. Чернов Б.А. Исследование замковых резьбовых соединений бурильных турбобуров и разработка рекомендаций по повышению их эффективности в глубоком бурении: Автореферат дисс... канд.техн.наук. 1980 . 180 с.

67. Буйна Е.В., Махедов А.А., Розенблит И.И., Рагимов Р.И. Влияние усталостных трещин на прочность бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1973. № 6. С. 9 – 10.

68. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник. У 10 т. Т.7: Надійність та довговічність елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування. Київ, 2005. 378 с.

69. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник. У 14 т. Т.13: Працездатність матеріалів і елементів конструкцій з гострокінцевими концентраторами напружень. Львів. 2012. 316 с.

70. Дмитрах І.М., Панасюк В.В. Вплив корозійних середовищ на локальне руйнування металів біля концентраторів напружень. Львів. 1999. 341 с.

71. Paris P., Erdogan F. A critical analysis of crack propagation laws. Paris, . 1963. 15, nr 4. P. 528 – 534.

72. Paris P. O., Gomez M. P., Anderson W. E. A rational analytic theory of fatigue. *The Trend in Eng.* 1961. 13, nr 1. — P. 9 – 14.

73. Erdogan F., Ratwong M. Fatigue and fracture of cylindrical shells containing a circumferential crack. *Int. J. Fract. Mech.* 1970. #4. P. 379 – 390.
74. Методические указания. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при циклическом нагружении: РД 50-345-82. Минск.
75. Крижанівський Є.І., Шацький І.П., Петрина Д.Ю. Оцінка довговічності бурильних труб з позицій – моделі. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ. 1997. Вип. 34. С. 3 – 8.
76. Kral E., Sendupta P.-K., Newlin L., Quan S.-S. Fracture mechanics concept offers models to help calculate fatigue life in drill pipe. *Oil and Gas journal*. 1984. v. 82, № 32 – 33. P. 51 – 115.
77. Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник для вищих навчальних закладів. Івано-Франківськ. 2001. 446 с.
78. Murtaza G., Akid R. Modelling short fatigue crack growth in a heat treated low-alloy steel. *International Journal Fatigue*. 1995. 17. .P. 207–214.
79. Navarro A., de los Rios E. R. A model for short fatigue crack propagation with an interpretation of the short – long crack transition. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 1987. 10. P. 169–186.
80. Forsyth P. J. F. A two-stage process of fatigue crack growth. *Proc. Crack Propagation Symp.-Cranfield*. The College of Aeronautics .1961. .P. 76–94.
81. Перис П. Эрдоган Ф. Критический анализ законов распространения трещин. *Техническая механика*. 1963. Сер.Е. №4. С 60 – 66.
82. Крижанівський Є. І., Витязь О. Ю., Грабовський Р. С. Оцінка умов руйнування тривало експлуатованих труб бурильних колон при спуско-підіймальних операціях. *Наукові нотатки: міжвузівський збірник*. Луцьк: Луцьк. держ. техн. ун-т, 2016. Вип. 56. С. 96–106. (напряв “Інженерна механіка”).
83. Витязь О.Ю., Грабовський Р.С., Тирлич В.В. Вплив тривалості експлуатації на результати оцінювання умов руйнування труб бурильних колон

під час спуско-підймальних операцій. *Нафтогазова енергетика*. 2017. № 1 (27). С. 7-14.

84. Fracture / Ed. by H. Liebowitz. New York and London: Academic Press. 1968-1972. Vol. 1–7.

85. Партон В.З., Борисковский В.Г. Динамическая механика разрушения. Москва. 1985. 263 с.

86. Chan S.K., Tuba I.S., Wilson W.K. On the finite element method in linear fracture mechanics. *Engineering fracture mechanics*. 1970. V.2. №1. P. 1–17.

87. Hilton P.D., Sih G.C. Applications of the finite element method to the calculation of stress intensity factors. *Mechanics of fracture. V.1. Methods of analysis and solutions of crack problems*. Leyden, 1973. P. 426–473.

88. Глушков С.В. Разработка методов оценки надежности нормирования размеров поверхностных трещин в нефте- и газопроводах: дис.... канд. техн. наук. Самара. 2015. 180 с.

89. Вычислительные методы в механике разрушения. Пер. с англ. / Под ред. С. Атлури. М. Мир. 1990. 392 с.

90. Витязь О.Ю., Тирлич В.,В. Вплив деградації властивостей сталей на оцінку умов руйнування труб бурильних колон при спуско-підймальних операціях” *Нафтогазова енергетика 2017* ”: матеріали шостої Міжнар. наук. – техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 15 – 19 травня 2017). Івано-Франківськ, 2017. С. 170 – 172.

91. Витязь О. Ю., Грабовський Р. С. Експрес-оцінювання умов руйнування елементів експлуатованих труб бурильних колон при спуско-підймальних операціях. *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. Харків. 2017. № 7 (1229). С. 30–38.

92. Перепічка В.В., Тирлич В.В., Даляк Т.М., Бурда М.Й. Вплив в’язких конструктивних елементів у закріпленні на динаміку бурильної колони під час її повздовжніх коливань. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. №2(35). С. 89–92.

93. Перепічка В.В., Тирлич В.В., Даляк Т.М., Яцишин В.Д.

Дослідження коливних процесів в бурильній колоні з урахуванням зосереджених чинників пружності та в'язкості в крайових областях. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. №3(36).С. 30–33.

94. Андрейкив А. Е., Дарчук А. И. Усталостное разрушение и долговечность конструкцій. Киев. 1992. 182 с.

95. Юнин Е.К., Хегай В.К. Динамика глубокого бурения. Москва. 2004. 285с.

96. Wilson W.K. Finite element methods for elastic bodies containing cracks. *Mechanics of fracture*. V.1. Methods of analysis and solutions of crack problems. Leyden, 1973. P. 484–515.

97. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. Москва. 1979. 392 с.

98. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. Москва. 1975. 538 с.

99. Сабоннадьер Ж.-К., Кулон Ж.-Л. Метод конечных элементов и САПР. Москва. 1989. 190 с.

100. Варвак П. М., Бузун И.М., Городецкий А.С. и др. Метод конечных элементов. Киев. 1981. 176с.

101. Постнов В. А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судових конструкцій. Ленинград. 1974.342 с

102. Hutton D.V. *Fundamentals of Finite Element Analysis* . New York. 2004. 505 p.

103. Инструкция по расчёту бурильных колонн. ВНИИТнефть. Куйбышев. 1986. 130с.

104. Тирлич В.В., Векерик В.І. Модель бурильної колони з тріщиною при повздовжніх коливаннях. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ* Серія: *Нафтопромислове обладнання*. Івано – Франківськ. 1997. вип.№34.

105. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения .Москва. 1980. 254с.

106. MARC. User's Guide. Santa Ana(CA): MSC. Software

Corporation.2010. 1946 p.

107. MARC. User's Guide. Vol.A. Santa Ana(CA): MSC. Software Corporation.2010. 832 p.

108. Guydish J.J., Fleming J.F. Optsmization of the finite element for the solution of fracture problems. *Eng. Fract. Mech.*1978. Vol.10. n1. P. 31 – 42.

109. Векерик В.І., В.В.Тирлич. Визначення коефіцієнта інтенсивності напружень при коливаннях бурильної колони з тріщиною. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: методи і засоби технічної діагностики*. Івано-Франківськ. 1999. вип.36, С. 337 – 342.

110. Тирлич В.В., Даляк Т.М., Витязь О.Ю., Перепічка В.В. Дослідження напружено-деформованого стану в бурильній трубі, що містить тріщину. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011.№4 (41). С. 52 – 57 .

111. Тирлич В.,В. Визначення напружено-деформованого стану в бурильній колоні з тріщиною. "Нафта і газ України-96": тези доп. наук. – практ. конф.(м.Харків, 14 – 16 травня 1996). Том2. С.202.

112. Векерик В. І., Тирлич В. В. Дослідження впливу параметрів віброзахисного інструменту на розвиток тріщини. "Механика и новые технологии": тезисы докладов научно-технической конференции (г. Севастополь, 04 – 06 сентября 1995). Севастополь, 1995. С.50 – 52.

113. Тирлич В.В. Вивчення шляхів зміни динаміки та напружено-деформованого стану бурильної колони з метою її віброзахисту. Прикладні задачі математики": матеріали першої Всеукр. наук. конф. (м. Івано-Франківськ. 13 – 15жовтня 2011). Івано-Франківськ, 2011. С. 112.

114. Тирлич В.В. Використання бурових амортизаторів, як один із способів віброзахисту бурильної колони. "Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи": тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції(м. Івано-Франківськ, 10 – 12 грудня 2014). м. Івано-Франківськ, 2014. С.242 – 244.

115. V.Vekeryk, V. Tyrlych. Influence evaluation of the vibroprotective devices parameters on the creak in the drilling string. *Scientific Bulltin, Serie C, Volume XX.- Baja Mare.- 2006.-p. 379-382.*

116. Тирлич В.В. Розрахунок довговічності роботи пошкоджених елементів бурильної колони при використанні віброзахисних пристроїв. Нафтогазова енергетика 2015: праці Міжнар. наук.-техн. конф.(м. Івано-Франківськ, 21 – 23 квітня 2015). Івано-Франківськ , 2015.С. 69 – 73.

117. Тирлич В.В. Моделювання розвитку напівеліптичної тріщини в тілі бурильної труби при використанні в компоновці віброзахисних пристроїв. *Прикарпатський вісник НТШ*. Число. 2015. №1(29). С 250-263.

118. V.Vekeryk, V. Tyrlych. Creak development in drill String cross-sections at longitudinal and torsion vibrations. *Scientific Bulltin, Serie C, Volume XVIII.- Baja Mare*. 2004. p. 299 – 306.

119. Харченко Є. В. Динамічні процеси бурових установок . Львів: 1991. 176 с.

120. Янтурин А.Ш., Осин Г.С., Подавалов Ю.А., Папировский В.Л. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб . *ЭИ Машины и нефтяное оборудование*. 1984, вып.10. С. 12-15.

121. Малько Б.І., Козак Я.І. Рівняння руху колони труб при спуску в свердловину. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2002. № 2 (3). С. 71–73.

122. Архангельский В.Л. Влияние характеристики шинно-пневматической муфты на включение подъемного вала лебедки. *Реф. научн.техн. сб. «Машины и нефтяное оборудование»*. ВНИИОЭНГ. Москва. 1963. №8. С. 13 – 16.

123. Архипов К.И., Фаликов А.С. Анализ влияния некоторых основных факторов на динамику бурового подъема. *Изв. ВУЗов. Нефть и газ*. 1986. №3, С. 38–41.

124. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник. У 14 т. Т.10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання. Івано-Франківськ. 2006. 1193 с.

125. Zamani S. M., Hassanzadeh-Tabrizi S. A., Sharifi H. Failure analysis of drill pipe: A review. *Engineering Failure Analysis*. Jan 2016. Vol. 59. P 605-623.

126. Macdonald K. A., Bjune J. V. Failure analysis of drillstrings. *Engineering Failure Analysis*. 2007. Vol. 14, Is. 8. P 1641-1666.
127. Zhu X. Dong L., Tong H. Failure analysis and solution studies on drill pipe thread gluing at the exit side of horizontal directional drilling. *Engineering Failure Analysis*. 2013. Vol. 33. P 251-264.
128. Harris D. O. Stress Intensity Factor for Hollow Circumferentially Notched Round Bars . *Trans. ASME: J. of Basic Engineering*. 1967. Vol. 89, Is. 1. P. 49-54.
129. Mettu S.R., Forman R.G. Analysis of Circumferential Cracks in Circular Cylinders using the Weight Function Method. *Fracture Mechanics: 23rd Symposium (STP 1189)*. Ed. by R. Chona. ASTM, 1993. P. 417-440.
130. Forman R.G., Hickman J.C., Shivakumar V. Stress-Intensity Factors for Circumferential Through Cracks in Hollow Cylinders Subjected to Combined Tension and Bending Loads. *Engineering Fracture Mechanics*. 1985. 21, №3. P. 563-571.

ДОДАТКИ

Додаток А
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Тирлич В. В., Векерик В. І. Модель бурильної колони з тріщиною при повздовжніх коливаннях. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтопромислове обладнання*. 1997. вип.34. С. 141 – 148.
2. Векерик В. І., Тирлич В. В. Визначення коефіцієнта інтенсивності напружень при коливаннях бурильної колони з тріщиною. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: методи і засоби технічної діагностики*. 1999. вип.36. С. 337 – 342.
3. Тирлич В. В., Даляк Т. М., Витязь О. Ю., Перепічка В. В. Дослідження напружено-деформованого стану в бурильній трубі, що містить тріщину. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. №4 (41). С. 52 – 57 .
4. V. Vekeryk, V. Tyrlych. Creak development in drill String cross-sections at longitudinal and torsion vibrations. *Scientific Bulltin, Serie C, Volume XVIII*. Baja Mare. 2004. p. 299 – 306.
5. V. Vekeryk, V. Tyrlych. Influence evaluation of the vibroprotective devices parameters on the creak in the drilling string. *Scientific Bulltin, Serie C, Volume XX*. Baja Mare. 2006. p. 379 – 382.
6. Перепічка В. В., Тирлич В. В., Даляк Т. М., Бурда М. Й. Вплив в'язких конструктивних елементів у закріпленні на динаміку бурильної колони під час її повздовжніх коливань. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. №2(35). С. 89–92.
7. Перепічка В. В., Тирлич В. В., Даляк Т. М., Яцишин В. Д. Дослідження коливних процесів в бурильній колоні з урахуванням зосереджених чинників пружності та в'язкості в крайових областях. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. №3(36). С. 30–33.

8. Тирлич В. В. Моделювання розвитку напівеліптичної тріщини в тілі бурильної труби при використанні в компоновці віброзахисних пристроїв. *Прикарпатський вісник НТШ*. Число. 2015. №1(29). С. 250-263.

9. Витязь О. Ю., Грабовський Р. С., Тирлич В. В. Вплив тривалості експлуатації на результати оцінювання умов руйнування бурильних колон під час спуско-підймальних операцій. *Нафтогазова енергетика*. 2017. №1 (27). С. 7 – 15.

10. Витязь О. Ю., Грабовський Р. С., Тирлич В. В., Артим В. І. Оцінка впливу динамічних навантажень на умови руйнування труб бурильних колон під час спуско-підймальних операцій. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. №1 (44). С. 25 – 34.

Тези наукових конференцій:

11. Векерик В. І., Тирлич В. В. Дослідження впливу параметрів віброзахисного інструменту на розвиток тріщини. Тезиси докладов науково-технічної конференції "Механика и новые технологии", (г. Севастополь, 04 – 06 сентября 1995). Севастополь, 1995. С. 50 – 52.

12. Тирлич В. В. Визначення напружено-деформованого стану в бурильній колоні з тріщиною. Тези доп. наук.-практ. конф. "Нафта і газ України-96", (м.Харків, 14 – 16 травня 1996). Том 2. С.202.

13. Тирлич В. В. Вивчення шляхів зміни динаміки та напружено-деформованого стану бурильної колони з метою її віброзахисту. Матеріали Першої всеукр. наук. конф. "Прикладні задачі математики", (м. Івано-Франківськ. 13 – 15 жовтня 2011). Івано-Франківськ, 2011. С. 112.

14. Тирлич В. В. Використання бурових амортизаторів, як один із способів віброзахисту бурильної колони. Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції "Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи", (м. Івано-Франківськ, 10 – 12 грудня 2014). м. Івано-Франківськ, 2014. С. 242 – 244.

15. Тирлич В. В. Розрахунок довговічності роботи пошкоджених елементів бурильної колони при використанні віброзахисних пристроїв. "Нафтогазова

енергетика 2015”: праці Міжнар. наук.-техн. конф., (м. Івано-Франківськ, 21 – 23 квітня 2015). Івано-Франківськ, 2015. С. 69 – 73.

16. Тирлич В. В. До питання форми та росту втомної тріщини в тілі бурильної труби. Матеріали Другої всеукр. наук. конф. ”Прикладні задачі математики”, (м. Івано-Франківськ. 13 – 15 жовтня 2016). Івано-Франківськ, 2016. С. 107 – 108.

17. Тирлич В. В. До питання про міцність та довговічність бурильних труб з механічними пошкодженнями, як концентраторами напружень. Матеріали Шостої міжнар. наук.-техн. конф. ”Нафтогазова енергетика 2017”, (м. Івано-Франківськ, 15 – 19 травня 2017). Івано-Франківськ, 2017. С. 149 – 151.

18. Витязь О. Ю., Тирлич В. В. Вплив деградації властивостей сталей на оцінку умов руйнування труб бурильних колон при спуско-підіймальних операціях. Матеріали Шостої міжнар. наук.-техн. конф. ”Нафтогазова енергетика 2017”, (м. Івано-Франківськ, 15 – 19 травня 2017). Івано-Франківськ, 2017. С. 170 – 172.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (380) 03422 4-22-64, 4-24-53,
факс (380) 03422 4-21-39; e-mail: admin@nung.edu.ua, public@nung.edu.ua

УЗГОДЖЕНО

Директор науково-дослідного
інституту нафтогазової
енергетики і екології,
к.т.н., доцент Тершак Б. А.


«28» 05 2019 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ
д.т.н., проф. Чудик І. І.


«28» 05 2019 р.



**МЕТОДИКА
ЕКСПРЕС - ПРОГНОЗУВАННЯ УМОВ РУЙНУВАННЯ
ЕКСПЛУАТОВАНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ**

ЗМІСТ**ВСТУП**

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ
 2. ПРОГНОЗУВАННЯ НЕБЕЗПЕКИ РУЙНУВАННЯ ЕКСПЛУАТОВАНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ
 3. ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ТА КВАЛІФІКАЦІЇ ПЕРСОНАЛУ
- ДОДАТОК А
БІБЛІОГРАФІЯ

«Методика експрес-прогнозування умов руйнування експлуатованих бурильних труб» є регламентним нормативно-технічним документом для обґрунтування та визначення процедури прогнозування безпечної експлуатації та умов руйнування експлуатованих бурильних труб з поверхневими тріщиноподібними дефектами за результатами їх технічного діагностування.

Викладена «Методика експрес-прогнозування умов руйнування експлуатованих бурильних труб» дає вказівки і заходи, які необхідно виконувати з урахуванням специфіки кожної свердловини у конкретних гірсько-геологічних умовах.

Методика призначена для інженерно-технічних працівників, бурових майстрів, бурильників та їх помічників. Представлена «Методика» розроблена в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу д.т.н., професором В.М. Мойсишиним та старшим викладачем В.В. Тирличем.

ВСТУП

У зв'язку із тенденцією до росту об'ємів буріння і глибин свердловин, а також необхідністю підвищення швидкості буріння, ускладнюються умови експлуатації бурильних труб та підвищується ймовірність аварій. Найбільш небезпечними причинами аварійності бурильної колони є раптові відмови, які відбуваються неочікувано і призводять до значних затрат при ліквідації їх наслідків. Причинами таких відмов здебільшого є корозійно-втомне та втомне пошкодження елементів бурильної колони [1, 2]. Домінуючим видом раптових відмов є корозійно-втомне руйнування елементів бурильної колони. Так, з аналізу аварійності різних дослідників, на частку корозійно-втомного руйнування припадає наступний відсоток відмов: [3] – 62%, [4] – більше 80%, [5] і [6] – близько 85%. Якщо ж використовувати бурильні труби до їх руйнування, то в 99% випадків причиною поломок будуть втомні тріщини [6].

Рядом дослідників [4, 5, 7] на основі аналізу аварійності було встановлено розподіл частоти відмов колони від глибини її обриву. Деякі з них [4, 5, 8] вказують на те, що більшість руйнувань відбувалися в нижній частині колони. В цьому випадку основною причиною обривів є змінні напруження, обумовлені як викривленням стовбура свердловини, так і втратою стійкості колони. Інші дослідники [7, 9] вважають, що більшість випадків руйнування елементів бурильних колон мають місце в її верхній частині і пояснюються дією асиметричних циклів напружень розтягу. Ці руйнування виникають при затягуванні труб у жолоби, прихопленні колони, порушенні технології проведення спуско-підіймальних операцій і т.д.

При руйнуванні по тілу бурильної труби (більше 30%) найчастіше зустрічається поперечний злам. У переважній більшості випадків неконтрольоване поперечне руйнування тіла труби викликане дією значних статичних навантажень, високими робочими тисками та критичними розмірами поперечної замкнутої або напівеліптичної тріщини, що зароджується та розвивається в місцях концентраторів напружень через пошкодження роторними клинами або наявності в металі труби неоднорідної структури (неметалеві включення, раковини, закати, волосини), а також у разі порушення технології спуско-підймальних операцій. Причиною полумок бурильних труб по тілу можуть бути також і корозійні виразки та мікротріщини, як на внутрішній, так і на зовнішній поверхнях труби, які призводять до зародження та росту макротріщин, що перероджуються у кільцеві поперечні корозійно-втомні тріщини (рис. 1, а), які виникають та розвиваються у процесі буріння.

Однією з причин, яка призводить до аварійної ситуації є промивання бурильної труби. Промивина виникає в результаті дії тиску промивальної рідини. Розмивання труб на внутрішній поверхні зумовлене дефектами в трубі, до яких можна віднести розшарування металу, плівки, неметалеві включення, втомні тріщини, корозійні виразки. Промивання труб також може призвести до утворенням тріщин (рис. 1, б, в).

Аналіз аварій з бурильними колонами в об'єднанні БУ «Укрбургаз» за 2015-2017 роки [10, 11] вказує на те, що найнебезпечнішими з точки зору аварійності труб, за відпрацьованими годинами: є інтервали в межах від 4000 до 6000 та від 12000 до 15000 годин – відповідно по 20 випадків, що становить 53,4% від усієї кількості, в тому числі після дефектоскопії від 30 до 380 годин. Зменшення терміну експлуатації вказує на те, що труби працювали в свердловині з механічними пошкодженнями, які були концентраторами напружень, слугували зародженню та розвитку корозійно-втомних тріщин і залежали від характеру експлуатаційних навантажень, що виникають в процесі буріння та під час спуско-підймальних операцій.

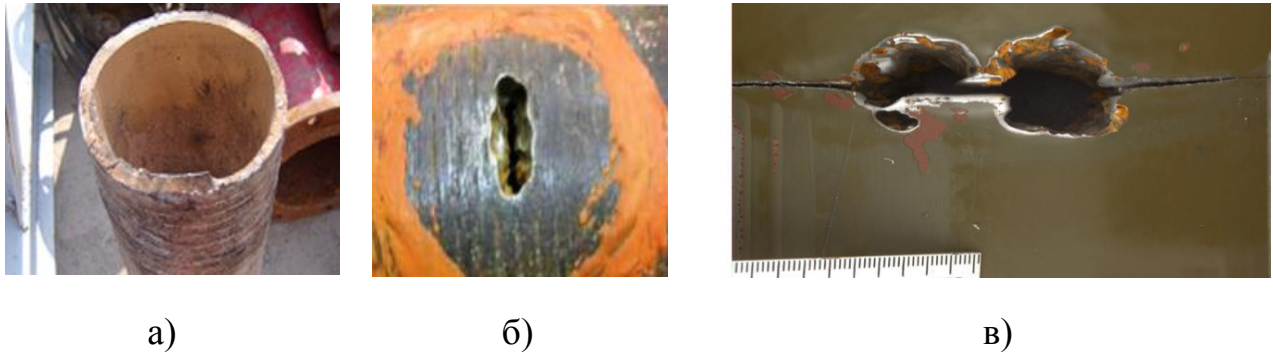


Рисунок 1 – Характерні злами (а) та дефекти (б) бурильних труб при бурінні на площах північно-східної провінції Сичуань (Китай) [12] а також вигляд промивини із середини бурильної труб (в) [1]

У переважній більшості випадків злами відбувались на глибині від 1000 до 1200 метрів та на глибині більше 2200 метрів (відповідно 12 та 28 зломів, що становить 53,3% від загальної кількості).

В розглянутих випадках буріння здійснювалось, в основному, трубами типів ТБПК 127*9,19 груп міцності G-105 та S-135, відповідно I, II та III класів. Найбільшу кількість руйнувань зафіксовано з трубами III класу (36 випадків, тобто 48% від загальної кількості).

При технічному діагностуванні та оцінці надійності експлуатованих бурильних труб, необхідно знати умови їх руйнування, тобто форму та критичні параметри дефекту (тріщини).

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. Мета методичних рекомендацій – обґрунтувати та визначити процедуру прогнозування безпечної експлуатації та умов руйнування експлуатованих бурильних труб з поверхневими тріщиноподібними дефектами за результатами їх технічного діагностування.

1.2. Область застосування методичних рекомендацій – експлуатовані бурильні труби.

1.3. Методологічною основою рекомендацій є механіка руйнування і міцності матеріалів та елементів конструкцій, що експлуатуються в водних корозійних середовищах.

1.4. Тріщиноподібними дефектами вважаються тріщини (двовимірні дефекти) та гострі тривимірні дефекти основного металу (риски, подряпини тощо) та зварного шва (підрізи, непровари, пори, шлакові включення тощо), для яких ширина $2b$ є малою величиною і задовольняє нерівність:

$$\begin{cases} b \leq 0,25 \cdot t; \\ b \leq a, \end{cases} \quad (1)$$

де t – товщина стінки труби, a – глибина дефекту, b – півширина дефекту.

1.5. Для оцінки умов руйнування необхідно визначити критичні параметри тріщиностійкості металу експлуатованих бурильних труб згідно модифікованої методики.

2. ПРОГНОЗУВАННЯ НЕБЕЗПЕКИ РУЙНУВАННЯ ЕКСПЛУАТОВАНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

Для прийняття обґрунтованих висновків щодо можливості подальшої експлуатації бурильних труб та визначення обсягу відбракованих труб, необхідно застосувати концепцію «передбачувати і запобігати», важливим елементом якої є прогнозування умов експлуатації, а значить розвитку в процесі буріння та спуско-підіймальних операцій наявних тріщиноподібних дефектів.

2.1. Для прогнозування умов їх руйнування в процесі буріння, використаємо результати чисельного моделювання за допомогою методу скінченних елементів [13, 14]. На основі розрахунків одержуємо напружено-деформований стан по довжині колони, враховуючи при цьому компонування та режими роботи бурильної колони. Провівши детальний аналіз у певному перерізі, де знаходиться тріщиноподібний дефект, обчислюємо значення коефіцієнта інтенсивності напружень, за значеннями якого можна буде оцінити небезпеку руйнування такої

труби. На основі проведеного розрахунку визначаємо довговічність даної труби з тріщиною [15].

2.2. Для прогнозування умов їх руйнування в процесі буріння, використаємо результати експериментальних досліджень за спеціальною методикою. В основу методики для оцінювання умов руйнування бурильних труб із наявними експлуатаційними тріщиноподібними дефектами покладено порівняння експериментально одержаних для досліджуваних сталей бурильних труб значень критичних коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{J_c} із одержаними розрахунковим шляхом значень коефіцієнтів інтенсивності напружень K_I , використовуючи відомі розв'язки типових задач, які узагальнені в роботі [95].

2.3. Використовуючи методику [10] проведемо оцінку міцності та ризику руйнування експлуатованих бурильних труб на основі показника “опірності елемента конструкції (труби) росту тріщини”. Крім того визначаємо глибину корозійно-втомної тріщини, тобто характерний для бурильних труб параметр $(a/t)^*$, починаючи з якого різко зростає швидкість зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I .

2.4. За результатами експериментально-розрахункових досліджень оцінимо вплив динамічних навантажень при спуско-підіймальних операціях та експлуатаційних навантажень на:

- критичні розміри кільцевої наскрізної тріщини $2a_c$, а також критичної (a_c) та характеристичної (a^*) глибини зовнішньої або внутрішньої поперечної кільцевої тріщини для бурильних труб груп досліджуваних груп по довжині бурильної колони, за умови впливу динамічних навантажень під час спуско-підіймальних операцій;
- умов критичного руйнування в процесі експлуатації бурильних труб досліджуваних груп міцності.

2.5. Аналізуємо результати чисельних досліджень п. 2.1, експериментальних досліджень п. 2.2, та експериментально-розрахункової оцінки п. 2.3 робимо

експертний висновок щодо інтерпретації виявлених у процесі технічного діагностування бурильних труб тріщиноподібних дефектів.

2.6. За результатами узагальненого аналізу результатів досліджень одержаних експериментально-розрахунковим шляхом (п. 2.1–п.2.3) обґрунтовують виведення з експлуатації або продовження терміну експлуатації та видання рекомендацій щодо умов (режимів) експлуатації досліджуваних бурильних труб.

3. ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ТА КВАЛІФІКАЦІЇ ПЕРСОНАЛУ

3.1. Роботи з діагностичного обстеження виконують фахівці, атестовані згідно з НПАОП 0.00-6.14-97 "Порядок сертифікації персоналу з неруйнівного контролю".

3.2. Отримання даних для розрахунків під час діагностичного обстеження виконують згідно з ДНАОП 11.1-1.20-03. "Правила безпеки у нафтогазодобувній промисловості України".

3.3. Експериментальні випробування здійснюються в лабораторіях, що відповідають вимогам згідно з ДСТУ ISO/IEC 17025-2001 "Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій".

ДОДАТОК А(додатковий)

ПРИКЛАД ЕКСПРЕС-ПРОГНОЗУВАННЯ УМОВ РУЙНУВАННЯ ЕКСПЛУАТОВАНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

1. На основі даних геологічної розвідки вивчали умови та глибину буріння. Досліджували навантаженість під час буріння та спуско-підймальних операцій бурильних колон складених із бурильних труб з умовним діаметром 127×9 мм .

2. На основі аналізу аварійних ситуацій визначали форму тріщиноподібних дефектів.

3. Проводили дослідження механічних характеристик міцності та пластичності металу бурильних труб (табл. 1).

Таблиця 1 – Механічні характеристики металу бурильної труби групи міцності G-105

Група міцності	Термін експлуатації, год	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
G-105	13800	933,0	857,0	12,9	69,8

4. Проводили дослідження характеристики опору руйнуванню металу бурильних труб китайського виробництва групи міцності G-105 з умовним діаметром 127 мм, що експлуатувались до руйнування протягом 13800 год за процедурою [10]. Для їх визначення використовували, вирізані з фрагментів досліджуваних бурильних труб ($10 \times 9 \times 150$ мм), зразки (рис. 2).

Визначали величину критичної тріщиностійкості J_c дослідним шляхом згідно з методикою визначення характеристики тріщиностійкості матеріалів при триточковому згині балкових зразків з прямокутним перерізом, використовуючи експериментально одержану діаграму руйнування зразків “зусилля – зсув (прогин зразка в точці дії навантаження)” (рис. 3).

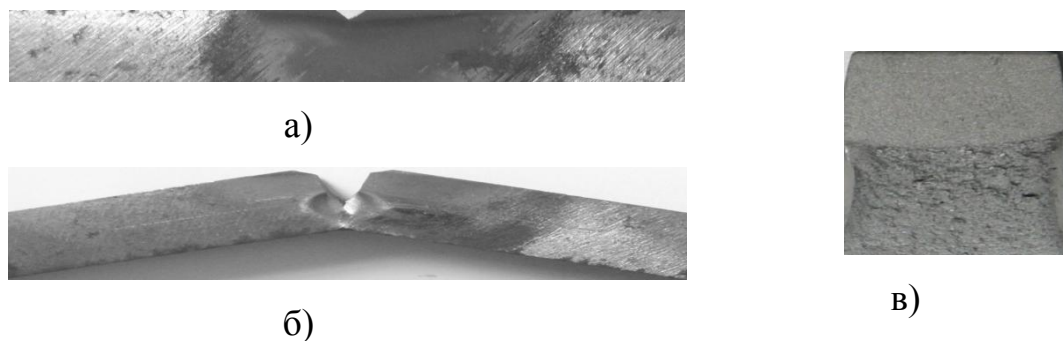


Рисунок 2 – Загальний вигляд зразка до (а) і після випробування (б) та площі його деформованої поверхні (в) після експерименту з дослідження умов руйнування бурильної труби групи міцності G-105 (13800 год [11])

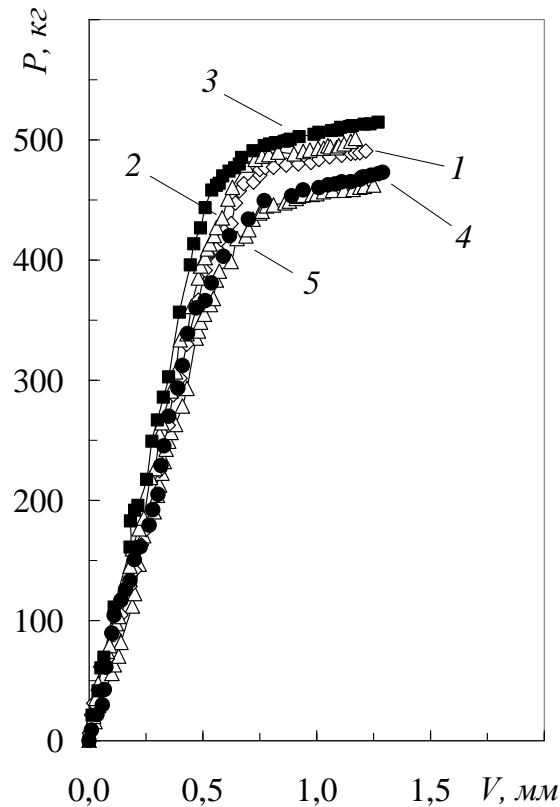


Рисунок 3 – Діаграми деформування "P-V" металу бурильної труби групи міцності "G-105", що експлуатувалась 13800 год

Величину критичного коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Jc} визначали за допомогою рівняння [10]

$$K_{Jc} = \sqrt{\frac{J_c \cdot E}{(1 - \mu^2)}}, \quad (2)$$

де J_c – критична тріщиностійкість; E – модуль Юнга ($E = 10^{11}$ Па);

μ – коефіцієнт Пуассона (для низьколегованих сталей $\mu = 0,3$).

Вивчали найбільш характерну форму тріщиноподібних дефектів, що виявляються у процесі експертного оцінювання аварійних ситуацій бурильних труб, тобто зовнішню поперечну кільцеву тріщину.

Таблиця 2 – Критичні значення J -інтегралів (J_C) та коефіцієнтів інтенсивності напружень K_{Jc} металу бурильних труб групи міцності G-105

№ зразка	група міцності G-105			
	Термін експлуатації до руйнування			
	БТ, 13800 год			
	J_C	J_C^{sep}	K_{Jc}	K_{Jc}^{sep}
	кДж/м ²	кДж/м ²	МПа $\sqrt{м}$	МПа $\sqrt{м}$
1	76,91	72,82	130,01	126,51
2	76,00		129,24	
3	73,87		127,42	
4	72,64		126,35	
5	65,02		119,54	

Застосувавши процедуру [16, 128] оцінки умов руйнування труб бурильної колони із зовнішніми поперечними кільцевими тріщинами в процесі спуско-підіймальних операцій, визначили глибину корозійно-втомної тріщини, тобто характеристичний для системи “метал труби – середовище” параметр $(a/t)^*$, починаючи з якого різко зростає швидкість зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I [16]. Показник “опірності елемента конструкції (труби) росту тріщини” – параметр $(a/t)^*$, дозволяє оцінити міцність та ризик руйнування експлуатованих бурильних труб.

Для цього розглянемо розрахункову схему зображену на рис. 4.

При підрахунку значень коефіцієнта інтенсивності напружень K_I вздовж фронту зовнішньої поперечної кільцевої тріщини (рис. 5.1) використаємо залежність [16].

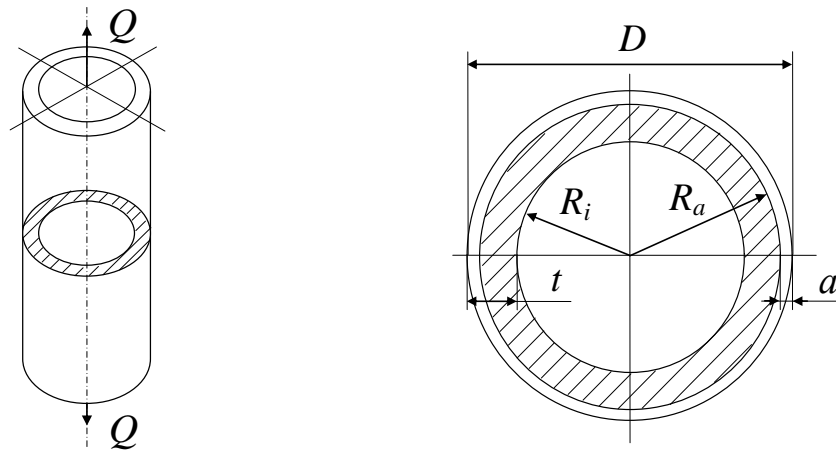


Рисунок 4 – Пустотілий циліндр під дією осевого навантаження з зовнішньою поперечною з кільцевою тріщиною [16]

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot \frac{F}{\sqrt{Y}} \quad (3)$$

$$\text{де } F = \frac{1 - R_{ia}^2}{\left[1 - (1 - R_{ia}) \frac{a}{t}\right]^2 - R_{ia}^2}, \quad R_{ia} = \frac{R_i}{R_i + t}, \quad H = 4 + 1,08 \cdot \frac{R_{ia}}{(1 - R_{ia}) \cdot \left(1 - \frac{a}{t}\right)},$$

$$Y = 0,8 + (1 - R_{ia}) \cdot \frac{a}{t} \cdot \frac{H}{\left[1 - (1 - R_{ia}) \cdot \frac{a}{t}\right]}.$$

Для визначення характеристичної глибини втомної тріщини $(a/t)^*$, при якій різко зростає швидкість зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I , використовували залежність [16, 18, 19]

$$\frac{dK}{da} = 0,5 \cdot \sigma \cdot \sqrt{\frac{\pi}{a}} \cdot \frac{F}{\sqrt{Y}} + \sigma \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot a}{Y}} \cdot \frac{dF}{da} - 0,5 \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot \frac{F}{Y^{1,5}} \cdot \frac{dY}{da}, \quad (4)$$

$$\text{де } \frac{dF}{da} = \frac{2 \cdot (R_{ia} - 1) \cdot \left[\frac{a \cdot (R_{ia} - 1)}{t} + 1\right] \cdot (R_{ia}^2 - 1)}{t \cdot \left\{\left[1 - (1 - R_{ia}) \cdot \frac{a}{t}\right]^2 - R_{ia}^2\right\}}, \quad \frac{dH}{da} = 1,08 \cdot \frac{R_{ia}}{t \cdot (1 - R_{ia}) \cdot \left(1 - \frac{a}{t}\right)^2}$$

$$\frac{dY}{da} = \frac{(1-R_{ia})}{t \cdot \left[1 - (1-R_{ia}) \cdot \frac{a}{t} \right]} \cdot \left\{ H + a \cdot \frac{dH}{da} + \frac{H \cdot a \cdot (1-R_{ia})}{t \cdot \left[1 - (1-R_{ia}) \cdot \frac{a}{t} \right]} \right\}.$$

Для цього випадку за методикою [16, 18, 19] будували безрозмірну залежність $\frac{\sqrt{t}}{\sigma} \frac{dK_I}{da} = F\left(\frac{a}{t}\right)$ та визначали місце різкого зростання швидкості зміни (dK_I/da) коефіцієнта інтенсивності напружень K_I під час спуско-підіймальних операцій бурильних колон. При цьому, встановивши координати точок L та M (рис. 5), визначали відносну глибину характерного дефекту, яка для розгляданого випадку становила $(a/t)^* = 0,535$.

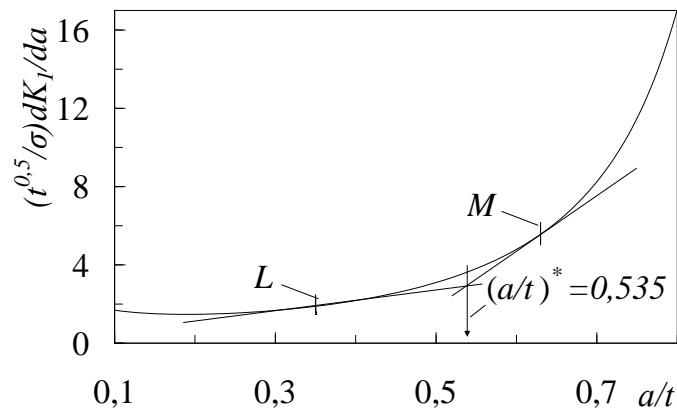


Рисунок 5 – Оцінка характерної глибини $(a/t)^*$ зовнішньої поперечної кільцевої тріщини у стінці бурильної труби (126×9 мм) за осьовим навантаженням [19]

Представлені графічно (рис. 6) результати обчислень дають підстави зробити висновок, що для бурильної труби групи міцності G-105 під час опускання на глибині від 2,7 км до 5,0 км ($1,04 \text{ МН} \leq F \leq 2,33 \text{ МН}$) критичними є зовнішні поперечні кільцеві тріщини в діапазоні $2,9 \text{ мм} \leq a_c \leq 4,8 \text{ мм}$ (рис. 6, ділянка I (CA)), тоді як на глибинах опускання від 0,4 км до 2,7 км небезпечними є втомні тріщини глибиною $a^* = 4,8 \text{ мм}$ (рис. 6, ділянка II (BC)).

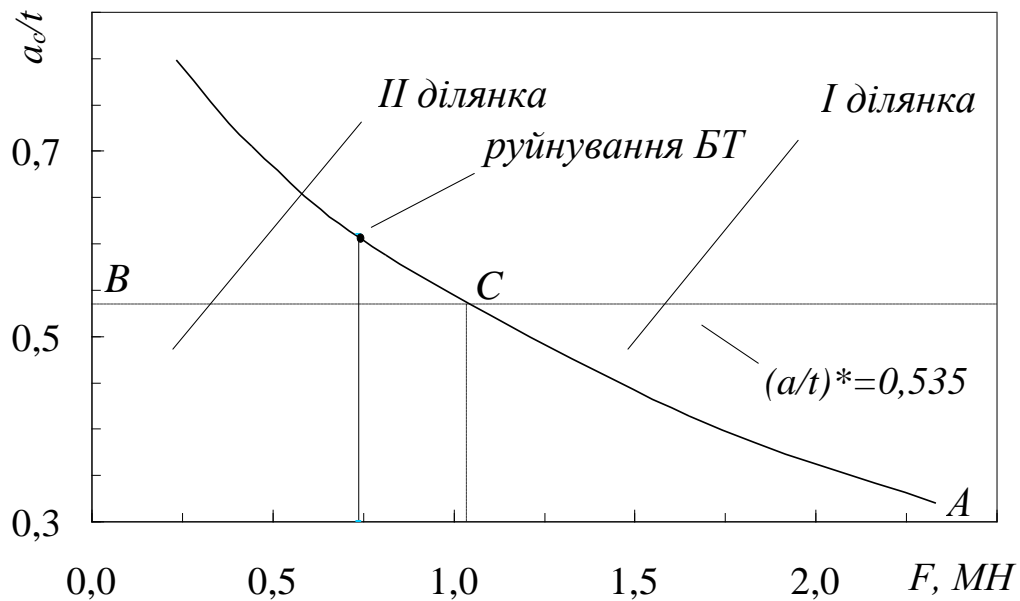


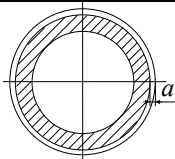
Рисунок 6 – Взаємозв'язок критичної (a_c/t) глибини зовнішньої поперечної кільцевої тріщини у стінці бурильних труб груп міцності G-105 (1), Л (2) та S-135 (3) і зусилля пружного зв'язку (F) при спуско-підіймальних операціях бурильної колони

5. Оцінка умов руйнування труб бурильної колони із експлуатаційними тріщиноподібними дефектами

Використовуючи з однієї сторони результати розрахунків методом кінцевих елементів робочих напружень, що виникають по довжині бурильної колони, а з іншої результати і підходи викладені у п.5, проводили аналіз умов руйнування, що мали місце у процесі експлуатації бурильної труби групи міцності G-105 ($D=126 \times 9,0$ мм). На рис. 6, а також у табл. 3, відображено результати розрахунково-експериментальних досліджень.

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок, що руйнівний розмір дефекту залежить від його виду, групи міцності та умов експлуатації бурильної труби.

Таблиця 3 – Руйнівні розміри поперечних корозійно-втомних тріщин бурильних труб груп міцності G-105 ($D = 126 \times 9,0$ мм)

Група міцності бурильної труби	Місце руйнування	Робочі навантаження	Вид та критичні (руйнівні) розміри дефекту
	L ,	F ,	
	м	МН	Глибина зовнішньої тріщини
G-105	1690	0,736	$a^* = 4,82$ мм ($a_c = 5,49$ мм)

У випадку, коли на поверхні бурильної труби утворилася зовнішня поперечна колова тріщина, потенційно небезпечним для бурильної труби настає характеристичний розмір глибини дефекту ($a^* = 4,82$ мм), який є меншим критичного значення (див. рис. 6, табл. 3).

Таким чином, запропонована процедура оцінки виявлених в процесі технічного діагностування поверхневих тріщиноподібних, що ґрунтується на підходах механіки руйнування дозволяє:

- оцінити руйнівні розміри даних дефектів;
- виокремити потенційно небезпечні та потенційно безпечні поперечні тріщиноподібні дефекти.

Одержані числові дані можуть слугувати базою для інтерпретації тріщиноподібних дефектів, виявлених у процесі технічного діагностування експлуатованих бурильних труб.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны. Недр. Москва. 1992. 210с.
2. Macdonald K. A., Vjune J. V. Failure analysis of drillstrings. *Engineering Failure Analysis*. 2007. Vol. 14, Is. 8. P 1641-1666.

3. Данелянц С. М. Анализ аварий с легкосплавными бурильными трубами в объединении "Куйбышевнефть". РНТС ВНИИОЭНГ, Машины и нефтяное оборудование. 1973. № 4. С. 7 – 9.
4. Крыжановский Е. И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин : дисс. докт. техн. наук: 05.05.12. Москва, 1990. 480 с.
5. Карпаш О. М. Методи та засоби роботоздатності трубних колон: автореф. дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1996. 47 с.
6. Янтурин А. Ш., Осин Г. С., Подалов Ю. А. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб. ЭИ Машины и нефтяное оборудование. М. 1984. вып. 10. С. 12–15.
7. Козаченко Н. И. Вопросы надежности бурильных колонн. Обзор. техн. и технол. геол. развед. работ; орг. производства ВИЭМС. М. 1978. 37 с.
8. Івасів В. М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1999. 31 с.
9. Осип Г. С., Подалов Ю. А., Папировский В. Л. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб. Экспресс-информ. ВНИИОЭНГ. Сер. «Машины и нефтяное оборудование». 1984. Вып. 10. С. 12–15.
10. Витязь О. Ю., Грабовський Р. С., Тирлич В. В., Артим В. І. Оцінка впливу динамічних навантажень на умови руйнування труб бурильних колон під час спуско-підіймальних операцій. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. №1 (44). С. 25-34.
11. Тирлич В. В. До питання про міцність та довговічність бурильних труб з механічними пошкодженнями, як концентраторами напружень. *Нафтогазова енергетика 2017: Матеріали 6 Міжнародної науково-технічної конференції (м. Івано-Франківськ, 15-19 травня 2017р.)*. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2017. С.149-151.

12. Wang Rui-he, Yan-bin Zang, Rui Zhang, Yu-huan Bu, Hua-zhou Li. Drillstring failure analysis and its prevention in northeast Sichuan, China. *Engineering Failure Analysis*. 2011. Vol. 18, Is. 4. P 1233 – 1241.
13. Тирлич В. В., Векерик В. І. Модель бурильної колони з тріщиною при повздовжніх коливаннях. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтопромислове обладнання*. 1997. вип. 34. С. 141–148.
14. Тирлич В. В., Даляк Т. М., Витязь О. Ю., Перепічка В. В. Дослідження напружено-деформованого стану в бурильній трубі, що містить тріщину. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. №4 (41). С. 52–57 .
15. Тирлич В. В. Моделювання розвитку напівеліптичної тріщини в тілі бурильної труби при використанні в компоновці віброзахисних пристроїв. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2015. №1(29). С 250–263.
16. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посіб. / За заг. ред. В. В. Панасюка. – Том 13: Працездатність матеріалів і елементів конягрукцій з гострокінцевими концентраторами напружень / І. М. Дмитрах, Л. Тот, О. Л. Білий, А. М. Сиротюк. Львів: СПОЛОМ, 2012. – 316 с.
17. ASTM E1737-96. Standard test method for J-integral characterization of fracture toughness. American Society for Testing and Materials; 1996.
18. Harris D. O. Stress Intensity Factor for Hollow Circumferentially Notched Round Bars / D. O. Harris // *Trans. ASME: J. of Basic Engineering*. – 1967. – Vol. **89**, Is. 1. – P. 49–54.
19. Витязь О. Ю., Грабовський Р. С., Тирлич В. В. Вплив тривалості експлуатації на результати оцінювання умов руйнування труб бурильних колон під час спуско-підймальних операцій. *Нафтогазова енергетика* – 2017. – №. 1 (27). – С. 7–14.



Затверджую

Проректор з наукової роботи

Чудик І. І.

« 28 » 05 2019 р.

АКТ

впровадження у навчальний процес
результатів дисертаційної роботи на тему
«Забезпечення безаварійної роботи бурильних труб з виявленими
експлуатаційними дефектами» Тирлича В. В.

В результаті виконання дисертаційної роботи старший викладач кафедри вищої математики Тирлич Володимир Васильович одержав наукові та прикладні результати, які використовуються для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 185 "Нафтогазова інженерія та технології" при вивченні дисципліни "Машини та обладнання для буріння нафтових і газових свердловин" та при виконанні магістерських робіт за освітньо-професійними програмами "Обладнання нафтових і газових промислів".

Директор інституту інженерної
механіки,
к.т.н., професор

Л. І. Романишин

Завідувач кафедри нафтогазових
машин та обладнання,
к.т.н., доцент

Я. Т. Федорович