

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

НОВОСЕЛЬСЬКИЙ БОГДАН АНДРІЙОВИЧ

УДК 622.24.05

ДИСЕРТАЦІЯ
ПРОГНОЗУВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ
БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УСКЛАДНЕНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

133 – Галузеве машинобудування

13 - Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ Б. А. Новосельський

Науковий керівник **Артим Володимир Іванович**,
доктор технічних наук, професор

Івано-Франківськ – 2026

АНОТАЦІЯ

Новосельський Б. А. Прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильної колони в ускладнених умовах експлуатації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2026.

У роботі виконано аналіз експлуатаційних умов бурильних колон та їхніх різьбових з'єднань, а також визначено вплив робочих факторів на ймовірність відмов окремих елементів колон. Здійснено огляд сучасних конструкцій різьбових з'єднань, зокрема одно- та двоопорних варіантів, що застосовуються в бурильних колонах. Крім того, здійснено огляд існуючих методик розрахунку елементів бурильних колон.

Представлено комплекс методичних підходів для ідентифікації матеріалів бурильної колони та замкових різьбових з'єднань, визначення їх механічних властивостей і тріщиностійкості, а також оцінки впливу експлуатаційних чинників – механічних навантажень, температурних коливань та водневовмісного середовища – на деградацію матеріалу. Запропоновані методики формують системну основу для прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильної колони з урахуванням взаємозв'язку між концентрацією водню у сталі, механічними характеристиками, параметрами тріщиностійкості та температурним чинником.

Також розроблено методику визначення напружено-деформованого стану замкового різьбового з'єднання (ЗРЗ) із застосуванням методу кінцевих елементів у середовищі SolidWorks Simulation. Підхід охоплює побудову моделі, задання матеріалів, граничних і контактних умов, а також проведення розрахунку. За допомогою розробленої моделі проведено комплекс досліджень впливу температурного чинника на напружено-деформований стан одноопорних

і двоопорних ЗРЗ. При цьому враховували як підвищення температури всього бурильного замка, так і можливі варіанти її зміни по товщині стінки, зумовлені різницею температури бурильного розчину всередині та зовні бурильної колони.

Встановлено, що температурні умови експлуатації впливають на напружено-деформований стан ЗРЗ, однак не змінюють його якісного характеру. Зростання температурного градієнта призводить до підвищення рівня еквівалентних напружень, зростання температурного градієнта призводить до підвищення рівня еквівалентних напружень, особливо у початковій частині різьби, що необхідно враховувати при оцінці міцності та довговічності конструкції.

Наведено результати експериментального визначення фактичних властивостей матеріалу після тривалої експлуатації. Встановлено, що експлуатація елементів бурильної колони в умовах комплексної дії механічних навантажень, підвищених температур і водневовмісного середовища призводить до інтенсивного наводнювання сталей, причому підвищена температура додатково інтенсифікує дифузію та накопичення водню у сталі.

Показано, що при незначній зміні характеристик міцності (σ_B , $\sigma_{0,2}$ – до 3-5%) під впливом температури та наводнювання відбувається зниження ударної в'язкості (на 5-15%) і тріщиностійкості (на 5-20%), що свідчить про підвищену чутливість характеристик опору руйнуванню до комбінованої дії цих чинників.

На підставі отриманих результатів удосконалено методику прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильної колони в ускладнених умовах експлуатації.

Ключові слова: буріння, свердловина, бурильна установка, бурильна колона, бурильна труба, динамічні навантаження, довговічність конструкційних елементів, залишковий ресурс, різьбові з'єднання, напружено-деформований стан, імітаційне моделювання, температура, механічні характеристики, тріщиностійкість, деградація властивостей.

ABSTRACT

Novoselsky B. A. Forecasting the residual life of the elements of the drill string in difficult operating conditions. – Academic qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in major 133 – Industrial machinery engineering. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2026.

The paper analyzes the operating conditions of drill columns and their threaded joints, and also determines the influence of operating factors on the probability of failure of individual column elements. A review of modern designs of threaded joints, in particular, single- and double-support variants used in drill columns, has been carried out. In addition, existing methodologies for calculating drill string elements have been reviewed.

A set of methodological approaches for identifying the materials of the drill string and tool joints, determining their mechanical properties and crack resistance, as well as assessing the impact of operational factors – mechanical loads, temperature fluctuations and hydrogen-containing environment – on the degradation of the material is presented. The proposed methods form a systematic basis for predicting the residual life of the drill string elements, taking into account the relationship between the concentration of hydrogen in steel, mechanical characteristics, crack resistance parameters and temperature factor.

A method for determining the stress-strain state of a tool threaded joint (TTJ) using the finite element method in the SolidWorks Simulation environment has also been developed. The approach covers the construction of the model, the assignment of materials, boundary and contact conditions, as well as the calculation. With the help of the developed model, a set of researches of the influence of the temperature factor on the stress-strain state of single-supported and double-supported TTJs was carried out. At the same time, both the increase in the temperature of the entire drill bit and the

possible variants of its change in the wall thickness due to the difference in the temperature of the drilling mud inside and outside the drill string were taken into account.

It has been established that the temperature conditions of operation affect the stress-strain state of the TTJ, but do not change its qualitative nature. An increase in the temperature gradient leads to an increase in the level of equivalent stresses. An increase in the temperature gradient leads to an increase in the level of equivalent stresses, especially in the initial part of the thread, which must be taken into account when assessing the strength and durability of the structure.

The results of the experimental determination of the actual properties of the material after prolonged operation are presented. It has been established that the operation of the drill string elements under the conditions of complex action of mechanical loads, elevated temperatures and a hydrogen-containing environment leads to intense hydrogenation of steels, and the elevated temperature further intensifies the diffusion and accumulation of hydrogen in steel.

It is shown that with a slight change in the strength characteristics (σ_B , $\sigma_{0,2}$ – up to 3-5%) under the influence of temperature and hydrogenation, there is a decrease in impact strength (by 5-15%) and crack resistance (by 5-20%), which indicates an increased sensitivity of the fracture resistance characteristics to the combined action of these factors.

Based on the results obtained, the methodology for forecasting the residual life of the elements of the drill string in difficult operating conditions has been improved.

Keywords: drilling, well, drilling rig, drill string, drill pipe, dynamic loads, durability of structural elements, residual life, threaded connections, stress-strain state, simulation modeling, temperature, mechanical characteristics, crack resistance, degradation of properties.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Фахові видання України

1. Рачкевич Р.В., Чудик, І.І., Gusat, D., Харун В.Р., Рачкевич, І.О., & Новосельський, Б. А. (2024). Аналіз напружено-деформованого стану бурильної колони за допомогою математичного та фізичного моделювання. Нафтогазова енергетика, № 2 (42), 7-16. DOI: [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2\(42\)-7-16](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2(42)-7-16)

2. Артım В.І., Новосельський Б.А. (2025). Дослідження розподілу температури у замковому різьбовому з'єднанні бурильних труб. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. № 8 (294). С. 18-23. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-294-8-18-23>

3. Артım В.І., Новосельський Б.А. (2025). Вплив температури на напружено-деформований стан двоопорного замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб. Precarpathian Bulletin of the Shevchenko Scientific Society. № 21 (79). С. 457-468. DOI: [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2025-21\(79\)-457-468](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2025-21(79)-457-468)

4. Новосельський Б.А. (2025). Вплив температури на напружено-деформований стан замкового різьбового з'єднання бурильних труб. Scientific Bulletin of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, № 2 (59). С. 24-32. DOI: [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2025-2\(59\)-24-32](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2025-2(59)-24-32)

5. Артım В.І., Новосельський Б.А., Ластівка І.О. (2026). Вплив умов експлуатації на зміни механічних властивостей сталей елементів бурильної колони. Прикарпатський вісник НТШ. Число. 2026. № 22(83). С. 234-247. DOI: [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2026-22\(83\)-234-247](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2026-22(83)-234-247)

Матеріали конференцій:

6. Artym I., Novoselskyi B., Artym V. Assessment of the durability of moving elements of well equipment under conditions of changing load intensity / I. Artym, B.

Novoselskyi, V. Artym // Abstracts of XXXVI International Scientific and Practical Conference. Munich, Germany, June 26-28, 2023. Pp. 246-248. ISBN – 9-789-46485-363-6. URL: <https://eu-conf.com/ua/events/modern-problems-and-the-latest-theories-of-development/>

7. Artym I., Novoselskyi B., Artym V. Assessment of the strength and durability of drilling equipment in difficult operating conditions / I. Artym, B. Novoselskyi, V. Artym // Abstracts of XXV International Scientific and Practical Conference. Warsaw, Poland, September 11-13, 2023. Pp. 197-199. ISBN –9-789-40369-762-8. URL: <https://eu-conf.com/events/promising-ways-of-improving-science-and-scientific-solutions/>

8. Artym I., Novoselskyi B. Prospects for the development of the Mykulychynske gas condensate oil field / I. Artym, B. Novoselskyi // Proceedings of the 2nd International Scientific and Practical Conference "Achievements of Science and Applied Research" May 19-21, 2025. Dublin, Ireland. Pp. 184-186. ISBN 979-8-89704-961-5 (series). DOI 10.70286/EOSS-19.05.2025. URL: https://www.eoss-conf.com/wp-content/uploads/2025/05/Dublin_Ireland_19.05.25.pdf

9. Artym I., Novoselskyi B. Prospects for Development of Gvizdetsky Oil Field / I. Artym, B. Novoselskyi // Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference "Global Trends in Science: Research, Innovation and Development" June 23-25, 2025. Varna, Bulgaria. Pp. 198-201. ISBN 979-8-89704-966-0 (series). DOI 10.70286/EOSS-24.06.2025. URL: https://www.eoss-conf.com/wp-content/uploads/2025/06/Varna_Bulgaria_23.06.25.pdf

Зміст

ВСТУП.....	12
РОЗДІЛ 1	17
СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ	17
<i>1.1 Аналіз експлуатаційних умов бурильних колон та їх різьбових з'єднань</i>	<i>19</i>
<i>1.2 Вплив експлуатаційних чинників на відмови елементів бурильних колон</i>	<i>21</i>
<i>1.3 Аналіз конструкцій різьбових з'єднань елементів бурильних колон</i>	<i>26</i>
<i>1.4 Методи оцінки довговічності елементів бурильної колони</i>	<i>32</i>
<i>1.5 Напружено-деформований стан замкових різьбових з'єднань елементів бурильної колони методом скінчених елементів</i>	<i>38</i>
Висновки до розділу 1 та постановка задач досліджень	52
РОЗДІЛ 2	54
КОМПЛЕКС МЕТОДИК ДОСЛІДЖЕНЬ	54
<i>2.1 Загальна характеристика та програма досліджень</i>	<i>54</i>
<i>2.1. Обґрунтування вибору матеріалів та характеристика структурного стану елементів бурильної колони</i>	<i>54</i>
<i>2.2. Дослідження хімічного складу сталей</i>	<i>57</i>
<i>2.3. Методика визначення концентрації водню у сталях</i>	<i>58</i>
<i>2.4. Методики визначення механічних властивостей і тріщиностійкості сталей</i>	<i>61</i>
<i>2.4.1. Випробування на розтяг за кімнатної та підвищених температур</i>	<i>61</i>
<i>2.4.2. Випробування на ударний вигин за Шарпі на маятниковому копрі</i>	<i>65</i>
<i>2.4.3. Визначення характеристик тріщиностійкості сталей при статичному короткочасному навантаженні</i>	<i>67</i>
<i>2.2 Методика визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання бурильних труб</i>	<i>73</i>

<i>2.3 Особливості імітування моменту згвинчування під час дослідження різьбових з'єднань методом скінченних елементів.....</i>	<i>76</i>
<i>Висновки до розділу 2.....</i>	<i>78</i>
РОЗДІЛ 3	79
ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ЗАМКОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....	79
<i>3.1 Напружено-деформований стан одноопорного замкового різьбового з'єднання бурильних труб при дії рівномірно розподіленої температури</i>	<i>79</i>
<i>3.2 Напружено-деформований стан одноопорного замкового різьбового з'єднання бурильних труб при дії нерівномірно розподіленої температури</i>	<i>84</i>
<i>3.3 Напружено-деформований стан двоопорного замкового різьбового з'єднання бурильних труб при дії нерівномірно розподіленої температури</i>	<i>89</i>
<i>3.4 Аналіз результатів дослідження зміни напружено-деформованого стану двоопорного різьбового з'єднання від градієнту температур (зовні та всередині з'єднання).....</i>	<i>94</i>
<i>3.5 Аналіз результатів дослідження зміни напружено-деформованого стану різьбового з'єднання від градієнту температур (зовні та всередині з'єднання)</i>	<i>96</i>
<i>Висновки до розділу 3.....</i>	<i>98</i>
РОЗДІЛ 4	101
ЗМІНИ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ І ТРИЩИНОСТІЙКОСТІ СТАЛЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УСКЛАДНЕНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	101
<i>4.1. Характеристика умов експлуатації елементів бурильної колони.....</i>	<i>101</i>
<i>4.2. Наводнювання сталей в ускладнених умовах експлуатації.....</i>	<i>102</i>
<i>4.3. Механічні властивості сталей тривало експлуатованих елементів бурильної труби.....</i>	<i>105</i>

4.4. Ударна в'язкість сталей тривало експлуатованих елементів бурильної труби.....	108
4.5. Тріщиностійкість сталей бурильної колони та замкового різьбового з'єднання.....	110
4.5.1. Тріщиностійкість сталі тіла труби бурильної колони.....	110
4.5.2. Тріщиностійкість сталі ніпеля замкового різьбового з'єднання NC 26 бурильної колони	113
4.5.3. Тріщиностійкість сталі муфти замкового різьбового з'єднання NC 26 бурильної колони	115
4.6. Узагальнення впливу експлуатаційних чинників на механічні властивості та тріщиностійкість сталей елементів бурильної колони .	117
4.7 Удосконалення методики оцінки залишкового ресурсу елементів бурильних колон за результатами досліджень	120
Висновки до розділу 4.....	140
ВИСНОВКИ.....	141
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	143
ДОДАТОК А.....	159

ВСТУП

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуального науково-технічного завдання удосконалення методик прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильних колон шляхом встановлення закономірностей зміни їх напружено-деформованого стану та механічних властивостей в умовах комплексного впливу експлуатаційних чинників, зокрема температурного навантаження та наводнювання.

Актуальність теми

Бурильні колони працюють у складних гірничо-геологічних та технологічних умовах, які характеризуються значними механічними навантаженнями, температурними градієнтами, агресивним середовищем і циклічністю навантаження. Це призводить до деградації матеріалів, зниження їх механічних характеристик і передчасного руйнування, особливо в зонах концентрації напружень, якими є замкові різьбові з'єднання. Відтак, дослідження впливу цих чинників на експлуатаційні характеристики бурильних колон є важливим для забезпечення безпечної та ефективної експлуатації свердловин.

Температурний вплив на різьбові з'єднання відіграє ключову роль у забезпеченні їхньої надійності під час експлуатації. Під дією підвищених температур у матеріалах різьби відбуваються теплові розширення, які змінюють розміри окремих елементів з'єднання, впливаючи на характер посадок – зазорів або натягів. У результаті цього змінюються сили затягування, що визначають герметичність і міцність з'єднання.

Таким чином, температура впливає на геометричні параметри, міцність, точність посадки та експлуатаційні властивості різьбових з'єднань, тому її вплив необхідно враховувати на етапах проєктування, виготовлення та монтажу.

Сьогодні у світі значна увага приділяється спорудженню глибоких і надглибоких свердловин, де вплив температури суттєво зростає. При цьому

першочергового значення набуває забезпечення високої роботоздатності і надійності елементів бурильних колон, оскільки їх вартість у цьому випадку прирівнюється до вартості бурової установки. Найслабшим місцем бурильних колон залишаються замкові різьбові з'єднання (ЗРЗ), присутні в бурильних трубах, обважнених бурильних трубах (ОБТ), в бурових інструментах та вибійних двигунах. Відповідно до статистичних даних 80% всіх аварій із ЗРЗ пов'язані з їх втомним руйнуванням. Процес ліквідації аварій, зокрема пов'язаних із руйнуванням ЗРЗ, є високовартісним, тому очевидно, що удосконалення методик прогнозування залишкового ресурсу ЗРЗ є актуальним завданням, що потребує вирішення.

Мета дослідження. Розроблення науково-практичних рішень для встановлення закономірностей впливу температурних і експлуатаційних чинників на напружено-деформований стан та механічні властивості елементів бурильної колони, а також підходів до оцінювання їх залишкового ресурсу.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні **завдання**:

1. Аналіз сучасного стану проблеми міцності та довговічності елементів бурильних колон; оцінка умов їх експлуатації та чинників, що визначають характер пошкоджень; аналіз конструктивних особливостей різьбових з'єднань.

2. Розробка комплексу методик для прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильної колони з урахуванням взаємозв'язку між концентрацією водню у сталі, механічними характеристиками, параметрами тріщиностійкості та температурним чинником.

3. Розробка імітаційної моделі та дослідження впливу температурних полів замкових різьбових з'єднань бурильної колони на їх напружено-деформований стан.

4. Дослідження змін механічних властивостей і тріщиностійкості сталей елементів бурильної колони у процесі тривалої експлуатації та удосконалення підходів до оцінювання їх залишкового ресурсу.

Об’єкт досліджень – процеси деформування та руйнування елементів бурильної колони в умовах експлуатаційних навантажень.

Предметом дослідження є напружено-деформований стан, механічні властивості та тріщиностійкість сталей елементів бурильних колон з урахуванням температурного впливу та наводнювання.

Методи досліджень: експериментальні методи визначення механічних властивостей (випробування на розтяг, ударний вигин, визначення тріщиностійкості), фізико-хімічні методи аналізу (визначення хімічного складу та вмісту водню), а також чисельне моделювання з використанням методу скінченних елементів для оцінювання напружено-деформованого стану різьбових з’єднань.

Положення, що виноситься на захист: оцінка процесу формування напружено-деформованого стану замкових різьбових з’єднань залежно від їх конструктивних особливостей з використанням програмних засобів на базі методу скінченних елементів із врахуванням впливу температури на різьбове з’єднання.

Наукова новизна отриманих результатів: На основі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень отримані такі наукові результати:

1. Вперше встановлено закономірності зміни напружено-деформованого стану замкових різьбових з’єднань бурильних труб за умов дії рівномірних і нерівномірних температурних полів.

2. Вперше за допомогою розробленої імітаційної моделі визначено вплив температурного градієнта між внутрішньою та зовнішньою поверхнями з’єднання на концентрацію напружень.

3. Набули подальшого розвитку уявлення про вплив експлуатаційних чинників, зокрема наводнювання та температури, на механічні властивості та тріщиностійкість сталей елементів бурильних колон після тривалої експлуатації.

Практичне значення отриманих результатів

1. Розроблено алгоритм імітаційного моделювання напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони із урахуванням розподілу температури.

2. Удосконалено методику оцінювання залишкового ресурсу елементів бурильних колон, яка враховує зміни їх механічних властивостей і напружено-деформованого стану під дією експлуатаційних чинників.

Особистий внесок здобувача.

Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. В опублікованих у співавторстві роботах автором особисто:

[1, 6, 7] – проведено аналіз впливу ускладнених умов експлуатації елементів бурильної колони на їх довговічність і залишковий ресурс.

[2] – досліджено розподіл температури у одноопорному замковому різьбовому з'єднанні бурильних труб та проведено їх аналіз.

[3] – досліджено розподіл температури у двоопорному замковому різьбовому з'єднанні обважнених бурильних труб та проведено їх аналіз.

[5] – розроблено комплекс методичних підходів для визначення їх механічних властивостей і тріщиностійкості бурильних труб та замкових різьбових з'єднань, проаналізовано результати експериментальних досліджень та зроблено висновки.

[8-9] – проведено оцінку ускладнених умов буріння свердловин на родовищах України.

Апробація результатів досліджень. Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях: XXXVI Міжнародній науково-практичній конференції (м. Мюнхен, Німеччина, 26-28 червня 2023 р.), XXV Міжнародній науково-практичній конференції (м. Варшава, Польща, 11-13 вересня 2023 р.), 2-й Міжнародній науково-практичній конференції «Досягнення науки та

прикладних досліджень» (м. Дублін, Ірландія, 19-21 травня 2025 р.), 1-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Глобальні тенденції в науці: дослідження, інновації та розробки» (м. Варна, Болгарія, 23-25 червня 2025 р.).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на наукових семінарах кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Публікації. За результатами досліджень, які викладені в дисертаційній роботі, опубліковано 9 наукових праць, у тому числі 5 статей (одна одноосібна) у фахових журналах України, 4 тези конференцій.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 149 найменувань на 15 сторінках, а також додатку на 2 сторінках. Робота містить 13 таблиць та 63 рисунки. Основий зміст дисертації викладений на 148 сторінках, загальний обсяг дисертації становить 160 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

Енергетичні ресурси є надзвичайно важливим фактором, що визначає рівень розвитку та економічну стабільність будь-якої держави. Вони формують основу для функціонування промисловості, транспорту, комунального господарства та багатьох інших сфер життєдіяльності. В Україні до основних енергетичних ресурсів належать різні види мінерального палива, серед яких провідне місце займають нафта, природний газ і вугілля. Крім того, значний внесок роблять горючі сланці, торф та інші каустобіоліти — горючі осадові гірські породи органічного походження, що відносяться до нафтового і вугільного рядів. Також важливим джерелом енергії є радіоактивні руди, переважно уранові, які застосовуються у ядерній енергетиці.

Особливо велике значення серед цих ресурсів мають нафта і природний газ, які є ключовими складовими енергетичного балансу країни. Саме тому відновлення роботи вітчизняної нафтогазовидобувної галузі, її модернізація та реконструкція є одним із стратегічних напрямів, що спрямовані на зміцнення енергетичної незалежності України. Здатність забезпечувати себе власними енергоресурсами значно підвищує національну безпеку та економічну стабільність, знижуючи залежність від імпорту та коливань світових ринків.

Враховуючи, що більшість енергетичних ресурсів є невідновлювальними, їх запаси, якість і можливість видобутку безпосередньо впливають на рівень енергетичної безпеки держави. Саме тому ефективне управління цими ресурсами, впровадження інноваційних технологій та підвищення продуктивності видобувних процесів є надзвичайно актуальними завданнями.

Одним із ключових напрямків підвищення ефективності видобування вуглеводнів є збільшення глибини буріння свердловин. Це дозволяє отримувати ресурси з більш віддалених та раніше недоступних родовищ, розширюючи запаси палива. Водночас це створює підвищені вимоги до технічного оснащення. Надійність, довговічність і якість машин та обладнання, що застосовуються під

час буріння і видобутку, мають вирішальне значення для безперебійної роботи галузі. Сучасні технології дозволяють підвищити продуктивність і безпеку процесів, знизити ризики аварійних ситуацій та економічні витрати.

Таким чином, комплексний підхід до розвитку енергетичного сектору, що включає раціональне використання наявних ресурсів, інноваційні технології та модернізацію виробничої бази, є ключовим фактором забезпечення сталого розвитку України та її енергетичної незалежності в умовах сучасних викликів і глобальних змін.

Більшість українських запасів вуглеводнів залягає на глибинах від 5 до 7 км. Водночас значна частина обсягів нафти і газу, що зазначені у фактичних даних про розробку родовищ, залишається непідтвердженою або не враховує певні обмеження. За оцінками, реальні поклади, які можна використовувати як ресурсну базу для подальшого видобутку, складають приблизно 600 млрд м³ газу та 100 млн тонн нафти.

Що стосується доведених запасів нафти з газоконденсатом, Україна займає третє місце серед європейських країн після Великобританії та Норвегії. Проте щорічний рівень видобутку нафти та газу в Україні значно нижчий у порівнянні з цими країнами та багатьма іншими державами Європи [1].

Причини такої ситуації включають:

- більшість родовищ із найбільшими та легкодоступними запасами вже знаходяться на завершальній стадії експлуатації;
- низький коефіцієнт нафтогазовіддачі пластів, що обмежує ефективність видобутку;
- застаріле морально та фізично обладнання нафтогазової промисловості, що знижує продуктивність та безпеку робіт;
- великі глибини залягання пластів, які ускладнюють буріння та видобуток;
- низький дебіт свердловин, що обмежує щорічний обсяг добуток.

Разом ці фактори створюють складні умови для розвитку вітчизняної нафтогазової галузі, підкреслюючи необхідність модернізації обладнання,

впровадження сучасних технологій та підвищення ефективності видобувних процесів.

Подібні труднощі спостерігаються й у сфері видобутку природного газу. Водночас для збільшення видобутку нафти та газу передбачено низку заходів [2], які закладені у відповідних державних та галузевих програмах на період до 2030 року:

- посилення геологорозвідувальних робіт, особливо пошуково-розвідувального глибокого буріння, обсяги якого значно скоротилися за останні десятиліття;

- введення в експлуатацію нових родовищ, зокрема на шельфі Азовського та Чорного морів, де досі не розвідано до 60% початкових видобувних ресурсів;

- підвищення видобутку за рахунок спрямованого буріння у продуктивних горизонтах;

- впровадження сучасних технологій інтенсифікації видобутку, що дозволяють збільшити продуктивність свердловин і ефективність використання наявних ресурсів.

Для успішної реалізації цих заходів необхідно значно підвищити надійність та ефективність обладнання, особливо високонавантаженого, яке використовується при спорудженні свердловин у складних геологічних умовах. Зокрема, важливим є детальний аналіз умов роботи бурильних колон, зокрема різьбових з'єднань, та вдосконалення методик їх розрахунку для забезпечення безпечного і стабільного видобутку.

1.1 Аналіз експлуатаційних умов бурильних колон та їх різьбових з'єднань

Бурильна колона експлуатується в умовах значних навантажень, що залежать від методу буріння та конструкції свердловини. Під час спорудження свердловини на колону впливають як статичні, так і динамічні сили, характер і величина яких досі недостатньо вивчені [3–12]. Серед численних навантажень

можна виділити найважливіші, які істотно визначають працездатність бурильної колони.

При роторному способі буріння на колону діють [3, 11, 13–16]:

а) осьові сили розтягу, що виникають від власної ваги бурильного інструменту;

б) осьові сили стиснення у нижній частині колони, що з'являються під час створення навантаження на бурове долото;

в) згинальні моменти, які формуються на вигнутих ділянках свердловини, а також від поперечного згину при стисненні і обертанні колони;

г) динамічні сили, що виникають під час спуско-підйомних операцій;

д) крутний момент, необхідний для обертання труб колони та передачі потужності на долото;

е) гідравлічні навантаження, обумовлені дією гідростатичних та гідродинамічних тисків бурового розчину;

ж) вібраційні динамічні навантаження, які з'являються під час обертання колони та пульсації тиску бурового розчину;

з) осьові сили опору та тертя, що виникають під час поздовжніх переміщень і обертання бурильної колони.

Під час буріння з використанням вибійних двигунів умови роботи бурильної колони значно відрізняються від традиційного роторного способу, оскільки сама колона при цьому не обертається. У таких умовах основним впливом на колону є осьові сили розтягу та стиснення, що виникають внаслідок ваги бурильної колони та вибійного двигуна, перепадів тиску на долоті та у вибійному двигуні, а також реакції вибою на осьове навантаження долота.

Крім зазначених навантажень, на бурильну колону нерідко впливають додаткові перевантаження [12, 15, 17–21], які виникають, наприклад, при звільненні заклинюваних ділянок колони або порушеннях технології спуско-підйомних операцій. У деяких випадках сумарні напруження під дією таких

перевантажень можуть досягати межі плинності або навіть межі міцності матеріалу бурильних труб.

Важливим фактором, що істотно впливає на довговічність елементів бурильної колони, є їх контакт із корозійно-активним середовищем — буровим розчином. Хімічні реагенти, які використовуються для регулювання реологічних властивостей розчину, часто викликають хімічну або електрохімічну корозію. За даними досліджень [22–26], робоче середовище знижує межу втоми матеріалу труб та сприяє утворенню тріщин під дією механічних навантажень і корозійної втоми.

На практиці режим роботи бурильної колони зазвичай є асиметричним: одночасно діють декілька видів навантажень. Поєднання цих механічних впливів із зовнішніми факторами, такими як температура, тиск і хімічні властивості робочого середовища, часто призводить до пошкоджень елементів колони. Тому підвищення ефективності та надійності бурильної колони передбачає ретельне виявлення критичних умов експлуатації та розробку заходів, спрямованих на мінімізацію негативного впливу цих факторів.

1.2 Вплив експлуатаційних чинників на відмови елементів бурильних колон

Аварією під час спорудження свердловини вважають порушення технологічного процесу, яке призводить до втрати рухливості бурильної колони або її поломки з залишенням труб у свердловині, а також до залишення в ній різних предметів чи інструментів, що потребують проведення спеціальних операцій для їх вилучення.

Більшість аварій на свердловинах виникає через недотримання виконавцями робіт встановлених технологічних вимог і правил експлуатації обладнання та інструментів [27]. Крім того, частина аварій спричиняється неякісним виготовленням бурових машин і техніки або виникає внаслідок

непередбачуваних обставин, таких як нафтогазопрояви, розкриття сильно тріщинуватих порід чи плинних шарів.

Найпоширенішими аварійними ситуаціями під час буріння є декілька типів, які впливають на безпеку і ефективність проведення робіт:

а) аварії з елементами бурильної колони. До цієї групи належить залишення в свердловині частин бурильної колони – ведучих, бурильних і обважнених труб, перевідників, муфт, замків, центратора, амортизаторів та калібраторів. Такі аварії можуть виникати внаслідок механічних пошкоджень циліндричних ділянок труб, замкових різьбових з'єднань або зварювальних швів. Додатковими причинами є зрив різьбових з'єднань, падіння окремих елементів у свердловину внаслідок розгвинчування з'єднань, поломок спуско-підйомного обладнання або обриву талевого канату. Подібні аварії не лише призводять до простою робіт і додаткових витрат на ліквідацію наслідків, але й можуть викликати пошкодження навколишніх порід і свердловинної конструкції, що ускладнює подальше буріння;

б) прихоплення бурильної колони. Цей вид аварій характеризується непередбаченою втратою рухливості колони труб, яка може стати наслідком прилипання труб до стінок свердловини через перепади тиску. Заклинювання може відбуватися у жолобах, у зонах звуження стовбура свердловини або через сторонні предмети. Також причиною прихоплення є обвал гірських порід зі стінок свердловини або осідання шламу через порушення режиму промивання. Ще одним фактором є утворення сальників на бурильній колоні, що значно ускладнює спуско-підйомні операції і може призвести до тривалого простою.

В обох випадках наслідки таких аварій включають не лише прямі фінансові витрати на ліквідацію, а й підвищений ризик пошкодження обладнання, порушення технологічного процесу, а іноді й загрозу для персоналу. Тому важливим напрямом сучасного буріння є розробка заходів для попередження подібних аварій, включаючи вдосконалення конструкцій бурильних колон,

застосування сучасних матеріалів і технологій, а також оптимізацію режимів буріння та контролю за станом обладнання.

За даними промислової статистики компанії БУ “Укрбургаз”, протягом 2007–2010 років було зафіксовано 27 аварій на бурових свердловинах, з яких 16 сталися через руйнування бурильної колони. Серед цих 16 випадків відмов, 12 пов’язані з втомним руйнуванням елементів колони: 6 аварій сталися через пошкодження різьбових з’єднань, 5 – через руйнування циліндричних частин труб, та 1 – через ушкодження інших елементів колони [28].

Наведені дані свідчать про те, що частка втомних руйнувань серед загальної кількості аварій залишається досить високою, що створює значні фінансові витрати на ліквідацію наслідків та впливає на ефективність проведення бурових робіт. Це підкреслює важливість контролю за станом бурильної колони, застосування сучасних матеріалів і технологій, а також розробки заходів для підвищення надійності її елементів.

Аварійні ситуації, пов’язані з бурильними колонами, що мали місце у ПАТ «Укрнафта», спостерігалися під час спорудження розвідувальних та експлуатаційних свердловин глибиною від 325 до 6000 м. При цьому використовувалися різні конструкції бурильних колон, особливості яких істотно впливали на характер і причини виникнення відмов.

У таблиці 1.1 наведено статистику аварій бурильних труб у у ПРАТ «Укрнафта» [29].

Таблиця 1.1 – Статистика аварій бурильних труб у ПРАТ «Укрнафта»

Вид аварій	Всього аварій	Питома вага за видами аварій [%]
Злом СБТ по трубній різьбі	26	15,7
Злом ЛБТ по трубній різьбі	8	4,8
Злом СБТ по тілу	18	10,8
Поломки замків по ніпелю	11	6,6
Поломки ОБТ по ніпелю або муфті	44	26,5
Зрив трубної різьби СБТ	-	-

Зрив замкового з'єднання	12	7,3
Зрив трубної різьби ЛБТ	11	6,6
Розмив замкової різьби	5	2,4
Злом ОБТ по проточці під елеватор	-	-
Загалом	167	

Частка руйнувань сталевих і легкосплавних бурильних труб у різьбових з'єднаннях у ПАТ «Укрнафта» становить близько 20,5% від загальної кількості аварій. При цьому пошкодження труб переважно відбувається по повному витку різьбового з'єднання типу «труба–замок». Характер таких руйнувань є виражено корозійно-втомним, що зумовлено одночасною дією змінних циклічних навантажень, концентрацією напружень у впадинах різьби, а також агресивним впливом бурового розчину та пластових вод.

Встановлено також залежність коефіцієнта частоти відмов бурильної колони φ від коефіцієнта глибини K (рис. 1.1) [30]. Аналіз цієї залежності показує, що найбільша кількість аварій припадає на нижню частину бурильної колони, зокрема після досягнення коефіцієнтом глибини значення близько 60%. Це свідчить про підвищене навантаження та складні умови роботи елементів колони на значних глибинах, що сприяє їх інтенсивнішому зношуванню та руйнуванню.

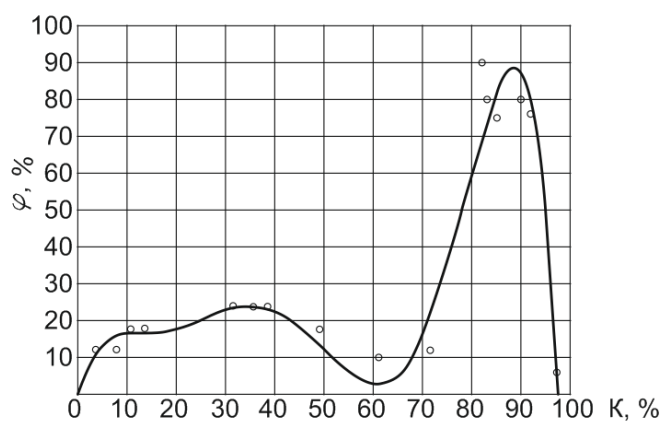


Рисунок 1.1 – Графік зміни коефіцієнта частоти відмов бурильної колони φ залежно від коефіцієнта глибини K

Найбільш небезпечними для бурильних колон є раптові відмови, зумовлені втомними та корозійно-втомними процесами руйнування [31–33]. При цьому провідне місце серед них займає корозійно-втомне пошкодження елементів колони. За результатами аналізу аварійності, проведеного різними авторами, встановлено, що частка таких руйнувань становить близько двох третин від загальної кількості відмов бурильних колон [34, 35], а за окремими дослідженнями перевищує 80% [36] і навіть сягає приблизно 85% [37].

Велика кількість аварій, що виникають у процесі буріння свердловин, пов'язана з руйнуванням бурильних колон внаслідок накопичення втомних пошкоджень, розвитку мікротріщин та поступового зношування різьбових з'єднань [38, 39]. Дослідження причин відмов різьб свідчать, що руйнування найчастіше локалізується в зоні першого витка ніпеля, який взаємодіє з різьбою муфти.

До основних факторів, що спричиняють такі пошкодження, належать змінні циклічні навантаження, значна концентрація напружень у впадинах різьбового профілю, а також агресивний вплив промивальної рідини, яка виступає як корозійно-активне середовище [40–43].

Аналіз статистичних даних показує, що навіть за умов покращення якості виготовлення бурильних труб і дотримання правил їх експлуатації рівень аварійності не знижується суттєво. Це свідчить про те, що основною причиною відмов залишаються втомні та корозійно-втомні процеси руйнування.

У зв'язку з цим актуальним є проведення більш глибокого аналізу методів оцінювання довговічності бурильних колон, удосконалення підходів до прогнозування їх ресурсу, а також розроблення конструктивних і технологічних рішень, спрямованих на підвищення їх експлуатаційної надійності.

1.3 Аналіз конструкцій різьбових з'єднань елементів бурильних колон

Бурильна колона виконує роль зв'язуючого елемента між наземним буровим обладнанням і свердловинним інструментом, таким як бурове долото, ловильні пристрої та інші механізми, що працюють безпосередньо в свердловині.

До складу бурильної колони входить широкий спектр допоміжних елементів і пристроїв, зокрема центратори, калібратори, стабілізатори, фільтри, метало- та шламоуловлювачі, зворотні клапани, а також спеціалізовані механізми – розширювачі, маховики, вибійні подаючі пристрої, резонатори, амортизатори поздовжніх і крутильних коливань, протекторні кільця тощо. Кожен із цих елементів виконує визначену функцію, забезпечуючи ефективність і надійність процесу буріння.

Під час буріння та освоєння нафтових і газових свердловин особливо важливе значення мають різьбові з'єднання, які суттєво впливають на експлуатаційну надійність бурильних, обсадних і насосно-компресорних труб. У нафтогазовій галузі зазвичай застосовуються спеціальні конічні різьбові з'єднання з трикутним або трапецеїдальним профілем витків, а також їх різноманітні модифікації. Експлуатаційні характеристики таких з'єднань у бурильних трубах, вибійних двигунах та буровому інструменті (долота, калібратори, перевідники тощо) значною мірою визначають техніко-економічні показники процесу буріння та ефективність спорудження свердловин [44, 45].

Водночас однією з актуальних проблем для вітчизняної нафтогазової галузі залишається недостатній ресурс замкових різьбових з'єднань бурильних колон та іншого бурового обладнання. Передчасний знос різьбових елементів призводить до щорічного вибракування значної кількості замкових деталей разом із бурильними трубами, а також дороговартісного інструменту, що містить такі з'єднання. Значні обсяги обважнених бурильних труб, виготовлених із високоміцних легованих сталей (наприклад, 40ХН2МА, 38ХН3МФА, 45ХГМА

та ін.), мають у своїй конструкції саме замкові різьбові з'єднання як найбільш вразливий елемент.

Виробництво бурильних труб здійснюється відповідно до нормативних документів, які регламентують технічні вимоги, уніфікують конструкції та визначають основні параметри продукції [46]. Разом із тим у сучасній світовій практиці буріння поряд із традиційними одноопорними різьбовими з'єднаннями все ширше застосовуються нові конструктивні рішення – двоопорні з'єднання, що мають покращені експлуатаційні характеристики.

У зв'язку з цим доцільно розглянути конструктивні особливості як одноопорних, так і двоопорних замкових різьбових з'єднань бурильних труб.

1.3.1 Одноопорні замкові різьбові з'єднання елементів бурильних колон

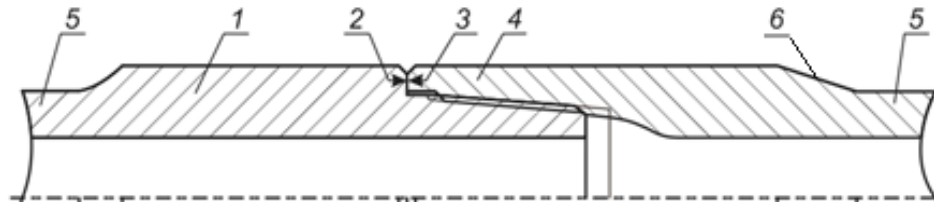
З'єднання бурильних труб і обважнених бурильних труб (ОБТ) здійснюється за допомогою муфт і ніпелів, які в сукупності формують бурильні замки. Існує декілька типів бурильних замків, вибір яких визначається конструкцією та типом застосовуваних труб.

Зокрема, при використанні турбінного буріння або буріння із застосуванням електробурів, для забезпечення ефективних умов проходки застосовують бурильні труби з висадженими назовні кінцями. Для їх з'єднання використовують бурильні замки зі збільшеним прохідним отвором, які умовно позначаються як ЗУ.

У випадку використання бурильних труб із висадженими всередину кінцями застосовують замки з нормальним або збільшеним прохідним отвором, які мають відповідні позначення – ЗН і ЗШ [47].

Для бурильних труб 3-го і 4-го типів застосовують спеціальні замки типу ЗШК і ЗУК. Їх конструктивна особливість полягає у наявності конічної розточки з боку різьби, що забезпечує більш надійне з'єднання ніпеля і муфти з бурильною трубою [44].

На рисунку 1.2 подано схему замкового з'єднання із зазначенням його основних конструктивних елементів.



- 1 – ніпель; 2 – опорний уступ ніпеля; 3 – опорний торець муфти;
 4 – замкова різьба; 5 – хвостовики ніпеля і муфти;
 6 – конічний заплечник під елеватор

Рисунок 1.2 – Схема замкового з'єднання із зазначенням його основних конструктивних елементів

Для обважнених бурильних труб (ОБТ) характерні певні конструктивні особливості замкових різьбових з'єднань, які регламентуються нормативним документом [48]. Зокрема, передбачено виконання з'єднань із двома типами розвантажувальних елементів (канавок), а також варіанти без їх застосування.

Усі зазначені з'єднання відповідають вимогам специфікації API 7-2 [49].

Серед основних недоліків одноопорних різьбових з'єднань можна виділити:

- меншу міцність у порівнянні з тілом бурильної труби;
- здатність до самовідгвинчування під дією змінних циклічних навантажень;
- потребу у додаткових засобах для герметизації з'єднання;
- схильність до корозії через проникнення агресивних середовищ у зазори різьби;
- високу концентрацію напружень у зонах різкої зміни перерізу, зокрема у впадинах витків і зарізьбових канавках.

Нерідко поломки одноопорних з'єднань спричинені конструктивними особливостями, що ведуть до нерівномірного розподілу навантажень між витками різьби, недостатнім попереднім затягуванням або збільшенням частки зовнішніх навантажень на з'єднання [45].

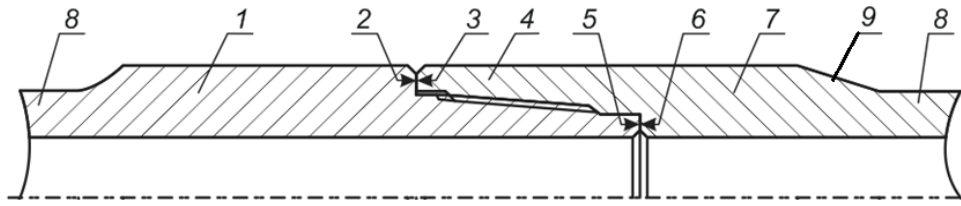
Підвищена концентрація напружень у крайніх витках, дія циклічних пружних і пластичних деформацій, а також виникнення тріщин у цих зонах потребують особливої уваги до технології виробництва, проектування та експлуатації різьбових з'єднань.

Статистичний аналіз аварій бурильних колон [28–43] показує, що з'єднання виходять з ладу значно частіше, ніж тіло труб. Внаслідок цього вибраковуюються труби, у яких основна частина залишається працездатною, але пошкодження різьби робить їх непридатними для подальшого використання.

Тому нагальною є розробка вдосконалених конструкцій замкових різьбових з'єднань, що дозволить підвищити надійність і довговічність бурильних колон у процесі експлуатації.

1.3.2 Двоопорні замкові різьбові з'єднання елементів бурильних колон

У класичних конструкціях бурильних труб та ОБТ, як було зазначено раніше, найбільш уразливим елементом є бурильний замок. Його ефективність – тобто відношення крутного моменту, який витримує сама труба, до крутного моменту, що витримує замок – зазвичай становить близько 80–90% [50]. Для підвищення цього показника та забезпечення більш надійної роботи під одночасним впливом крутного моменту, розтягуючих і згинальних навантажень – які є типовими під час аварійних ситуацій на свердловині – у сучасній практиці застосовують двоопорні замкові з'єднання (рис. 1.3).



1 – ніпель; 2 – опорний уступ ніпеля; 3 – опорний торець муфти; 4 – замкова різьба; 5 – опорний торець ніпеля; 6 – опорний уступ муфти; 7 – муфта; 8 – хвостовики ніпеля і муфти; 9 – конічний заплечник під елеватор

Рисунок 1.3 – Схема двоопорного замкового з'єднання із зазначенням його основних конструктивних елементів

Двоопорне з'єднання має основну зовнішню опору, що складається з опорного уступу ніпеля (2) та опорного торця муфти (3), яка одночасно виконує функцію ущільнюючої поверхні з'єднання. Крім того, воно містить додаткову внутрішню опору, утворену опорним уступом муфти (6) та опорним торцем ніпеля (5), що слугує механічним обмежувачем і створює поверхню тертя для додаткової протидії прикладеним крутним і згинальним моментам. Різьба таких з'єднань відповідає стандартам API, як і у звичайних бурильних замках.

Найбільш відомим та поширеним прикладом двоопорного замка є високомоментне з'єднання ТМК-TDS компанії ТОВ «ТМК-Преміум Сервіс» [51]. Головною особливістю цього замка є наявність другої опори, яка включається в роботу при збільшенні моменту затягування, дозволяючи замку витримувати крутні моменти на 35–70% більші, ніж у стандартних одноопорних замків (залежно від діаметра). Профіль різьби забезпечує сумісність із будь-яким стандартним буровим інструментом, а використання високоякісних матеріалів групи міцності G105 і S135 подовжує термін служби різьбової частини замка.

Компанія «DRILCO» створила два преміум-класи замкових з'єднань бурильних труб: SSDS і SSDS* високомоментного типу. За даними виробника, ці з'єднання можуть витримувати крутний момент на 30–40% більший порівняно зі стандартними API-з'єднаннями [52]. Крім того, більший внутрішній діаметр

цих з'єднань сприяє зменшенню гідравлічних втрат при циркуляції бурового розчину.

Ще одним варіантом преміум-класу від «DRILCO» є з'єднання ATDS, яке здатне витримувати крутний момент на 50–55% вищий, ніж стандартні API-з'єднання [53].

Фірма NOV Grant Prideco® пропонує двоопорне з'єднання GPDS™, яке також демонструє покращені експлуатаційні характеристики у порівнянні зі стандартними API-з'єднаннями і не вимагає спеціальних методик для проведення спуско-підймальних операцій. Вимоги до його затягування відповідають стандартам API [54].

У GPDS™ додатковий торець виконує лише роль опорного обмежувача, а не ущільнювального елемента, тому незначні пошкодження торця не впливають на працездатність з'єднання. Використання таких з'єднань дозволяє збільшити допустимий крутний момент на 20–50% у порівнянні зі стандартними API-з'єднаннями того ж діаметра.

Огляд закордонних конструкцій двоопорних замкових з'єднань бурильних труб дозволяє виділити їх ключові переваги порівняно зі стандартними API-з'єднаннями:

- можливість досягати більшого моменту затягування;
- здатність передавати підвищений крутний момент;
- підвищена стійкість до згинальних навантажень;
- зменшення ризику заклинювання замкових різьбових з'єднань навіть при максимальних крутних моментах;
- підвищена втомна міцність елементів;
- застосовність у свердловинах зі складним профілем та високою кривизною;
- покращені гідравлічні характеристики завдяки рівнопрохідному внутрішньому діаметру, що знижує опір і турбулентність руху бурового розчину;

– взаємозамінність зі стандартними одноопорними замками, що полегшує експлуатацію.

Разом із тим, згідно з доступними джерелами [55–59], деякі технічні аспекти конструкції елементів цих різьб залишаються невивченими.

1.4 Методи оцінки довговічності елементів бурильної колони

Надійність роботи елементів бурильної колони визначається численними чинниками, такими як технологія їх виготовлення, суворе дотримання правил експлуатації та інші умови. Особливе значення має вдосконалення методик розрахунку та оцінки міцності цих елементів.

Оцінка довговічності елементів бурильної колони здійснюється за допомогою наступних методів:

- на основі корозійно-втомних випробувань;
- за результатами дефектоскопічного контролю;
- із застосуванням критеріїв механіки руйнування;
- з використанням статистичного підходу.

Досвід експлуатації деталей, що працюють в умовах втоми або корозійної втоми, а також експериментальні дослідження натурних зразків показують значне розкидання значень їхньої довговічності. Таке розкидання пояснюється неоднорідністю механічних властивостей матеріалу, коливаннями навантажень під час випробувань, варіаціями хімічного складу середовища, температури та інших факторів.

Лабораторні дослідження свідчать, що уникнути значного розсіювання довговічності неможливо через імовірнісну природу процесів втомного руйнування. Це означає, що найбільш достовірні дані про втомну та корозійно-втомну міцність елементів бурильної колони можна отримати лише шляхом визначення залежності ймовірності їх руйнування від параметрів циклів навантаження та їхньої кількості. Для цього необхідно проводити

експериментальні дослідження з повним побудуванням кривих втоми та врахуванням впливу чинників, що визначають циклічну довговічність елементів колон.

Для опису кривих втоми або корозійної втоми здебільшого використовують двопараметричні лінійні залежності для логарифмічної системи координат [60, 61, 62]. Найбільш поширеним і простим є степеневе рівняння [63] для побудови кривих втоми в логарифмічній системі координат:

$$\lg(\sigma_{an}) = b \lg N + a \quad (1.7)$$

де a і b – параметри рівняння, які визначаються за даними корозійно-втомних випробовувань;

σ_{an} – зведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу, МПа;

N – довговічність – кількість циклів до руйнування.

Для побудови кривої втоми, за якою можна визначати довговічність елементів бурильної колони, створена спеціальна методика натурних випробовувань бурильних труб на корозійну втому [64, 65]. Згідно з даною методикою, випробуванням піддаються зразки, які є частинами бурильної колони, що містять досліджуваний об'єкт, тобто є натурними конструкціями. Це дає змогу уникнути впливу на результати досліджень зміни форми конструктивних елементів та геометричних параметрів, які мають місце в процесі дослідження моделі. Випробування труб діаметром від 100 до 300 мм проводять на спеціальних втомних машинах УКІ-7 та УФМІ-200 [66]. Труби меншого діаметра випробовують на випробній машині УКІ-6І [67]. Усі машини обладнано спеціальними системами підведення до зразка лабораторного бурового розчину, в якості якого використовується відстій бурового розчину з мінімальним вмістом глинистої фази і добавкою 3% хлористого натрію [68].

За результатами випробувань труб нафтового сортаменту, проведеними в роботі [69], отримали відповідні рівняння, які використовуються під час розрахунку та прогнозування довговічності бурильних колон.

Для більш точної оцінки довговічності елементів бурильної і штангової колони з урахуванням імовірності неруйнування доцільно користуватися трипараметричним рівнянням [62, 70-72] у вигляді

$$N = \frac{Q}{\sigma_{\max}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{\max} - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (1.8)$$

та функцій нормального розподілу значень границі витривалості

$$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r\min} - tS_{r\max} \quad (t \geq 0) \quad (1.9)$$

де N – кількість циклів до руйнування деталей;

σ_{\max} – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з

постійним значенням коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$;

V_0 – параметр з розмірністю напруження;

$Q = N_0 \cdot \bar{\sigma}_{rR}$ – коефіцієнт витривалості;

N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

$\bar{\sigma}_{r\min}$ – нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості за регулярного навантаження з коефіцієнтом асиметрії r ;

$S_{r\max}$ – верхня межа довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості;

$\bar{\sigma}_{rR}$ – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності

неруйнування R ;

t – квантиль нормального розподілу.

Значення статистичних констант у необхідному діапазоні ймовірностей наведено у літературі [73, 74].

Перевагою застосування трипараметричного рівняння (1.8) є ще й те, що воно дає змогу враховувати збільшення дисперсії довговічності зі зменшенням діючого напруження [71]. Рівняння використовувались і для визначення параметрів корозійної втоми різьбових з'єднань різних типорозмірів [75, 76].

Також застосовуються і чотирипараметричні рівняння кривої втоми [77, 78].

Основна частина бурильної колони у свердловині знаходиться в розтягнутому стані. Тому для прогнозування довговічності її елементів надзвичайно важливим є встановлення залежностей втомного руйнування за одночасної дії навантажень згину і розтягу. Раніше під час розрахунково-експериментального прогнозування довговічності елементів бурильної колони використовувалась та особливість втомного руйнування за асиметричного навантаження, що кут нахилу кривої втоми та кількість циклів до точки її нижнього перегину в статистичному плані не залежать від коефіцієнта асиметрії навантаження [75, 79-81]. Але дослідження [60, 82-88] показали, що ці залежності можуть бути більш складними.

У [79] обґрунтовано можливість використання G -критерію втоми для опису кінетики втомного пошкодження замкових різьб бурильних труб. Дуже важливою передумовою використання G -критерію є те, що "історія" навантаження для ступенів пошкодження $D > 0,1$ не повинна впливати на кінетику подальшого руйнування [90]. У результаті проведеного дослідження [79] показано можливість використання G -критерію для вибору періодичності неруйнівного контролю бурильних труб.

Методи, що були розглянені вище, хоча і мають переваги (простота реалізації та апробація за допомогою достатньої кількості експериментальних

досліджень), проте під час їх застосування є складнощі при дослідженнях великогабаритних об'єктів, до яких відносяться бурильні труби.

Для бурильних труб доцільніше застосовувати критерії механіки руйнування, які ґрунтуються на залежності їх втомної довговічності від швидкості поширення втомної тріщини, яка є причиною його руйнування:

$$N = \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{v}, \quad (1.10)$$

де l_0, l_c – початковий і критичний розміри тріщини;

v – швидкість поширення тріщини.

У свою чергу, величина v визначається за формулою Періса-Ердогана [78, 91, 92, 93]:

$$v = \frac{dl}{dN} = C(K)^m, \text{ або } v = \frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (1.11)$$

$$\Delta K = K_{max} - K_{min},$$

де C, m – коефіцієнт пропорційності та емпіричний параметр, що залежить від властивостей матеріалу й характеризує ступінь крихкості відповідно [94, 95];

$K, (\Delta K)$ – коефіцієнт інтенсивності напружень, який характеризує поля напружень біля вершини тріщини (розмах коефіцієнту інтенсивності напружень за цикл навантаження) [94];

K_{max}, K_{min} – максимальна та мінімальна величина коефіцієнту інтенсивності напружень за цикл навантаження.

Загалом, $K, (\Delta K)$ є функціями прикладених навантажень, геометрії тіла та тріщини [94].

Зазвичай, величина C приймає значення в межах від 10^{-16} до 10^{-12} мм/(цикл \times МПа \times м $^{1/2}$). Показник ступеня m зазвичай знаходиться в діапазоні від 3 до 5. Наприклад, для вуглецевих сталей він приблизно дорівнює 4.

У методичних вказівках за розрахунками та результатами експериментальних досліджень на втому [96], залежність швидкості поширення тріщин від КІН подана у вигляді

$$v = 10^{-7} \left(\frac{K_I}{K^*} \right)^n, \quad (1.12)$$

де K_I – діючий коефіцієнт інтенсивності напружень;

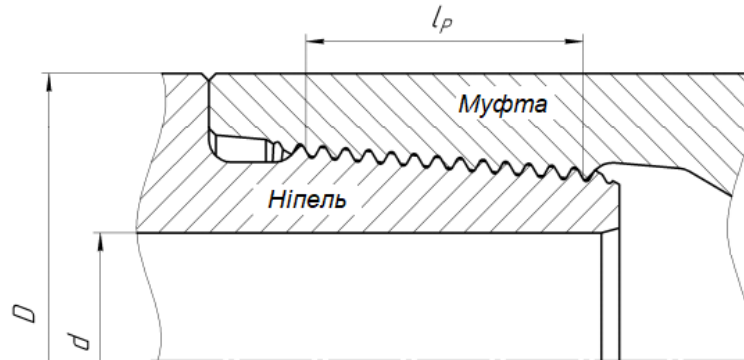
K^* – коефіцієнт інтенсивності напружень, при якому швидкість поширення втомної тріщини становить 10^{-7} м/цикл;

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

Але слід відмітити, що, не зважаючи на значну кількість досліджень, проведених в області забезпечення надійної роботи бурильної колони, на сьогоднішній час відсутні досконалі методики розрахунку корозійно-втомної та втомної довговічності елементів бурильних колон, які б дали змогу враховувати особливості їх експлуатаційного навантажування, зокрема впливу температури.

1.5 Напружено-деформований стан замкових різьбових з'єднань елементів бурильної колони методом скінченних елементів

Елементи бурильної колони (бурильні труби, перевідники, долото, калібратори тощо) збираються з допомогою конічної замкової різьби [97] утворюючи замкове різьбове з'єднання (ЗРЗ) рис. 1.4.



l_p – довжина робочої частини різьби; D – зовнішній діаметри бурильної труби; d – діаметр отвору в трубі

Рисунок 1.4 – Замкове різьбове з'єднання

Під час згвинчування ЗРЗ необхідно застосовувати певний тип мастила, оскільки воно значно впливає на зносостійкість та герметичність різьб.

Для забезпечення всіх властивостей ЗРЗ його згвинчують з великим крутним моментом. Однією з причин руйнування ЗРЗ є порушення величини крутного моменту затягування під час збирання колони.

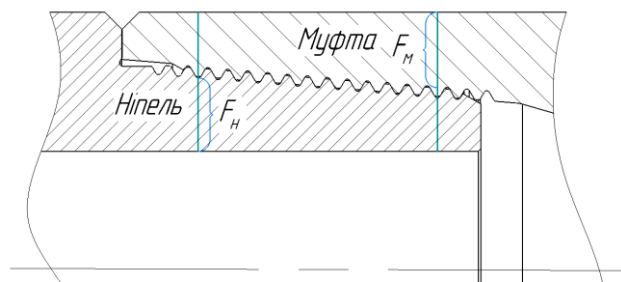
Досвід експлуатації [45] показує, що більшість поломок різьбових з'єднань ОБТ зумовлена недосконалістю їх конструкцій, тоді як частина руйнувань виникає через технологічні та експлуатаційні чинники. Тому основними напрямками підвищення надійності замкових з'єднань, як бурильних, так і ОБТ, є удосконалення інженерних методів розрахунку, технології виготовлення та монтажу.

Для безвідмовної роботи у свердловині замкове з'єднання ОБТ повинно відповідати таким вимогам:

1. забезпечувати високу міцність, особливо під час дії циклічних навантажень;
2. бути герметичним, щоб не допускати проникнення робочого середовища до робочих елементів;
3. легко згвинчуватись;
4. мати технологічну та економічну ефективність при масовому виробництві;
5. містити мінімальну кількість деталей, особливо дрібних.

Розвиток втомних тріщин та відмови ЗРЗ у більшості випадків відбуваються по першому спряженому витку різьби. Небезпечний переріз ніпеля знаходиться на відстані 24 мм від його упорного торця [97], небезпечний переріз муфти – на відстані 10 мм від меншого торця ніпеля (рис. 1.5).

При дослідженні втомних корозійних тріщин встановлено, що вони, як правило, зароджуються не на самому дні різьбової канавки, а дещо вище (рис. 1.6).



F_H та F_M – площі небезпечних

перерізів ніпеля (Н) та муфти (М)

Рисунок 1.5 – Небезпечні перерізи ЗРЗ

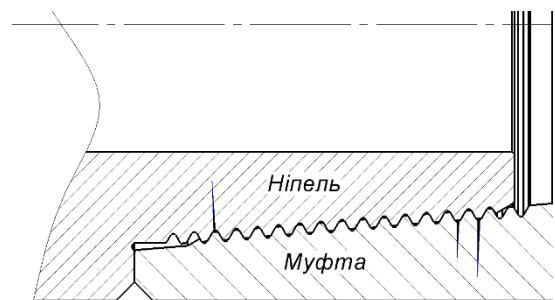


Рисунок 1.6 – Зародження тріщини втоми у ЗРЗ

У таблиці 1.2 наведено причини відмов ЗРЗ на різних стадіях їх життєвого циклу [98].

Таблиця 1.2 – Причини відмов ЗРЗ на різних стадіях їх життєвого циклу (чи бурильної колони)

Стадія життєвого циклу	Причини відмов
Проектування	<ul style="list-style-type: none"> – відсутність канавок на ненарізаній частині бурової труби – неміцна конструкція різьбової частини бурової труби – ненадійна форма профілю різьби
Виготовлення	<ul style="list-style-type: none"> – неточність розмірів та форм профілю різьби – дефекти поверхні різьби – відсутність захисного покриття різьби – невідповідність фізико-механічних властивостей матеріалу – низька степінь зміцнення впадин різьби
Збирання	<ul style="list-style-type: none"> – невідповідність використовуваного мастильного матеріалу – недостатній або надлишковий момент згвинчування різьби
Експлуатація	<ul style="list-style-type: none"> – агресивність робочого середовища – великі осьові навантаження – дія знакозмінного навантаження згину – перевантаження
Контроль	<ul style="list-style-type: none"> – низька кваліфікація контролера – невідповідність методики контролю різьб та замків – неточність приладів для контролю різьб

Також одним із видів руйнувань ЗРЗ бурильної колони є термічне розтріскування замків. Замки обертаються при високому боковому зусиллі

притискання до стінки свердловини, можуть бути пошкоджені внаслідок нагрівання від тертя [97].

Для підвищення опору втомі на ЗРЗ виконуються зарізьбові розвантажувальні канавки. Застосування таких канавок для з'єднання 4½'' FH діаметром 146 мм дозволило збільшити втомну міцність ЗРЗ на 90%. А використання високомоментного ЗРЗ [99], яке має додаткову опору, дозволило підвищити моменти згвинчування на 35-70 % порівняно із традиційними ЗРЗ, залежно від діаметру.

Для зміни розподілу навантажень по витках ЗРЗ можна використовувати ніпель з різьбою, виконаною за принципом Ван-дер-Вісселя, муфту – зі стандартною різьбою. Дослідження виготовленого із сталі 35 з'єднання такої конструкції з підвищеним моментом затягування показали збільшення границі витривалості ЗРЗ на 100%. Ван-дер-Віссель та його наступники пропонували і інші способи досягнення такого ефекту: змінний крок різьби, змінна конусність, гіперболічна твірна конуса різьби, змінна висота профілю тощо, проте, на той час ці прийоми надто ускладнювали технології виготовлення ЗРЗ.

У зв'язку із високою затратністю на натурні випробування ЗРЗ бурильних труб широкого розповсюдження набуває моделювання напружено-деформованого стану методом скінченних елементів (МСЕ). Виходячи з його особливостей, а саме необхідності розбиття складних об'ємів та поверхонь на велику кількість простих елементів, цей метод моделювання потребує високих характеристик ПК. У зв'язку з цим зазвичай використовують деяке спрощення задачі. Застосовують ітераційні алгоритми спрощення 3D-полігональних моделей об'єктів з метою скорочення об'єму даних, що приводить до підвищення швидкості процесів їх передачі та візуалізації.

Переважно такі дослідження проводять на плоских осесиметричних моделях. Проте до таких моделей не можна прикладати безпосередньо момент згвинчування та регулювати його величину. У цьому випадку він замінюється створенням попереднього геометричного натягу в моделі (між торцями ніпеля та

муфти) або температурним розширенням елементів моделі, які повинні теоретично відповідати моменту затягування.

Особливості ЗРЗ та їх імітаційне моделювання розглядалося в наступних роботах.

У праці [99] з проведеного аналізу відмов елементів бурильних колон встановлено, що, не зважаючи на постійне вдосконалення конструкції ЗРЗ, відсоток відмов по них не зменшується. Світовими виробниками розроблено нові конструкції двоопорних з'єднань, які містять додаткову опору ніпеля та муфти. За рахунок цієї опори покращується розподіл навантажень у різьбовому з'єднанні. Це, в свою чергу, дозволяє збільшити момент згвинчування до 70% порівняно із стандартним одноопорним з'єднанням. Однак, викликає сумнів те, що збільшений момент згвинчування двоопорних з'єднань не призведе до такого перерозподілу напружень, при якому виникне ймовірність швидкого руйнування конструкції як ніпеля, так і муфти у зоні додаткового опорного торця. Для перерозподілу напружень у двоопорному з'єднанні, очевидно, застосовуються конструктивні методи, які не вказуються в жодних інформаційних джерелах. Тому з метою визначення розподілу напружено-деформованого стану двоопорних замкових з'єднань застосовано імітаційне моделювання. Згідно з результатами моделювання, використання додаткового торця у ЗРЗ покращується розподіл напружень по впадинах витків з'єднання, проте величина перекриття торців повинна бути строго регламентована. Визначено оптимальні величини перекриття основного та додаткового опорних торців. Встановлено, що для використання розглянутої у праці конструкції двоопорного з'єднання обважнених труб слід жорстко контролювати величину його натягу.

Проблемним під час моделювання у середовищі SolidWorks Simulation залишається імітація моменту згвинчування різьбових з'єднань [100]. Існує декілька способів імітування моменту згвинчування під час дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань. Для розв'язання задач в осесиметричній постановці оптимальним є метод перекриття торців ніпеля та

муфти на необхідну величину. Щодо використання самої осесиметричної моделі, то у процесі імітаційного моделювання вона не погіршує отриманих результатів порівняно із 3D-моделями. Натомість пришвидшує процес розрахунку, уможливорює побудову дрібнішої сітки скінченних елементів та отримання точніших результатів. Наведено алгоритм розрахунку величини натягу різьбових з'єднань насосних штанг, який може бути застосований і до різьбових з'єднань елементів бурильних колон з деякими коректуваннями. Відмінність полягає лише у формулі визначення моменту згвинчування, з якої виводять значення сили попереднього затягнення та площ небезпечних перерізів. Також у роботі проведено імітаційне дослідження із застосуванням вибраного методу на прикладі різьбового з'єднання насосних штанг діаметром 19 мм. Отримано епюру переміщень та розподілу еквівалентних напружень у різьбовому з'єднанні та показано можливість визначення конкретних параметрів у певних точках досліджуваної моделі із наступною автоматизованою побудовою їх графічних залежностей.

У роботі [101] для визначення напружено-деформованого стану різьбового з'єднання, у якому є відхилення одного з найважливіших параметрів різьби, а саме, розташування основної площини, побудовано тримірну модель з'єднання NC50 для дослідження МСЕ. У результаті проведеного імітаційного моделювання різьбового з'єднання, основна площина якого розміщена відповідно до вимог нормативних документів, встановлено розподіл напружень по впадинах різьби ніпеля, згідно з яким максимальні напруження виникають у впадинах витків, розміщених ближче до опорного торця, а з віддаленням від них поступово знижуються. Такий розподіл напружень, отриманий за допомогою імітаційного моделювання збігається із відомими теоріями. Проведені імітаційні моделювання, за яких розміщення основної площини зміщено на 2 мм в бік опорного торця ніпеля, показали зміну розподілу та зростання величини напружень по впадинах різьби ніпеля та зміну величини контактної тиску на опорних торцях ніпеля і муфти. Необхідно зауважити, що такі зміни негативно

вплинуть на роботу різьбового з'єднання. Дослідження різьбового з'єднання, у якому основна площа зміщена на 2 мм у бік від опорного торця ніпеля, показали зростання напружень по впадинах витків різьби ніпеля та різке зниження величин контактного тиску на опорних торцях ніпеля та муфти. За таких умов різьбове з'єднання зруйнується за малої кількості циклів роботи.

У роботі [102] розглядаються відмови бурильних колон, особливо на викривлених ділянках свердловин, що призводить до значних витрат часу та коштів на ліквідацію аварій. Для підвищення ресурсу експлуатації бурильних труб розроблено двоопорні замкові з'єднання, здатні витримувати більший момент згвинчування - до 70% порівняно з одноопорними. Імітаційне моделювання показало, що двоопорні з'єднання мають більш рівномірний розподіл напружень у різьбі, що сприяє збільшенню терміну служби при циклічних навантаженнях. Визначено оптимальні параметри натягу додаткового опорного торця ніпеля, відхилення від яких може викликати руйнування з'єднання. Найнебезпечнішими зонами двоопорних ЗРЗ є розвантажувальна канавка муфти та додатковий опорний торець ніпеля, для яких запропоновано низку конструктивних рішень, серед яких найефективнішим є скос додаткового торця.

Проте у цих роботах під час прикладання граничних умов не враховується температура елементів ЗРЗ. Оскільки бурильна колона експлуатується у різні пори року, значний вплив на її ресурс буде чинити температура, що діє на ЗРЗ. Температура повітря у зимовий період у різних регіонах може досягати до мінус 40 °С, а температура у свердловині – плюс 100 °С та більше. Тому в даній роботі основна увагу буде приділена впливу зміни температури на напружено-деформований стан ЗРЗ бурильних труб.

У роботі [103] наведено моделювання та розрахунки болтового фланцевого з'єднання, що знаходиться в умовах підвищеної температури. Виконано аналіз зусиль, що діють на болт та з'єднані елементи, на основі аналітичних формул та з використанням МСЕ. При теоретичних розрахунках застосовано

рекомендації, наведені в матеріалах із основ проектування машин. Під час числових розрахунків використовується спрощена модель болта. Отримані результати розрахунків перевіряються на предмет виконання прийнятого критерію міцності, пов'язаного з допустимим термічним напруженням у болті. Наведено вибрані результати імітаційних досліджень МСЕ моделі з'єднання у вигляді розподілу температури в моделі. На основі порівняння результатів теоретичного та числового аналізу визначено корисність спрощеної моделі болта для розрахунків сил у болтах фланцевих з'єднань в умовах підвищеної температури.

Автори [104] зазначають, що вібрація та навантаження можуть спричинити втомне руйнування болтових з'єднань, особливо тих, які працюють при високих температурах. Досліджується малоциклова втома попередньо затягнутих болтів, що працюють при високій температурі. Розроблено новий випробувальний пристрій для досліджень з'єднань на втому на якому проведено малоциклові випробування попередньо затягнутих болтів при дії температур 550 °C та 650 °C. Крім того, запропоновано нову модель малоциклової втоми, яка базується на критерії еквівалентного напруження/деформації фон Мізеса, яка використовується для прогнозування високотемпературної малоциклової втоми попередньо затягнутих болтів відповідно до результатів напруження/деформації, отриманих МСЕ. Встановлено відповідність між експериментальними результатами та теоретичними результатами, що підтверджує точність запропонованої моделі втоми. Результати дослідження забезпечать теоретичну основу для прогнозування малоциклової втоми попередньо затягнутих болтів.

У роботі [105] зазначено, що стирання різьби є однією з основних форм руйнування з'єднань нафтогазових труб. Проведено серію повномасштабних випробувань на зразках неосаджених різьбових з'єднань труб зі сталі API J55. Розподіл температури та полів напружень різьбового з'єднання труб вимірювався динамічно під дією різних крутних моментів та швидкостей згвинчування та розгвинчування різьбових з'єднань. Були вивчені основні

фактори, які впливають на розподіл температур та полів напружень різьбових з'єднань труб, а їх вплив на руйнування внаслідок стирання узагальнено за допомогою теорії тертя та зношування. Моделі скінченних елементів різьбових з'єднань труб перевірено шляхом порівняння числових результатів з результатами натурних випробувань. Перевірені моделі згодом використовуються для проведення параметричних досліджень поведінки з'єднання.

Метою дослідження [106] є встановлення закономірностей розподілу температури й еквівалентних напружень у ЗРЗ бурильної труби, виконаному за стандартом API, при дії термічного та механічного навантаження. У еспериментальній частині проведено вимірювання температурного поля та напружень у зразках з'єднань під час процесу згвинчування–розгвинчування з різними значеннями крутного моменту і швидкості монтажу. Паралельно проведено імітаційне моделювання. У результатах показано, що температура поверхні різьби та прилеглих елементів суттєво зростає в процесі її згвинчування-розгвинчування через тертя й контактні мікропереміщення; підвищення температури призводить до зменшення опору різьбового з'єднання. Автори ідентифікували критичні фактори: швидкість затягування, крутний момент, матеріал з'єднання, геометрія різьби. Праця має практичне значення для підвищення надійності бурильних колон: рекомендовано враховувати температурні ефекти при конструюванні, діяльності та виборі матеріалів/покриттів для різьбових з'єднань.

У роботі [107] проведено експериментальне дослідження герметичності різьбових з'єднань обсадних труб для нафтових і газових свердловин при підвищених температурних та тисках. Досліджено три типи з'єднань на трьох режимах: 50°C/21 МПа (низька температура – високий тиск), 350°C/21 МПа (висока температура – високий тиск) та 450°C/7 МПа (висока температура – низький тиск). Результати показують, що комбінація високої температури і високого тиску призводить до суттєво гіршої герметичності – з'єднання 511

демонструють витік більше ніж 2.5 %, тоді як преміальні TPG2 – близько 0.6 %. Авторами зроблено висновок, що температура-тискова синергія є ключовим фактором погіршення герметичності в з'єднаннях.

У роботі [108] розглянуто вплив циклічного термічного навантаження на різьбові з'єднання обсадних колон, зокрема у свердловинах із термічними методами обробки (наприклад, CSS, SAGD) – коли температура підіймається понад ~ 200 °С. Автори вказують, що понад 80 % руйнувань верхніх частин обсадної колони спостерігаються саме в зонах з'єднань, і що головними механізмами є пластичні деформації, тріщини різьб і руйнування муфт.

Проте у роботах, де досліджуються напружено-деформований стан ЗРЗ під час прикладання граничних умов зазвичай не враховується температура. Оскільки бурильна колона експлуатується у різні пори року, на її ресурс ЗРЗ буде впливати температура. Температура повітря взимку може сягати до мінус 40 °С, а температура у свердловині – плюс 100°С та більше. Тому в даній роботі основна увагу буде приділена впливу зміни температури на напружено-деформований стан ЗРЗ бурильних труб.

Одним із ключових завдань при вдосконаленні динамічно навантажених різьбових з'єднань є встановлення розподілу навантажень по робочих витках різьби. Відомо, що навантаження розподіляється нерівномірно як у циліндричних, так і в конічних з'єднаннях [109].

На розподіл зусиль по витках різьбового з'єднання впливають наступні конструктивні параметри:

1. висота різьбової частини, що перебуває в контакті;
2. товщина стінки муфти;
3. товщина стінки ніпеля;
4. крок різьби;
5. профіль різьби;
6. конусність різьби;
7. матеріал, з якого виготовлені ніпель і муфта.

На (рис. 1.7) показані графічні залежності розподілу навантажень по витках різьби, отримані за загальноприйнятою теорією Н.Є. Жуковського та Біргера А.И.

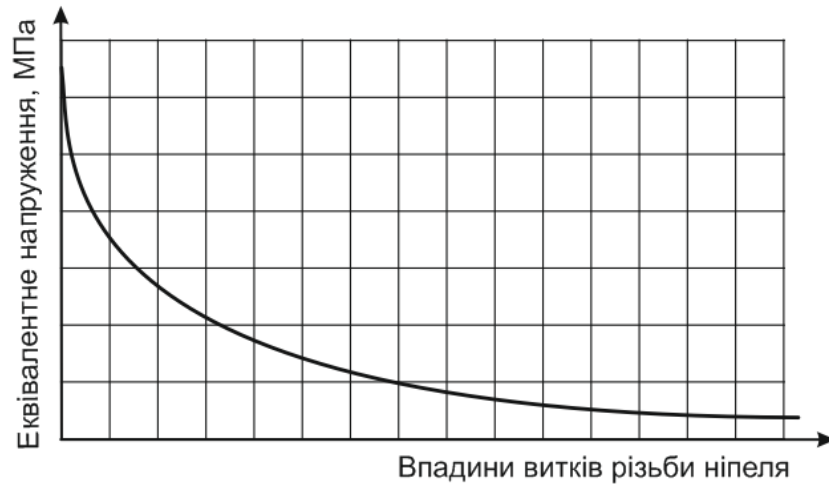


Рисунок 1.7 – Розподіл еквівалентних напружень по витках різьби ніпеля

Як показано на (рис. 1.7), найбільше навантаження припадає на перший виток різьби від опорного торця, після чого величина навантаження поступово зменшується по наступних витках. Практика свідчить, що зниження навантаження на найбільш перевантаженому витку дозволяє значно підвищити загальний термін служби з'єднання під час його циклічного навантаження.

Сучасне проектування та дослідження замкових з'єднань здійснюють із використанням комп'ютерних програм, що реалізують метод кінцевих елементів [110–112]. Моделювання різьбових з'єднань у таких програмах може виконуватись у двох варіантах: у тривимірній та двовимірній постановках.

Тривимірне моделювання часто потребує великих обчислювальних ресурсів і часу, а результати у 3D-форматі не завжди зручні для подальшого аналізу. У багатьох випадках двовимірне моделювання дозволяє отримати більш точні результати за значно коротший час, що дає змогу досліджувати різні варіанти конструкцій і виконувати параметричну оптимізацію у той самий період, який зайняв би розрахунок лише однієї 3D-моделі. Крім того, двовимірне моделювання допомагає правильно налаштувати параметри моделі та стратегію

забезпечення збіжності для складних нелінійних розрахунків у тривимірній постановці.

Для двовимірного моделювання існують різні підходи: тонкостінні конструкції моделюють у режимі плоского напруженого стану, перерізи довгих елементів – у плоско-деформованому стані, а тіла обертання – в осесиметричній постановці. Хоча всі три методи використовують однакову плоску сітку кінцевих елементів, матриці жорсткості відрізняються, що дозволяє врахувати специфіку кожного варіанту.

Для тіл обертання, таких як труби, диски, фланці, колеса або посудини під тиском, осесиметричне моделювання значно зменшує час розрахунків і водночас підвищує точність результатів. Воно дозволяє передбачити локальні концентрації напружень у переходах без застосування додаткового підмоделювання, яке часто необхідне при виконанні складного 3D-аналізу.

Різьбові з'єднання формально не є осесиметричними, проте їх можна апроксимувати як осесиметричні, якщо кут профілю різьби невеликий.

Використання осесиметричної постановки для моделювання різьбових з'єднань є виправданим. Проте при встановленні граничних умов, зокрема моменту згвинчування, для двоопорного замкового з'єднання виникають певні труднощі. Хоча можливо застосувати стандартні методи моделювання, у цьому випадку спотворюються геометричні параметри елементів з'єднання, що унеможливорює точне визначення критично важливих величин, таких як довжина ніпельної частини двоопорного замка.

У праці [113 ФАФЛЕЙ] проведено імітаційні дослідження як одноопорних так і двоопорних. Для імітаційного моделювання використано ТУ 26-12-775-90 [114] на замкові з'єднання труби ОБТ НВ I з різьбою NC 50. Беручи до уваги, що коефіцієнт запасу міцності для різьбових з'єднань дорівнює 1,5, а межа міцності матеріалу труб 45ХГМА становить 758 МПа, до з'єднання було прикладено такий момент згвинчування, при якому максимальні напруження не перевищують 505 МПа.

Для дослідження напружено-деформованого стану застосовано осесиметричну модель різьбового з'єднання. Для наочності розподілу напружень побудовано графічні залежності по впадинах витків ніпеля (рис. 1.8) та муфти (рис. 1.9). Як видно, отриманий розподіл напружень узгоджується з відомою теорією Биргера А.И.

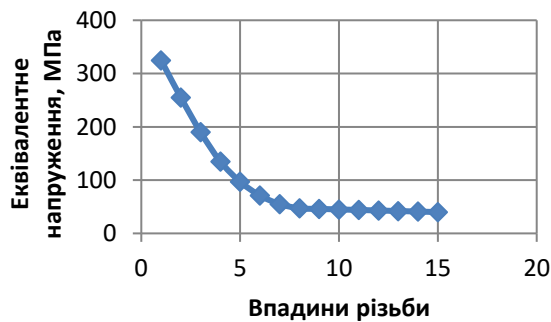


Рисунок 1.8 – Розподіл напружень по впадинах витків ніпеля

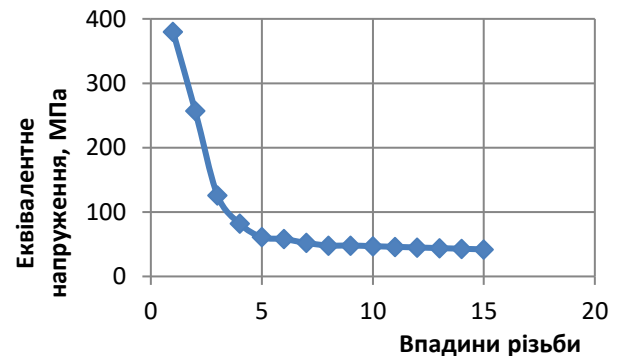


Рисунок 1.9 – Розподіл напружень еквівалентних по витках муфти

Таким чином, розподіл напружень по витках різьби як ніпеля, так і муфти є нерівномірним. Основне навантаження сприймають лише перші вісім витків, при цьому максимальні напруження припадають на першу впадину витка, що на практиці часто стає місцем руйнування з'єднання.

Аналіз різьбових з'єднань, які застосовуються в бурильних трубах та ОБТ, показав, що введення додаткової опори в конструкцію одноопорного з'єднання змінює розподіл напружень і дозволяє збільшити момент згвинчування з'єднання, зменшуючи ймовірність самовідгвинчування та підвищуючи втомну міцність під час дії змінних навантажень.

Для оцінки напружено-деформованого стану двоопорного замкового різьбового з'єднання було використано конструкцію ніпеля та муфти, яка відрізняється від стандартної лише на ділянці додаткової опори. Дослідження проводились при трьох різних величинах перекриття торця – 0,1; 0,2 та 0,3 мм. Результати представлені на рисунку 1.10.

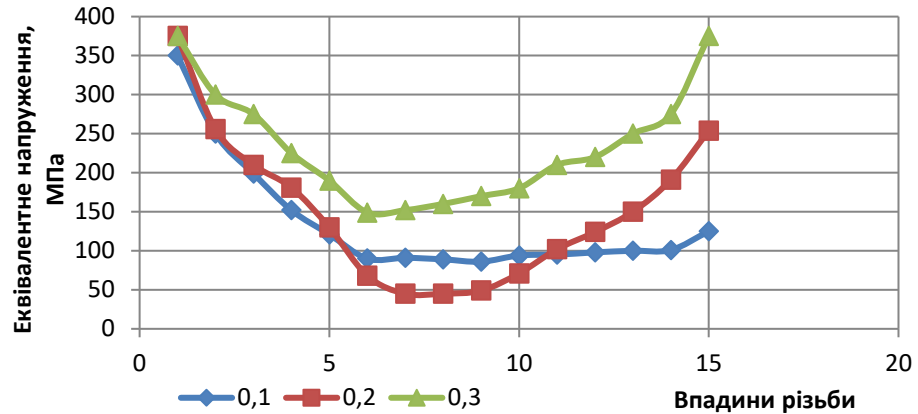


Рисунок 1.10 – Графічні залежності для трьох варіантів натягу додаткового торця

Найбільш рівномірний розподіл напружень по витках різьби ніпеля досягається при натягу 0,1 мм на базовому торці та 0,3 мм на додатковому.

Дослідження виявило критичні значення напружень у зоні додаткового упорного торця як для муфти, так і для ніпеля. При цьому напруження в муфті становлять більшу загрозу, оскільки можуть спричинити її руйнування. Порівняння напружень у впадинах витків різьби ніпеля для одноопорного та двоопорного замкових з'єднань дозволяє побудувати узагальнені графічні залежності, які наведені на рисунку 1.11.

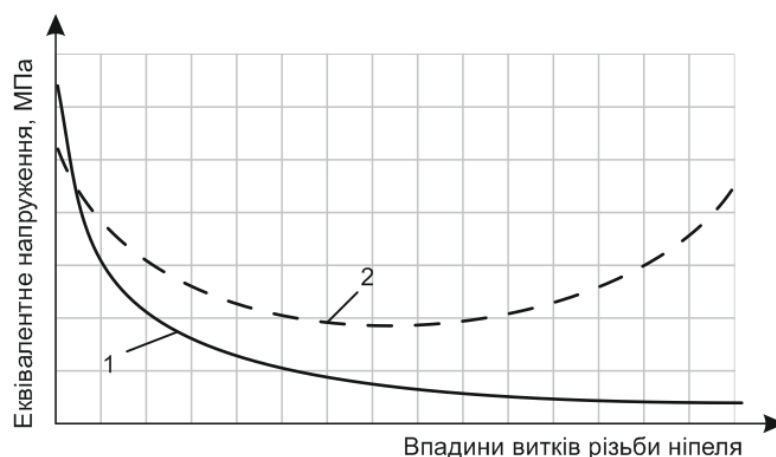


Рисунок 1.11 – Узагальнені графічні залежності розподілу еквівалентних напружень по впадних витків ніпеля одноопорного (крива 1) та двоопорного (крива 2) замкових з'єднань

Отже, критичні напруження концентруються в зоні додаткового упорного торця як у муфті, так і у ніпелі. При цьому напруження в муфті становлять більшу загрозу, оскільки можуть призвести до її руйнування.

Аналіз проведених досліджень показав, що у двоопорному різьбовому з'єднанні порівняно з одноопорним напруження в першій впадині витка ніпеля зменшуються приблизно на 15%, у останній впадині – зростають на 55%, а в середніх витках – підвищуються близько на 35%.

Висновки до розділу 1 та постановка задач досліджень

Аналіз умов експлуатації елементів бурильної колони в ПАТ «Укрнафта» показав, що часті відмови обумовлені як корозійно-втомними пошкодженнями, так і конструктивними недоліками їх різьбових з'єднань. Це підкреслює необхідність більш ґрунтовного дослідження методів оцінки та запобігання втомного руйнування з метою підвищення надійності їх експлуатації.

Попри численні дослідження, присвячені підвищенню надійності бурильних колон, на сьогодні немає досконалих методик розрахунку та прогнозування втомної і корозійно-втомної довговічності їхніх елементів, які б дозволяли враховувати специфіку експлуатаційних навантажень, зокрема вплив температури.

На основі аналізу сформульовано **мету і задачі досліджень**.

Мета дослідження. Розроблення науково-практичних рішень для встановлення закономірностей впливу температурних і експлуатаційних чинників на напружено-деформований стан та механічні властивості елементів бурильної колони, а також підходів до оцінювання їх залишкового ресурсу.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

1. Аналіз сучасного стану проблеми міцності та довговічності елементів бурильних колон; оцінка умов їх експлуатації та чинників, що визначають характер пошкоджень; аналіз конструктивних особливостей різьбових з'єднань.

2. Розробка комплексу методик для прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильної колони з урахуванням взаємозв'язку між концентрацією водню у сталі, механічними характеристиками, параметрами тріщиностійкості та температурним чинником.

3. Розробка імітаційної моделі для дослідження впливу температурних полів замкових різьбових з'єднань бурильної колони на їх напружено-деформований стан.

4. Дослідження змін механічних властивостей і тріщиностійкості сталей елементів бурильної колони у процесі тривалої експлуатації та удосконалення підходів до оцінювання їх залишкового ресурсу.

РОЗДІЛ 2 КОМПЛЕКС МЕТОДИК ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Загальна характеристика та програма досліджень

2.1. Обґрунтування вибору матеріалів та характеристика структурного стану елементів бурильної колони

У роботі об'єктом експериментальних досліджень обрано елементи бурильної колони групи міцності «Л», які широко застосовуються в умовах буріння нафтових і газових свердловин та працюють під дією складного комплексу навантажень, що включають осьові, крутильні та циклічні складові. Такий вибір обумовлений необхідністю підвищення надійності та довговічності бурильного інструменту, а також дослідженням механізмів руйнування його найбільш навантажених елементів.

Як основний елемент бурильної колони досліджували бурильні труби із зовнішнім діаметром 73 мм і товщиною стінки 9 мм, виготовлені зі сталі 36Г2С. Зазначена сталь належить до низьколегованих конструкційних сталей і характеризується достатнім рівнем міцності, пластичності та зварюваності, що обумовлює її широке використання у виробництві трубної продукції для нафтогазової галузі. Досліджувані труби перебували у гарячекатаному стані, що визначає їх початковий структурний стан та експлуатаційні властивості. Металографічний аналіз показує, що структура сталі 36Г2С у такому стані є ферито-перлітною, з характерним чергуванням феритних і перлітних колоній. Ферит забезпечує матеріалу достатню пластичність і здатність до деформації без руйнування, тоді як перліт сприяє підвищенню міцнісних характеристик.

Особливості ферито-перлітної структури істотно впливають на механічну поведінку бурильних труб в умовах експлуатації. Зокрема, неоднорідність структури може зумовлювати локалізацію напружень, що є передумовою для ініціації мікротріщин під дією циклічних навантажень. Крім того, гарячекатаний

стан матеріалу характеризується наявністю залишкових напружень, які також можуть впливати на процеси накопичення пошкоджень у металі. Таким чином, дослідження саме такого структурного стану дозволяє адекватно оцінити поведінку труб у реальних умовах експлуатації.

Окрім бурильних труб, у роботі досліджували елементи замкових різьбових з'єднань, які є критичними зонами концентрації напружень у бурильній колоні. Саме в цих ділянках найчастіше спостерігаються пошкодження та руйнування, що обумовлено складною геометрією різьби, наявністю контактних напружень і впливом середовища. Зокрема, розглядалися з'єднання типів NC 26 та NC 50, які широко використовуються у буровій практиці.

Замкове різьбове з'єднання типу NC 26 виготовлене зі сталі 30ХГСА — легованої конструкційної сталі, яка містить хром, марганець і кремній як основні легувальні елементи. Такий хімічний склад забезпечує підвищену міцність, зносостійкість і стійкість до втомного руйнування. Для досягнення необхідного комплексу механічних властивостей елементи з'єднання піддавали гартуванню з наступним високим відпуском. У результаті такої термічної обробки формується структура відпущеного мартенситу, яка характеризується поєднанням високої міцності та достатньої в'язкості.

Подібним чином, замкове різьбове з'єднання типу NC 50 виготовлене зі сталі 45ХГМА, яка також належить до легованих конструкційних сталей підвищеної міцності. Вона містить хром, марганець і молібден, що сприяє покращенню прокаліюваності, зменшенню схильності до крихкого руйнування та підвищенню жароміцності. Після гартування і високого відпуску структура сталі 45ХГМА представлена відпущеним мартенситом із елементами сорбіту відпуску. Такий структурний стан забезпечує оптимальне поєднання міцнісних і пластичних характеристик, що є критично важливим для елементів, які працюють у складних умовах навантаження.

Відпущений мартенсит характеризується дрібнодисперсною будовою та рівномірним розподілом карбідних частинок у феритній матриці. Це сприяє підвищенню опору пластичній деформації та зменшенню швидкості поширення тріщин. Наявність сорбіту відпуску додатково підвищує в'язкість матеріалу, що є важливим фактором для забезпечення тріщиностійкості різьбових з'єднань. Таким чином, обрана термічна обробка дозволяє сформувати структурний стан, який є найбільш сприятливим з точки зору експлуатаційної надійності.

Слід зазначити, що різні структурні стани досліджуваних матеріалів – ферито-перлітний для бурильних труб та відпущений мартенсит із сорбітом відпуску для елементів різьбових з'єднань – обумовлюють відмінності в їх механічній поведінці. Це, у свою чергу, впливає на характер розподілу напружень у бурильній колоні та механізми зародження і розвитку пошкоджень. Зокрема, більш пластичні бурильні труби здатні частково релаксувати напруження, тоді як більш міцні та жорсткі різьбові з'єднання виступають зонами концентрації напружень.

Комплексне дослідження зазначених елементів дозволяє отримати повне уявлення про роботу бурильної колони як єдиної системи, де кожен елемент має свої функціональні особливості та обмеження. Особливу увагу приділено аналізу структурного стану матеріалів, оскільки саме мікроструктура визначає їх механічні властивості, зокрема міцність, пластичність, ударну в'язкість і тріщиностійкість.

Таким чином, вибір об'єктів дослідження – бурильних труб зі сталі 36Г2С у гарячекатаному стані та елементів замкових різьбових з'єднань зі сталей 30ХГСА і 45ХГМА після гартування і високого відпуску – є обґрунтованим з точки зору відображення реальних умов експлуатації бурильних колон. Це створює передумови для отримання достовірних результатів щодо впливу структурного стану матеріалів на їх експлуатаційні характеристики та механізми руйнування.

2.2. Дослідження хімічного складу сталей

Хімічний склад досліджуваних сталей визначали комплексом інструментальних спектральних методів. Основні легувальні елементи (Mn, Si, Cr, Ni, Cu та ін.) визначали за допомогою спектрального аналізу металів. Вміст вуглецю визначали окремо на каліброваному аналізаторі вуглецю методом високотемпературного спалювання зразків з подальшим інструментальним вимірюванням продуктів окиснення.

Такий підхід дозволяє надійно встановити марку сталі та її точний хімічний склад, що відповідає вимогам ГОСТ 19281 (сталь 36Г2С) та ГОСТ 4543 (сталі 30ХГСА та 45ХГМА).

Калібрування приладів проводили за сертифікованими еталонними зразками, що забезпечувало високу точність та повторюваність результатів. Цей комплекс методів дозволяв надійно встановити марку сталі та її хімічний склад після тривалої експлуатації.

Нормований хімічний склад сталей та гранично допустимі концентрації легувальних і домішкових елементів визначено відповідно до ГОСТ 19281 (сталь 36Г2С) та ГОСТ 4543 (сталі 30ХГСА та 45ХГМА).

У табл. 2.1–2.3 наведено порівняльні дані щодо хімічного складу досліджуваних сталей: (I) нормативного складу відповідно до стандартів; (II) складу за даними сертифікатів виробника; (III) результатів спектрального аналізу зразків сталей бурильної колони та замкових різьбових з'єднань.

Таблиця 2.1 – Порівняння хімічного складу (мас. %) сталі 36Г2С

	C	Mn	Si	Cr	Ni	Cu	S	P	Fe
I	0,32– 0,40	1,30– 1,70	0,50– 0,80	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,035	баланс
II	0,35	1,33	0,56	0,20	0,15	0,27	0,020	0,017	баланс
III	0,32	1,32	0,60	0,20	0,04	0,25	0,020	0,017	баланс

Таблиця 2.2 – Порівняння хімічного складу (мас. %) сталі 30ХГСА

	C	Cr	Mn	Si	Ni	Cu	S	P	Fe
I	0,28– 0,34	0,80– 1,10	0,80– 1,10	0,90– 1,20	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,035	≤ 0,035	баланс
II	0,3	1,01	1,01	1,02	0,10	0,27	0,020	0,017	баланс
III	0,32	1,00	0,98	1,01	0,09	0,25	0,020	0,017	баланс

Таблиця 2.3 – Порівняння хімічного складу (мас. %) сталі 45ХГМА

	C	Cr	Mn	Si	Mo	Ni	Cu	S	P	Fe
I	0,42– 0,50	0,80– 1,10	0,50– 0,80	0,17– 0,37	0,15– 0,25	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,035	≤ 0,035	баланс
II	0,45	0,95	0,65	0,28	0,20	0,12	0,18	0,018	0,016	баланс
III	0,46	0,97	0,68	0,30	0,21	0,10	0,17	0,018	0,015	баланс

Отримані за результатами рентгенофлуоресцентного аналізу значення вмісту основних легувальних елементів (Mn, Si, Cr, Mo, Ni, Cu) узгоджуються з нормативними вимогами та даними сертифіката в межах інструментальної похибки методу. Вміст сірки та фосфору не перевищує гранично допустимих значень, встановлених стандартами.

2.3. Методика визначення концентрації водню у сталях

Для визначення об'ємної концентрації водню у сталях використали аналізатор дифузійно-рухомого і залишкового водню LECO DH603 (рис. 2.1) [115].



Рисунок 2.1 – Аналізатор дифузійно-рухомого і залишкового водню
LECO DH603

Це комерційне лабораторне обладнання, а компанія LECO (США) є відомим виробником світового рівня. Завдяки сучасним технічним рішенням LECO DH603 має невеликі розміри, керується за допомогою інтуїтивно зрозумілого програмного забезпечення та надає точні та відтворювані результати. Остаточні результати відображаються в ppm (одиниця вимірювання концентрації, що являє собою одну мільйонну частку (англ. parts per million, читається “пі-пі-ем”, “частин на мільйон”, або млн^{-1})).

Принцип роботи аналізатора [115] ґрунтується на визначенні зміни теплопровідності потоків робочого та еталонного газу. Комірка теплопровідності складається з двох з’єднаних між собою філаментів, занурених у робочий і еталонний потоки. Філаменти нагріваються до температури, що перевищує температуру в термостаті. Як газ-носії використовують азот високого ступеня очищення (особливої чистоти 99,999%). Якщо навколо обох філаментів є чистий азот, комірка фіксує нульовий сигнал. Відхилення складу робочого потоку, зумовлене виділенням водню зі зразка, спричиняє появу напруги на виході комірки. Калібрують аналізатор, строго дотримуючись інструкції та використовуючи спеціальні калібрувальні зразки, надані виробником цього обладнання. Мінімальна концентрація водню, яку можна

визначити за його допомогою, становить $C_H^{\min} \cong 0,1 \text{ ppm}$. Приблизно оцінити нижчі значення можна спеціальним додатковим калібруванням. Температура екстракції водню постійна і становить $1100 \text{ }^\circ\text{C}$. Час аналізу τ не менше 200 с . Фактична тривалість аналізу є змінною і залежить від часу, необхідного для досягнення запрограмованого критерію – поточної інтенсивності сигналу на рівні менше 1% від його максимального значення. Для наших випадків час аналізу був у діапазоні $200\text{--}500 \text{ с}$.

Усі зразки мали подібну масу та конфігурацію, однаково готувалися до вимірювання (знежирення та просушування) для уникнення хибних результатів, спричинених забрудненням поверхні зразка (*див.* розділ 3, підрозділ 3.2).

Приклад графіка інтенсивності виходу (десорбції) водню з об'єму металу та визначення його загальної концентрації представлено на рис. 2.2.

Характерною особливістю кривих (рис. 2.2, $C_H = 0,265 \dots 0,454 \text{ ppm}$) є відсутність одного яскраво вираженого піку інтенсивності десорбції водню з об'єму металу, що зумовлено нерівномірним розподілом водню в об'ємі металу з тривало експлуатованих фрагментів бурильної труби. Цей водень проникає в області металу з більшою кількістю дефектів структури (пори, мікротріщини, тощо) [116], які виникають під час тривалої експлуатації бурильної труби.

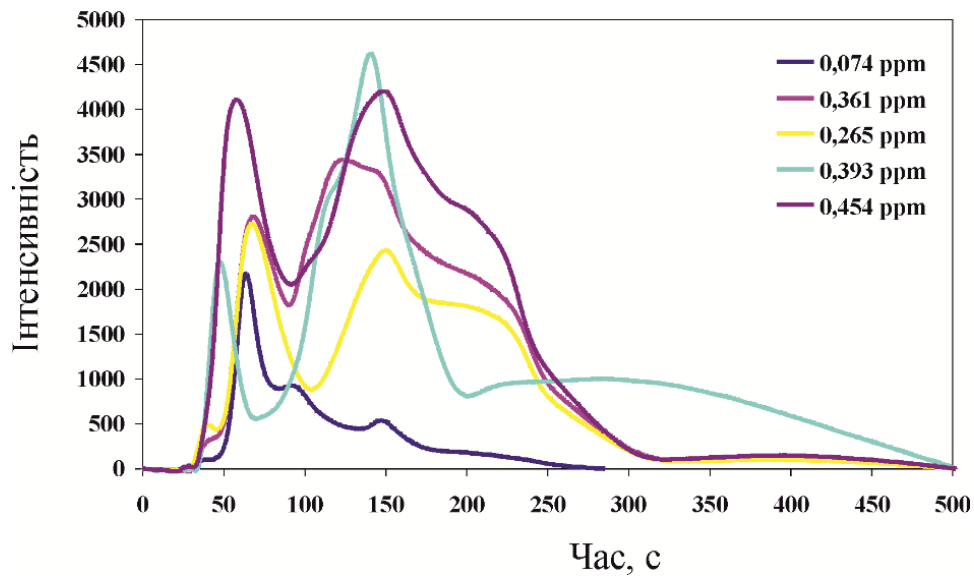


Рисунок 2.2 – Графік інтенсивності виходу водню з об'єму металу та визначення його загальної концентрації у зразках з тривало експлуатованої бурильної труби

Винятком тут є крива десорбції водню з труби запасу (неексплуатованої труби, $C_H = 0,074$ ppm). Ця крива має один яскраво виражений пік інтенсивності, що зумовлений “металургійним” воднем, який з’явився на етапі виготовлення сталі і умовно рівномірно розподілений в об’ємі матеріалу [116].

2.4. Методики визначення механічних властивостей і тріщиностійкості сталей

2.4.1. Випробування на розтяг за кімнатної та підвищених температур

Механічні характеристики досліджуваних сталей визначали шляхом випробувань на одноосьовий розтяг відповідно до вимог ДСТУ ISO 6892–1:2019

[117] (за кімнатної температури) та ДСТУ EN 10002–5:2006 [118] (за підвищених температур).

Випробування на розтяг за кімнатної температури. Визначали такі характеристики міцності та пластичності: межу міцності σ_B , умовну межу плинності $\sigma_{0,2}$, відносне видовження після розриву δ та відносне звуження ψ .

Випробування проводили на пропорційних циліндричних зразках (рис. 2.3) із круглим поперечним перерізом, виготовлених із сталей бурильної колони та замкового різьбового з'єднання. Геометричні параметри зразків відповідали вимогам ДСТУ ISO 6892–1:2019.

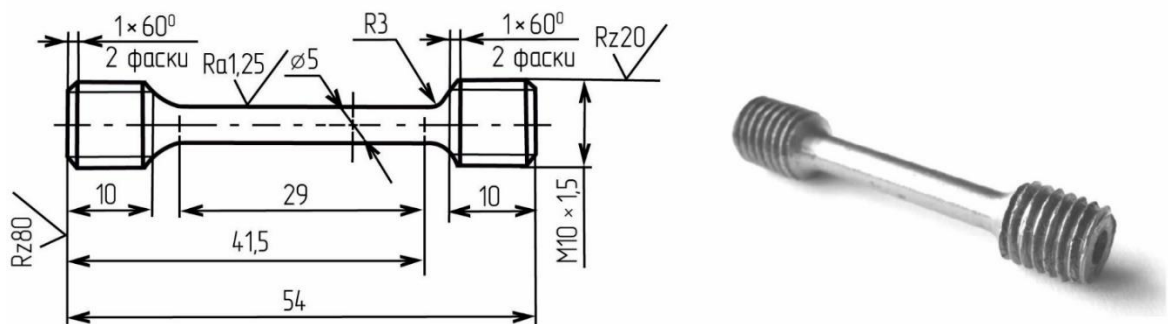


Рисунок 2.3 – Геометричні параметри та загальний вигляд зразків для випробувань на розтяг

Початкову розрахункову довжину зразка L_0 приймали відповідно до пропорційності зразка:

$$L_0 = 5d_0, \quad (2.1)$$

де d_0 – початковий діаметр робочої частини зразка.

Початкову площу поперечного перерізу зразка визначали за формулою:

$$S_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}. \quad (2.2)$$

Для підвищення точності вимірювань значення S_0 уточнювали як середнє за результатами вимірювань діаметра у трьох перерізах робочої частини зразка (у середині та на її кінцях).

У процесі випробування реєстрували залежність “сила F – видовження ΔL ” з подальшим визначенням інженерних напружень.

Номінальне (інженерне) напруження визначали за формулою:

$$\sigma = \frac{F}{S_0}. \quad (2.3)$$

Межу міцності визначали як максимальне значення напруження:

$$\sigma_B = \frac{F_{\max}}{S_0}. \quad (2.4)$$

Умовну межу плинності (за залишковою деформацією 0,2 %) визначали за формулою:

$$\sigma_{0,2} = \frac{F_{0,2}}{S_0}, \quad (2.5)$$

де $F_{0,2}$ – навантаження, що відповідає пластичній деформації 0,2%.

Відносне видовження після розриву:

$$\delta = \frac{L_u - L_0}{L_0} \times 100\%. \quad (2.6)$$

Відносне звуження:

$$\psi = \frac{S_0 - S_u}{S_0} \times 100\% . \quad (2.7)$$

Для визначення δ на робочій частині зразка наносили мітки, що обмежують початкову розрахункову довжину L_0 , без створення концентрацій напружень.

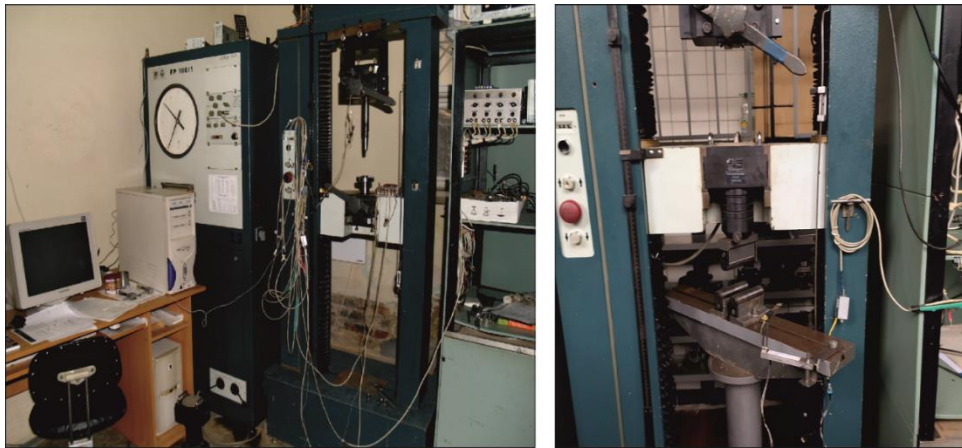


Рисунок 2.4 – Розривна машина FP-100-1 для випробування на розтяг-стиск конструкційних матеріалів

Випробувальне обладнання (рис. 2.4) відповідало вимогам ДСТУ ISO 7500-1. Навантаження прикладали вздовж осі зразка із забезпеченням співвідносності. Швидкість деформації встановлювали відповідно до ДСТУ ISO 6892-1:2019 (2 мм/хв).

Випробування за підвищених температур. Випробування за підвищених температур проводили відповідно до ДСТУ EN 10002-5:2006 із використанням високотемпературної печі, інтегрованої у випробувальну машину.

Зразок нагрівали до заданої температури з регламентованою швидкістю та витримували до досягнення температурної рівноваги по всьому об'єму зразка.

Температуру контролювали термопарами, закріпленими на робочій частині зразка. Допустимі відхилення температури не перевищували значень, установлених стандартом.

Після стабілізації температурного режиму проводили випробування на розтяг за аналогічною методикою. Механічні характеристики σ_B , $\sigma_{0,2}$, δ , ψ визначали за наведеними вище залежностями з урахуванням температури випробування.

2.4.2. Випробування на ударний вигин за Шарпі на маятниковому копрі

Ударну в'язкість визначали методом випробувань на ударний вигин за Шарпі з використанням зразків із V-подібним надрізом на маятниковому копрі відповідно до ISO 148–1 [119].

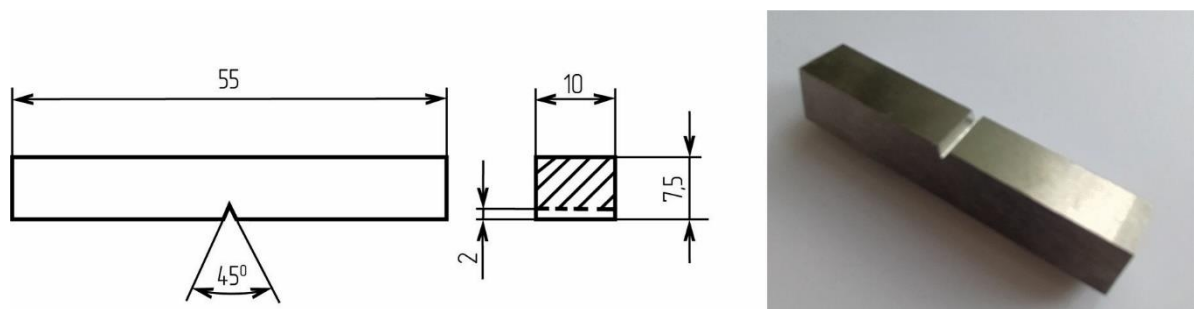


Рисунок 2.5 – Геометричні параметри та загальний вигляд зразків на ударний вигин за Шарпі

Випробування проводили на прямокутних зразках із V-подібним надрізом, розташованим у середині зразка (рис. 2.5). Розміри зразків ($10 \times 7,5 \times 55$ мм) були зменшеними та визначалися геометрією поперечного перерізу бурильної колони та замкового різьбового з'єднання ($D \times t = 73 \times 9$ мм). Для кожного елемента конструкції випробовували не менше п'яти зразків.

Випробування за кімнатної температури. Ударне навантаження прикладали відповідно до стандартної схеми Шарпі. За результатами випробування визначали поглинуту енергію руйнування KCV [Дж]:

$$KCV = E, \quad (2.8)$$

де E – енергія, поглинута зразком під час руйнування.

Для зменшених зразків результати перераховували на значення для повнорозмірних зразків відповідно до ISO 148–1 за формулою:

$$KCV_{\text{std}} = \alpha \times KCV, \quad (2.9)$$

де α – коефіцієнт перерахунку, що враховує геометрію зразка.

Випробування за підвищених температур. Зразки нагрівали до заданої температури у печі або термостатичному пристрої з контрольованим температурним режимом. Після досягнення стабільної температури зразок витримували достатньо для встановлення рівномірного температурного поля по всьому об'єму.

Температуру контролювали за допомогою термопар, закріплених на робочій частині зразка. Випробування проводили у найкоротший можливий час після вилучення зразка з печі для мінімізації тепловтрат. Перенесення зразка до маятникового копра здійснювали із застосуванням спеціальних пристроїв.

У процесі випробування визначали KCV при заданій температурі. Для оцінки температурної залежності ударної в'язкості будували криву:

$$KCV = f(T), \quad (2.10)$$

де T – температура випробування.

Питома ударна в'язкість. Для порівняння результатів на зразках різного розміру визначали питому ударну в'язкість:

$$K = \frac{KCV}{S}, \quad (2.11)$$

де S – площа поперечного перерізу в місці надрізу [см^2].

Питому ударну в'язкість виражали в Дж/см^2 та, за необхідності, перераховували на повнорозмірні зразки із застосуванням коефіцієнта α .

2.4.3. Визначення характеристик тріщиностійкості сталей при статичному короткочасному навантаженні

Сталі бурильної колони та замкового різьбового з'єднання зазвичай перебувають у в'язкопластичному стані. При оцінюванні умов, за яких можливе їх катастрофічне руйнування, тобто процес розвитку тріщини з виходом її на поверхню елемента конструкції, з наступним поширенням наскрізної тріщини у тілі елемента конструкції, необхідно використовувати енергетичний критерій руйнування [120-122]. Згідно з цим, тріщина починає рости за умови, що інтенсивність енергії J , що вивільнилася, досягає критичної величини J_c .

$$J_* = J_c. \quad (2.12)$$

Експериментальне визначення J_c здійснювали згідно з методикою, описаною в стандарті [120], за схемою триточкового згину (рис. 2.6). При цьому використовували балкові зразки прямокутного поперечного перерізу (рис. 2.7) з краєвою тріщиною довжиною $l = (0,45 \dots 0,55)t$.

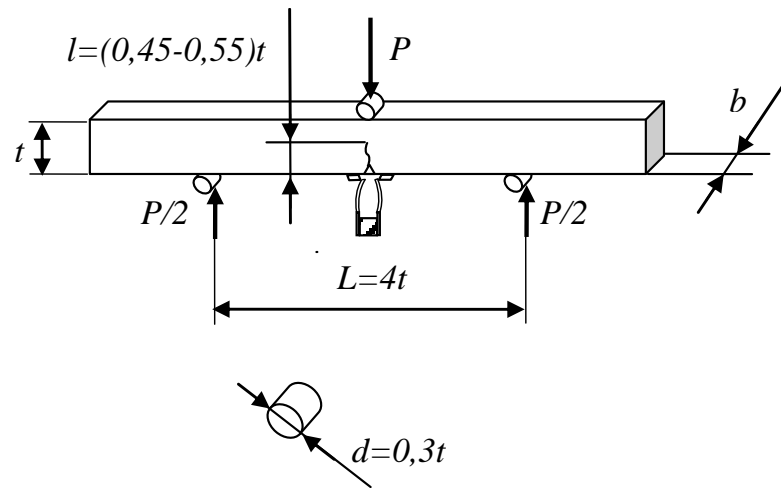


Рисунок 2.6 – Схема навантаження зразка виготовленого з фрагментів бурильної труби для випробування на статичну тріщиностійкість

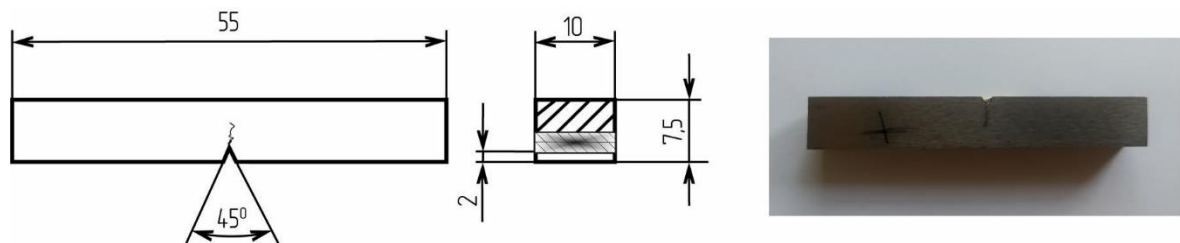


Рисунок 2.7 – Геометричні параметри та загальний вигляд зразків на тріщиностійкість при статичному короткочасному навантаженні

Втомні тріщини в даних зразках утворювалися при знакозмінному консольному згині на спеціальній випробувальній установці з коефіцієнтом асиметрії $R = -1$, які були при навантаженні менше $\sigma \leq 0,5 \sigma_{0,2}$, при цьому кількість циклів до утворення тріщини була більша за 5×10^4 циклів.

Для вимірювання прогину f застосовували двоконсольні давачі тензорезисторного типу (див. рис. 2.6).

Давачі прогинів, а також пристрій для запису діаграми “ $P - f$ ” повинні забезпечувати: тангенс кута нахилу лінійної ділянки діаграми “ $P - f$ ” до осі f в межах 1–3; масштаб діаграми по осі f не менше 25:1.

При випробуванні балкових зразків номінальні діаметри опорних роликів

і центрального навантажувального ножа повинні бути рівні $t/3$ (див. рис. 2.6).

Для сталі у в'язкопластичному стані діаграма навантаження має форму кривої з максимальним навантаженням у точці C (рис. 2.8), що відповідає 4-му типу діаграми за стандартом [120]. Руйнування зразка відбувається у точці F , розташованій праворуч від точки C .

Програма експерименту передбачає випробування не менше п'яти однакових зразків в однакових умовах дослідження. При цьому довжини початкових втомних тріщин, які виміряні на бічних поверхнях зразків, не повинні відрізнятись більш ніж на 10 %. Кожен наступний зразок навантажують до наперед вибраного значення прогину f , яке дещо менше f_C . Потім зразок руйнують, фіксуючи статичний приріст тріщини, і доламують.

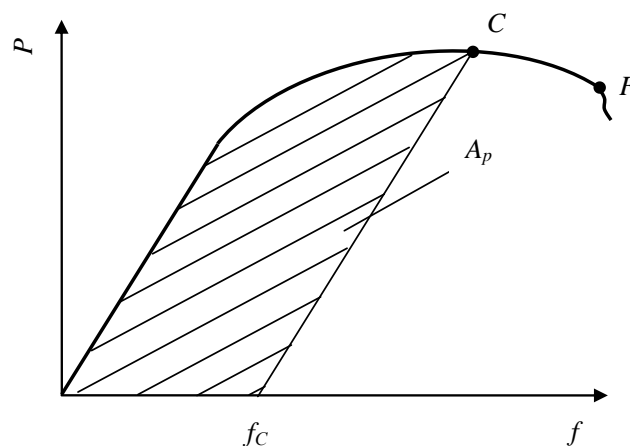


Рисунок 2.8 – Характерний вигляд діаграми “ $P - f$ ” 4-го типу для досліджуваних сталей [120] та схема визначення пластичної ділянки A_p , яка дорівнює загальній площі під кривою на даній діаграмі

Таким чином, рекомендується перший зразок навантажити до початку спаду навантаження (f_C) на діаграмі “ $P - f$ ”. Кожен із наступних зразків навантажують послідовно до меншої величини прогину f , як показано на рис. 2.9, а потім зразок розвантажують.

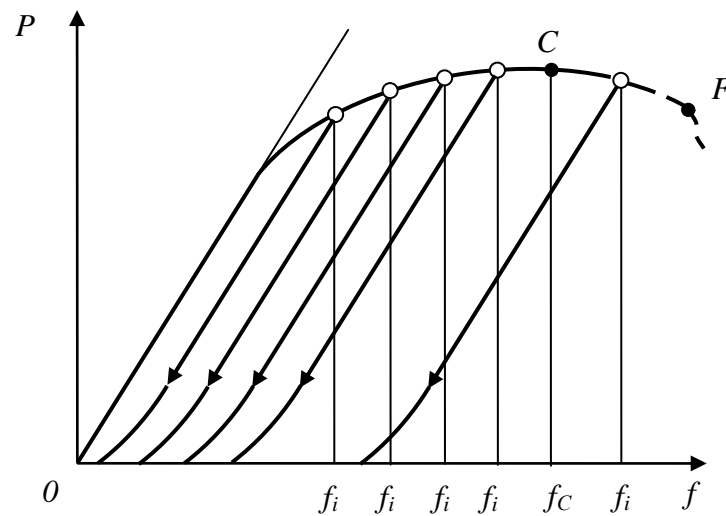


Рисунок 2.9 – Схема навантаження та розвантаження зразків

Фіксацію статичного підростання тріщини для сталей здійснюють шляхом повторного циклічного навантаження зразка. Тривалість цього навантаження повинна забезпечити приріст тріщини не менше ніж 1–2 мм на обох бокових поверхнях зразка. Максимальне навантаження циклу повинно складати 0,4–0,7 максимального рівня навантаження, досягнутого під час випробування.

У випадку, коли в процесі випробувань і у результаті вимірювань Δl статичне підростання тріщини $\Delta l \leq 0,3$ мм при товщині зразків не більше 30 мм, то для обчислення J_C по діаграмі “ $P - f$ ” виділяють пластичну частину (рис. 2.8) і обчислюють роботу A_p , яка відповідає пластичній частині під діаграмою, обмеженою точкою розвантаження.

Значення J_C (J_{1C}) обчислюють по формулі

$$J_{Ci} = \frac{K_{Qi}^2(1-\mu)}{E} + \frac{2A_{pl}}{(t-l) \cdot b} \cdot \frac{\kappa}{k}, \quad (2.13)$$

де для діаграми “ $P - f$ ” 4-го типу $\kappa = 2$, $k = 1$.

У рівнянні (2.3) пластичну складову J -інтеграла обчислюють згідно рівняння

$$J_{Pi} = \frac{2A_{pl}}{(t-l) \cdot b} \cdot \frac{\kappa}{k}, \quad (2.14)$$

а величину коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Qi} за рівнянням

$$K_{Qi} = \frac{P_{Qi} \cdot L}{b\sqrt{t^3}} \cdot f\left(\frac{l_i}{t}\right), \quad (2.15)$$

де $f\left(\frac{l_i}{t}\right) = 3,494 \left[1 - 3,396 \frac{l_i}{t} + 5,839 \left(\frac{l_i}{t}\right)^2 \right], \quad L = 4t,$

L – віддаль між опорами за схемою три точкового згину (рис. 2.7),

b – ширина зразка, t – висота зразка.

Слід зауважити, що величина коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Qi} характеризує тріщиностійкість матеріалу при малій пластичній зоні біля вершини тріщини. Методичні особливості визначення коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Qi} відображені на рис. 2.10 і полягає в тому, що необхідно визначити величину P_Q . Для цього необхідно побудувати пряму OB , тангенс нахилу якої на 5% менший тангенса нахилу прямої OA , яка дотична до початкової прямолінійної ділянки діаграми. Опустивши з точки A перпендикуляр AE на вісь f відкладають відрізок $AB = 0,05 AE$. Через точки O та B проводять пряму OB . Її перетин з експериментально одержаною діаграмою утворює точку Q і відповідно визначає величину P_Q .

Значення J_{Ci} визначають для кожного зразка. При цьому будують криву “ $J_{Ci} - \Delta l$ ” і наносять розрахункові прями ON_i (рис. 2.11), які обчислюють за формулою

$$J_i = \frac{\sigma_{0,2i} + \sigma_{Vi}}{\Delta l_i} \text{ при } t \leq 30 \text{ мм.} \quad (2.16)$$

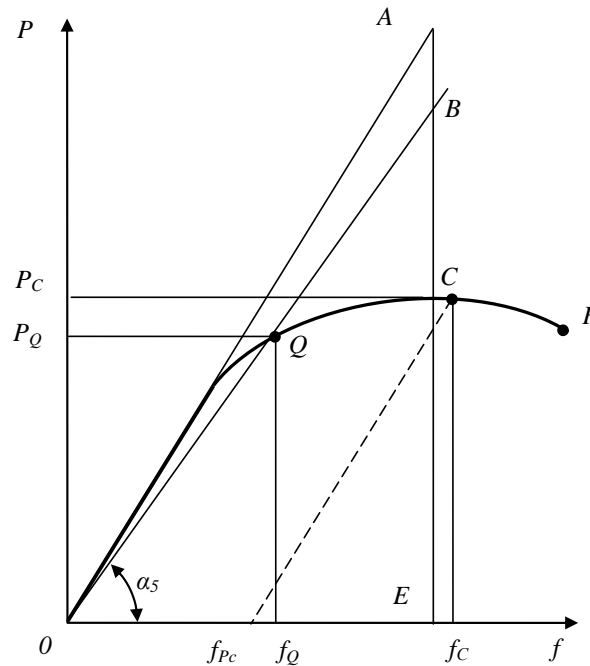


Рисунок 2.10 – Схема визначення на діаграмі “ $P - f$ ” 4-го типу для сталей бурильної труби величини коефіцієнта інтенсивності напружень

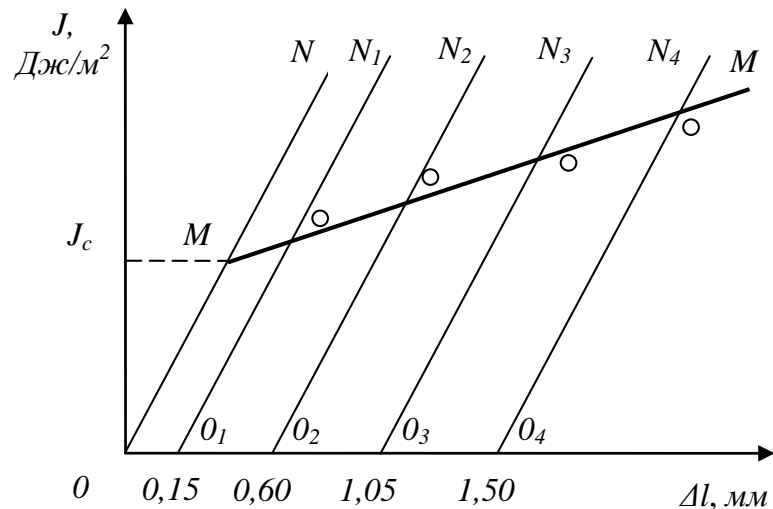


Рисунок 2.11 – Схема визначення критичної тріщинозміцності J_C як характеристики сталі тривало експлуатованої бурильної труби

Через одержані точки проводять пряму MM (рис. 2.11). Значення J_{Ci} , яке відповідає точці M (рис. 2.11) перетину прямих ON і MM , приймають рівним J_C для сталі досліджуваної бурильної труби.

2.2 Методика визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання бурильних труб

У сучасній інженерній практиці під час проектування нового обладнання та модернізації вже існуючих конструкцій активно застосовують спеціалізовані програмні комплекси. Їх використання дає змогу суттєво скоротити тривалість розроблення, зменшити матеріальні витрати, підвищити точність розрахунків і значно спростити процес підготовки технічної документації. Крім того, такі програмні засоби відкривають широкі можливості для проведення чисельних експериментів і аналізу поведінки окремих елементів конструкцій у різних умовах експлуатації. Серед найбільш поширених програмних продуктів, що застосовуються для цих цілей, можна виділити ANSYS, CATIA, ProEngineer, Unigraphics та SolidWorks.

Для дослідження напружено-деформованого стану замкових з'єднань бурильних труб у даній роботі обрано програмне середовище SolidWorks, у якому реалізовано алгоритм лінійного статичного аналізу. Такий підхід дозволяє оцінити розподіл напружень і деформацій у конструкції за умови дії сталих навантажень без урахування нелінійних ефектів. Для коректного проведення розрахунку в межах методу кінцевих елементів необхідно задати основні вхідні дані, до яких належать геометрична модель об'єкта, фізико-механічні властивості матеріалу, характеристики кінцево-елементної сітки, а також граничні умови і параметри навантаження. Важливим етапом є також вибір типу елементів і налаштування точності розрахунку.

Застосування МКЕ-пакета дає можливість виконати повний цикл дослідження: від створення просторової геометричної моделі до формування її кінцево-елементного подання та подальшого чисельного аналізу. У результаті обчислень отримують детальну інформацію про переміщення вузлів конструкції, еквівалентні напруження, а також величини і характер деформацій. Це дозволяє виявити найбільш навантажені ділянки, оцінити запас міцності та визначити можливі зони руйнування.

У даному розділі викладено методику визначення напружено-деформованого стану замкового різьбового з'єднання бурильних труб із застосуванням методу кінцевих елементів, реалізованого в середовищі SolidWorks Simulation. Запропонований підхід ґрунтується на чисельному розв'язанні задачі механіки деформівного твердого тіла з урахуванням геометричної складності різьбового профілю, контактної взаємодії елементів та експлуатаційних навантажень.

Дослідження виконується в припущенні лінійно-пружної поведінки матеріалу із врахуванням контактної нелінійності, що дозволяє адекватно описати процес передачі навантаження між елементами з'єднання.

На першому етапі формується геометрична модель замкового різьбового з'єднання, яка включає ніпель і муфту з відтворенням реального профілю різьби та опорних поверхонь. Геометрія моделі задається відповідно до нормативно-технічної документації. Залежно від поставленої задачі використовується тривимірна або осесиметрична постановка, причому тривимірна модель забезпечує більш повне відтворення конструкції, тоді як осесиметрична дозволяє зменшити обчислювальні витрати.

Наступним етапом є задання фізико-механічних властивостей матеріалу. Матеріал елементів з'єднання вважається ізотропним і характеризується модулем пружності, коефіцієнтом Пуассона та границею текучості. Прийняті припущення відповідають умовам роботи конструкції в межах пружної деформації.

Після цього виконується дискретизація геометричної моделі шляхом побудови кінцево-елементної сітки. Для тривимірного аналізу застосовуються тетраедральні елементи. З метою підвищення точності розрахунків здійснюється локальне згущення сітки в зонах контакту різьбових поверхонь, на опорних торцях, а також у ділянках можливих концентрацій напружень.

Важливим етапом є задання контактної взаємодії між елементами з'єднання. Контакт моделюється з урахуванням умов непроникності тіл, можливості відносного ковзання та наявності тертя. Значення коефіцієнта тертя задається відповідно до умов експлуатації та стану контактних поверхонь.

Граничні умови формуються відповідно до реальних умов роботи замкового різьбового з'єднання. Муфта фіксується шляхом обмеження ступенів вільності, тоді як до ніпеля прикладаються зовнішні навантаження, зокрема осьове зусилля, внутрішній тиск і крутний момент. Особливу увагу приділено моделюванню моменту згвинчування, який може бути реалізований шляхом безпосереднього прикладання крутного моменту, використання температурних деформацій або введення початкового перекриття контактних поверхонь (метод «гарячої посадки»).

Чисельний розрахунок виконується в межах статичного аналізу шляхом розв'язання системи рівнянь рівноваги:

$$[K]\{u\}=\{F\},$$

де $[K]$ – матриця жорсткості системи,

$\{u\}$ – вектор вузлових переміщень,

$\{F\}$ – вектор зовнішніх навантажень.

У результаті розрахунку визначаються поля переміщень, напружень та деформацій, а також контактні напруження на поверхнях взаємодії. Для оцінки міцності використовується критерій еквівалентних напружень за Мізесом. Отримані результати дозволяють встановити характер розподілу напружень у різьбовому з'єднанні, виявити найбільш навантажені ділянки та оцінити умови працездатності конструкції.

З метою поглибленого аналізу може проводитися параметричне дослідження, яке передбачає варіювання основних конструктивних і експлуатаційних параметрів, зокрема моменту згвинчування, геометрії різьби, коефіцієнта тертя та властивостей матеріалу. Це дає змогу оцінити чутливість напружено-деформованого стану до зміни зазначених факторів і обґрунтувати раціональні параметри замкового з'єднання.

Таким чином, запропонована методика забезпечує системний підхід до визначення напружено-деформованого стану замкових різьбових з'єднань та може бути ефективно використана при їх проєктуванні, аналізі та оптимізації.

2.3 Особливості імітування моменту згвинчування під час дослідження різьбових з'єднань методом скінченних елементів

Слід зазначити, що виконання лінійного статичного аналізу неможливе без коректного задання граничних умов, які включають способи закріплення моделі та прикладені до неї навантаження. Саме від правильності їх визначення значною

мірою залежить достовірність отриманих результатів. Додатково може враховуватися вплив контактних взаємодій між елементами, що є особливо актуальним для замкових з'єднань. Таким чином, використання сучасних програмних комплексів у поєднанні з методом кінцевих елементів є ефективним інструментом для проведення інженерного аналізу та оптимізації конструкцій.

Проте, враховуючи можливості сучасних програм імітаційного моделювання, задання більшості граничних умов, окрім моменту згвинчування, зазвичай не становить складності.

Для моделювання моменту згвинчування під час дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань застосовують кілька підходів:

- безпосереднє прикладання крутного моменту до елементів замкового з'єднання, що дозволяє найбільш точно відтворити реальні умови експлуатації;
- введення в модель спеціальної ділянки з матеріалом, який характеризується значно більшим коефіцієнтом теплового розширення порівняно з основним матеріалом;
- створення початкового перекриття торцевих поверхонь, відоме як метод «гарячої посадки».

Слід зазначити, що перший підхід застосовується виключно для тривимірних моделей, тоді як два інші можуть використовуватися як у тривимірних, так і в осесиметричних постановках задачі.

Тривимірне моделювання забезпечує найбільш повне відтворення геометрії та умов роботи різьбового з'єднання, однак має і певні недоліки, зокрема значну тривалість обчислень і підвищену складність при розв'язанні задач оптимізації.

Метод «гарячої посадки» полягає у створенні на етапі побудови моделі попереднього перекриття між опорним уступом ніпеля та торцем муфти, які виконують роль основних контактних поверхонь. Величина такого перекриття визначається заздалегідь і залежить від кута повороту ніпеля відносно муфти, а також від значення прикладеного моменту згвинчування.

Використання осесиметричних моделей, у свою чергу, має низку переваг порівняно з тривимірними. Зокрема, це можливість побудови більш деталізованої сітки кінцевих елементів, що підвищує точність результатів, а також суттєве скорочення часу розрахунків. Це дозволяє виконувати більшу кількість обчислювальних експериментів і більш ефективно досліджувати вплив різних параметрів на роботу з'єднання.

Висновки до розділу 2

У розділі 2 представлено комплекс методичних підходів для ідентифікації матеріалів бурильної колони та замкових різьбових з'єднань, визначення їх механічних властивостей і тріщиностійкості, а також оцінки впливу експлуатаційних чинників – механічних навантажень, температурних коливань та водневовмісного середовища – на деградацію матеріалу. Запропоновані методики формують системну основу для прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильної колони з урахуванням взаємозв'язку між концентрацією водню у сталі, механічними характеристиками, параметрами тріщиностійкості та температурним чинником.

На основі цих підходів у розділі 4 наведено результати експериментального визначення фактичних властивостей матеріалу після тривалої експлуатації під дією робочих середовищ та інших експлуатаційних чинників.

Також розроблено методику визначення напружено-деформованого стану замкового різьбового з'єднання із застосуванням методу кінцевих елементів у середовищі SolidWorks Simulation. Підхід охоплює побудову моделі, задання матеріалів, граничних і контактних умов, а також проведення розрахунку.

Враховано особливості моделювання моменту згвинчування та контактної взаємодії елементів. Методика забезпечує отримання достовірних результатів і може бути використана для оцінки міцності та оптимізації конструкції.

РОЗДІЛ 3

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ЗАМКОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

3.1 Напружено-деформований стан одноопорного замкового різьбового з'єднання бурильних труб при дії рівномірно розподіленої температури

Під час спорудження нафтових і газових свердловин важливу роль відіграють різьбові з'єднання, від якості яких суттєво залежить надійність бурильних колон. Особливістю роботи елементів бурильних колон є вплив на них значних згинальних, крутних, стискаючих і розтягуючих навантажень, тому експлуатаційні характеристики ЗРЗ визначають технічні показники процесу спорудження свердловин та його економічну ефективність.

Різьбові з'єднання широко використовуються завдяки своїй простоті, надійності, зручності регулювання моменту згвинчування, а також можливості багаторазового розбирання і повторного складання без заміни деталей, однак через поломки замкової різьби в елементах бурильних колон трапляється чимало аварій [28].

Згідно досліджень при знакозмінних навантаженнях, що діють на бурильну колону, максимальні напруження концентруються біля першого витка різьби ніпеля, що часто призводить до його руйнування.

Зі збільшенням глибини свердловини, ростом пластового тиску, впровадженням нових технологій та інтенсивних режимів під час спорудження свердловин виникає потреба у дослідженні роботи конструкцій ЗРЗ з врахуванням якомога більшої кількості чинників, які на них впливають для подальшого вдосконалення з'єднань.

Вплив температури на різьбові з'єднання має важливе значення для їх міцності та надійності під час експлуатації. При підвищених температурах в матеріалах різьби відбуваються теплові розширення, які можуть змінювати розміри елементів з'єднання, що впливає на посадки (зазори або натяги). Це призводить до зміни сил затягнення, які необхідні для забезпечення герметичності та міцності з'єднання.

Також висока температура сприяє пластичній деформації поверхневих шарів різьби, особливо в місцях локального контакту, що може викликати утворення люфтів або послаблення з'єднання. Внаслідок теплової деградації зношуються поверхні різьбових елементів, що знижує їх зносостійкість та довговічність.

Для компенсації теплових впливів у відповідальних різьбових з'єднаннях застосовують розширені допуски та посадки з зазором, а також підсилені способи затягування болтів або гвинтів. Особливо це важливо для різьбових з'єднань з натягом, де забезпечення гарантованих величин крутних моментів вигвинчування є критичним.

При роботі з жароміцними й нержавіючими матеріалами діаметри отворів під різьбу збільшують, щоб врахувати теплові деформації та забезпечити якісне нарізання різьби, що впливає на довговічність з'єднання.

Встановлено, що температура впливає на геометрію, міцність, точність посадки та експлуатаційні характеристики різьбових з'єднань. Це вимагає врахування впливу температури при проектуванні, виготовленні та монтажі різьбових з'єднань..

Отже, доцільно дослідити вплив температури на напружено-деформований стан ЗРЗ з врахуванням дії навантаження розтягу та моменту згвинчування.

Для дослідження напружено-деформованого стану ЗРЗ NC50 побудовано його тривимірну модель (рис. 3.1) згідно [114].

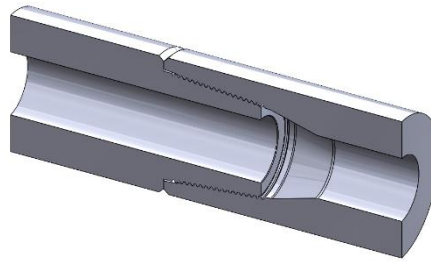


Рисунок 3.1 – Тривимірна модель замкового різьбового з'єднання

При дослідженні будуть враховані осьове навантаження та момент згвинчування, тому для пришвидшення розрахунку застосовано осесиметричну модель ЗРЗ.

Дослідження напружено-деформованого стану ЗРЗ виконано для наступних варіантів:

1 – при дії тільки моменту згвинчування та осьового навантаження на розтяг та дії температури (на ніпель - 20 0С, на муфту - 20 0С);

2 – при дії моменту згвинчування, осьового навантаження на розтяг та дії температури (на ніпель - 20 0С, на муфту - 100 0С);

3 – при дії моменту згвинчування, осьового навантаження на розтяг та дії температури (на ніпель - 100 0С, на муфту - 100 0С).

Для зручності розуміння отримуваних результатів імітаційного моделювання необхідно зазначити напрямки та початок відліку впадин різьб ніпеля та муфти (рис. 3.2).

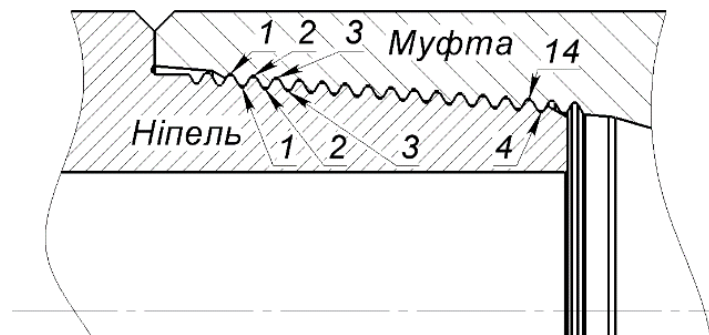
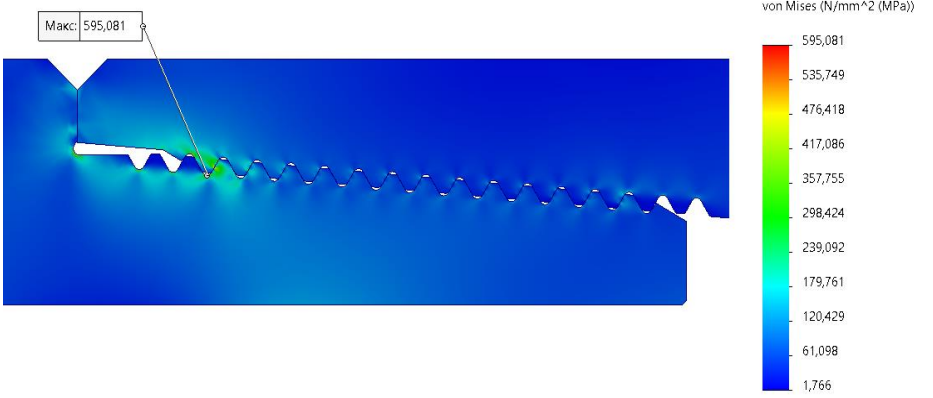
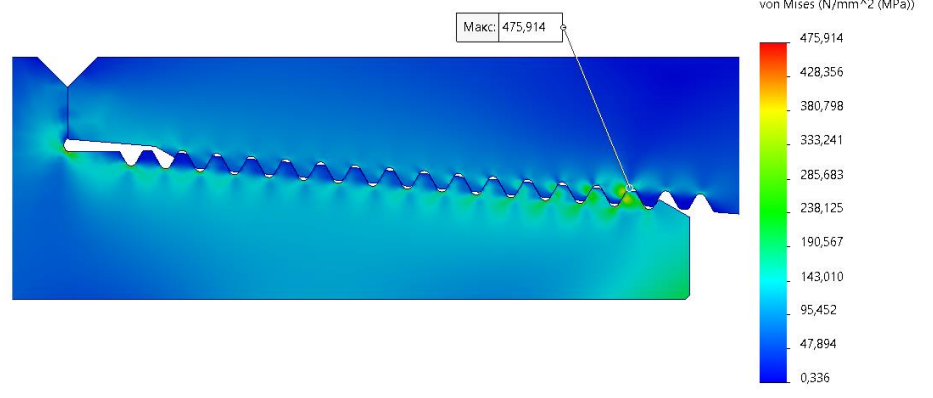


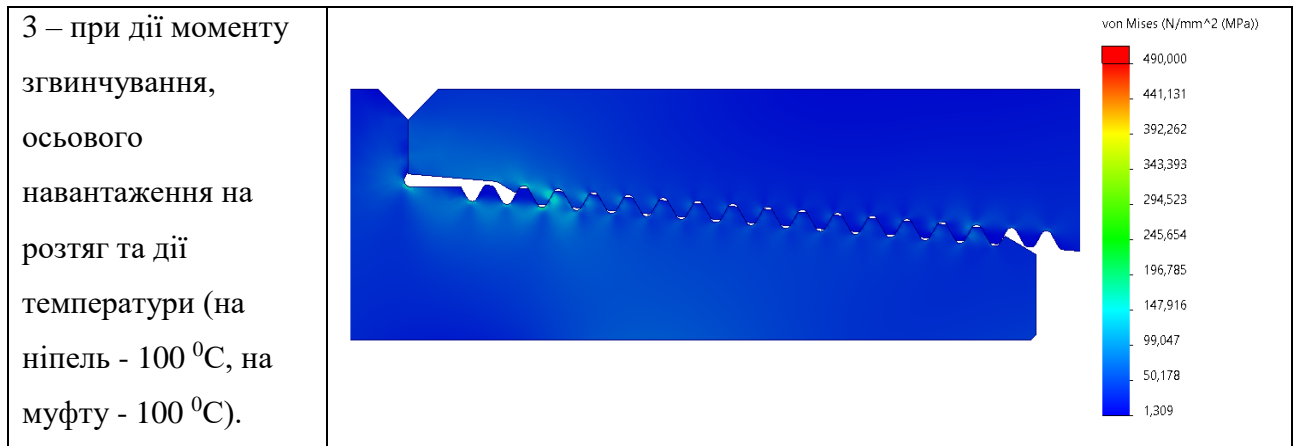
Рисунок 3.2 – Напрямки та початок відліку впадин різьб ніпеля та муфти

Граничними умовами під час моделювання прийнято: осьове навантаження 406000 Н, момент згвинчування як перекриття упорних торців ніпеля та муфти на певну величину (аналогічно як у праці [101]).

Результати імітаційного моделювання для кожного варіанту дослідження наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати імітаційного моделювання

Номер варіанту дослідження	Еквівалентні напруження за Мізесом
1 – при дії моменту згвинчування, осьового навантаження на розтяг та дії температури (на ніпель - 20 °С, на муфту - 20 °С);	 <p>von Mises (N/mm² (MPa))</p> <p>Макс: 595,081</p> <p>595,081 535,749 476,418 417,086 357,755 298,424 239,092 179,761 120,429 61,098 1,766</p>
2 – при дії моменту згвинчування, осьового навантаження на розтяг та дії температури (на ніпель - 20 °С, на муфту - 100 °С);	 <p>von Mises (N/mm² (MPa))</p> <p>Макс: 475,914</p> <p>475,914 428,356 380,798 333,241 285,683 238,125 190,567 143,010 95,452 47,894 0,336</p>



Для зручності аналізу отриманих результатів (табл. 3.1) розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля та муфти (згідно з рис. 3.2) для різних варіантів дослідження наведено на рисунку 3.3.

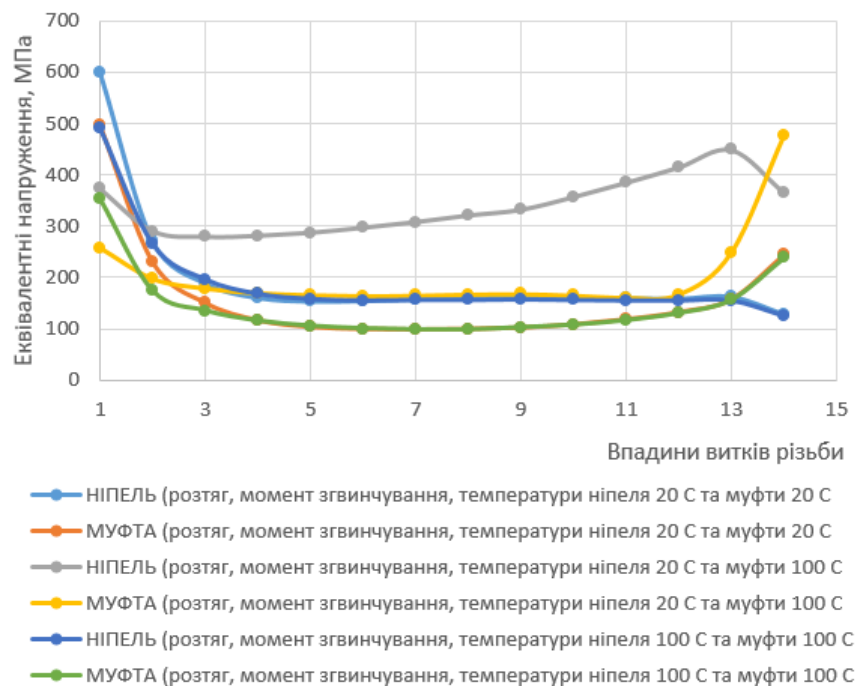


Рисунок 3.3 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля та муфти для різних варіантів дослідження

Виходячи з результатів імітаційного моделювання (рис. 3.2), зростання величин еквівалентних напружень по впадинах різьб як ніпеля так і муфти спостерігається при температурі ніпеля 20 °С і температурі муфти 100 °С порівняно із температурю ніпеля 20 °С і муфти 20 °С. Проте необхідно

зауважити, що при цьому максимальна величина напружень у ніпелі знижується з 600 МПа до 365 МПа. Зростання напружень у 13 витку різьби муфти з 129 МПа до 476 МПа може підтверджувати її відмови по цьому витку під час експлуатації.

В подальшому для встановлення точніших залежностей напружено-деформованого стану ЗРЗ при дії навантажень розтягу, моменту згвинчування та дії температур (ззовні та всередині з'єднання) необхідно провести моделювання теплообміну з врахуванням теплопередачі матеріалу ЗРЗ та, за необхідності, скоригувати момент згвинчування.

3.2 Напружено-деформований стан одноопорного замкового різьбового з'єднання бурильних труб при дії нерівномірно розподіленої температури

Дослідження впливу температури на напружено-деформований стан ЗРЗ з врахуванням дії моменту згвинчування.

Під час побудови тривимірної моделі ЗРЗ використано ТУ 26-12-775-90 [114] на замкові з'єднання для труби ОБТ НВ I із різьбою NC50 (рис. 3.4).

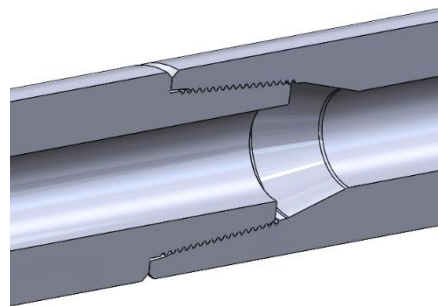


Рисунок 3.4 – Фрагмент моделі труби ОБТ НВ I із різьбою NC50

На рисунку 3.5 показано розрахункову схему для дослідження розподілу температур у ЗРЗ.

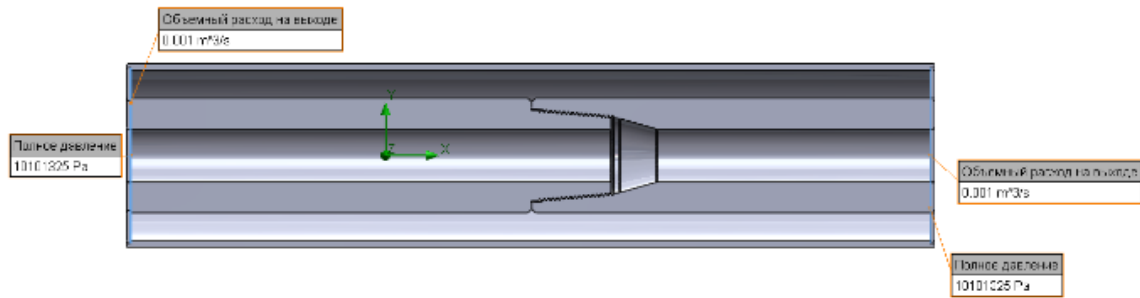


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема для дослідження розподілу температур у ЗРЗ

Граничними умовами прийнято температуру рідини всередині ЗРЗ рівною 20 °С, ззовні ЗРЗ – 100 °С. Витрата рідини становить 0,001 м³/с.

У результаті імітаційного моделювання отримано розподіл температури у трубі та ЗРЗ (рис. 3.6).

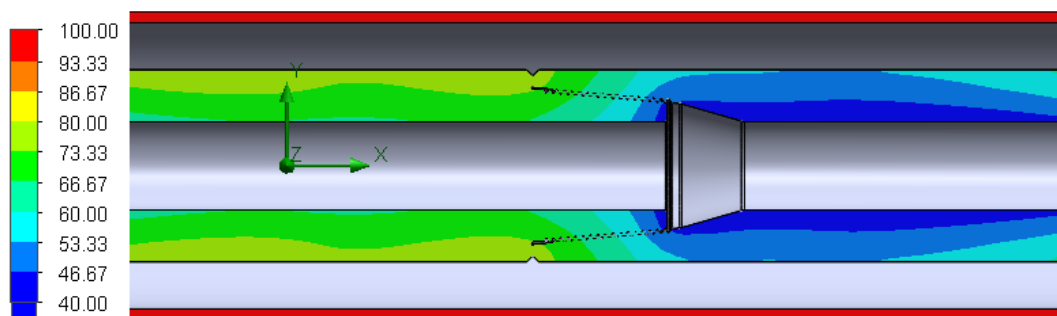
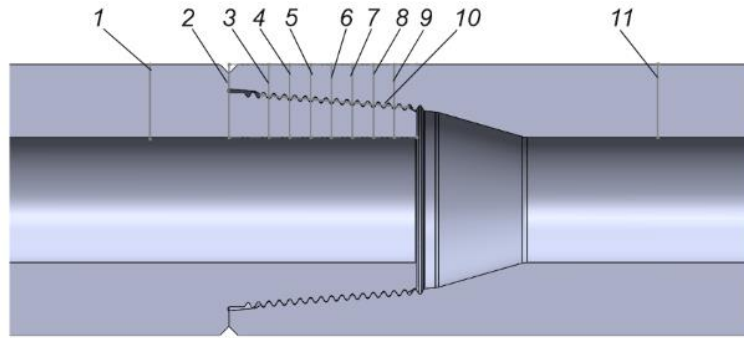


Рисунок 3.6 – Розподіл температури у трубі та ЗРЗ

Отже, згідно рисунку 3.6 розподіл температури у тілі труби та ЗРЗ є нерівномірним. Зниження температури у ЗРЗ відбувається із сторони упорного торця ніпеля до тіла муфти з 70 °С до 47 °С.

З метою побудови графічних залежностей розподілу температури у трубі та ЗРЗ на них виконано лінії (рис. 3.7).



1 – тіло труби; 2 – на торцях ніпеля та муфти; 3 – впадина першого витка ніпеля; 4 – впадина третього витка ніпеля; 5 – впадина п'ятого витка ніпеля; 6 – впадина сьомого витка ніпеля; 7 – впадина дев'ятого витка ніпеля; 8 – впадина одинадцятого витка ніпеля; 9 – впадина тринадцятого витка ніпеля; 10 – середній діаметр різьби; 11 – тіло муфти

Рисунок 3.7 – Лінії для побудови графічних залежностей

На рисунку 3.8 показано зміну температури по поздовжніх перерізах труби та ЗРЗ згідно рисунку 3.7, а на рисунку 3.9 – зміну температури по середньому діаметрі різьби ЗРЗ.

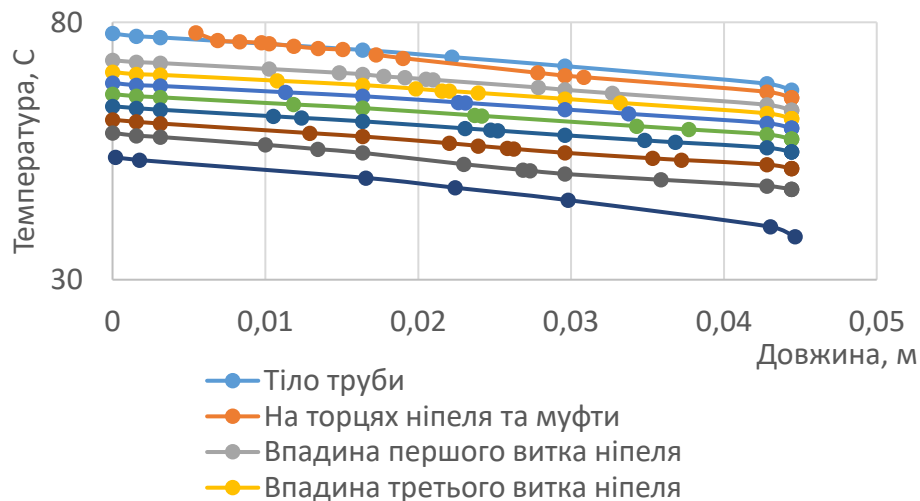


Рисунок 3.8 – Зміна температури по поздовжніх перерізах труби та ЗРЗ
(згідно рисунку 3.7)

Отже, виходячи з результатів поданих на рисунку 3.8, у поздовжніх перерізах труби та ЗРЗ спостерігається пропорційний спад температури із максимуму 75°C до 38°C .

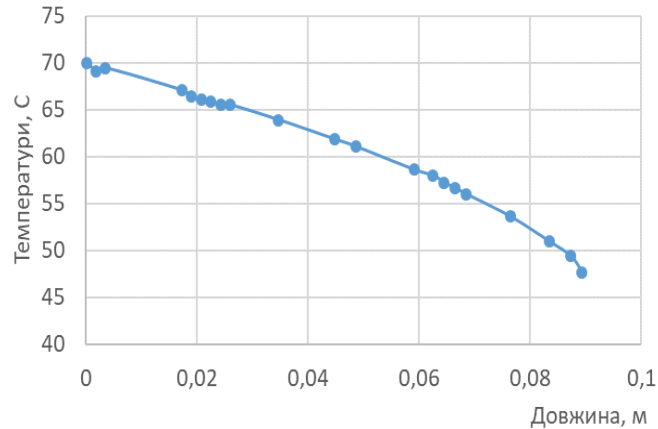


Рисунок 3.9 – Зміна температури по середньому діаметрі різьби ЗРЗ

Що стосується зміни температури ЗРЗ по середньому діаметру різьби, то вона спадає з 70°C до 45°C .

Розглянемо та порівняємо розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля при дії на ЗРЗ тільки моменту згвинчування та моменту згвинчування разом із температурою. Розподіл температури у трубі та ЗРЗ буде використаний як вхідне навантаження у модуль Simulation із модуля FlowSimulation.

Оскільки різьбове з'єднання побудоване не по гвинтовій лінії, а як проточки, то для імітації моменту згвинчування застосовано перекриття торців ніпеля та муфти на величину натягу $0,1\text{ мм}$ (аналогічно як у працях [101, 102]). Виходячи з того, що коефіцієнт запасу міцності для різьбових з'єднань становить $1,5$ і границя міцності для матеріалу з яких виготовляють труби (45XГМА) рівна 758 МПа , до такого з'єднання має прикладатися момент згвинчування, за якого напруження в ньому не перевищуватимуть 505 МПа . Під час моделювання враховується коефіцієнт тертя у всіх елементах різьби – $0,1$.

На рисунку 3.10 показано розподіл еквівалентних напружень у поздовжньому перерізі ЗРЗ (тільки від дії моменту згинчування).

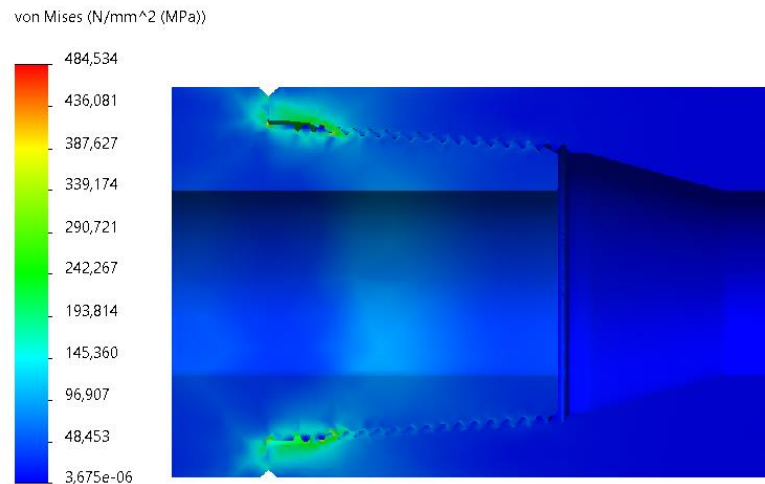


Рисунок 3.10 – Розподіл еквівалентних напружень у поздовжньому перерізі ЗРЗ (від дії моменту згинчування)

Для порівняння розподілу еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля при дії навантаження, а саме прикладання до ЗРЗ тільки моменту згинчування та моменту згинчування і температури побудовано графічні залежності, які наведені на рисунку 3.11.

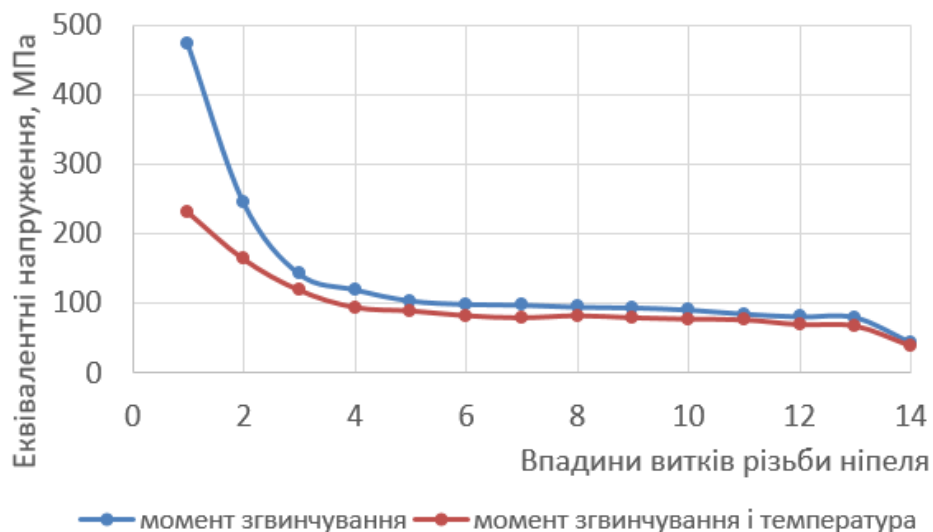


Рисунок 3.11 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля

Виходячи з отриманих результатів, спостерігається вплив температури на розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля, а саме зниження їх величини на 15-19%. Найбільше зниження еквівалентних напружень спостерігається у перших двох витках ніпеля.

Отримані результати підкреслюють необхідність врахування температурного впливу при оцінці міцності ЗРЗ.

3.3 Напружено-деформований стан двоопорного замкового різьбового з'єднання бурильних труб при дії нерівномірно розподіленої температури

Для дослідження побудовано тривимірну модель двоопорного ЗРЗ. Основні розміри ЗРЗ наведені в ТУ 26-12-775-90 [114] на замкові з'єднання для труби ОБТ НВ I із різьбою NC50 (рис. 3.12).

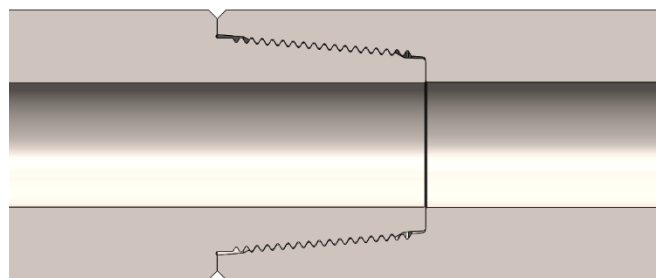


Рисунок 3.12 – Тривимірна модель двоопорного ЗРЗ

Розрахункову схему для дослідження розподілу температур у двоопорному ЗРЗ показано на рисунку 3.13.

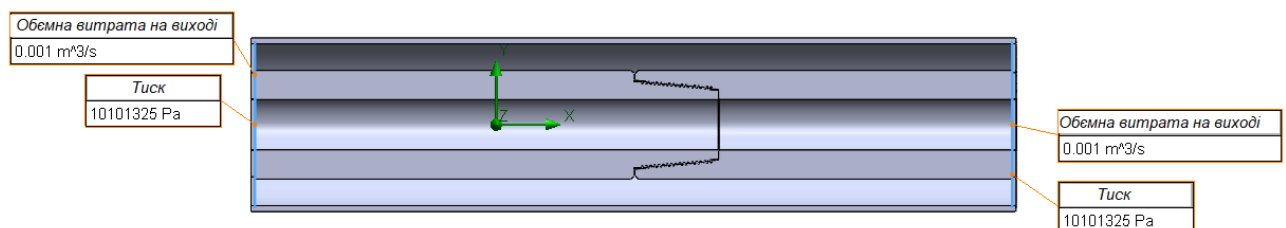


Рисунок 3.13 – Розрахункова схема

Граничними умовами прийнято: температура рідини всередині двоопорного ЗРЗ – 20°C, ззовні ЗРЗ – 100°C. Витрата рідини становить 0,001 м³/с.

Розподіл температури у трубі та двоопорному ЗРЗ показано на рисунку 3.14.

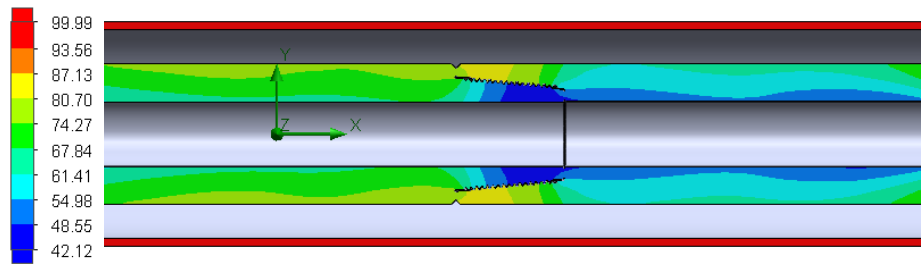
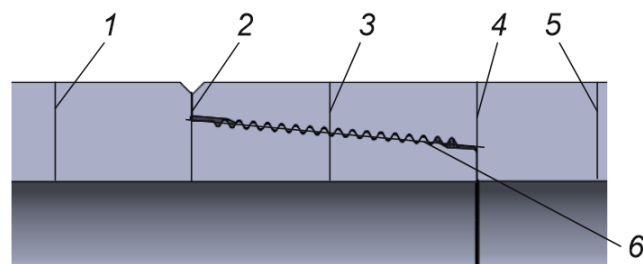


Рисунок 3.14 – Розподіл температури у тілі труби та двоопорному ЗРЗ

Отже, згідно рисунку 3.14, розподіл температури у тілі труби та ЗРЗ є нерівномірним. Зниження температури у ЗРЗ відбувається із сторони упорного торця ніпеля до тіла муфти з 82°C до 42°C.

З метою побудови графічних залежностей розподілу температури у трубі та ЗРЗ на них виконано лінії (рис. 3.15).



- 1 – тіло труби; 2 – зовнішня опора; 3 – впадина сьомого витка ніпеля;
4 – внутрішня опора; 5 – тіло муфти; 6 – середній діаметр різьби

Рисунок 3.15 – Лінії для побудови графічних залежностей

На рисунку 3.16 показано розподіл температури по поперечних перерізах труби та двоопорного ЗРЗ, а на рисунку 3.17 – зміну температури по середньому діаметрі різьби двоопорного ЗРЗ.

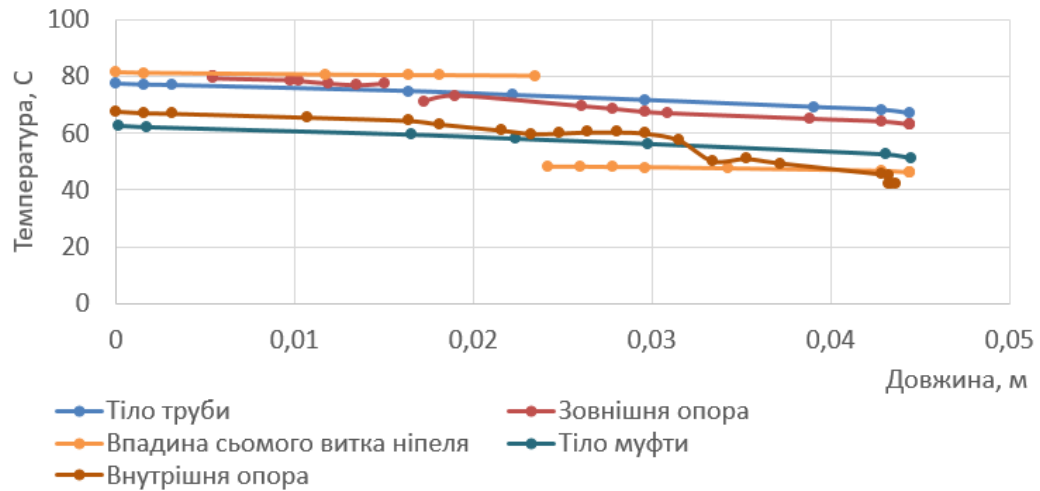


Рисунок 3.16 – Зміна температури по поперечних перерізах труби та двоопорного ЗРЗ

Отже, виходячи з результатів поданих на рисунку 3.16, у поперечних перерізах труби та двоопорного ЗРЗ спостерігається зниження температури із 82°C до 42°C.

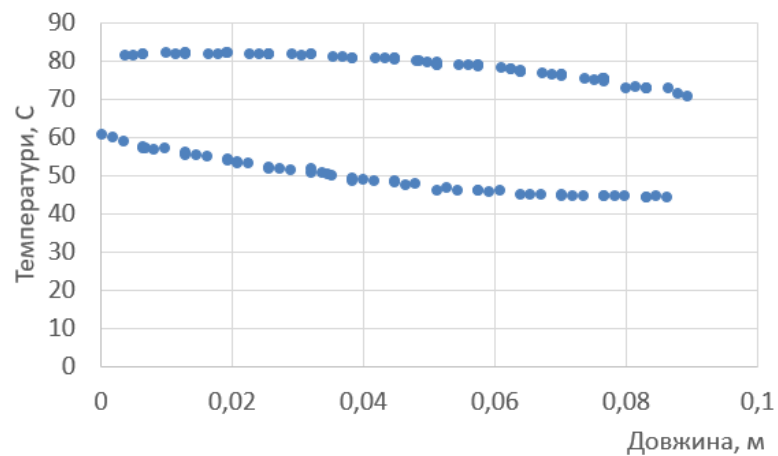


Рисунок 3.17 – Зміна температури по середньому діаметрі різьби ЗРЗ

Більш цікавою є зміна температури у двоопорному ЗРЗ по середньому діаметру різьби: вона спадає з 82°C до 57°C (рис. 3.17). Проте, у витках ніпеля ЗРЗ температура є нижчою від температури у муфта всередньому на 28%. Така відмінність між температурою у елементах двоопорного ЗРЗ призводить до різного розширення та відповідно впливає на напружено-деформований стан.

Розглянемо та порівняємо розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля при дії на двоопорне ЗРЗ тільки моменту згвинчування та дії моменту згвинчування сумісно із температурою. Результати дослідження нагрівання двоопорного ЗРЗ із модуля FlowSimulation експортовано як вхідне навантаження у модуль Simulation.

Оскільки різьбове з'єднання побудоване не по гвинтовій лінії, а як проточки, то для імітації моменту згвинчування застосовано перекриття торців ніпеля та муфти. При моделюванні враховано коефіцієнт тертя у всіх елементах різьби – 0,1.

На рисунку 3.18 показано розподіл еквівалентних напружень у поздовжньому перерізі двоопорного ЗРЗ при дії моменту згвинчування, а на рисунку 3.19 – при дії моменту згвинчування та температури.

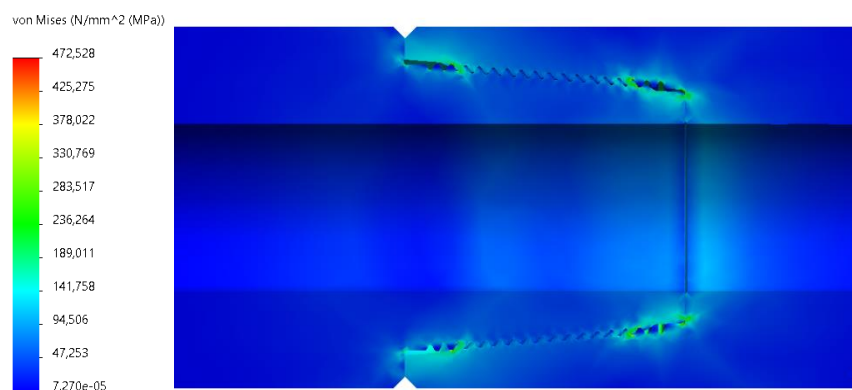


Рисунок 3.18 – Розподіл еквівалентних напружень у поздовжньому перерізі двоопорного ЗРЗ при дії моменту згвинчування

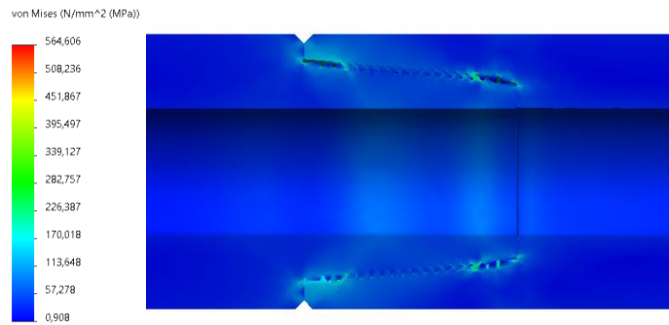


Рисунок 3.19 – Розподіл еквівалентних напружень у поздовжньому перерізі двоопорного ЗРЗ при дії моменту згвинчування та температури

З метою порівняння розподілу величин еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля при дії прикладених варіантів навантаження побудовано графічні залежності (рис. 3.20).

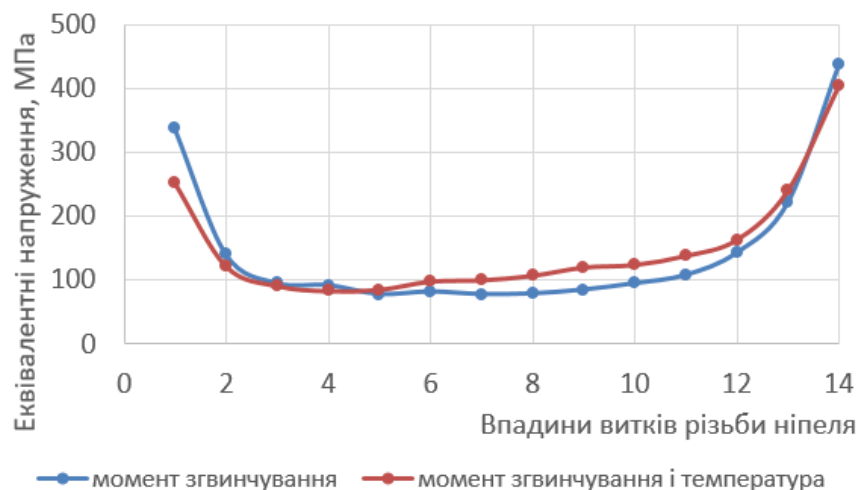


Рисунок 3.20 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля

Виходячи з отриманих результатів імітаційного моделювання, нагрівання двоопорного ЗРЗ впливає на розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля. Зниження напружень відбувається у 1-4 впадинах витків ніпеля, зростання у 5-13, та знову зниження у 14 впадині, порівняно із розподілом напружень при дії на двоопорне ЗРЗ тільки моменту згвинчування.

Зміна розподілу та величин еквівалентних напружень вплине на втомну міцність двоопорного ЗРЗ, визначення якої буде предметом подальших досліджень.

3.4 Аналіз результатів дослідження зміни напружено-деформованого стану двоопорного різьбового з'єднання від градієнту температур (зовні та всередині з'єднання)

Провівши серію імітаційних моделювань із врахуванням дії на різьбове з'єднання моменту згвинчування та різних температур (40/60, 20/60, 0/60, -20/60 та 20/100 °C) всередині та зовні, отримано графічні залежності, які показано на рисунку 3.21.

На рисунку 3.21 наведено результати чисельного моделювання розподілу еквівалентних напружень уздовж впадин витків різьби ніпеля (1–14 виток) за різних комбінацій температурних умов внутрішньої та зовнішньої поверхонь (-20/60, 0/60, 20/60, 20/100, 40/60 °C).

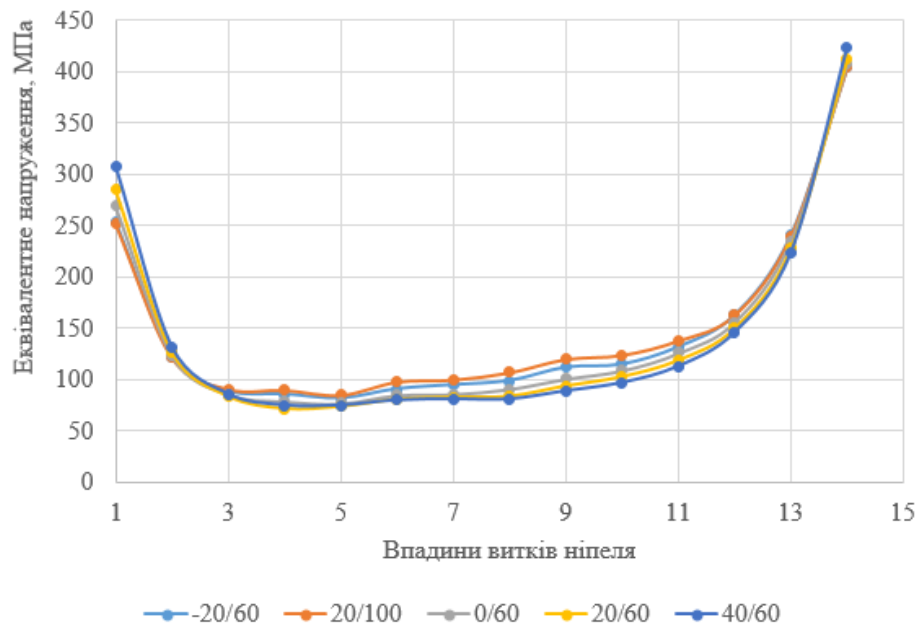


Рисунок 3.21 – Залежність зміни еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля

Аналіз отриманих залежностей показує, що для всіх розглянутих температурних режимів характер розподілу напружень є подібним і має виражену нелінійну U-подібну форму. При цьому максимальні значення еквівалентних напружень спостерігаються у крайових зонах різьбового з'єднання – на першому та останньому витках, тоді як у середній частині (орієнтовно 3–8 витки) фіксується зона мінімальних і відносно стабільних значень напружень.

Зокрема, встановлено, що на першому витку рівень напружень змінюється в межах приблизно 250–320 МПа залежно від температурного режиму, тоді як на останньому витку досягає 400–430 МПа, що вказує на наявність вираженої концентрації напружень у крайовій частині різьби. У середній зоні різьбового з'єднання значення еквівалентних напружень стабілізуються на рівні близько 80–120 МПа, що свідчить про більш рівномірний розподіл навантаження в цій області.

Порівняльний аналіз температурних режимів показує, що зміна співвідношення температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь суттєво впливає на рівень напруженого стану. Збільшення температурного градієнта (зокрема, режим $-20/60$ °С) призводить до підвищення пікових напружень на початкових витках, що пояснюється зростанням термічно індукованих деформацій. Натомість при більш рівномірних температурних умовах ($0/60$ та $20/60$ °С) спостерігається відносно згладжений характер розподілу напружень.

У випадку підвищення зовнішньої температури ($20/100$ °С) відзначається зростання рівня напружень у середній та кінцевій частинах різьбового з'єднання, що свідчить про зміну характеру навантаження та частковий перерозподіл зусиль уздовж довжини різьби. При цьому режим $40/60$ °С характеризується загальним підвищенням рівня еквівалентних напружень у всіх зонах з'єднання, що вказує на посилення термонапруженого стану матеріалу.

Отримані результати підтверджують наявність значної нерівномірності навантаження між витками різьби, при якій основна частка навантаження сприймається крайніми витками. Це зумовлює формування зон концентрації напружень, які є потенційно небезпечними з точки зору ініціювання пластичних деформацій та зародження тріщин. Врахування температурного впливу є важливим фактором при оцінці напружено-деформованого стану різьбових з'єднань, оскільки воно змінює характер розподілу напружень і повинно братися до уваги при інженерних розрахунках та проектуванні.

3.5 Аналіз результатів дослідження зміни напружено-деформованого стану різьбового з'єднання від градієнту температур (зовні та всередині з'єднання)

Провівши серію імітаційних моделювань із врахуванням дії на різьбове з'єднання моменту згвинчування та різних температур (40/60, 20/60, 0/60, -20/60 та 20/100 °C) всередині та зовні, отримано графічні залежності, які показано на рисунку 3.22.

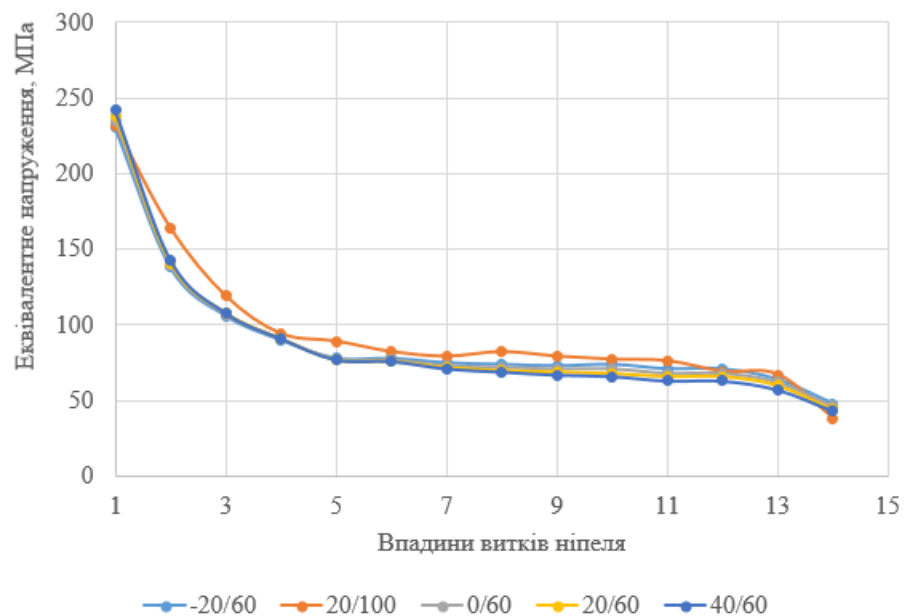


Рисунок 3.22 – Залежність зміни еквівалентних напружень по впадинах витків різьби

На рисунку 3.22 наведено розподіл еквівалентних напружень уздовж впадин витків різьби ніпеля (1–14 виток) для різних температурних режимів, заданих як комбінації температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь ($-20/60$, $0/60$, $20/60$, $20/100$, $40/60$ °C).

Аналіз отриманих залежностей показує, що характер розподілу напружень у даному випадку є **монотонно спадним** уздовж довжини різьбового з'єднання. Максимальні значення еквівалентних напружень спостерігаються на першому витку і становлять приблизно 230–250 МПа залежно від температурного режиму. Надалі, зі збільшенням номера витка, відбувається інтенсивне зниження напружень до рівня близько 90–110 МПа на 3–4 витках.

Починаючи з 5–6 витка, крива переходить у відносно пологому ділянку, де напруження змінюються незначно і перебувають у межах приблизно 65–85 МПа. У кінцевій частині різьбового з'єднання (12–14 витки) спостерігається подальше поступове зниження напружень до рівня 40–60 МПа. Таким чином, на відміну від попереднього випадку, підвищення напружень на останніх витках не фіксується.

Порівняльний аналіз різних температурних режимів свідчить, що температурний фактор впливає переважно на **рівень напружень**, зберігаючи при цьому загальний характер їх розподілу. Зокрема, режим $20/100$ °C характеризується дещо вищими значеннями напружень у середній частині різьби (приблизно на 5–10 МПа більше порівняно з іншими режимами), що може бути пов'язано з додатковими термічними деформаціями, зумовленими підвищеною зовнішньою температурою.

Режими з більшим температурним градієнтом (наприклад, $-20/60$ °C) демонструють підвищені напруження на початкових витках, що пояснюється нерівномірним тепловим розширенням матеріалу. Водночас при більш збалансованих температурних умовах ($0/60$ та $20/60$ °C) розподіл напружень є більш згладженим, а їх абсолютні значення – дещо нижчими.

Встановлено, що незалежно від температурного режиму основне навантаження сприймається першими 2–3 витками різьби, після чого інтенсивність напружень суттєво зменшується. Це свідчить про виражену нерівномірність розподілу навантаження уздовж різьбового з'єднання та визначає початкові витки як критичну зону з точки зору міцності.

Отримані результати підтверджують, що температурні умови експлуатації впливають на напружено-деформований стан різьбового з'єднання, однак не змінюють його якісного характеру. Зростання температурного градієнта призводить до підвищення рівня еквівалентних напружень, особливо у початковій частині різьби, що необхідно враховувати при оцінці міцності та довговічності конструкції.

Висновки до розділу 3

1. Встановлено напружено-деформований стан ЗРЗ [146-148]. Досліджено з три варіантами впливу температур: ніпель – 20 °С, муфта - 20 °С; ніпель - 20°С, муфта - 10 °С; ніпель - 100 °С, муфта - 100 °С. Виходячи з результатів імітаційного моделювання, спостерігається збільшення величин еквівалентних напружень у впадинах різьб як ніпеля, так і муфти за температури ніпеля 20 °С та муфти 100 °С у порівнянні з умовами, коли обидва елементи (ніпель та муфта) мають температуру 20 °С. Водночас необхідно відзначити, що максимальні напруження в ніпелі зменшуються з 600 до 365 МПа. Крім того, зростання напружень у різьбі муфти на 13-му витку - з 129 до 476 МПа може пояснювати відмови муфти саме в цій ділянці під час експлуатації. Ситуація з нагрівом ніпеля до 20 °С і муфти до 100°С характерна для бурильної колони, яка знаходиться ближче до устя, тож, враховуючи розтягуюче навантаження на з'єднання та момент його згвинчування, створює одні з найскладніших умов його експлуатації. Для точнішого визначення напружено-деформованого стану ЗРЗ при впливі розтягуючих навантажень, моменту згвинчування та температурних

факторів (зовнішніх і внутрішніх) необхідно провести додаткове моделювання теплообміну з урахуванням теплопередачі матеріалу з'єднання, а також за потреби внести корективи у формули розрахунку моменту згвинчування.

2. Встановлений розподіл температур у замковому різьбовому з'єднанні при температурі бурового розчину $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ всередині та $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ зовні дозволив візуалізувати температурний градієнт у тілі труби та ЗРЗ. Проведений аналіз напружено-деформованого стану ЗРЗ при дії моменту згвинчування з урахуванням фізичних характеристик матеріалу та коефіцієнта тертя між елементами з'єднання дозволив встановити розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ЗРЗ. Отриманий розподіл напружень добре узгоджується із відомими теоріями, та згідно нього найбільше навантаження сприймає декілька витків ніпеля, а на інших витках напруження залишаються майже однаковими. Визначено напружено-деформований стан ЗРЗ при дії на нього моменту згвинчування та температури, яка виходячи з попередніх досліджень розподіляється нерівномірно. Порівняння розподілу еквівалентних напружень при врахуванні градієнту температури та моменту згвинчування показало зниження їх величин на 15-19% порівняно із прикладанням до ЗРЗ тільки моменту згвинчування, що свідчить про суттєвий вплив температурного поля на напружений стан ЗРЗ. Зниження напружень спостерігається у перших двох витках ніпеля, що може позитивно вплинути на довговічність і втомну міцність з'єднання, проте може його знизити герметичність.

3. Досліджено розподіл температур у двоопорному замковому різьбовому з'єднанні при нагріванні його буровим розчином до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ всередині та $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ зовні. Встановлено напружено-деформований стану двоопорного ЗРЗ при дії моменту згвинчування. При цьому враховано характеристики матеріалу та коефіцієнт тертя між елементами ЗРЗ. Отриманий розподіл напружень по впадинах витків різьби ніпеля узгоджується із відомими теоріями та попередніми дослідженнями. Найбільш навантаженими є декілька витків ніпеля як із сторони зовнішньої опори, так і внутрішньої. Визначено напружено-деформований стан

двоопорного ЗРЗ при дії моменту згвинчування та температури. Порівняння розподілу еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля із урахуванням градієнта температури та моменту згвинчування показало як їх зменшення, так і збільшення порівняно з випадком, коли до двоопорного ЗРЗ прикладається лише момент згвинчування. Це свідчить про істотний вплив температури на напружений стан з'єднання. Зниження напружень відзначається у перших та останніх витках ніпеля, що може позитивно позначитися на довговічності та втомній міцності різьбового з'єднання, однак потенційно погіршити його герметичність.

РОЗДІЛ 4

ЗМІНИ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ І ТРІЩИНОСТІЙКОСТІ СТАЛЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УСКЛАДНЕНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

4.1. Характеристика умов експлуатації елементів бурильної колони

Елементи бурильної колони працюють у складних експлуатаційних умовах, за яких вони піддаються одночасній дії значних механічних навантажень, підвищених температур та робочого водневомісного середовища. Такий комплекс чинників призводить до накопичення дефектів у сталі, деградації матеріалу та зниження експлуатаційної надійності елементів бурильної колони [123 - 125].

Механічні властивості бурильних труб значною мірою залежать від температури експлуатації. Підвищені температури, характерні для глибоких пластів, впливають на міцність, пластичність та тріщиностійкість сталей, пришвидшуючи розвиток деформацій і підсилюючи вплив водню у металі. Це призводить до підвищеного ризику зародження і поширення втомних тріщин під час тривалих циклічних навантажень [123, 125].

Під впливом підвищених температур і робочих навантажень спостерігається зниження характеристик міцності та пластичності (межі міцності σ_B , умовної межі плинності $\sigma_{0,2}$, відносного видовження δ та відносного звуження ψ), а також тріщиностійкості. Такі зміни безпосередньо впливають на залишковий ресурс елементів бурильної колони та визначають умови безпечної експлуатації [123 - 125].

Отже, робота елементів бурильної колони у середовищі підвищених температур, механічних навантажень і водневомісного робочого середовища спричиняє комплексні зміни механічних властивостей і тріщиностійкості сталей.

Ці чинники необхідно враховувати при оцінці технічного стану труб та побудові моделей прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильної колони [123 – 125, 149].

4.2. Наводнювання сталей в ускладнених умовах експлуатації

Одним із ключових чинників деградації сталей елементів бурильної колони в ускладнених умовах експлуатації є їх наводнювання, яке відбувається внаслідок взаємодії металу з робочими середовищами під час буріння. Джерелами водню є бурові розчини, пластові води та корозійні процеси, що зумовлюють електрохімічне виділення водню на поверхні металу. За умов підвищених температур, значних механічних напружень і тривалого контакту з агресивними середовищами інтенсифікуються процеси дифузії водню в об'єм сталі та його накопичення в дефектних зонах мікроструктури [123, 126 -128].

Водень, проникаючи в метал, локалізується в областях з підвищеною енергією – на межах зерен, у дислокаційних скупченнях, мікропорах, включеннях та інших структурних неоднорідностях. Така локалізація призводить до зниження когезійної міцності матеріалу, ослаблення міжатомних зв'язків і формування умов для ініціювання мікропошкоджень. У результаті під дією зовнішніх навантажень полегшується зародження мікротріщин та їх подальше злиття у макроскопічні дефекти, що визначають характер руйнування матеріалу [128].

Водневе окрихчення є процесом деградації металу, зумовленим проникненням і накопиченням водню в його структурі, що призводить до зниження міжатомної взаємодії та зміни механізмів деформації і руйнування. У результаті цього зменшуються пластичність і в'язкість руйнування матеріалу (зокрема показники δ та ψ), знижується опір пластичній деформації та зменшується здатність матеріалу до енергоємного руйнування. Одночасно з цим знижуються параметри тріщиностійкості, зокрема коефіцієнт інтенсивності

напружень і J -інтеграл, що характеризують опір матеріалу поширенню тріщин. Водень сприяє локалізації пластичної деформації та ініціюванню мікротріщин, що призводить до переходу від в'язкого до крихкого або квазікрихкого механізму руйнування [127, 129-131].

Особливістю наводнювання сталей у реальних умовах експлуатації є його розвиток за умов поєднаної дії циклічних навантажень, підвищених температур і робочого середовища. Це сприяє не лише інтенсифікації накопичення водню, а й зміні кінетики росту тріщин, зокрема збільшенню швидкості їх поширення. Найчутливішими до наводнювання є високоміцні сталі із загартовано-відпущеною структурою, у яких водень ефективніше концентрується в дефектних зонах мікроструктури [126, 129, 131, 132].

Для кількісної оцінки ступеня наводнювання сталей визначали концентрацію водню у металі в стані поставки та після тривалої експлуатації. Порівняння цих значень дозволяє оцінити інтенсивність деградаційних процесів і встановити зв'язок між накопиченням водню та зміною механічних властивостей матеріалу. Отримані значення наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Концентрація водню C_H у сталях елементів бурильної колони групи міцності „Л”

Елемент бурильної колони	Матеріал, стан та структура	Стан матеріалу	Концентрація водню C_H , ppm (середнє значення \pm похибка)
Бурильна труба ($\varnothing 73 \times 9$ мм)	Сталь 36Г2С, ферито-перлітна структура	Стан поставки	$1,0 \pm 0,1$
		Після тривалої експлуатації	$4,3 \pm 0,4$
Елементи замкового різьбового з'єднання ($\varnothing 108 \times 72$ мм) М	Сталь 30ХГСА, відпущений	Стан поставки	$0,8 \pm 0,1$
		Після тривалої експлуатації	$5,2 \pm 0,5$

(Ø72×55 мм) Н	мартенсит (сорбіт відпуску)	$t_M=18$ мм	
Елементи замкового різьбового з'єднання (Ø162×110 мм) М (Ø110×70 мм) Н	Сталь 45ХГМА, відпущений мартенсит (сорбіт відпуску)	Стан поставки	$0,7 \pm 0,1$
		Після тривалої експлуатації	$5,8 \pm 0,6$

Для визначення об'ємної концентрації водню C_H у сталях елементів бурильної колони використано аналізатор дифузійно-рухомого і залишкового водню LECO DH603. Результати вимірювань отримано як середнє значення п'яти незалежних визначень для кожного типу зразків із наведенням середньоквадратичної похибки вимірювання. Усі зразки мали близьку масу та однакову геометрію, а також проходили ідентичну підготовку перед випробуванням (знежирення та просушування), що забезпечувало мінімізацію систематичних похибок, пов'язаних із впливом поверхневих забруднень і нестабільністю умов вимірювання (див. розділ 2, підрозділ 2.3).

Отримані результати (див. табл. 4.1) свідчать про суттєве зростання концентрації водню C_H після тривалої експлуатації елементів бурильної колони. Для всіх досліджених сталей характерне підвищення концентрації водню C_H у 4–7 разів порівняно зі станом поставки, що узгоджується з літературними даними щодо інтенсифікації наводнювання в умовах дії підвищених температур і робочих навантажень [123, 126, 131].

Аналіз похибок вимірювання показує, що відносна невизначеність результатів не перевищує 8–10%, що є характерним для методів визначення дифузійно-рухомого та залишкового водню і підтверджує достовірність отриманих експериментальних даних. Збільшення абсолютної похибки для зразків після експлуатації пов'язане з вищим рівнем вмісту водню та його неоднорідним розподілом у структурі матеріалу.

Найбільші значення концентрації водню C_H зафіксовано для сталей 30ХГСА та 45ХГМА, що мають загартовано-відпущену структуру, яка характеризується підвищеною здатністю до локалізації водню в дефектних зонах [129, 130]. Для сталі 36Г2С із ферито-перлітною структурою рівень наводнювання є нижчим, однак його зростання також є суттєвим і впливає на зміну механічних властивостей матеріалу [128].

Збільшення концентрації водню C_H призводить до зниження пластичності та тріщиностійкості сталей, що проявляється у зменшенні здатності матеріалу до пластичної деформації та опору поширенню тріщин. При цьому навіть відносно невелике зростання концентрації водню C_H може викликати непропорційно значне зниження характеристик тріщиностійкості через локалізацію деформації та ініціювання мікротріщин, що узгоджується з сучасними уявленнями про механізми водневого окрихчення [127, 130, 132].

Таким чином, об'ємна концентрація водню C_H у сталях елементів бурильної колони відображає реальні експлуатаційні умови та є одним із ключових показників деградації матеріалу. Цей параметр повинен обов'язково враховуватися при оцінці технічного стану елементів та прогнозуванні їх залишкового ресурсу, що підтверджується даними сучасних досліджень [126, 131, 132].

4.3. Механічні властивості сталей тривало експлуатованих елементів бурильної труби

Досліджували зразки сталей тривало експлуатованих елементів бурильної труби, зокрема:

- бурильні труби із зовнішнім діаметром 73 мм та товщиною стінки 9 мм зі сталі 36Г2С (табл. 4.2), що перебували в гарячекатаному стані, із ферито-перлітною структурою;

- елементи замкового різьбового з'єднання (ніпель і муфта) зі сталей 30ХГСА (табл. 4.3) та 45ХГМА (табл. 4.4) після гартування і високого відпуску, структура – відпущений мартенсит із сорбітом відпуску.

Зразки були вирізані після тривалої експлуатації, що дозволяє комплексно оцінити зміни механічних властивостей сталей під дією тривалого навантаження, температурних коливань та впливу робочих середовищ.

Механічні характеристики визначали шляхом одноосьового розтягування відповідно до вимог ДСТУ ISO 6892–1:2019 [117] (за кімнатної температури) та ДСТУ EN 10002–5:2006 [118] (за підвищених температур). Для оцінки впливу підвищеної температури на властивості металу проведено додаткові випробування при температурі 70°C.

Експериментальні результати представлені як усереднені значення п'яти випробуваних зразків для кожного типу матеріалу та умов випробувань, що забезпечує репрезентативність та відтворюваність результатів. Отримані дані узгоджуються з сучасними літературними даними щодо поведінки трубних сталей і сталей елементів замкових різьбових з'єднань під впливом тривалого навантаження, температури та робочого середовища [133 - 137].

Таблиця 4.2 – Механічні характеристики металу буриньних труб зі сталі 36Г2С

№ з/п	Умови випробувань / джерело	σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	ψ , %
1	Сертифікат виробника	865	640	22,5	37,5
2	Після тривалої експлуатації	848	632	21,0	37,0
3	Після тривалої експлуатації, при $T = 70^\circ\text{C}$	815	610	20,5	36,5

Таблиця 4.3 – Механічні характеристики елементів замкового різьбового з'єднання зі сталі 30ХГСА

№ з/п	Умови випробувань / джерело	σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	ψ , %
1	Сертифікат виробника	771,0	672,0	25,0	42,0
2	Після тривалої експлуатації	750,0	661,0	23,0	41,0
3	Після тривалої експлуатації, при $T = 70^\circ\text{C}$	719,0	634,0	22,5	40,5

Таблиця 4.4 – Механічні характеристики елементів замкового різьбового з'єднання зі сталі 45ХГМА

№ з/п	Умови випробувань / джерело	σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	ψ , %
1	Сертифікат виробника	758,0	640	14,0	45,0
2	Після тривалої експлуатації	720	610	13,0	44,0
3	Після тривалої експлуатації, при $T = 70^\circ\text{C}$	683	580	12,5	43,5

Загалом, після тривалої експлуатації спостерігається незначне зниження межі міцності та межі текучості для всіх досліджених сталей. Це явище свідчить про поступове накопичення деформаційних і структурних змін у матеріалі під впливом тривалих механічних навантажень та робочого середовища, що узгоджується з результатами інших досліджень [135, 137].

Випробування зразків при температурі 70°C показали помірне зниження σ_B і σ_T на 2–4%, що узгоджується з [136] про вплив підвищеної температури на міцність сталей. Незважаючи на це, відносне подовження δ та відносне звуження ψ залишаються практично незмінними, демонструючи збереження здатності матеріалу до пластичної деформації навіть після тривалої експлуатації, що узгоджується з [133].

Порівняльний аналіз механічних характеристик показує, що сталь 36Г2С з бурильних труб має найвищу стабільність, тоді як сталь 45ХГМА демонструє найбільше зниження міцності та пластичності під впливом підвищеної температури. Сталь 30ХГСА зберігає проміжну стабільність, що кореспондує з [134].

4.4. Ударна в'язкість сталей тривало експлуатованих елементів бурильної труби

Досліджували зразки сталей тривало експлуатованих елементів бурильної труби, зокрема:

- бурильні труби із зовнішнім діаметром 73 мм та товщиною стінки 9 мм зі сталі 36Г2С (табл. 4.5), що перебували в гарячекатаному стані, із ферито-перлітною структурою;
- елементи замкового різьбового з'єднання (ніпель і муфта) зі сталей 30ХГСА (табл. 4.6) та 45ХГМА (табл. 4.7) після гартування і високого відпуску, структура – відпущений мартенсит із сорбітом відпуску.

Зразки вирізали після тривалої експлуатації, що дозволяє оцінити зміни здатності матеріалу поглинати ударну енергію під впливом тривалого навантаження, температурних коливань та агресивного робочого середовища.

Випробування проводили на маятниковому копрі за стандартом ДСТУ ISO 148–1:2022 [119] із використанням стандартних зразків з V-подібним вирізом. Для оцінки температурного впливу визначали ударну в'язкість при кімнатній температурі (20°C) та підвищеній температурі (70°C).

Таблиця 4.5 – Ударна в'язкість металу бурильних труб зі сталі 36Г2С

№ з/п	Умови випробувань / джерело	KCV, Дж/см ²
1	Сертифікат виробника	92,0
2	Після тривалої експлуатації	83,0
3	Після тривалої експлуатації, при $T = 70^{\circ}\text{C}$	72,0

Таблиця 4.6 – Ударна в'язкість елементів замкового різьбового з'єднання зі сталі 30ХГСА

№ з/п	Умови випробувань / джерело	<i>KCV</i> , Дж/см ²
1	Сертифікат виробника	105
2	Після тривалої експлуатації	98
3	Після тривалої експлуатації, при $T = 70^{\circ}\text{C}$	94

Таблиця 4.7 – Ударна в'язкість елементів замкового різьбового з'єднання зі сталі 45ХГМА

№ з/п	Умови випробувань / джерело	<i>KCV</i> , Дж/см ²
1	Сертифікат виробника	95
2	Після тривалої експлуатації	88
3	Після тривалої експлуатації, при $T = 70^{\circ}\text{C}$	82

Експериментальні дані показують, що після тривалої експлуатації всі досліджувані сталі демонструють зниження ударної в'язкості, яке є найбільш помітним у сталі 45ХГМА, особливо за підвищеної температури. Сталь 30ХГСА зберігає найвищу ударну в'язкість, тоді як сталь 45ХГМА демонструє проміжну стабільність. Зниження *KCV* при підвищенні температури підтверджує помірний термічний вплив на здатність сталі поглинати ударну енергію, що узгоджується з сучасними дослідженнями щодо впливу експлуатації та водневого середовища на сталі бурильних труб та елементи замкових різьбових з'єднань [133-137].

4.5. Тріщиностійкість сталей бурильної колони та замкового різьбового з'єднання

4.5.1. Тріщиностійкість сталі тіла труби бурильної колони

Оскільки метал бурильних труб зазвичай перебуває у в'язкопластичному стані, то для визначення умов, за яких можливе їх спонтанне руйнування, тобто їх тріщиностійкість, необхідно оцінювати за J -інтегралом. При цьому використовували методику, описану у підрозділі 2.4.4 (див. розділ 2), яка представлена у стандарті [120]. Для дослідження використовували балкові зразки заданих розмірів $t \times b \times L^* = 8 \times 10 \times 60$ мм із наперед ініційованою втомною тріщиною до розмірів $l = (0,45 \dots 0,55)t$ обумовлених стандартом [120] (див. розділ 2, підрозділ 2.4.3).

Випробовували по п'ять однакових зразків (сталь 36Г2С, табл. 4.1), виготовлених із бурильної труби, в однакових умовах дослідження згідно зі схемою (див. розділ 2, рис. 2.7). При цьому довжини початкових втомних тріщин, які виміряні на бічних поверхнях зразків, не відрізнялися більш ніж на 3–4%. Кожен наступний зразок (1–4) навантажували до наперед вибраного значення прогину f_i , яке дещо менше f_C . Потім зразок руйнували, фіксуючи статичний приріст тріщини Δl і доламували. Крім того, приріст тріщини визначали методом податливості [138,139].

Перший зразок виготовлений зі сталі 36Г2С навантажили до початку спаду навантаження (f_C) на діаграмі “ $P - f$ ”, тобто до точки F (рис. 4.1).

Кожен із наступних зразків навантажували послідовно до меншої величини прогину f_i (згідно рис. 3.1), як показано на рис. 4.6, $a-z$, а потім зразки розвантажували. Фіксацію статичного підростання тріщини для досліджуваної сталі здійснювали шляхом повторного циклічного навантаження зразків (як показано на рис. 2.9, див. розділ 2, підрозділ 2.4.3).

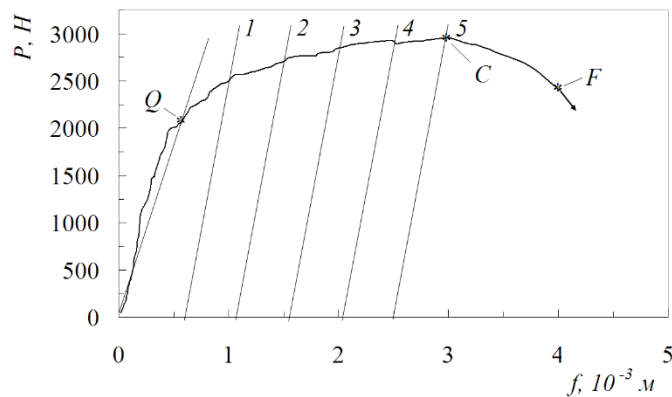


Рисунок 4.1 – Навантаження п'ятого зразка та схема навантаження-розвантаження зразків (перетини 1–4), вирізаних із тіла труби бурильної колони (сталь 36Г2С)

У нашому випадку в процесі випробувань та у результаті вимірювань Δl статичне підростання тріщини $\Delta l \leq 0,3$ мм при товщині зразків 8 мм, тому (див. розділ 2, підрозділ 2.4.4), для обчислення J_C (див. розділ 2, рівняння 2.13) по діаграмі “ $P-f$ ” виділяли пластичну частину і обчислюють роботу A_p , яка відповідає пластичній частині під діаграмою, обмеженою точкою розвантаження (див. рис. 3.6, $a-e$) і обчислювали згідно рівняння 2.4 (див. розділ 2), а величину коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Qi} згідно рівнянням 2.5 (див. розділ 2).

Методичні особливості визначення критичного значення J_C -інтеграла, обчислення роботи A_p , яка відповідала пластичній частині під діаграмою, обмеженою точкою розвантаження, та коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Qi} більш детально описані у підрозділі 2.4.4 (див. розділ 2).

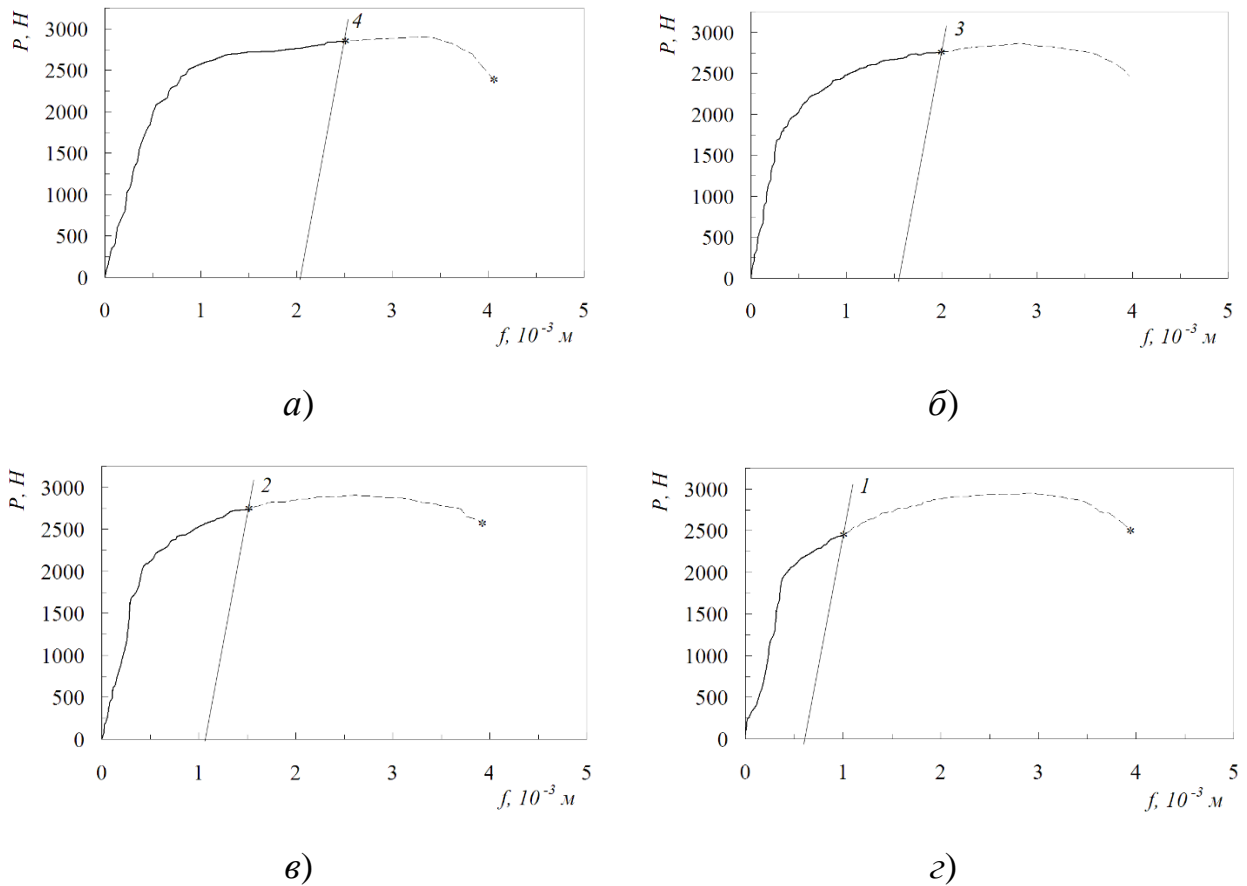


Рисунок 4.2 – Навантаження та розвантаження зразків (1–4), вирізаних із тіла труби бурильної колони (сталь 36Г2С)

Значення J_{Ci} визначали для кожного зразка (1–5). При цьому будували криву “ $J_{Ci} - \Delta l$ ” і наносили розрахункові прямі ON_i (рис. 4.3), які обчислювали

за формулою $J_i = \frac{\sigma_{0,2i} + \sigma_{Bi}}{\Delta a_i}$ – при $t \leq 30$ мм.

Через одержані точки які розміщені у зонах між прямими $O_1N_1-O_2N_2$ та $O_3N_3-O_4N_4$ проводили пряму MM (рис. 4.3). Проекція точки перетину прямої MM з прямою ON на вісь ординат буде відповідати критичній тріщиностійкості тобто значенню J_c -інтеграла для сталі із тіла труби бурильної колони (сталь 36Г2С).

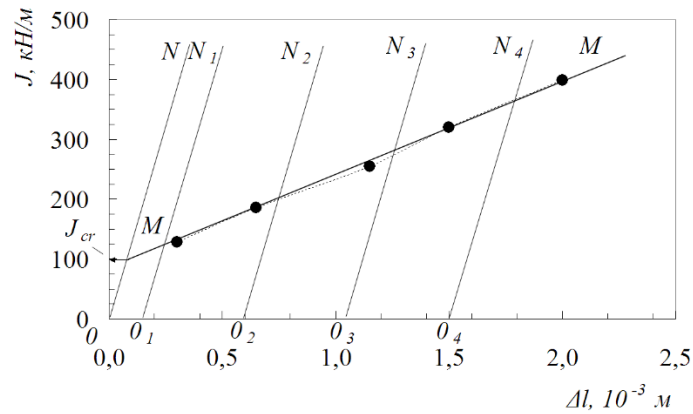


Рисунок 4.3 – Визначення критичної тріщиностійкості J_c сталі труби бурильної колони (сталь 36Г2С)

Аналіз результатів експериментального визначення критичної тріщиностійкості J_c сталі 36Г2С представлених графічно на рис. 3.3 дозволяє встановити, що для досліджуваного фрагмента бурильної труби $J_c = 99,5$ кН/м.

4.5.2. Тріщиностійкість сталі ніпеля замкового різьбового з'єднання НС 26 бурильної колони

Визначення тріщиностійкості сталі ніпеля замкового різьбового з'єднання бурильної колони здійснили згідно з методикою [120], описаною у підрозділі 4.5.1.

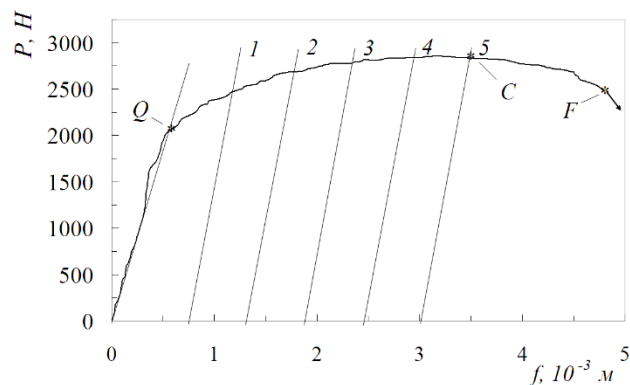


Рисунок 4.4 – Навантаження п'ятого зразка та схема навантаження-розвантаження зразків (перетини 1–4) вирізаних біля зони руйнування ніпеля замкового різьбового з'єднання бурильної колони (сталь 30ХГСА)

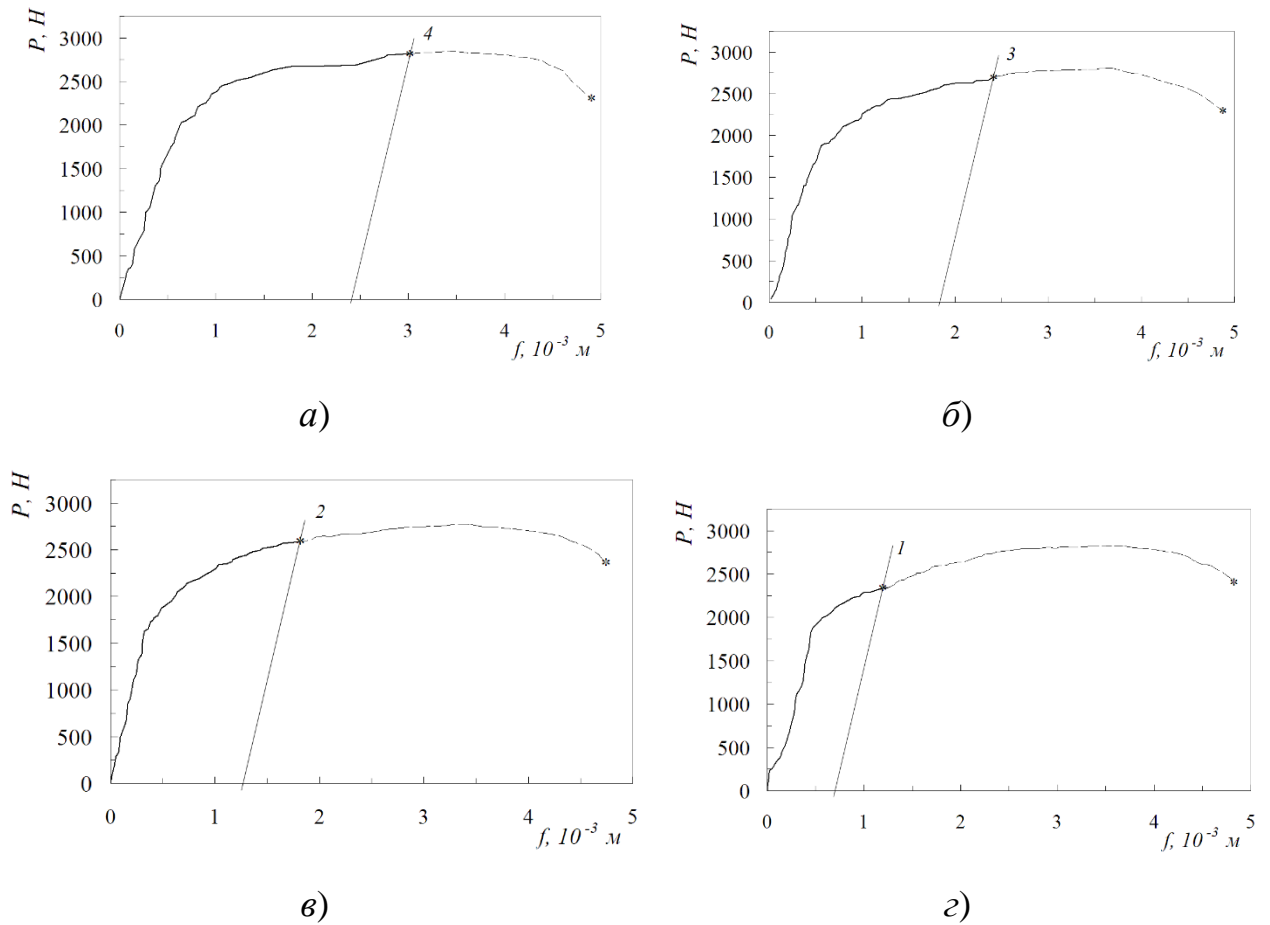


Рисунок 4.5 – Навантаження та розвантаження зразків (1–4), вирізаних біля зони руйнування ніпеля замкового різьбового з'єднання бурильної колони (сталь 30ХГСА)

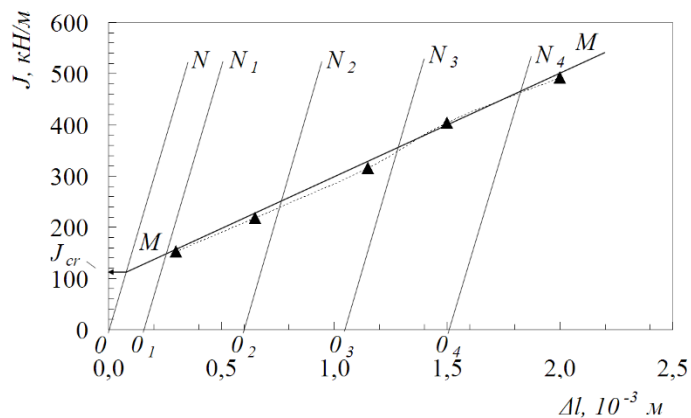


Рисунок 4.6 – Визначення критичної тріщиностійкості сталі 30ХГСА в околі руйнування ніпеля замкового різьбового з'єднання бурильної колони

Через одержані точки, які розміщені у зонах між прямими $0_1N_1-0_2N_2$ та $0_3N_3-0_4N_4$ провели пряму MM (рис. 4.6). Проекція точки перетину прямої MM з прямою ON на вісь ординат буде відповідати критичній тріщиностійкості, тобто значенню J_c -інтеграла сталі 30ХГСА в околі руйнування ніпеля замкового різьбового з'єднання бурильної колони.

Аналіз результатів експериментального визначення критичної тріщиностійкості J_c сталі 30ХГСА представлених графічно на рис. 3.6 дозволяє встановити, що для досліджуваного елемента ніпеля замкового різьбового з'єднання бурильної колони $J_c = 110,5$ кН/м.

4.5.3. Тріщиностійкість сталі муфти замкового різьбового з'єднання НС 26 бурильної колони

Визначення тріщиностійкості сталі 30ХГСА муфти замкового різьбового з'єднання бурильної колони здійснили згідно з методикою [120], описаною у підрозділі 4.5.1.

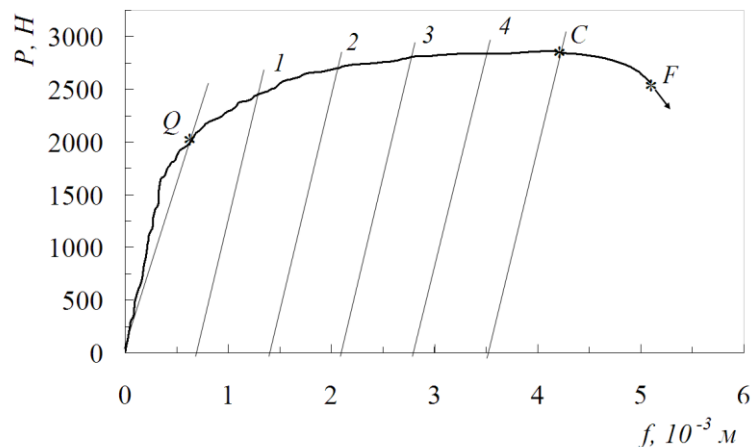


Рисунок 4.7 – Навантаження п'ятого зразка та схема навантаження-розвантаження зразків (1–4), вирізаних із муфти замкового різьбового з'єднання бурильної колони (сталь 30ХГСА)

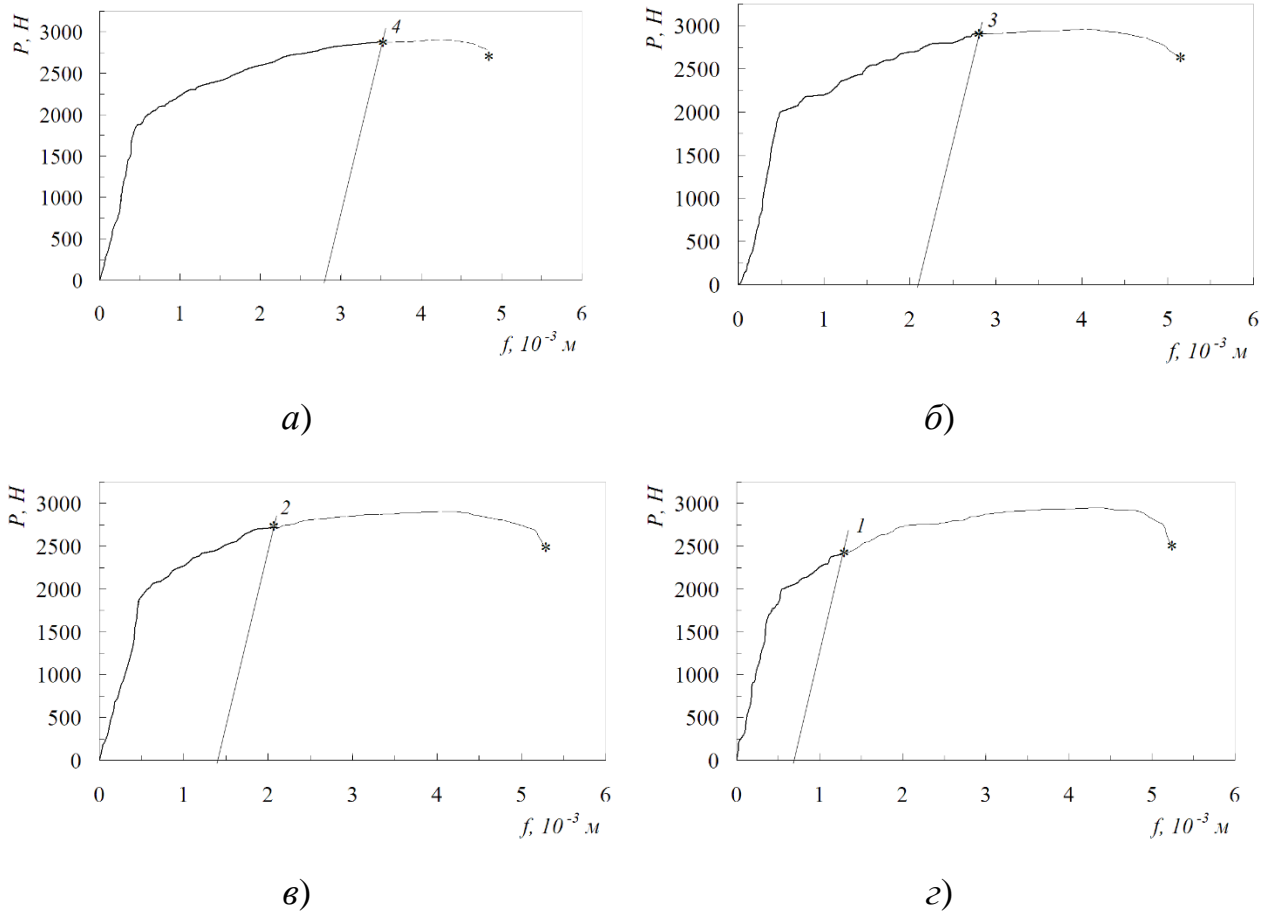


Рисунок 4.8 – Навантаження та розвантаження зразків (1–4), вирізаних із муфти замкового різьбового з'єднання бурильної колони (сталь 30ХГСА)

Через одержані точки, які розміщені у зонах між прямими $0_1N_1-0_2N_2$ та $0_3N_3-0_4N_4$ провели пряму MM (рис. 4.8). Проекція точки перетину прямої MM з прямою ON на вісь ординат буде відповідати критичній тріщиностійкості, тобто значенню J_c -інтеграла для сталі 30ХГСА муфти тривало експлуатованої бурильної труби.

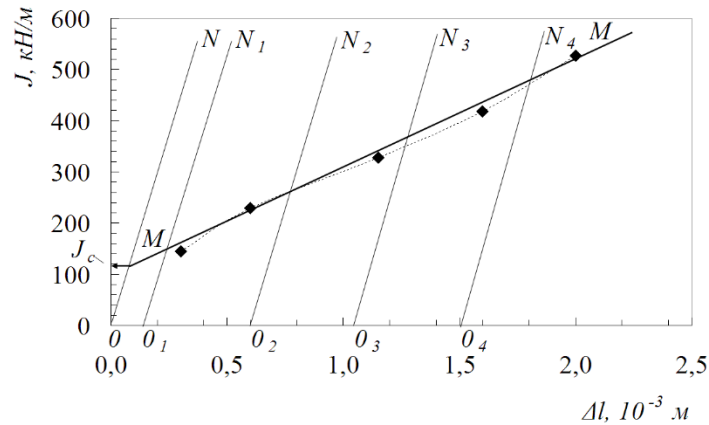


Рисунок 4.9 – Визначення критичної тріщиноустійкості сталі 30ХГСА муфти замкового різьбового з'єднання бурильної колони

Аналіз результатів експериментального визначення критичної тріщиноустійкості J_c сталі 30ХГСА представлених графічно на рис. 3.9 дозволяє встановити, що для досліджуваного елемента муфти замкового різьбового з'єднання бурильної колони $J_c = 118,4$ кН/м.

4.6. Узагальнення впливу експлуатаційних чинників на механічні властивості та тріщиноустійкість сталей елементів бурильної колони

Узагальнення результатів експериментальних досліджень, наведених у підрозділах 4.1–4.5, дозволяє встановити закономірності зміни механічних властивостей, ударної в'язкості та тріщиноустійкості сталей елементів бурильної колони в умовах тривалої експлуатації.

З метою комплексного аналізу у табл. 4.8 наведено узагальнені значення основних характеристик досліджуваних матеріалів.

Таблиця 4.8 – Узагальнені механічні характеристики, ударна в'язкість та параметри тріщиностійкості сталей експлуатованих елементів бурильної колони

№ з/п	Сталь	Фрагмент БТ	Температура, °С	P_Q , Н	K_Q , МПа $\sqrt{м}$	J_C , кН/м
1	36Г2С	Тіло труби бурильної колони	20	2100	120,8	99,5
2	30ХГСА	Ніпель замкового різьбового з'єднання бурильної колони	20	2030	109,0	110,5
3	30ХГСА	Муфта замкового різьбового з'єднання бурильної колони	20	2050	100,0	118,4

Аналіз отриманого масиву експериментальних даних дозволяє встановити, що зміна величини ударної в'язкості металу досліджуваних фрагментів замкового з'єднання (ЗЗ) (30ХГСА) та бурильної труби (36Г2С) у досліджуваному діапазоні температур:

$$\text{при температурі } 20^{\circ}\text{C} - \Delta KCV_{\text{БТ}}^{33} = \frac{\Delta KCV^{33} - \Delta KCV^{\text{БТ}}}{\Delta KCV^{33}} = \frac{98 - 83}{98} \cdot 100\% = 15,3\% ,$$

$$\text{при температурі } 70^{\circ}\text{C} - \Delta KCV_{\text{БТ}}^{33} = \frac{\Delta KCV^{33} - \Delta KCV^{\text{БТ}}}{\Delta KCV^{33}} = \frac{94 - 72}{94} \cdot 100\% = 23,4\% ,$$

є доволі значною і зі зростанням температури збільшується у 1,53 раза.

Зміна величини коефіцієнта інтенсивності напружень K_{QI} , досліджуваних фрагментів муфти та бурильної труби, а також фрагментів ніпеля та бурильної труби при температурі 20°C:

$$\Delta K_{QI}^{BT-M} = \frac{K_{QI}^M - K_{QI}^{BT}}{K_{QI}^{BT}} \cdot 100\% = \frac{|100,0 - 120,8|}{120,8} \cdot 100\% = 17,2\%$$

та

$$\Delta K_{QI}^{BT-H} = \frac{K_{QI}^H - K_{QI}^{BT}}{K_{QI}^{BT}} \cdot 100\% = \frac{|109,0 - 120,8|}{120,8} \cdot 100\% = 9,8\%$$

перебуває у межах 9,8–17,2%.

Зміна критичної тріщиностійкості досліджуваних фрагментів муфти та бурильної труби, а також фрагментів ніпеля та бурильної труби при температурі 20°C:

$$\Delta J_c^{BT-M} = \frac{J_c^M - J_c^{BT}}{J_c^{BT}} \cdot 100\% = \frac{|118,4 - 99,5|}{99,5} \cdot 100\% = 19,0\%$$

та

$$\Delta J_c^{BT-H} = \frac{J_c^H - J_c^{BT}}{J_c^{BT}} \cdot 100\% = \frac{|110,5 - 99,5|}{99,5} \cdot 100\% = 11,1\%$$

перебуває у межах 11,1–19,0%.

Елементи бурильної колони експлуатуються під комплексним впливом механічних навантажень, підвищених температур та водневовмісного середовища, що створює умови для локалізованих деградаційних процесів у сталях. Підвищені температури прискорюють дифузію водню та розвиток водневого окрихчення, зменшуючи ударну в'язкість і тріщиностійкість матеріалу, тоді як основні характеристики міцності залишаються практично незмінними.

Слід зауважити, що муфта замкового з'єднання NC26 менш схильна до крихкого руйнування на 19,0% порівняно з бурильною трубою, тоді як ніпель замкового з'єднання NC26 менш схильний до крихкого руйнування лише на 11,1%. Таким чином, одержані результати засвідчують, що у замковому з'єднанні NC26 ніпель більш схильний до неконтрольованого руйнування, ніж муфта. Водночас експлуатаційні чинники, такі як підвищена температура та наводнювання сталей, залишаються важливими параметрами для оцінки технічного стану та прогнозування залишкового ресурсу елементів бурильної колони в ускладнених умовах експлуатації.

4.7 Удосконалення методики оцінки залишкового ресурсу елементів бурильних колон за результатами досліджень

Процеси навантажування бурильних колон характеризуються великим розкидом асиметрії циклів напруження як по своїй довжині, так і в часі, особливо з урахуванням температурного чинника (див. розділ 1, 3). У такому випадку за використання рівнянь (4.1) ми зіткнемося з проблемою оцінки параметрів опору втомі за асиметричного навантажування з великим розкидом коефіцієнту асиметрії. У зв'язку з тим, що переважну більшість експериментів з визначення параметрів опору втомі елементів бурильних колон проводять за симетричного циклу напружень, необхідним етапом розрахунків залишкового ресурсу елементів бурильних колон є приведення асиметричних циклів до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних.

Під час розрахунку довговічності для приведення асиметричних напружень σ_{\max} з $-1 \leq R < 1$ до симетричного циклу з σ_{ekv} рекомендується використання рівняння [140]

$$\sigma_{ekv} = b\sigma_{\max} - (ab - 1)\sigma_{-1}, \quad (4.1)$$

де σ_{-1} – границя витривалості за симетричного навантаження;

a і b – коефіцієнти приведення

$$a = \frac{2}{2 - (1 - \psi)(1 + R)}, \quad b = \frac{1}{\frac{V_0}{V_{-1}}(1 + R) - R}, \quad (4.2)$$

де $\psi = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1$ – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу навантаження;

σ_0 – границя витривалості за віднульового навантаження;

V_0, V_{-1} – характеристика кута нахилу лівої гілки кривої втоми в півлогарифмічній системі координат відповідно за віднульового і симетричного навантаження.

У роботі [89] проведено аналіз можливості використання рівняння (4.1) для приведення до еквівалентних симетричних циклів асиметричних циклів процесів навантажування елементів бурильних колон. Для такого аналізу використано лінії рівної пошкоджуваності, побудовані на діаграмі Хейя для циклів з додатнім середнім напруженням (рис. 4.10).

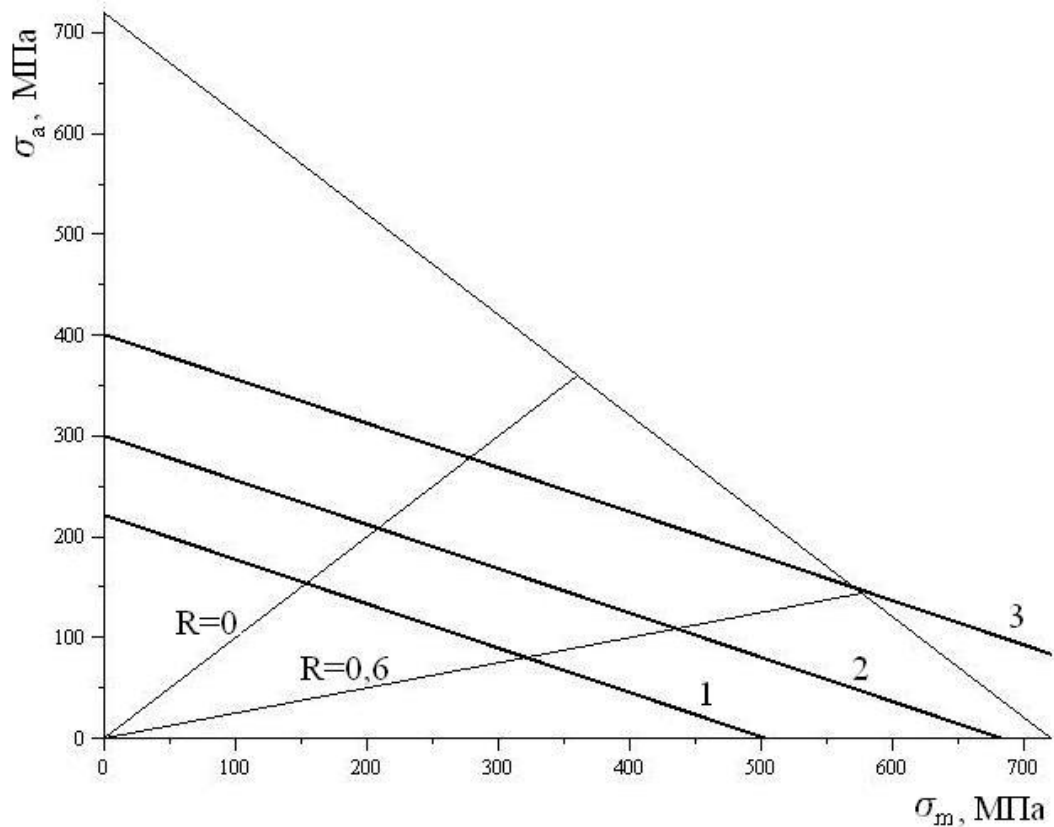
На діаграмі Хейя лінія, яка описує цикли з $R = const$, визначається за рівнянням

$$y = \frac{1 - R}{1 + R} x. \quad (4.3)$$

За $R = 1$ це є вісь абсцис, за $R = 0$ – промінь $y = x$, а за $R = -1$ – рівняння вироджується у вісь ординат.

Лінії рівної пошкоджуваності побудовано за даними [89] для зразків зі сталі 40ХН, яка є матеріалом замків бурильних труб. Лінія 1 відповідає рівню границі витривалості зразків, 2 – області багатоциклової втоми, 3 – малоциклової. Як бачимо з рис. 4.10, для високоасиметричних циклів з коефіцієнтом асиметрії 0,6 і вище, які є характерними для навантаження верхньої

частини бурильних колон, лінії рівної пошкодженості входять в протиріччя з фізичною реальною картиною процесу. Так, ніяким чином не можуть лінії 1, 2 перетинати вісь абсцис. Це означало б, що за деякого визначеного рівня середнього напруження втомне руйнування відбудеться за визначену кількість циклів з безконечно малими амплітудами, що ніколи не відбувається на практиці. Лінія 3 також не має фізичного змісту, тому що вихід за верхню межу діаграми означає якусь визначену кількість циклів до руйнування для зразків, які повинні миттєво зруйнуватися через напруження, вищі за границю міцності.



1 – лінія рівної пошкодженості на рівні границі витривалості; 2 – лінія рівної пошкодженості за багатоциклової втоми; 3 – лінія рівної пошкодженості за малоциклової втоми.

Рис. 4.10. Діаграма Хейя з лініями рівної пошкодженості для зразків, виготовлених з матеріалу бурильних замків [89]

Отже, необхідним є відповідне корегування рівняння (4.1) на випадок приведення асиметричних циклів напружень з високою асиметрією. Для такого корегування раніше [141] було розроблено відповідні рівняння приведення.

Так, для приведення асиметричних циклів із коефіцієнтом асиметрії $-1 \leq R < 0$, з умови незмінності коефіцієнта ψ від рівня навантаження, отримано [9]

$$\sigma_{ekv} = \sigma_{\max} \left(1 - \frac{(1-\psi)(1+R)}{2} \right). \quad (4.4)$$

Для приведення асиметричних циклів із $0 \leq R < 1$ проаналізовано результати експериментальних досліджень впливу асиметрії на довговічність матеріалів елементів конструкцій літальних апаратів, наведені в [140] (рис. 4.11). Авторами оброблено дуже великий об'єм інформації (понад 1000 експериментів), що в умовах неминучого статистичного розсіяння робить отримані результати надзвичайно цінними і показовими.

Результати проілюстровано на діаграмі Хейя з безрозмірними координатами

$$x = \frac{\sigma_m}{\sigma_g}; \quad y = \frac{\sigma_a}{\sigma_g}.$$

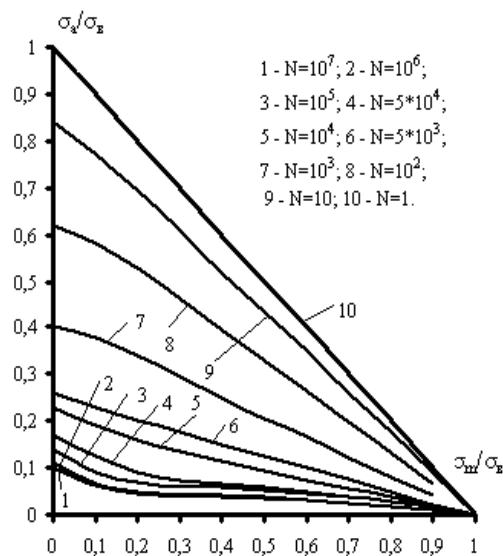


Рис. 4.11. Вплив асиметрії навантаження на довговічність для зразків, виготовлених з алюмінієвого сплаву 2024-T3 [140]

Наведені криві 1-10 є кривими рівної пошкоджуваності для визначеної кількості циклів напружень до руйнування зразків у межах від статичного руйнування ($N=1$) через область малоциклової і багатоциклової втоми до умовної границі витривалості ($N=10^7$). Кут нахилу прямої, що проходить через точки $(0, \sigma_{-1})$ і $(\sigma_0/2, \sigma_0/2)$, до осі абсцис відображає коефіцієнт чутливості до асиметрії навантаження ψ , який визначається за рівнянням

$$\psi = -\frac{y(R=-1) - y(R=0)}{x(R=-1) - x(R=0)}. \quad (4.8)$$

З аналізу наведених на рис. 4.11 даних можна стверджувати, що кут нахилу кривих рівної пошкоджуваності в області багатоциклової втоми задовільно описується коефіцієнтом ψ тільки за умови $-1 \leq R \leq 0$, а за умови $0 < R < 1$ кут нахилу збільшується за зменшення N . Тому для покращення достовірності приведення асиметричних циклів пропонується криві рівної пошкоджуваності для асиметричних напружень із середнім напруженням розтягу апроксимувати двома прямими. Для напружень з $-1 \leq R \leq 0$ буде справедливим приведення згідно з (4.10). Оскільки всі криві рівної пошкоджуваності на діаграмі Хейя сходяться в точці з координатами $(1,0)$, то це можна використати для приведення циклів з середнім напруженням розтягу ($0 < R < 1$). Схему запропонованого приведення наведено на рис. 4.4.

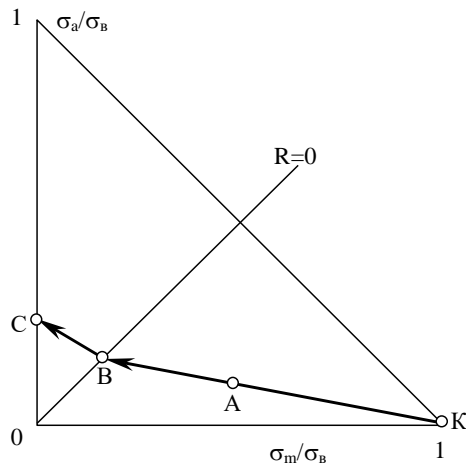


Рис. 4.4. Схема приведення до симетричного циклу напруження з середнім напруженням розтягу [141]

Для обґрунтування запропонованого методу щодо побудови асиметричних кривих втоми з коефіцієнтом асиметрії $-1 < R < 1$ об'єктом досліджень було вибрано сталь 40ХН, яка використовується як матеріал замкових з'єднань бурильних труб. За результатами досліджень В. М. Івасіва для зразків зі сталі 40ХН було отримано такі параметри кривих втоми [89]:

$$\sigma_{-1} = 408 \text{ МПа};$$

$$V_{-1} = 29,82 \text{ МПа};$$

$$\sigma_0 = 662 \text{ МПа};$$

$$V_0 = 54,91 \text{ МПа};$$

$$N_0 = 2 \cdot 10^6 \text{ цикли};$$

$$\psi = 0,22.$$

На рис. 4.12 наведено криві втоми, побудовані за експериментальними дослідженнями, а також криві, побудовані за рівняннями (4.7) і (4.13).

Як бачимо, результати досить тісно корелюють між собою. Це вказує на працездатність розробленого методу приведення асиметричних циклів напружень до еквівалентних за пошкоджуючою дією і для визначення параметрів кривих втоми за асиметричного навантажування.

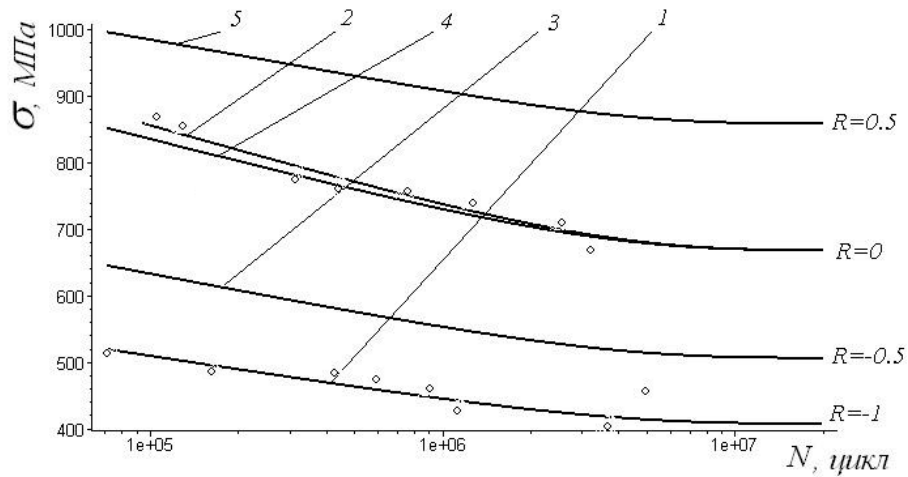


Рис. 4.12. Криві втоми для зразків зі сталі 40ХН [89]:

- 1 – експериментальна за симетричного навантажування;
- 2 – експериментальна за пульсуючого навантажування;
- 3 – приведена за рівнянням (4.7) ($R=0$);
- 4 – приведена за рівнянням (4.7) ($R=-0,5$);
- 5 – приведена за рівнянням (4.13) ($R=0,5$).

Таким чином, можна зробити важливий висновок, що за допомогою вище наведених закономірностей побудови кривих рівної пошкоджуваності на діаграмі Хейя можна будувати криві втоми з різною асиметрією циклів навантажування і визначати їх параметри з достатньою точністю. Для цього необхідно знати тільки параметри кривої втоми за симетричного навантажування і коефіцієнт чутливості до асиметрії навантаження.

Це значно зменшує кількість дорогих і довготривалих експериментальних досліджень, необхідних для оцінки довговічності елементів бурильних колон, які працюють в умовах асиметричного навантажування із середнім напруженням розтягу.

Для обґрунтування необхідності використання рівнянь приведення асиметричних циклів стосовно розрахунків залишкового ресурсу елементів бурильних колон проведено аналіз отриманих реалізацій їх експлуатаційного навантажування [89] за допомогою діаграми Хейя.

На рис. 4.12 наведено оброблені процеси навантаження бурильної колони під час спуску та за прихоплення під час піднімання.

Слід відмітити, що крім випадку прихоплення, характерною рисою усіх процесів є відсутність циклів з амплітудами напружень, вищими за відповідну границю витривалості.

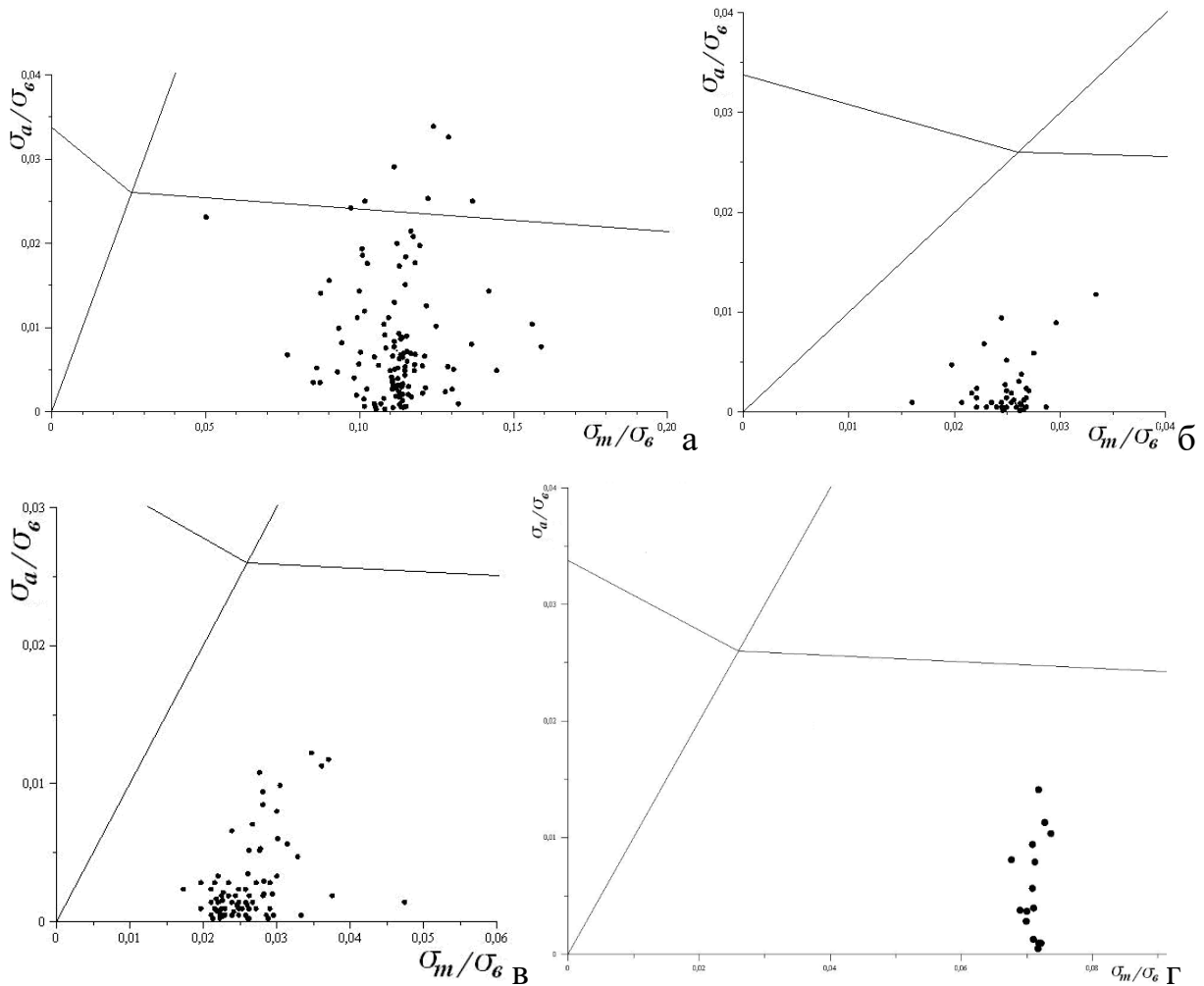


Рис. 4.12. Діаграми Хейя з процесом навантаження бурильної колони під час спуско-піднімальних операцій [89]:

а – прихоплення за довжини колони 500 м;

б – спуск за довжини колони 190 м;

в – спуск за довжини колони 500 м;

г – спуск за довжини колони 1970 м.

Таким чином, проведений аналіз процесів навантажування, які виникають під час експлуатації елементів бурильних колон, свідчить, що в спектрі напружень найбільше місце займають низькоамплітудні напруження з параметрами σ_{\max} , R , які не перевищують відповідну границю витривалості σ_R . У такому випадку необхідно враховувати закономірне зниження границі витривалості в процесі накопичення пошкоджень [142, 143], спричинене дією саме низькоамплітудних циклів напружень. Тому приведення σ_{\max} до σ_{ekv} повинно поширюватися і на цикли напружень, які менші за відповідну границю витривалості. Це ще раз вказує на особливу важливість розроблення уточнених методів приведення низькоамплітудних циклів навантажування для оцінки залишкового ресурсу елементів бурильних колон.

Використання рівняння (4.4) для приведення $\sigma_{\max} < \sigma_R$ має суттєве обмеження, а саме, за умови $\sigma_{\max} < \sigma_R - \sigma_{-1}$ приведення напруження σ_{ekv} стає меншим 0. У такому випадку рекомендується відкидати це напруження з розгляду як таке, що не вносить пошкоджуючої дії [140]. Але неврахування низьких напружень за звичайних умов роботи (низькоамплітудне навантаження) елементів бурильних колон буде справляти значний вплив на їх корозійно-втомну довговічність. Слід відмітити, що відкидання низьких напружень призведе до завищення розрахункового залишкового ресурсу. Це є небезпечним з точки зору забезпечення надійності колон. Виведені ж раніше рівняння (4.7), (4.13) не повною мірою враховують специфіку навантажування елементів бурильних колон. Тому необхідним етапом є розроблення рівнянь приведення асиметричних циклів напружень елементів бурильних колон до симетричного циклу з урахуванням особливостей їх навантажування.

Для розроблення такого уточненого методу ми керувалися закономірностями низькоамплітудного корозійно-втомного пошкодження й особливостями побудови ліній однакової пошкоженості на діаграмі Хейя.

Так, зменшення рівня навантаженості нижче границі витривалості зменшує чутливість до асиметрії навантаження. Накопичення пошкоджень відбувається в основному за дислокаційним механізмом, де основним чинником є амплітуда напруження. Ефект Баушінгера, який, імовірно, призводить до зміни коефіцієнта чутливості до асиметрії циклу навантаження за переходу до виключно розтягуючого навантаження, на цій стадії працює не повністю. Але накопичення корозійно-втомного пошкодження супроводжується зменшенням кінетичної границі витривалості, що призводить до інтенсифікації процесу і поступового збільшення чутливості до асиметрії циклу до рівня, характерного для області багатоциклової втоми. Таким чином, для циклів напружень, нижчих за границю витривалості, можна прийняти модель пропорційного зменшення коефіцієнта чутливості залежно від рівня навантаження. Правомірність такої моделі підтверджується і тим, що за низьких амплітуд напружень лінія рівної пошкоженості на діаграмі Хейя повинна вироджуватися в вісь абсцис.

Як відомо, елементи бурильної колони досить часто підлягають дії асиметричних циклів напружень з високими амплітудами, навіть до рівня границі плинності, наприклад, під час ліквідації прихоплення [144]. Навіть невелику кількість таких циклів напружень необхідно враховувати за розрахунку довговічності. Для таких циклів напружень навпаки, на відміну від низькоамплітудного навантаження, спостерігається пропорційна підвищена чутливість до асиметрії. Рівень пошкодження в першу чергу контролюється максимальним напруженням циклу. З рис. 4.11 видно, що коефіцієнт чутливості до асиметрії для високого рівня навантаження збільшується аж до одиниці за однократного руйнування.

Таким чином, за оцінки пошкоджуючого впливу асиметричних циклів навантаження на елементи бурильних колон слід розрізнити чотири області: дві області звичайної багатоциклової втоми з коефіцієнтом асиметрії $-1 \leq R < 0$ і $R \geq 0$ та відповідних їм двох низькоамплітудних (менших за початкову границю витривалості).

Виведемо відповідні рівняння для даних чотирьох областей з урахуванням наведених раніше експериментальних досліджень та запропонованої гіпотези пропорційності. На першому етапі будемо діаграму Хейя для елементів замкового різьбового з'єднання зі сталі 45ХГМА після тривалої експлуатації та ділимо її на відповідні 4 області.

Приймаємо $\sigma_B = 720 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 240 \text{ МПа}$, $\sigma_0 = 200 \text{ МПа}$ (рис. 4.13).

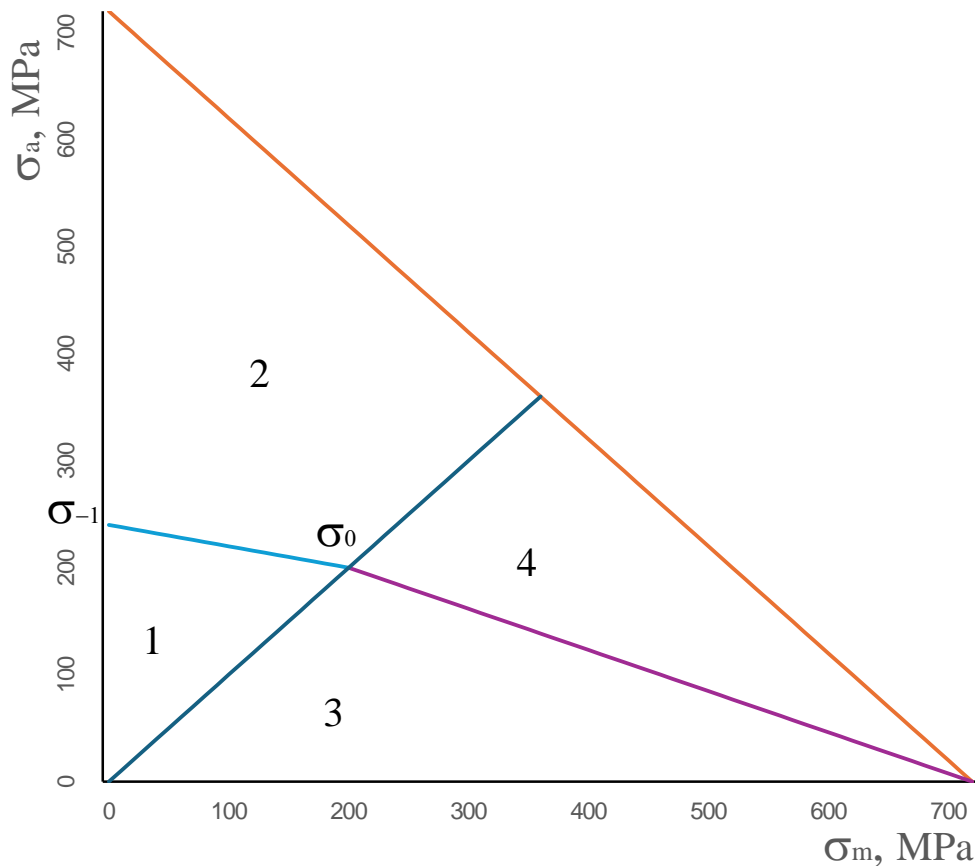


Рис. 4.13. Діаграма Хейя для елементів замкового різьбового з'єднання зі сталі 45ХГМА після тривалої експлуатації:

$$1 - \sigma_{ekv} \leq \sigma_{-1}, -1 \leq R < 0; 2 - \sigma_{ekv} > \sigma_{-1}, -1 \leq R < 0;$$

$$3 - \sigma_{ekv} \leq \sigma_{-1}, R > 0; 4 - \sigma_{ekv} > \sigma_{-1}, R > 0$$

Нехай потрібно привести до еквівалентного циклу симетричного напруження низькоамплітудний асиметричний цикл напруження з коефіцієнтом асиметрії $-1 \leq R < 0$ (точка A_1 з координатами $(\sigma_{m1}, \sigma_{a1})$ на рис. 4.14).

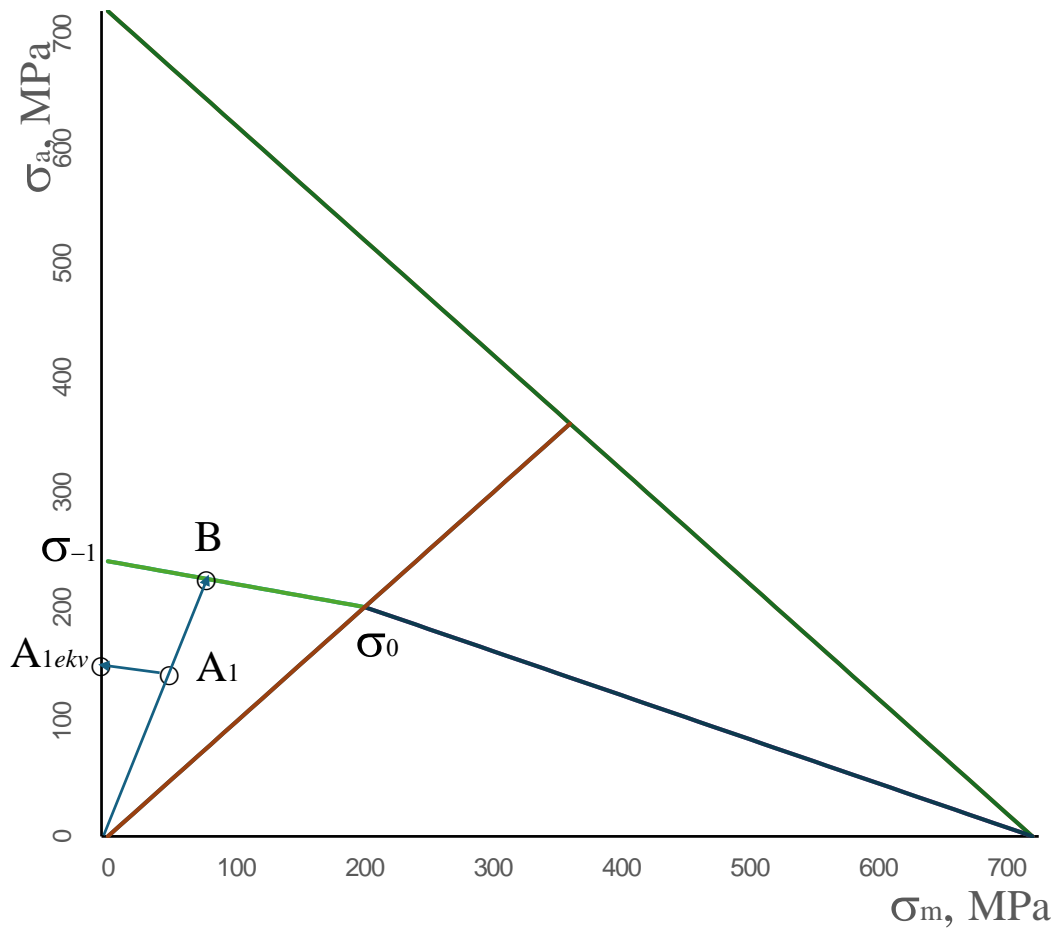


Рис. 4.14. Схема приведення до еквівалентного циклу симетричного напруження низькоамплітудного асиметричного циклу напруження з коефіцієнтом асиметрії $-1 \leq R < 0$.

Для цього скористаємося геометричними ознаками пропорційності

$\frac{A_{1ekv}}{\sigma_{-1}} = \frac{OA_1}{OB}$. Спочатку знаходимо координати точки В як перетин двох прямих

$y = \frac{\sigma_{a1}}{\sigma_{m1}} x$ і $y = \sigma_{-1} - \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1 \right) \cdot x$. Отримуємо

$$x(B) = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{a1}}{\sigma_{m1}} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1}. \quad (4.9)$$

Враховуючи, що $\frac{OA_1}{OB} = \frac{\sigma_{m1}}{x(B)}$, а ордината точки $A_{1ekv} = \sigma_{ekv1}$, отримуємо

після нескладних спрощень остаточне рівняння

$$\sigma_{ekv1} = \sigma_{a1} + \sigma_{m1} \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1 \right). \quad (4.10)$$

Нехай потрібно привести до еквівалентного циклу симетричного напруження асиметричний цикл напруження з коефіцієнтом асиметрії $-1 \leq R < 0$ в області багатоциклової втоми (точка A_2 з координатами $(\sigma_{m2}, \sigma_{a2})$ на рис. 4.15).

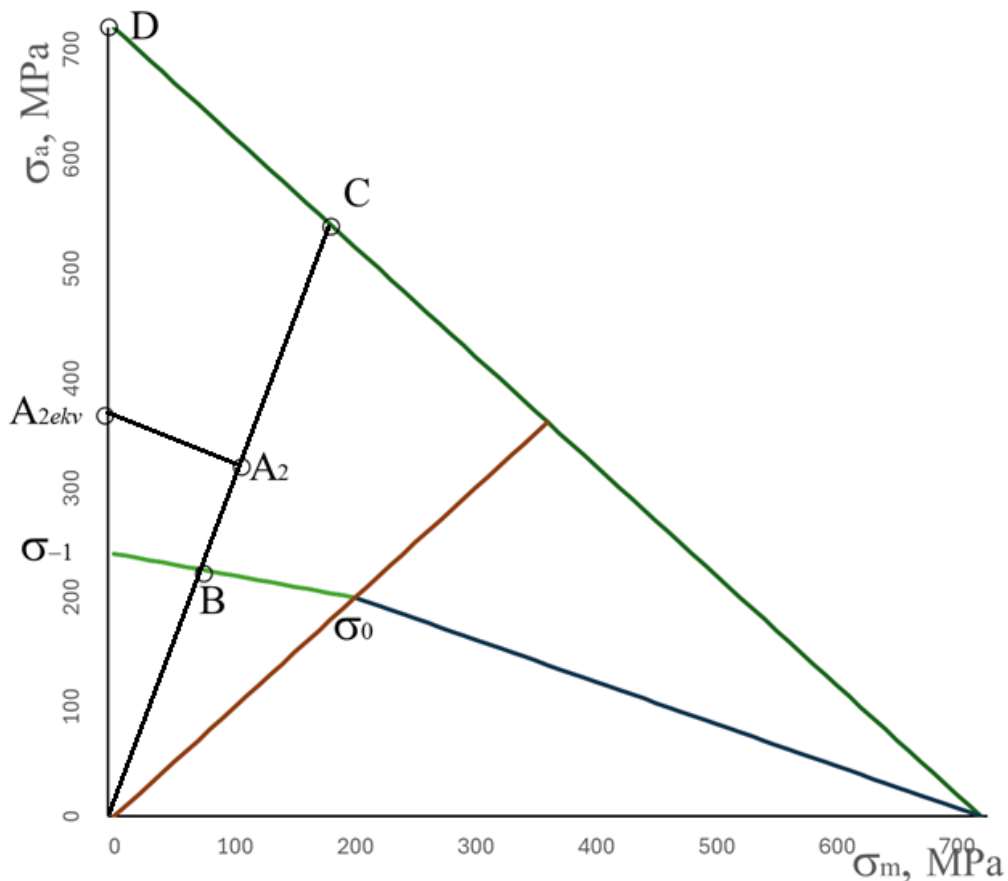


Рис. 4.15. Схема приведення до еквівалентного циклу симетричного напруження асиметричного циклу напруження з коефіцієнтом асиметрії $-1 \leq R < 0$ в області багатоциклової втоми.

У цьому випадку рівняння пропорційності має такий вигляд:

$$\frac{|A_{2ekv}\sigma_{-1}|}{|D\sigma_{-1}|} = \frac{|A_2B|}{|CB|}.$$

Згідно зі значеннями точок на рис. 4.15 та використовуючи подібність трикутників отримуємо рівняння

$$\frac{\sigma_{ekv2} - \sigma_{-1}}{\sigma_B - \sigma_{-1}} = \frac{\sigma_{m2} - x(B)}{x(C) - x(B)}. \quad (4.11)$$

Значення $x(B)$ визначаємо аналогічно (4.9):

$$x(B) = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{a2}}{\sigma_{m2}} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1}. \quad (4.12)$$

Знаходимо координати точки С як перетин двох прямих $y = \frac{\sigma_{a2}}{\sigma_{m2}}x$ і

$y = \sigma_B - x$. Отримуємо

$$x(C) = \frac{\sigma_B \cdot \sigma_{m2}}{\sigma_{a2} + \sigma_{m2}}. \quad (4.13)$$

Тоді

$$\sigma_{ekv2} = (\sigma_B - \sigma_{-1}) \cdot \frac{\sigma_{m2} - x_1}{x_2 - x_1} + \sigma_{-1}, \quad (4.14)$$

де $x_1 = x(B)$ і $x_2 = x(C)$ визначаються з рівнянь (4.12) і (4.13).

Оцінку низькоамплітудних асиметричних циклів з додатнім коефіцієнтом асиметрії проводимо за схемою, наведеною на рис. 4.16.

На першому етапі використовуємо закономірне сходження усіх кривих рівної пошкоджуваності в точці $K(\sigma_B, 0)$ (див. рис. 4.11). За лінійної постановки задачі координати точки B будуть на перетині двох прямих $y = x$ та

$$y = \frac{\sigma_{a3}}{\sigma_B - \sigma_{m3}}(\sigma_B - x). \quad \text{Приймаємо } \frac{\sigma_{a3}}{\sigma_B - \sigma_{m3}} = k. \quad \text{У результаті нескладних}$$

перетворень отримуємо рівняння для визначення координат точки B

$$x(B) = y(B) = \frac{k}{k+1} \cdot \sigma_B = \frac{\sigma_B \cdot \sigma_{a3}}{\sigma_B + \sigma_{a3} - \sigma_{m3}} = x_3. \quad (4.15)$$

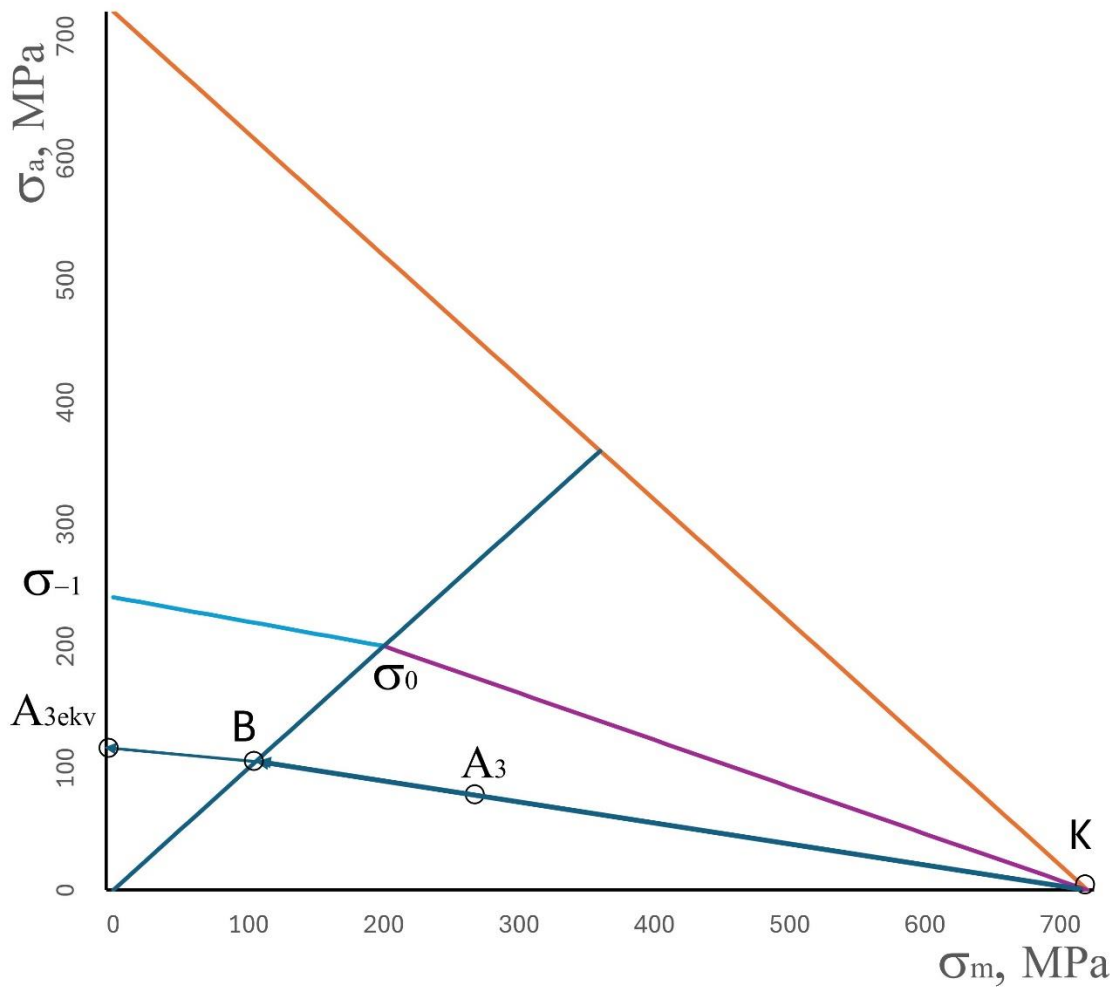


Рис. 4.16. Схема приведення до еквівалентного циклу симетричного напруження низькоамплітудного асиметричного циклу напруження з коефіцієнтом асиметрії $0 \leq R < 1$.

На другому етапі скористаємося рівнянням (4.10) з урахуванням співпадіння координат точок A_1 і C .

Після відповідної підстановки отримаємо

$$\sigma_{ekv3} = y(B) + x(B) \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1 \right).$$

Ураховуючи рівняння (4.10), отримаємо

$$\sigma_{ekv3} = x_3 + x_3 \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1 \right) = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} \cdot x_3 = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} \cdot \frac{\sigma_B \cdot \sigma_{a3}}{\sigma_B + \sigma_{a3} - \sigma_{m3}}. \quad (4.16)$$

На другому етапі використаємо рівняння (4.14) і схему, наведену на рис. 4.15. Тоді з геометричних міркувань (див. рис. 4.15 і 4.17) відповідні значення точок у рівнянні (4.14) будуть такими:

$$x_1 = \sigma_0; x_2 = \frac{\sigma_B}{2}; \sigma_{m2} = x_3.$$

Остаточно отримуємо рівняння

$$\sigma_{ekv4} = (\sigma_B - \sigma_{-1}) \cdot \frac{x_3 - \sigma_0}{0,5\sigma_B - \sigma_0} + \sigma_{-1}. \quad (4.18)$$

Отже, під час аналізу процесу навантажування елементів бурильної колони слід враховувати великий розкид асиметрії напружень спектра навантажування. Таке врахування рекомендується проводити за допомогою розробленої методики, яка враховує чутливість до асиметрії навантажування залежно від значення σ_a і σ_m . Проведемо їх апробацію за результатами розділу 3.

Згідно з попередніми результатами (див. розд. 1, 3), для ЗРЗ напруження σ_a і σ_m мають великий розкид залежно від експлуатаційних умов роботи. Тому проведемо оцінку впливу асиметрії навантаження у межах допустимих значень.

Дослідимо закономірності впливу σ_m на залишковий ресурс за трьома варіантами, а саме, при високих (1), середніх (2) і низьких (3) значеннях σ_a . Згідно з рис. 4.13, вибираємо $\sigma_a = 250$ (1), 200 (2) і 150 (3) МПа. Тоді відповідні рівняння приведення до еквівалентного симетричного навантаження будуть такими:

варіант 1 – $\sigma_m = 0..250$ МПа – рівняння (4.14), $\sigma_m = 250..470$ МПа – рівняння (4.18);

варіант 2 – $\sigma_m = 0..200$ МПа – рівняння (4.10), $\sigma_m = 200..520$ МПа – рівняння (4.18);

варіант 3 – $\sigma_m = 0..150$ МПа – рівняння (4.10), $\sigma_m = 150..330$ МПа – рівняння (4.16) і $\sigma_m = 330..570$ МПа – рівняння (4.18).

Після розрахунків згідно з вище наведеною методикою на рис. 4.18 показано відповідні графіки залежності еквівалентних напружень від σ_m .

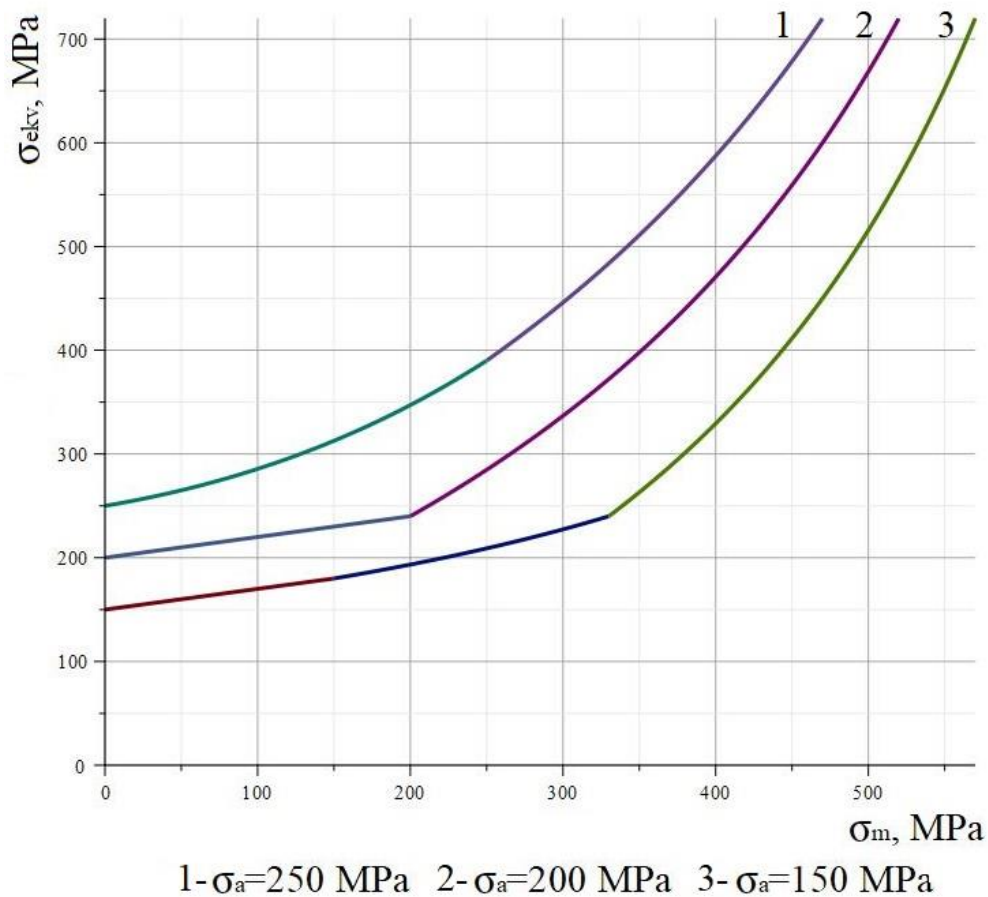


Рис. 4.18. Графік залежності σ_{ekv} від σ_m .

Аналізуючи результати, наведені на рис. 4.18, можна стверджувати, що розроблені рівняння адекватно описують вплив асиметрії навантаження на σ_{ekv} . Знаючи середні напруження циклу σ_m та їх залежність від температурного чинника (див. розділ 3), можна більш впевнено оцінювати їх вплив на довговічність і залишковий ресурс.

За допомогою розроблених рівнянь також можна оцінювати закономірності впливу амплітуд напружень σ_a на довговічність і залишковий ресурс. Як і в попередньому випадку, проведемо дослідження за трьома варіантами, а саме, при високих (1), середніх (2) і низьких (3) значеннях σ_m .

Згідно з рис. 4.13, вибираємо $\sigma_m=500$ (1), 300 (2) і 100 (3) МПа. Тоді відповідні рівняння приведення до еквівалентного симетричного навантаження будуть такими:

варіант 1 – $\sigma_a=0..85$ МПа – рівняння (4.16), $\sigma_a=85..220$ МПа – рівняння (4.18);

варіант 2 – $\sigma_a=0..162$ МПа – рівняння (4.16), $\sigma_a=162..300$ МПа – рівняння (4.18) і $\sigma_a=300..420$ МПа – рівняння (4.14);

варіант 3 – $\sigma_a=0..100$ МПа – рівняння (4.14), $\sigma_a=100..220$ МПа – рівняння (4.10) і $\sigma_a=220..620$ МПа – рівняння (4.14).

Після розрахунків згідно з вище наведеною методикою на рис. 4.19 показано відповідні графіки залежності еквівалентних напружень від σ_m .

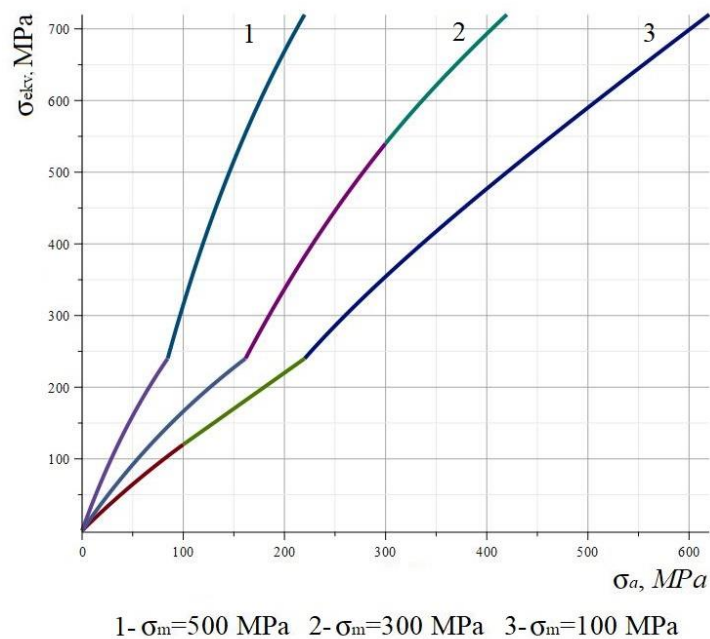


Рис. 4.19. Графік залежності σ_{ekv} від σ_a .

Аналізуючи дані графіки, можна відмітити близьку до лінійної залежність σ_{ekv} від σ_a зі збільшенням чутливості при переході коефіцієнта асиметрії до додатних значень, що на нашу думку пояснюється ефектом Баушінгера.

Отже, використовуючи гіпотезу пропорційності чутливості до асиметрії циклів напружень за допомогою закономірностей побудови діаграми Хейя, а також результати експериментальних досліджень зразків металу тривало експлуатованих елементів бурильної колони, удосконалено методику оцінки їх довговічності та залишкового ресурсу.

Висновки до розділу 4

Встановлено, що експлуатація елементів бурильної колони в умовах комплексної дії механічних навантажень, підвищених температур і водневовмісного середовища призводить до інтенсивного наводнювання сталей (зростання S_H у 4–7 разів), причому підвищена температура додатково інтенсифікує дифузію та накопичення водню у сталі.

Показано, що при незначній зміні характеристик міцності (σ_B , $\sigma_{0,2}$ – до 3–5%) під впливом температури та наводнювання відбувається зниження ударної в'язкості (на 5–15%) і тріщиностійкості (на 5–20%), що свідчить про підвищену чутливість характеристик опору руйнуванню до комбінованої дії цих чинників.

Встановлено наявність кореляційного зв'язку між концентрацією водню та зниженням KCV і J_c , при цьому підвищена температура посилює прояви водневого окрихчення, особливо у високоміцних сталях із загартовано-відпущеною структурою (зокрема 30ХГСА).

Показано, що руйнування елементів бурильної колони має локальний характер і не супроводжується суттєвим зниженням механічних властивостей у зоні руйнування, що вказує на визначальну роль локальних експлуатаційних чинників (перевантаження, концентрації напружень), дія яких підсилюється наводнюванням матеріалу та температурним впливом.

Удосконалено методику оцінки довговічності та залишкового ресурсу тривало експлуатованих елементів бурильної колони, використовуючи гіпотезу пропорційності чутливості до асиметрії циклів напружень за допомогою закономірностей побудови діаграми Хейя, а також результати експериментальних досліджень зразків металу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу сучасного стану проблеми встановлено, що довговічність елементів бурильних колон значною мірою визначається комплексною дією механічних навантажень, температурних градієнтів та водневовмісного середовища, які зумовлюють деградацію механічних властивостей матеріалу та ініціювання локальних пошкоджень, особливо в зонах концентрації напружень різьбових з'єднань.

2. Розроблено комплекс методик для визначення механічних властивостей і тріщиностійкості сталей елементів бурильної колони, який, на відміну від існуючих, враховує взаємозв'язок між концентрацією водню, температурним впливом та характеристиками опору руйнуванню, що забезпечує підвищення достовірності оцінювання залишкового ресурсу. Розроблено методику визначення напружено-деформованого стану замкових різьбових з'єднань із використанням методу скінченних елементів, яка враховує контактну взаємодію елементів з'єднання, момент згвинчування та температурні впливи. Це дозволило уточнити розподіли напружень по витках різьбових з'єднань.

3. Встановлено напружено-деформований стан замкових різьбових з'єднань за різних температурних умов. Показано, що температурний градієнт призводить до перерозподілу еквівалентних напружень: зростання їх у витках муфти (зокрема до 476 МПа на 13-му витку) та зменшення у ніпелі (з 600 до 365 МПа), що пояснює характерні зони руйнування. Визначено, що найбільш складні умови експлуатації виникають при нерівномірному нагріві елементів з'єднання. Встановлено розподіл температур і напружень у ЗРЗ з урахуванням моменту згвинчування та контактної взаємодії. Показано, що температурний градієнт знижує рівень еквівалентних напружень на 15–19% та змінює їх розподіл, зокрема зменшуючи навантаження у перших витках ніпеля. Для двоопорних замкових різьбових з'єднань встановлено істотний вплив температури на

напружено-деформований стан, що проявляється у зміні рівня напружень у витках ніпеля (як зростання, так і зниження). Показано, що найбільш навантаженими є перші витки з обох сторін опори, а температурні фактори можуть одночасно підвищувати довговічність і знижувати герметичність, що підтверджує необхідність їх урахування при оцінюванні міцності.

4. Експериментально підтверджено, що тривала експлуатація елементів бурильної колони супроводжується інтенсивним наводнюванням сталей (зростання концентрації водню у 4–7 разів), причому підвищена температура суттєво інтенсифікує процеси дифузії та накопичення водню. Встановлено, що за незначної зміни характеристик міцності відбувається істотне зниження показників опору руйнуванню: ударної в'язкості (на 5–15%) та тріщиностійкості (на 5–20%), що свідчить про визначальну роль водневого окрихчення та температурного впливу у процесах деградації матеріалу. Виявлено кореляційний зв'язок між концентрацією водню та характеристиками тріщиностійкості, при цьому підвищена температура посилює прояви водневого окрихчення, особливо у високоміцних сталях типу 30ХГСА, що дозволяє враховувати ці фактори у прогнозних моделях. Удосконалено підходи до оцінювання залишкового ресурсу елементів бурильної колони, які базуються на урахуванні напружено-деформованого стану, деградації механічних властивостей та впливу водню і температури. Удосконалено методику оцінки довговічності та залишкового ресурсу тривало експлуатованих елементів бурильної колони, використовуючи гіпотезу пропорційності чутливості до асиметрії циклів напружень за допомогою закономірностей побудови діаграми Хейя, а також результати експериментальних досліджень зразків металу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Геологія_нафти_і_газу – [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.logos.biz.ua/proj/naftogaz/pdf/0017-0024.pdf>.
2. Енергетична стратегія України до 2030 р.: Постанова Кабінету Міністрів України від 15.03.2006 №145-р // zakon1.rada.gov.ua.
3. Коцкулич Я. С., Кочкодан Я. М. Буріння нафтових і газових свердловин: Підручник. Коломия ВПТ “Вік”, 1999. 504 с.
4. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны. М.: Недра, 1979. 207 с.
5. Лачинян Л. А., Угаров С. А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений. М.: Недра, 1975. 230 с.
6. Саркисов Г. М., Никитин О. Я. Диаграммы предельных нагрузок для бурильных труб. *Нефтяное хозяйство*. 1974. № 12. С. 13-14.
7. Работа бурильной колонны в скважине / Б. З. Султанов, Е. И. Ишемгужин, Н. Х. Шаммасов, В. Н. Сорокин. М.: Недра, 1973. 216 с.
8. Визначення навантаженості бурильних труб в колоні при спуско-підіймальних операціях/ Є. І. Крижанівський, Б. Д. Малько, В. М. Івасів [та ін.]. Доповіді міжнародної науково-технічної конференції ROM-2000. Івано-Франківськ, 2000. С. 301-308.
9. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М.: Недра, 1990. 263 с.
10. Циклические нагрузки на верхний конец бурильной колонны при спуско-подъемных операциях / А. А. Головин, В. Ф. Оловяшников, С. М. Рябихина [и др.]. Куйбышев: Гипрвостокнефть, Нефтепромысловые трубы, 1977. 54 с.
11. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник / під заг. ред. В. В. Панасюка]. К.: Наук. думка, 1988. Т. 10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / під ред. В. І. Похмурського, Є. І. Крижанівського. Львів-Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН

України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. 1193 с.

12. Артим В. І. Оцінка навантаженості бурильної колони під час спуско-піднімальних операцій. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 4. С. 26-32.

13. Буріння свердловин у 5 т. / М. А. Мислюк, І. Й. Рибчич, Р. С. Яремійчук. К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. .Т.1. 2002. 367 с.: іл., табл.

14. 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.

15. Северинчик Н. А. Машины и оборудование для бурения скважин. М.: Недра. 1986. 368 с.

16. Сароян А.Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. М.: Недра, 1979. 231 с.

17. Симонянц Л. Е., Джафаров К. И. О малоцикловом усталостном разрушении бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1984. №12. С. 26-29.

18. Козаченко Н. И. Вопросы надежности бурильных колонн. Обзор. техн. и технол. геол. развед. работ; орг. производства. М.: ВИЭМС, 1978. 37 с.

19. Дубленич Ю. В., Круглов В. Д., Хлебников Н. М. Опыт ликвидации сложных прихватов с помощью механизма ГУМ-162. *Нефтяная и газовая промышленность*. 1984. №1. С. 26-27.

20. Джафаров К. И., Симонянц Л. Е. Исследование закономерностей малоциклового усталости бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1987. №11. С. 50 – 53.

21. Симонянц Л. Е., Джафаров К. И., Андрианов И. И. Влияние режима нагружения на усталостную прочность бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1985. №3. С. 51 – 54, 57.

22. Северинчик Н. А., Копей Б. В. Коррозионно-усталостная прочность бурильных труб и способы ее повышения. *Тематические научно-технические обзоры*. М.: ВНИИОЭНГ, 1977.

23. Копей Б. В. Исследование скоростей развития трещин коррозионной усталости в высокопрочных бурильных трубах. *Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности*. 1981. №1. С. 5–7.

24. Северинчик Н. А., Копей Б. В., Пелех В. Г., Пришляк А. М. Исследование коррозионно-усталостной прочности резьбовых соединений бурильных замков. РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1975. №12. С. 11–13.

25. Копей Б. В. Кинетика коррозионно-усталостного разрушения замковых резьбовых соединений УБТ. *Коррозия и охрана окружающей среды*. 1993. №4. С. 7-9.

26. Крыжановский Е. И. Влияние бурового раствора на выносливость замковых соединений. *Физико-химическая механика материалов*. 1977. № 3. С. 99-101.

27. Казанцев А. Г., Кахадзе М. Ж., Семин В. И., Газанчан Ю. И. Напряженно-деформированное состояние и циклическая прочность замковых резьбовых соединений бурильных труб. *Строительство нефт. и газ. скв. на суше и на море*. 2003. №6. С. 28-32

28. Артим В. І., Яциняк І. І., Гриців В. В., Юрич А. Р., Рачкевич Р. В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2(43). С. 197 – 200.

29. Рачкевич Р.В., Чудик, І.І., Gusat, D., Харун В.Р., Рачкевич, І.О., & Новосельський, Б. А. (2024). Аналіз напружено-деформованого стану бурильної колони за допомогою математичного та фізичного моделювання. *Нафтогазова енергетика*, № 2 (42), 7-16. DOI: [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2\(42\)-7-16](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2(42)-7-16).

30. Джус А. П. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони індикаторами втоми: дис. канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2011. 180 с.

31. Sikal A., Boulet J., Menand S., Sellami H. Drill Pipe Stress and Cumulative Fatigue Analysis in Complex Wells Drilling: New Approach in Fatigue Optimization. *SPE (Society of Petroleum Engineers) Annual Technical and exhibition held in Denver, Colorado, USA, 21-24 September 2008*. 17p.

32. Tyrylych V., Moisyshyn V. Predicting remaining lifetime of drill pipes basing upon the fatigue crack kinetics within a pre-critical period. *Mining of Mineral Deposits*. Dnipro University of Technology 2019. Vol. 13, №3. P.127-133.

33. Artym I., Novoselskyi B., Artym V. Assessment of the durability of moving elements of well equipment under conditions of changing load intensity / I. Artym, B. Novoselskyi, V. Artym // Abstracts of XXXVI International Scientific and Practical Conference. Munich, Germany, June 26-28, 2023. Pp. 246-248. ISBN – 9-789-46485-363-6. URL: <https://eu-conf.com/ua/events/modern-problems-and-the-latest-theories-of-development/>

34. Artym I., Novoselskyi B., Artym V. Assessment of the strength and durability of drilling equipment in difficult operating conditions / I. Artym, B. Novoselskyi, V. Artym // Abstracts of XXV International Scientific and Practical Conference. Warsaw, Poland, September 11-13, 2023. Pp. 197-199. ISBN –9-789-40369-762-8. URL: <https://eu-conf.com/events/promising-ways-of-improving-science-and-scientific-solutions/>

35. Рачкевич Р. В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2006. 145 с.

36. 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.

37. Карпаш О. М. Методи та засоби забезпечення роботоздатності трубних колон: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец: 05.15.07 / Карпаш Олег Михайлович; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1996. 47 с.

38. Крижанівський Є. І., Малько Б. Д., Івасів В. М. Визначення навантаженості бурильних труб в колоні при спуско-підіймальних операціях. *Надійність машин та прогнозування їх ресурсу*. праці Міжнар. наук.-техн. конф. ROM-2000. Івано-Франківськ, 2000. С. 301-308.

39. Анализ аварийности при бурении: веб-сайт. URL: <http://www.drillings.ru/av-analiz> (дата звернення: 01.02.2013).

40. 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.

43. Дубленич Ю.В. Анализ разрушений замковых резьб утяжеленных бурильных труб / Ю.В. Дубленич, И.А. Ниронович, А.Я. Кесельман // ЭИ Машины и нефтяное оборудование. – М., 1986, вып. 2. – С. 10-12.

44. Баграмов Р.А. Буровые машины и механизмы. М.: Недра, 1988.

45. Михайлюк В. В. Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.12 "Машини нафтової і газової промисловості" / В. В. Михайлюк ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 19 с. : іл., рис. 15-16.

46. ГОСТ Р 56349-2015 (ISO 10424-2:2007). Трубы бурильные и другие элементы бурильных колонн в нефтяной и газовой промышленности. Часть 2. 2015. 63 ст.

47. ГОСТ 5286-75. Замки для бурильных труб. Государственный стандарт Союза ССР. Москва. 1978. 27 с.

48. ГОСТ Р 50864-96. Резьба коническая замковая для элементов бурильных колонн. Москва. 1996. 15 с.

49. API- 7G-2. Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits. 2003. 30p.

50. Бурильные трубы: без права на разрыв / С. И. Билан, А. П. Быков, А. В. Емельянов. *Бурение и нефть*. 2010. №9. С. 38-39.

51. Каталог продукции компании ТМК Премиум [Электронный ресурс] – Режим доступа: https://tmk-premium.tmk-group.ru/prem_zam_tds (дата звернения: 25.03.2020).

52. Каталог труб и услуг по трубной продукции компании DRILCO – [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.slb.com/-/media/files/smith/catalogs/tubulars-tubular-services-catalog.ashx> (дата звернения: 25.03.2020).

53. Каталог продукции компании Sumitomo Metals [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.tubular.nssmc.com/ru/product-services/octg/connection/list> (дата звернения: 25.03.2020).

54. Каталог продукции компании NOV® GrantPrideco [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.nov.com/products/drill-pipe> (дата звернения: 25.03.2020).

55. Лачинян Л. А. Медведев А. К. Отсоединительный переходник. <https://edrid.ru/rid/218.016.35b6.html>.

56. Резьбовое соединение бурильных труб : МПК E21B 17/042. №20131477559/03 ; заявл. 28.10.2013 ; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 7.

57. Туктаров Д. Х., Корчагин П. Н., Охотников А. Б. ООО «Смит Продакшн Технолоджи». Пути оптимизации гидравлики бурения глубоких скважин. *Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело»*. 2011. №1.

58. Chandler R. B, Muradov A., Jellison M. J. et al. 2007. Drill Faster, Deeper and Further with Ultra-High Torque, Third Generation Double-Shoulder Connections. SPE/IADC Drilling Conference, Amsterdam, The Netherlands, 20-22 February, 14

59. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны / 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1992. 212 с.

60. Северинчик Н. А., Копей Б. В. Коррозионно-усталостная прочность бурильных труб и способы ее повышения. *Тематические научно-технические обзоры*. М.: ВНИИОЭНГ, 1977.

61. Крыжановский Е. И. Исследование усталостной прочности замковых резьбовых соединений бурильных труб: дисс. канд. техн. наук: 05.04.07 "Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности". Москва, 1980. 171 с.

62. Олейник Н. В. Выносливость деталей машин. К.: Техника, 1979. 200 с.

63. Погорецкий Р. Г., Северинчик Н. А., Пришляк А. М. Методика натуральных испытаний бурильных труб на коррозионную усталость. *Физико-химическая механика материалов*. 1971. № 2. С. 20-23.

64. Методика испытаний на коррозионную усталость резьбовых соединений УБТ и других объектов нефтепромыслового оборудования / В.И. Похмурский, Н.М. Пришляк, Е.И. Крыжановский и др. *РНТС*. Сер. Машины и нефтяное оборудование. М.: ВНИИОЭНГ. 1978. № 2. С. 17-21.

65. Установка для испытаний на усталость и коррозионную усталость крупногабаритных валов / Г. В. Карпенко, Р. Г. Погорецкий, Г. Н. Филимонов и др. *Физико-химическая механика материалов*. 1973. № 2. С. 84-88.

66. А.с. 1820287 СССР. Установка усталостных испытаний с многочастотным приложением нагрузки / Е. И. Крыжановский, И. М. Рыхлевич, А. Д. Джус Бюл. № 21. 1993. 3 с.

67. Коррозионная среда для лабораторных испытаний бурильных труб на усталость / Ю. М. Матвеев, Н. А. Северинчик, Б. В. Копей и др. *РНТС*. Сер. Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности. М., ВНИИОЭНГ. 1976. Вып. 7. С. 18-20.

68. Пришляк А. М. Исследование выносливости бурильных труб и некоторые методы повышения их работоспособности: автореф. дисс. канд. тех. наук: спец: 05.04.07 "Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности".

Московский институт нефтехимической и газовой промышленности им. И.М. Губкина. Москва, 1976. 19 с.

69. Ивасив В. М. Обеспечение надежности резьбовых соединений бурильных труб по условию прочности: автореф. дисс. канд. тех. наук: спец. 05.02.02 "Машиноведение и детали машин". Одесский политехнический институт. Одесса, 1981. 19 с.

70. Почтенный Е. К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения. Минск: Наука и техника, 1973. 213 с.

71. Крижанівський Є., Копей Б. Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань. *Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин*. 1996. Вип. 33. С. 3-30.

72. Дунин-Барковский И. В., Смирнов Н. В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике (общая часть). М.: Гостехиздат, 1955. 356 с.

73. Гусейн-Заде М. А. Методы математической статистики в нефтяной и газовой промышленности. М.: Недра. 1979. 377 с.

74. Ивасив В. Расчет усталостной прочности резьбовых соединений бурильных труб с учетом рассеяния их долговечности. *Тр. Всесоюз. науч.-исслед. ин-та разработки и эксплуатации нефтепромысловых труб*. 1978. Вып. 10. С. 18-21.

75. Определение периодов дефектоскопии элементов бурильной колонны / В. И. Похмурский, Е. И. Крыжановский, В. М. Ивасив и др.: Тез. докл. III Всесоюзной конфер. по динамике, прочности и надежности нефтепромыслового оборудования. Баку, 1983. С. 54-55.

76. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник / під заг. ред. В. В. Панасюка. К.: Наук. думка, 1988. Т. 10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / під ред. В.І. Похмурського, Є.І. Крижанівського. Львів - Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г.В.

Карпенка НАН України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. 1193 с.

77. Артим В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2000. 150 с.

78. Paris P., Erdogan F. A Critical Analysis of Crack Propagation Laws. *Journal of Basic Engineering*, 1963. Vol. 85. No. 4. P. 528-534. DOI:10.1115/1.3656900.

79. Почтенный Е. К. Метод анализа полуциклов напряжений. *Вестник машиностроения*. 1975. № 10. С. 6-8.

80. Почтенный Е. К., Стайченко Е. С. Исследование циклической прочности сталей 45 и 40Х в условиях совместного действия циклического изгиба и статического кручения. *Проблемы прочности*. 1973. № 8. С. 114-116.

81. Пришляк И. Е., Дубленич Ю. В., Ивасив В. М. Влияние асимметрии цикла нагружения на кинетику усталостного повреждения материала бурильных труб. Укр.ГИПРОНИИнефть. *Разведка и бурение на нефть и газ тр.*, 1978. Вып. 22. С. 62-64.

82. Керимзаде А. С., Ахмедов Б. М., Аскеров Б. М.. Перспективы совершенствования расчета на циклическую прочность деталей нефтепромыслового оборудования. Баку: АЗИНМАШ. ОНТИ, Труды. Конструкторско-экспериментальные и научно-исследовательские работы в области нефтепромыслового оборудования и инструмента, 1965, вып. 3.

83. Северинчик Н. А., Лудчак Е.В. Защита от коррозии при асимметричном циклическом нагружении. *Коррозия и защита*. 1979. № 11.

84. Кудрявцев И. В., Тимонин В. М.. Усталостная прочность крупных резьбовых соединений при несимметричном изгибе. Прочность материалов и конструкций. К.: Наукова думка, 1975. С. 104-114.

85. Вандышев В. П. Соппротивление усталости при нестационарных режимах нагружения с пиковыми перегрузками и оценка повреждений: автореф. дисс. канд. тех. наук: спец. 01.02.06 "Динамика, прочность и надежность машин,

приборов и аппаратов". Государственный научно-исследовательский институт машиноведения. Москва, 1973. 19 с.

86. Klesnil M., Lukas. Vpliv asimetričeskogo cikla na razvoj v naravnih trhlinah. *Ytrjizensvi*. 1973, z.23, №1, P. 34-40.

87. 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.

88. Artym V. I., Faflei O. Y., Mykhailiuk V. V., Semenchuk F. V., Deineha R. O., Yatsyniak I. I. Features of calculation of durability of machine parts and structural elements under conditions of high asymmetric low-amplitude loads. *Journal of new technologies in environmental science*. 2018. №1, vol.2. P. 47-57.

89. Івасів В. М. Методи та засоби управління бурильною колонною для забезпечення її надійності: автореф. дис. На здобуття наук. Ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.05.12 ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1999. 31 с.

90. Круман Б. Б. Расчеты при эксплуатации скважин штанговыми насосами. М.: Недра. 1980. 319 с.

91. Vaisberg O. et al. Fatigue of Drillstring: State of the Art. *Oil & Gas Science and Technology – Revue De L Institut Francais Du Petrole*, 2002. Vol. 57. No.1. P.7-37.

92. David Roylance. Fatigue. Department of Materials Science and Engineering Massachusetts Institute of Technology Cambridge, 1 May 2001, 10p.

93. Nierenberg W. A., Peterson M. N. A. Drillstring Failure Analyses. National Science Foundation National Ocean Sediment: Technical report No.14. 1983. 177p.

94. Ленковський Т. М. Метод оцінювання циклічної тріщиностійкості сталей за поперечного зсуву: дис... канд. техн. наук: 01.02.04. Тернопіль, 2015. 145 с.

95. B. M. Salihu Stress analysis of drillstring threaded connections. Doctor of Philosophy. Cranfield University 2011. 346p.

96. Трубы бурильные. Руководство по эксплуатации. ООО «Научно-исследовательский институт разработки и эксплуатации нефтепромысловых труб»

97. Копей Б.В., Лях М.М. Нафтогазове обладнання: у 11 т. / За заг. ред. Б.В. Копея. Т. 2 Розрахунок, конструювання, монтаж та експлуатація машин та обладнання для спорудження свердловин: підручник. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2021. 612 с.

98. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посіб. / За заг. ред. В. В. Панасюка. – Том 10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / В.І. Похмурський, Є. І. Крижанівський, В. М. Івасів [та ін.] – Львів - Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України; Івано-Франківський націон. техн. ун-т нафти і газу, 2006. – 1193 с.

99. Артим В. І., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Аналіз сучасних конструкцій замкових з'єднань обважених бурильних труб. *Нафтогазова енергетика*. 2017. № 2. С. 22-30.

100. Фафлей О. Я., Михайлюк В. В., Рачкевич Р. В., Дейнега Р. О., Різничук А. І., Кравчук Р. С. Особливості дослідження різьбових з'єднань за допомогою методу кінцевих елементів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2021. № 1(50). С. 62–69. URL: [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1\(50\)-62-69](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-62-69)

101. Фафлей О. Я., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Мельник В. О., Шатан М. В., Пригоровський О. В. Дослідження впливу розміщення основної площини різьби на напружено-деформований стан замкового різьбового з'єднання елементів бурильної колони. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2021. № 2(51). С. 66–72. URL: [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2\(51\)-66-72](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2(51)-66-72)

102. Артим В.І., Фафлей О. Я., Дейнега Р.О., Михайлюк В. В. Дослідження впливу конструктивних елементів двоопорних замкових з'єднань бурильних

труб на їх напружено-деформований стан. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 4. С. 77-87.

103. Towarnicki, Patryk & Grzejda, Rafał. (2018). Analysis of the impact of temperature load on the state of stress in a bolted flange connection. 96-98. 10.1109/PIPHDW.2018.8388333

104. Yu, Q., Zhou, H., Yu, X., & Yang, X. (2018). High-Temperature Low Cycle Fatigue Life Prediction and Experimental Research of Pre-Tightened Bolts. *Metals*, 8(10), 828. <https://doi.org/10.3390/met8100828>

105. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1350630705002499>

106. Guangjie Y., Yao Z., Wang Q. Numerical and experimental distribution of temperature and stress fields in API round threaded connection // *Engineering Failure Analysis*. – 2006. – Vol. 13, No. 8. – P. 1275–1284. – DOI: 10.1016/j.engfailanal.2005.11.006.

107. Zhang T., Yang L., Bai F., Zhu C. Gas Tightness Evaluation of Threaded Connections for Deep Oil and Gas Wells at High Temperature // *Energies*. – 2025. – Vol. 18, No. 17. – Article 4539. – DOI: **10.3390/en18174539**.

108. Xie J., Tao G. *Analysis of Casing Connections Subjected to Thermal Cycle Loading*. – IMECHANICA / C-FER Technologies, 2010. – Available at: <https://imechanica.org/files/analysis-casing-connections-thermal-cycle-loading-2010.pdf>.

109. Биргер И. А., Шорр Б. Д., Йосилевич Г. Б. Расчеты на прочность деталей машин: справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

110. Zhu Xiaohua, Zhang Zhi. 2017. Design of an ultra-high torque double shoulder drill-pipe tool joint for extended reach wells. *Natural Gas Industry*. В 4 374–381 (файл ‘1-S2.0).

111. Di Qin-feng, Chen Feng, Wang Wen-chang, Wang Ming-jie, Zhao Yu-dong, Yuan Peng-bin, Zhou Yong-qi. 2012 Three-dimensional mechanical analysis of the double-shouldered tool joint. *Shiyou Xuebao / Acta Petrolei Sinica*. 33(5):871-877.

112. Yu Wang, Bairu Xia, Zhiqiao Wang, and Chong Chai. 2016. Model of a new joint thread for a drilling tool and its stress analysis used in a slim borehole. *Mechanical. Sciences.* 7, 189–200 (файл ms-1)
- 113 A.P.Dzhus, O.Y.Faflei, R.O.Deineha, L.R.Yurych, M.A.Dorokhov Design of double-shoulder threaded joints of drilling string elements. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu.* 2023, (3): 060 – 065 <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-3/060>
114. ТУ 26-12-775-90. Трубы бурильные утяжеленные. Технические условия, 2005. 51с.
- 115 LECO DH603. Manual, LECO Corporation, 2019.
- 116 Understanding and mitigating hydrogen embrittlement of steels: A review of experimental, modelling and design progress from atomistic to continuum / O. Barrera, D. Bombac, Y. Chen et al. *Journal Materials Science.* 2018. Vol. 53, Is. 9. P. 6251–6290.
- 117 Національний стандарт України. ДСТУ ISO 6892–1:2019 (ISO 6892–1:2016, IDT). Металеві матеріали. Випробування на розтяг. Частина 1. Метод випробувань за кімнатної температури. Київ: ДП „УкрНДНЦ”, 2020, с. 70.
- 118 Національний стандарт України. ДСТУ EN 10002–5:2006 (EN 10002–5:1991, IDT). Металеві матеріали. Випробування на розтяг. Частина 5. Метод випробувань за підвищених температур. Київ: Держспоживстандарт України, 2008, с. 24.
- 119 Національний стандарт України. ДСТУ ISO 148–1:2022 (ISO 148–1:2016, IDT). Металеві матеріали. Випробування на ударний вигин за Шарпі на маятниковому копрі. Частина 1. Метод випробування. Київ: ДП „УкрНДНЦ”, 2022, с. 26.
- 120 ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. М.: Изд-во стандартов, 1985, с. 62.
- 121 Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов. Київ: Наук. думка, 1991. 416 с.
- 122 American Society for Testing and Materials (ASTM E23). Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials. ASTM E23, 1982.

123 Park J.S., Kim S.H., Lee C.W. Effect of high temperature and hydrogen on the corrosion and mechanical behavior of drill pipe steels in sour environments. *Corrosion Science*. 2020. Vol. 168. Art. no. 108585.

124 Qi L., McCartney D.G. Mechanical properties and microstructural evolution of API 5L X80 pipe and drill pipe steels at elevated temperature environments. *Materials Science and Engineering: A*. 2018. Vol. 712. P. 150–162.

125 Zhang X., Yin X., Wang B. Fatigue performance of drill pipe connections under combined high temperature and stress concentration conditions. *International Journal of Fatigue*. 2019. Vol. 124. P. 1–12.

126 Abdolrahim N., Zarei-Hanzaki A. Effect of temperature on fracture of tubular steels. *Engineering Fracture Mechanics*. 2021. Vol. 240. Art. 107321.

127 Nagumo M. Hydrogen related failure of steels – a new aspect. *Materials Science and Technology*. 2016. Vol. 32. P. 1–10.

128 Sun Z., Han L., Wang X. Hydrogen embrittlement behavior of pipeline and drilling steels. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. Vol. 42. P. 21485–21494.

129 Dadfarnia M., Nagao A., Sofronis P. Hydrogen interaction with defects. *Acta Materialia*. 2015. Vol. 98. P. 1–13.

130 Lynch S.P. Hydrogen embrittlement phenomena and mechanisms. *Corrosion Reviews*. 2019. Vol. 37. P. 377–411.

131 Yang H., Wang S. Fracture behavior of drill pipe steels under hydrogen. *Journal of Materials Research and Technology*. 2022. Vol. 17. P. 2350–2362.

132 Tang C., Zhao F. Fatigue crack growth in hydrogen environment. *Corrosion Science*. 2021. Vol. 188. Art. 109523.

133 Jack T., Webb M.A., Rahman K.M.M., Fazeli F., Szpunar J. Hydrogen uptake and embrittlement behavior in pipeline steels: Insights from slow strain rate testing and synchrotron micro-CT imaging. *Engineering Failure Analysis*. 2025. Vol. 172. Art. no. 109419.

134 Paterlini L. et al. Mechanical testing methods for assessing hydrogen embrittlement of pipeline steels in high-pressure hydrogen environments. *Metals*. 2025. Vol. 15, Is. 10. Art. no. 1123.

135 Rahimi S., Verbeken K., Depover T., Proverbio E. Hydrogen embrittlement of pipeline steels under gaseous and electrochemical charging: A comparative review on tensile properties. *Engineering Failure Analysis*. 2025. Vol. 167. Art. no. 108956.

136 Zheng Y., Zhang Y., Sun B., Zhang B., Zhang S., Jin S. Corrosion behavior and mechanical performance of drill pipe steel in a CO₂/H₂S-drilling-fluid environment. *Processes*. 2024. Vol. 12, Is. 3. Art. no. 502.

137 Zvirko O., Tsyurulnyk O., Lipiec S., Dzioba I. Evaluation of corrosion, mechanical properties and hydrogen embrittlement of casing pipe steels with different microstructure. *Materials*. 2021. Vol. 14, Is. 24. Art. no. 7860.

138 Anderson T.L. Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications. 4th ed. CRC Press, 2017.

139 ASTM E1820. Standard Test Method for Measurement of Fracture Toughness. ASTM International.

140 Ilg, W. *Fatigue tests on notched and unnotched sheet specimens of 2024-T3 and 7075-T6 aluminium alloys and of SAE 4130 steel with special consideration of the life range from 2 to 10000 cycles* // NASA Technical Note 3886. – Langley Field, Va: Aeronautical Structures Laboratory, 1956. – Dec.

141 Івасів, В. М., Артим, В. І., Пушкар, П. В., Козак, О. М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин // *Машинознавство*. – 2003. – № 12. – С. 17–20.

142 Пиндус, Ю. І. *Прогнозування швидкості росту втомних тріщин після одноразового перевантажування в алюмінієвих сплавах*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 01.02.04 «Механіка деформівного твердого тіла» / Ю. І. Пиндус; Терноп. держ. техн. ун-т ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2002. – 19 с.

143 Высоцкий, М. С., Почтенный, Е. К., Парфенович, Е. О. Сопrotивление усталости элементов конструкций при двухчастотном нагружении // *Вестник машиностроения*. – 1995. – № 1. – С. 3–6.

144 Bouvet, M. Le forage dirigé // *Forages*. – 1973. – № 6. – P. 63–80.

145 Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов / И.А. Одинг. – М.: Машгиз. – 1962. – С. 228–253.

146. Артим В.І., Новосельський Б.А. (2025). Дослідження розподілу температури у замковому різьбовому з'єднанні бурильних труб. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. № 8 (294). С. 18-23. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-294-8-18-23>

147. Артим В.І., Новосельський Б.А. (2025). Вплив температури на напружено-деформований стан двоопорного замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб. *Precarpathian Bulletin of the Shevchenko Scientific*

Society. № 21 (79). С. 457-468. DOI: [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2025-21\(79\)-457-468](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2025-21(79)-457-468)

148. Новосельський Б.А. (2025). Вплив температури на напружено-деформований стан замкового різьбового з'єднання бурильних труб. Scientific Bulletin of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, № 2 (59). С. 24-32. DOI: [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2025-2\(59\)-24-32](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2025-2(59)-24-32)

149. Артими В.І., Новосельський Б.А., Ластівка І.О. (2026). Вплив умов експлуатації на зміни механічних властивостей сталей елементів бурильної колони. Прикарпатський вісник НТШ. Число. 2026. № 22(83). С. 234-247. DOI: [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2026-22\(83\)-234-247](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2026-22(83)-234-247)

ДОДАТОК А

1. Рачкевич Р.В., Чудик, І.І., Gusat, D., Харун В.Р., Рачкевич, І.О., & Новосельський, Б. А. (2024). Аналіз напружено-деформованого стану бурильної колони за допомогою математичного та фізичного моделювання. Нафтогазова енергетика, № 2 (42), 7-16. DOI: [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2\(42\)-7-16](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2(42)-7-16) (Фахове видання України)
2. Артım В.І., Новосельський Б.А. (2025). Дослідження розподілу температури у замковому різьбовому з'єднанні бурильних труб. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. № 8 (294). С. 18-23. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-294-8-18-23> (Фахове видання України)
3. Артım В.І., Новосельський Б.А. (2025). Вплив температури на напружено-деформований стан двоопорного замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб. Precarpathian Bulletin of the Shevchenko Scientific Society. № 21 (79). С. 457-468. DOI: [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2025-21\(79\)-457-468](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2025-21(79)-457-468) (Фахове видання України)
4. Новосельський Б.А. (2025). Вплив температури на напружено-деформований стан замкового різьбового з'єднання бурильних труб. Scientific Bulletin of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, № 2 (59). С. 24-32. DOI: [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2025-2\(59\)-24-32](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2025-2(59)-24-32) (Фахове видання України)
5. Артım В.І., Новосельський Б.А., Ластівка І.О. (2026). Вплив умов експлуатації на зміни механічних властивостей сталей елементів бурильної колони. Прикарпатський вісник НТШ. Число. 2026. No 22(83). С. 234-247. DOI: [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2026-22\(83\)-234-247](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2026-22(83)-234-247) (Фахове видання України)
6. Artym I., Novoselskyi B., Artym V. Assessment of the durability of moving elements of well equipment under conditions of changing load intensity / I. Artym, B.

Novoselskyi, V. Artym // Abstracts of XXXVI International Scientific and Practical Conference. Munich, Germany, June 26-28, 2023. Pp. 246-248. ISBN – 9-789-46485-363-6. URL: <https://eu-conf.com/ua/events/modern-problems-and-the-latest-theories-of-development/> (Матеріали конференцій)

7. Artym I., Novoselskyi B., Artym V. Assessment of the strength and durability of drilling equipment in difficult operating conditions / I. Artym, B. Novoselskyi, V. Artym // Abstracts of XXV International Scientific and Practical Conference. Warsaw, Poland, September 11-13, 2023. Pp. 197-199. ISBN –9-789-40369-762-8. URL: <https://eu-conf.com/events/promising-ways-of-improving-science-and-scientific-solutions/> (Матеріали конференцій)

8. Artym I., Novoselskyi B. Prospects for the development of the Mykulychynske gas condensate oil field / I. Artym, B. Novoselskyi // Proceedings of the 2nd International Scientific and Practical Conference "Achievements of Science and Applied Research" May 19-21, 2025. Dublin, Ireland. Pp. 184-186. ISBN 979-8-89704-961-5 (series). DOI 10.70286/EOSS-19.05.2025. URL: https://www.eoss-conf.com/wp-content/uploads/2025/05/Dublin_Ireland_19.05.25.pdf (Матеріали конференцій)

9. Artym I., Novoselskyi B. Prospects for Development of Gvizdetsky Oil Field / I. Artym, B. Novoselskyi // Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference "Global Trends in Science: Research, Innovation and Development" June 23-25, 2025. Varna, Bulgaria. Pp. 198-201. ISBN 979-8-89704-966-0 (series). DOI 10.70286/EOSS-24.06.2025. URL: https://www.eoss-conf.com/wp-content/uploads/2025/06/Varna_Bulgaria_23.06.25.pdf (Матеріали конференцій)