


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

На правах рукопису

Гриців Василь Васильович



УДК 622.24.053

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

*Всі примірники дисертації ідентичні
Як змістом
Вчений секретар спеціалізованої вченої
ради Д 20 052 04 Милиць А.В.
18.06.13р.*

Науковий керівник:

Івасів Василь Михайлович,

доктор технічних наук, професор



d503

Івано-Франківськ – 2013

d503

ЗМІСТ

	ст.
ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ	9
1.1 Умови роботи бурильної колони	9
1.2 Аварійність елементів бурильної колони	10
1.3 Напружено-деформований стан бурильної колони та її елементів.....	16
1.4 Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань.....	21
1.5 Використання компонок низу бурильної колони із гнучкою ланкою для забезпечення надійності колони.....	26
1.6 Висновки до розділу 1 та постановка завдань досліджень.....	31
РОЗДІЛ 2	
ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ВТОМНОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ	33
2.1 Тривимірне імітаційне моделювання різьбових з'єднань бурильних труб.....	33
2.1.1 Основні етапи та принципи моделювання в програмному комплексі ANSYS Workbench.....	34
2.1.2 Побудова геометричної моделі замкового різьбового з'єднання.....	36
2.1.3 Задання властивостей матеріалів.....	39
2.1.4 Генерування сітки скінченних елементів.....	40
2.1.5 Прикладання навантажень і закріплення моделі.....	44
2.1.6 Вибір параметрів скінченно-елементного аналізу.....	45
2.2 Розподіл нормальних напружень по довжині різьби.....	48
2.3 Удосконалення методу прогнозування ресурсу бурильних труб на основі С-критерію.....	57

2.4	Висновки до розділу 2.....	63
-----	----------------------------	----

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВІ МЕТОДИ

ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОГО РЕСУРСУ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ІЗ УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО НАВАНТАЖУВАННЯ	65
---	-----------

3.1	Дослідження кінетики втомних тріщин матеріалу бурильних труб з урахуванням пікових перевантажень.....	65
3.2	Експериментальні дослідження втомного ресурсу натурних елементів бурильної колони.....	76
3.3	Удосконалення методу прогнозування втомного ресурсу бурильних труб із урахуванням експлуатаційного навантажування.....	84
3.3.1	Визначення параметрів кривої втоми бурильних труб при мало- і багатоциклових навантажуваннях... ..	85
3.3.2	Підсумовування втомних пошкоджень за широкого діапазону режимів навантажування.....	90
3.4	Висновки до розділу 3.....	95

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ ТА ЗАСОБІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ	97
---	-----------

4.1	Корозійно-електрохімічна поведінка трубних сталей у середовищі бурового розчину.....	97
4.2	Забезпечення надійної експлуатації бурильної колони за використання пружних муфт.....	107
4.3	Висновки до розділу 4	121

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	122
--------------------------	------------

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	125
-----------------------------------	------------

Додаток А.....	139
Додаток Б.....	142

ВСТУП

Актуальність теми. На сьогодні економічний розвиток України значною мірою стримується нестачею власних енергоресурсів. Тому останніми роками Україна все активніше займається питаннями збільшення видобутку вуглеводневої сировини. Однією із складових цього процесу є спорудження глибоких похило-скерованих та горизонтальних свердловин. Проте надзвичайно важкі гірничо-геологічні умови буріння таких свердловин значно ускладнюють роботу бурильної колони. У зв'язку із цим вимоги до надійності елементів бурильної колони зростають, а дослідження в цій області набувають важливого теоретичного та практичного значення.

Вагомий внесок у розвиток обраного напрямку зробили такі українські та закордонні вчені, як Артим В. І., Джафаров К. І., Дубленич Ю. В., Івасів В. М., Карпаш О. М., Копей Б. В., Крижанівський Є. І., Лачінян Л. А., Лисканич М. В., Малько Б. Д., Похмурський В. І., Саркісов Г. М., Сароян О. Е., Сімонянц Л. Е., Северинчик М. О., Харченко Є. В., Щербюк М. Д., Якубовський М. В. та інші.

Як свідчить практика буріння нафтових та газових свердловин, найбільш поширеними причинами відмов елементів бурильної колони є втомні та корозійно-втомні пошкодження. На механізм їх виникнення впливають властивості матеріалу, корозійна активність бурового розчину, навантажувальність елементів бурильної колони і деякі інші чинники. Зважаючи на складність проблеми, необхідним є проведення комплексу експериментальних та теоретичних досліджень, спрямованих на розробку нових та удосконалення існуючих методів прогнозування ресурсу елементів бурильної колони із урахуванням найбільш небезпечних чинників, які призводять до їх руйнування.

Робота виконана на кафедрі нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота є частиною науково-дослідних програм із розвитку нафтогазопромислового комплексу України і базується на результатах науково-дослідних робіт:

Д-1/07-Ф «Дослідження нових енергоресурсозберігаючих, екологічно безпечних технологій видобування та транспортування вуглеводнів» (Державний реєстраційний №0107U001558);

585/08 «Розробка і впровадження пружних муфт для удосконалення технології буріння похило-скерованих свердловин у ДАТ «Чорноморнафтогаз» (Державний реєстраційний №0108U009397);

GR/F27/0055 МОН України «Оптимізація глибинного бурового обладнання та технології буріння скерованих свердловин для освоєння важкодоступних нафтогазових покладів шляхом оцінки енергетичних витрат» (Державний реєстраційний №0110U002629).

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є забезпечення надійної експлуатації елементів бурильної колони шляхом удосконалення методів прогнозування їх ресурсу.

Для досягнення мети необхідно виконати такі завдання:

1) провести аналіз причин відмов бурильних труб та їх з'єднань у процесі буріння свердловин;

2) удосконалити методи оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань бурильних труб;

3) виконати експериментальні дослідження втомного ресурсу трубної сталі та елементів бурильної колони при блоковому навантажуванні;

4) провести корозійно-електрохімічні дослідження поведінки трубної сталі в середовищі бурового розчину та впливу поверхневої захисної плівки на корозійні процеси;

5) удосконалити методи прогнозування втомного ресурсу елементів бурильної колони;

6) впровадити методи і засоби забезпечення надійної роботи бурильної колони у виробництво.

Об'єкт дослідження – напружено-деформований стан різьбових з'єднань елементів бурильної колони, втомне і корозійне їх пошкодження.

Предмет дослідження – методи прогнозування ресурсу елементів бурильної колони.

Методи дослідження. Під час аналізу напружено-деформованого стану бурильних труб та їх з'єднань застосовувався метод скінченних елементів та математичні методи теорії диференціальних рівнянь. Дослідження втомного ресурсу елементів бурильної колони проводилося із залученням методів кінетичної теорії втоми, статистичних методів оброблення й аналізу результатів експериментальних досліджень. Лабораторні випробування проводили на установках, які імітують умови роботи бурильної колони, близькі до експлуатаційних. Для встановлення закономірностей корозійної поведінки сталей у буровому розчині застосовувалися електрохімічні методи досліджень. Розрахунки згідно з розробленими математичними моделями проводилися з використанням сучасних програмних пакетів “Maple” та “MathCAD”.

Положення, що виносяться на захист.

1. Закономірності впливу пікових навантажувальних на ресурс матеріалу елементів бурильної колони.
2. Метод прогнозування втомного ресурсу бурильних труб із урахуванням кривих втоми, що містять розрив між малоцикловою та багатоцикловою областями.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше розроблено тривимірну модель різьбових з'єднань елементів бурильної колони із повним відтворенням його конструктивних та технологічних параметрів, що дає змогу оцінювати напружено-деформований стан з використанням імітаційного моделювання.
2. Вперше обґрунтовано доцільність використання кривої втоми із розривом між малоцикловою і багатоцикловою областями для прогнозування втомного ресурсу бурильних труб в умовах комплексного впливу високих та низьких напружень.
3. Удосконалено метод прогнозування ресурсу бурильних труб на основі С-критерію шляхом врахування локальних напружень, які виникають у різьбовому з'єднанні бурильної труби, визначених за результатами моделювання.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Розроблено керівний документ «Методика прогнозування довговічності бурильної колони та її елементів в ускладнених умовах буріння» із урахуванням удосконалених методів прогнозування втомного ресурсу бурильних труб та їх з'єднань, впроваджений у Стрийському ВБР.

2. Розроблено методику оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони із використанням їх тривимірних моделей у програмному середовищі ANSYS Workbench.

3. Розроблено конструкцію пружної муфти бурильної колони (патент України № 62165), яка дає змогу сповільнити процес накопичення втомних пошкоджень у різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони шляхом зниження напружень від згину. Пружна муфта передана у ПАТ «ДАТ«Чорноморнафтогаз».

Особистий внесок здобувача.

Із наукових праць, які опубліковано у співавторстві, на захист винесено їх основні частини, розроблені особисто дисертантом. Зокрема, в [1] удосконалено метод прогнозування втомного ресурсу бурильних труб на основі С-критерію; в [2] проведено експериментальні дослідження та їх аналіз; у [3] визначено параметри кривої корозійної втоми; в [4] удосконалено аналітичний метод оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони; в [5] удосконалено метод прогнозування втомного ресурсу бурильних труб в умовах комплексного впливу високо- та низькоамплітудних напружень; у [6, 11] розроблено тривимірну комп'ютерну модель різьбового з'єднання для оцінки його напружено-деформованого стану; в [7] проведено корозійно-електрохімічні дослідження поведінки трубної сталі в середовищі бурового розчину та впливу поверхневої захисної плівки на корозійні процеси; в [8] досліджено вплив пікових навантажень на втомний ресурс призматичних зразків із трубної сталі 36Г2С; у [9] проведено аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони; в [10] розроблено комп'ютерну модель пружної муфти для оцінки її напружено-деформованого стану, проведено теоретичні розрахунки жорсткості пружної муфти.

Апробація результатів дисертації.

Основні результати роботи доповідалися і обговорювалися на: міжнародній науково-технічній конференції молодих учених «Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії» (м. Івано-Франківськ, 2008), міжнародній науково-технічній конференції «Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування» (м. Тернопіль, 2009), міжнародній студентській науковій конференції «Молодая наука XXI века» (м. Краматорськ, 2010), X-тій міжнародній конференції-виставці «Проблеми корозії та протикорозійного захисту конструкційних матеріалів» (м. Львів, 2010), IV-тій міжнародній науково-технічній конференції «Проблемы динамики и прочности в турбомашиностроении» (м. Київ, 2011), міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика – 2011» (м. Івано-Франківськ, 2011).

У повному об'ємі результати досліджень доповідалися на наукових семінарах кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Публікації.

За результатами досліджень, які викладені в дисертації, опубліковано 11 наукових робіт, у тому числі 7 статей у фахових виданнях, 1 – патент України на корисну модель та 1 – у збірниках праць міжнародної конференції.

Структура та обсяг роботи.

Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, що містить 135 найменувань на 14 сторінках, а також додатків на 5 сторінках. Загальний обсяг дисертації становить 124 сторінки, в тому числі 52 рисунки та 20 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Умови роботи бурильної колони

Умови роботи бурильної колони залежать насамперед від способу буріння, конструкції свердловини та геологічного розрізу порід.

В процесі буріння на колону діють статичні, динамічні і змінні навантаження [12 – 21]. Однак на сьогоднішній день їх величина і характер не вивчені достатньою мірою. Із великої кількості навантажень, що діють на бурильну колону, можна виділити найважливіші, які значною мірою визначатимуть її роботоздатність. Так, при роторному способі буріння на колону діють такі навантаження [12, 20, 22 – 25]:

- а) осьові сили розтягу від власної ваги бурильного інструменту;
- б) осьові сили стиснення в нижній частині бурильної колони, які виникають при створенні навантаження на долото;
- в) згинальні моменти, які виникають під час роботи бурильної колони на викривлених ділянках свердловини, а також від поперечного згину при стисненні і в процесі її обертання;
- г) динамічні (інерційні) сили, що виникають при спуско-підймальних операціях;
- д) крутний момент, необхідний для обертання колони труб і підведення потужності на бурове долото;
- е) гідравлічні навантаження за рахунок дії гідродинамічних і гідростатичних тисків на бурильну колону;
- ж) динамічні навантаження, пов'язані із вібрацією при обертанні бурильної колони і від пульсації тиску бурового розчину в долоті;
- з) осьові сили опору і тертя при повздовжніх переміщеннях, а також під час обертання бурильної колони.

У процесі буріння вибійними двигунами умови роботи дещо відрізняються. Це зумовлено, в основному тим, що колона бурильних труб не обертається, тому на неї

діють осьові сили розтягу і стискання, обумовлені вагою колони і вибійного двигуна, перепад тиску на долоті та у вибійному двигуні і реакція вибою від осьового навантаження на долото.

Крім основних навантажень, які описані вище, на колону бурильних труб, нерідко діють і значні перевантаження [21, 24, 26 – 30]. Вони виникають у процесі вивільнення прихопленої частини бурильної колони, у випадку порушення технології проведення спуско-підймальних операцій і т. д. Іноді сумарне напруження під дією перевантажень досягає значень границі плинності і, навіть, границі міцності матеріалів бурильних труб.

Важливим чинником, що значно впливає на довговічність елементів бурильної колони є їх взаємодія із корозійно-активним (робочим) середовищем – буровим розчином. Різноманітні хімічні реагенти, які регулюють реологічні властивості бурового розчину, часто викликають хімічну або електрохімічну корозію. За даними досліджень [31 – 35] робоче середовище значно зменшує границю плинності, міцності та витривалості елементів бурильної колони. У цих середовищах може спостерігатися розтріскування металу, що перебуває під механічним напруженням, та корозійна втома металу.

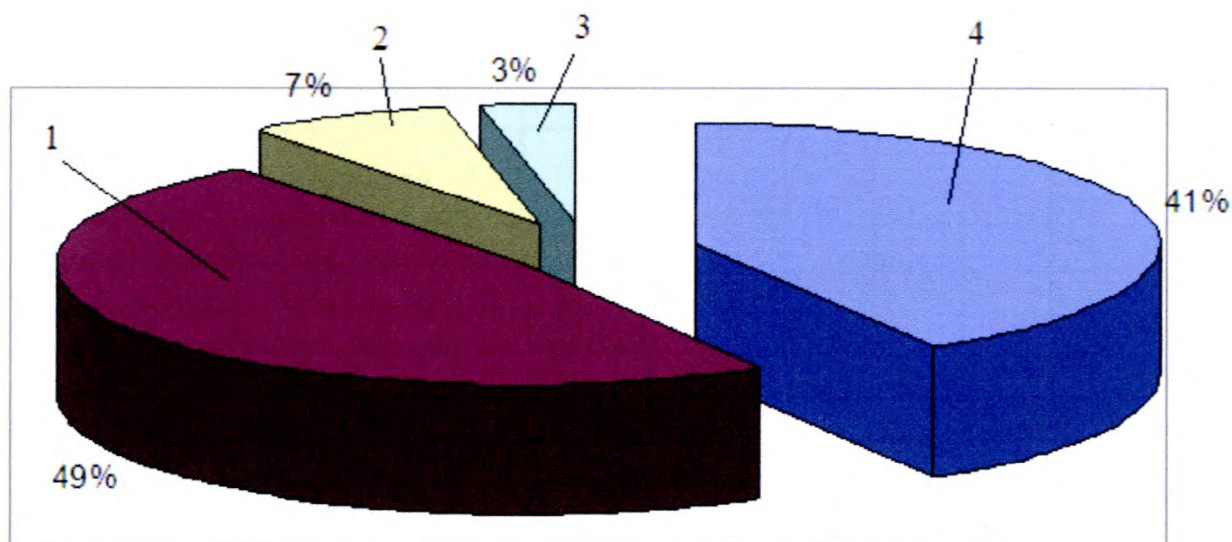
Зазначимо, що на практиці режим роботи бурильної колони загалом є асиметричним і характеризується одночасною дією розглянутих видів навантаження. Їх поєднання із різними впливами (від робочого середовища, температури, тиску та ін.) призводять до відмов елементів бурильної колони. Тому проблема забезпечення надійності під час буріння свердловин тісно пов'язана із виявленням критичних умов роботи бурильної колони та із розробленням заходів і засобів для зниження їх негативного впливу на технологічний процес.

1.2 Аварійність елементів бурильної колони

Дослідження великої кількості аварій з елементами бурильної колони [23, 26, 27, 36 – 44, 83] дали підстави для висновку, що найбільш поширеними причинами відмов є втомні та корозійно-втомні пошкодження. На механізм їх виникнення

впливають властивості матеріалу, корозійна активність бурового розчину, навантажуваність і деякі інші чинники.

Нами проведено промисловий аналіз аварійності під час буріння свердловин БУ «Укрбургаз» за період з 2003 по 2008 роки (табл. 1), який підтверджує, що пов'язані із елементами бурильної колони аварії все ще трапляються і складають близько 50 % від загальної їх кількості. Розподіл загальної кількості аварій від місця їх виникнення відображено на рисунку 1.1.



1 – з елементами бурильної колони; 2 – з долотами;
3 – з обсадними трубам; 4 – в результаті прихоплення

Рисунок 1.1 – Розподіл загальної кількості аварій під час буріння свердловин БУ «Укрбургаз» за період з 2003 по 2008 роки

Подібні дослідження по підприємствах ВАТ «Укрнафта» та ДК «Укргазвидобування» за період з 1988 по 1992 роки проведено автором роботи [44]. Згідно зі статистичним аналізом розподілу у ВАТ «Укрнафта» руйнування елементів бурильної колони складає 25 %, прихоплення трубних колон – 60 %, падіння предметів у свердловину – 5 %, інші аварії – 10%; по підприємству ДК «Укргазвидобування» розподіл такий: аварії із елементами бурильної колони – 34 %, прихоплення трубних колон – 55 %, аварії з породоруйнівним інструмен-

Таблиця 1.1 – Розподіл загальної кількості аварій під час буріння свердловин БУ «Укрбургаз» за період з 2003 по 2008 роки

Рік	Кількість аварій (всього)	В. т. ч. у пошкоджених скерувальних свердловинах	Кількість аварій з причин і по видах										
			Прихоплення (всього)	В тому числі з причини						З елементами бурових колон	З докладами	З обсадними трубами	Інші
				припинення	зоборуження	осипання	порід	заклинювання	з інших причин				
2003	10	1	4	-	1	-	2	1	4	2	-	-	
2004	3	-	3	-	-	1	1	1	-	-	-	-	
2005	2	1	-	-	-	-	-	-	1	-	-	1	
2006	4	3	1	-	-	1	-	-	3	-	-	-	
2007	9	4	4	-	1	1	-	2	5	-	-	-	
2008	1	1	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-	

гом – 5 %, аварії з обсадними колонами – 2 %, невдале цементування – 2 %, інші аварії – 2 %.

Враховуючи вище наведені дані, можна зробити висновок, що втомне руйнування бурильних колон все ще залишається однією із основних причин аварійності в бурінні, що вимагає поглибленого аналізу аварійності по елементах бурильної колони.

В об'єднаннях ВАТ «Укрнафта» та ДК «Укргазвидобування» проведено аналіз аварій з бурильними трубами, який показав, що 22 % з них відбулись внаслідок руйнування трубної різьби, 24 % – замкової різьби, 28 % – тіла труби, 9 % – зварного шва, 10 % – через зрив замкової різьби та 7 % – з інших причин [44].

Автором роботи [40] систематизовано дані відмов елементів бурильних колон в різні періоди буріння свердловин (рис. 1.2). Показано, що середнє значення рівня відмов замкових різьб становить 30 %. Натомість збільшилась частка руйнувань тіла бурильної труби – від 10 у 1966 р. до 35 % у 1996 р. Протягом 1966 – 1991 рр. збільшилась частка руйнувань трубної різьби з 15 до 25 %. Проте вже в 1996 вона становила 20 %. Рівень руйнувань зварного шва залишається незмінним і становить приблизно 10 %.

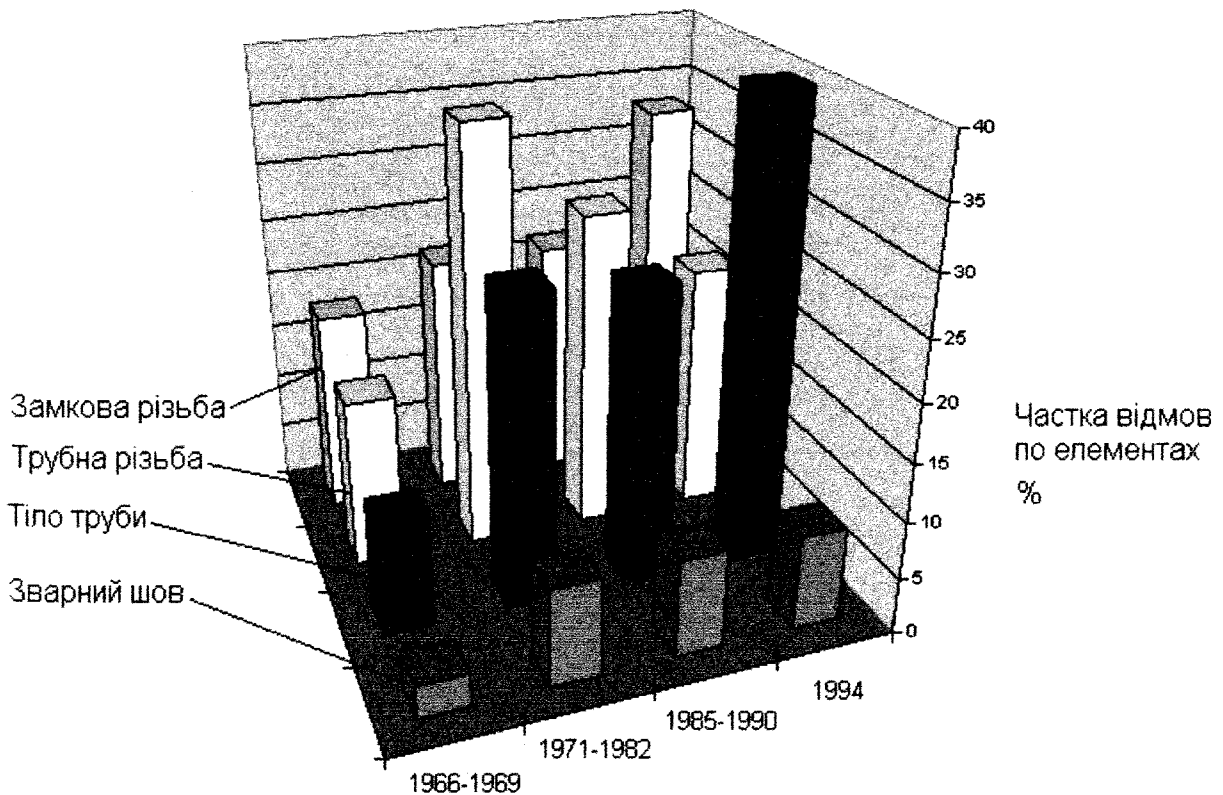


Рисунок 1.2 – Розподіл відмов елементів бурильних колон по роках [40]

Як бачимо, різноманітні конструктивні і технологічні способи забезпечення робоздатності елементів бурильної колони, своєчасний та якісний ремонт не дозволили суттєво тенденції щодо поелементної експлуатаційної їх надійності.

Різними дослідниками [26, 27, 36, 39, 44 – 47] на основі аналізу аварійності встановлено розподіл частоти відмов колони від її глибини обриву. Деякі з них [36, 44 – 47] вказують на те, що більшість руйнувань відбувається в нижній частині колони. В цьому випадку основною причиною обривів є змінні напруження, обумовлені як викривленням стовбура свердловини, так і втратою стійкості колони. Інші вважають [26, 27, 39], що більшість випадків руйнування елементів бурильних колон трапляється у її верхній частині, пояснюючи це дією асиметричних циклів напружень розтягу, які виникають при затягуваннях у жолобах, прихопленні бурильної колони, порушеннях технології проведення спуско-підймальних операцій і т.д.

Автор [44] наводить залежність коефіцієнта частоти відмов бурильної колони φ від коефіцієнта глибини K (рис. 1.3). Як бачимо, значна кількість аварій трапляється в нижній частині колони, а саме після досягнення коефіцієнта глибини, рівного 60 %.

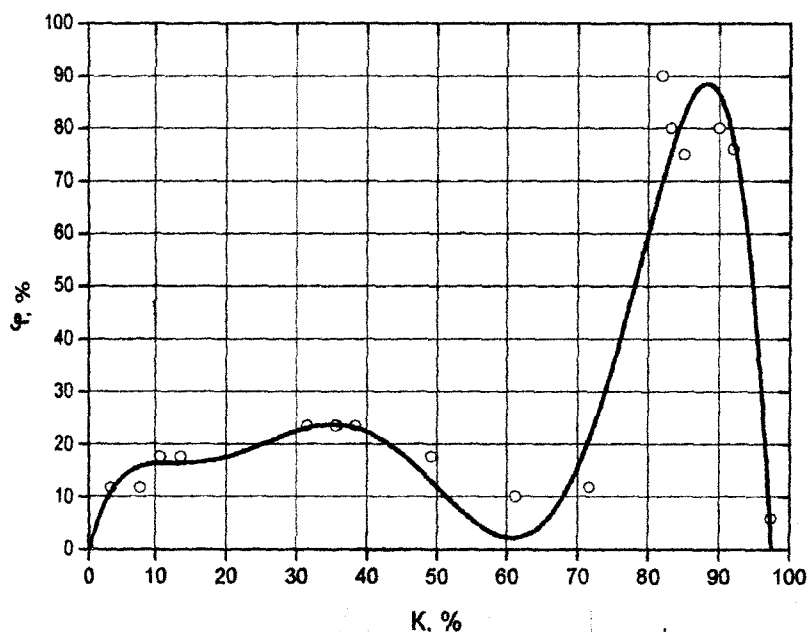


Рисунок 1.3 – Залежність коефіцієнта частоти відмов бурильної колони φ від коефіцієнта глибини K [44]

Дещо інші результати отримані на основі аналізу 82 аварій з бурильними трубами за період з 1981 по 1983 роки в об'єднаннях "Азнефть", "Грознефть", „Белоруснефть”, згідно з якими, близько 70 % їх трапляється у верхній частині, а випадку буріння свердловин в інтервалі 3500 м і нижче цей показник сягає 25 %. Це дуже добре відображено на рисунку 1.4, побудованому за даними об'єднання "Грознефть" [26].

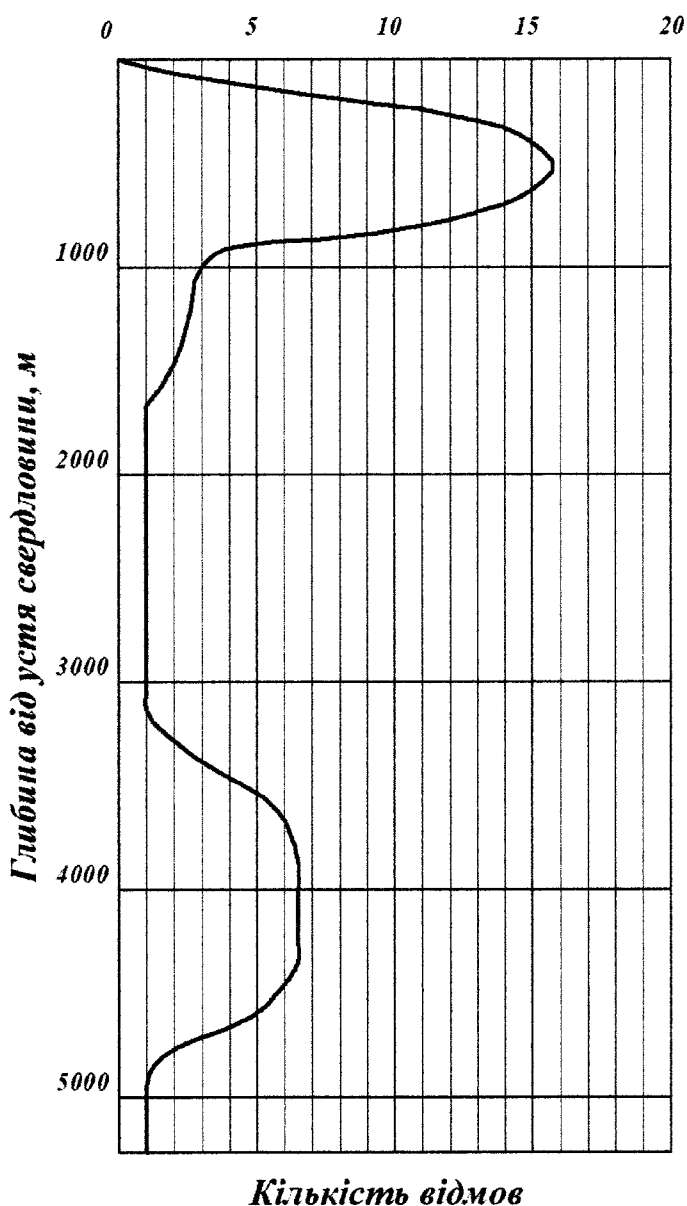


Рисунок 1.4 – Розподіл кількості відмов за глибиною свердловини [26]

Тому можна зробити висновок, що значна кількість відмов трапляється як у нижній, так і у верхній частині бурильної колони, а їх розподіл за глибиною свердловини залежить, в основному, від умов роботи колони.

1.3 Напружено-деформований стан різьбових з'єднань елементів бурильної колони

У процесі буріння нафтових та газових свердловин бурильна колона піддається дії різноманітних детермінованих та випадкових навантажувальних, що призводить до втомних руйнувань елементів бурильної колони, а, отже, до аварій і ускладнень, на ліквідацію яких витрачаються значні кошти. У підрозділі 1.2 проведено аналіз поелементної аварійності колони, який засвідчив, що значна кількість аварій є наслідком руйнування саме різьбових з'єднань. Насамперед, це пов'язано з виникненням значних локальних напружень у різьбі. Так, в роботі [48] зазначено, що максимальне осьове напруження в зоні впадини різьби може в 5 разів перевищувати номінальне напруження. Отже, для забезпечення надійної роботи різьбового з'єднання в процесі експлуатації необхідно знати дійсний розподіл напружень по довжині різьби залежно від типу з'єднання і виду його навантаження.

Перші результати розподілу навантаження по витках циліндричної різьби отримано професором М.Є. Жуковським. Ним розглянуто випадок різьбового з'єднання типу «болт-гайка», яке знаходиться в розтягнутому стані, і показано, що при досить великій кількості витків різьби тиск між ними зменшуються за законом геометричної прогресії.

Для визначення величини контактної тиску на другому і наступних витках ідеалізованої моделі різьби запропонована рівність [49]

$$N_n = q^{n-1} \cdot N, \quad (1.1)$$

де N – контактний тиск на першому витку, Па;

q – знаменник геометричної прогресії;

n – порядковий номер витка.

Проте, через прийняті автором спрощення не враховується взаємодія геометричних параметрів різьби та всього з'єднання, що призводить до наближених

результатів, які дають тільки якісне уявлення про закономірності розподілу осьового навантаження між витками різьби.

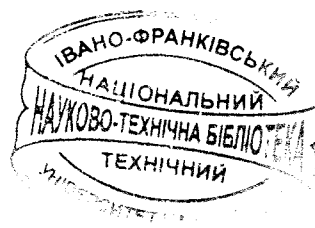
В роботі [50] І. А. Біргером розглянуто аналогічну задачу, виходячи із сумісності деформацій згину витків різьби і поперечної деформації тіла болта і гайки, а також розроблено методику розрахунку болтових різьбових з'єднань на міцність при статичних і динамічних навантаженнях.

При постановці завдання про розподіл навантаження по витках циліндричної різьби І. А. Біргером прийнято за основу ідеалізовану схему різьбового з'єднання М.Є. Жуковського із такими додатковими умовами:

- а) витки різьби схильні до деформацій згину;
- б) різниця осьових деформацій болта і гайки може компенсуватися не тільки згином витків, а й поперечними деформаціями тіла болта і гайки.

Дослідження проведені І. А. Біргером із врахуванням зазначених вище припущень для випадку «розтягнений болт-стиснена гайка» показали, що, починаючи від верхнього торця гайки, розподіл зовнішнього навантаження зростає до нижніх витків за законом гіперболічного косинуса і визначається за формулою

$$q(x) = \frac{Q \cdot m}{sh mH} ch mx, \quad (1.2)$$



де $q(x)$ – інтенсивність розподілу зовнішнього навантаження по витках різьби, H/m ;

x – поточна координата по довжині різьбового з'єднання $0 \leq x \leq H$, m ;

H – загальна довжина робочої частини різьби (висота гайки), m ;

Q – зовнішня осьова сила, що розтягує тіло болта або стискає тіло гайки, H ;

m – коефіцієнт, який характеризує геометричні параметри різьбового з'єднання.

Розрахункові моделі М.Є. Жуковського та І. А. Біргера використовуються для оцінки закономірностей розподілу навантаження по витках різьбового з'єднання типу «болт-гайка». Слід відзначити, що у своїх наукових дослідженнях вчені не

розглядали конічні різьбові з'єднання труб, що широко застосовуються під час буріння свердловин.

У роботі [49] детально описано особливості реальних різьбових з'єднань труб, а також основні їх відмінності від болтових з'єднань.

Зупиняючись на огляді праць, що належать до теоретичних та експериментальних досліджень колони бурильних труб та їх з'єднань, можна відзначити роботи Г. М. Саркісова [53, 54], А. Є. Сарояна [18, 25], Л. А. Лачиняна, С. А. Угарова [13, 14], Є. І. Крижанівського [45], Б. В. Копея [46], О. М. Карпаша [36], В. М. Івасіва [47], Н. Д. Щербюка, Н. В. Якубовського [51], В. І. Артима [52] та багатьох інших.

Так, в роботі [25] отримано теоретичне вирішення задачі розподілу навантаженості по довжині замкової різьби. При цьому використано систему рівнянь, яка пов'язує деформації двох сусідніх витків та тіло ніпеля і муфти між ними. Автором розглянуто три основні схеми навантаження, які виникають в процесі буріння:

а) «розтягнений ніпель - стиснена муфта» (характерна для випадку затягування замкового різьбового з'єднання);

б) «розтягнений ніпель - розтягнена муфта» (характерна для випадку підвішеної бурильної колони);

в) «стиснений ніпель - стиснена муфта» (схема навантаження, яка відповідає стану з'єднання в процесі згвинчування).

Авторами роботи [14] проведено експериментальні дослідження навантаженості різьби при затягуванні різьбового з'єднання 3-50. Вони дали змогу порівняти отримані дані із результатами теоретичних розрахунків за методикою, запропонованою у роботі [25]. Експериментальне визначення сумарного осьового навантаження розтягу, а також навантажень по довжині різьби здійснювали за допомогою тензодавачів, наклеєних вздовж різьби. За відомим сумарним навантаженням і навантаженням у перерізах, в яких встановлені тензодавачі, визначали коефіцієнт k_i , який характеризує частку сумарного навантаження, що припадає на i -тий переріз різьби. Результати порівняння експериментальних даних

та теоретичних розрахунків зображено на рисунку 1.5 [14]. Із кривих видно (рис. 1.5), що найбільш навантажений перший виток ніпеля і переріз між першим та другим витками.

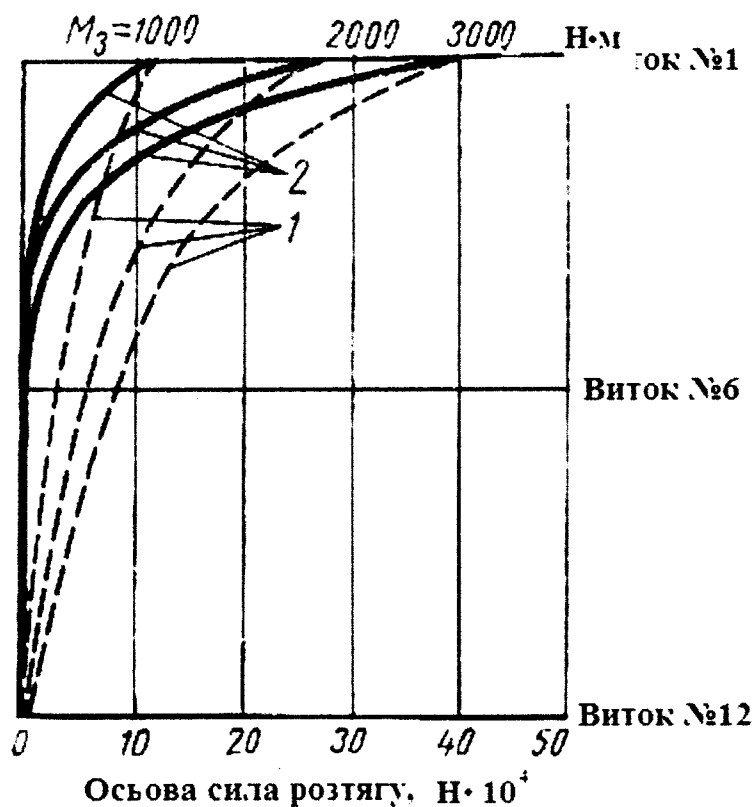


Рисунок 1.5 – Експериментальні (1) та теоретичні (2) криві розподілу моменту згинання по довжині різьбового з'єднання 3-50 [14]

Для розрахунку різьбових з'єднань на міцність та витривалість необхідно знати не тільки дійсний розподіл навантажень по довжині різьби, але і напруження, що виникають в результаті їх дії.

Відомо, що дослідження напружень в різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони проводилися двома основними способами: теоретичним та експериментальним. Перший із них ґрунтується на використанні математичних моделей, які адекватно описують поведінку з'єднань при різноманітних схемах навантаження, а другий побудований на дослідженні експериментальних результатів.

При обертанні бурильної колони на вертикальних та викривлених ділянках свердловини, а також в результаті повздовжніх, поперечних і крутильних коливань

виникають змінні напруження [40], які можуть призвести до втомного руйнування. Тому авторами робіт [12, 14, 18, 20, 55 – 57, 69, 81, 82] запропоновано аналітичні залежності, які дають змогу оцінити напружено-деформований стан у бурильних трубах та їх з'єднаннях від дії прикладених навантажень.

В останні роки для дослідження різьбових з'єднань на напружений стан в результаті від дії різноманітних експлуатаційних навантажувальних використовують комп'ютеризовані системи скінченно-елементного аналізу [58 – 68].

В роботі [69] авторами проведено ряд експериментальних досліджень з визначення розподілу осьових напруження від прикладеного моменту згвинчування в ніпелі замкового різьбового з'єднання 3-42 та напружень згину, які виникають в з'єднанні при згинальному моменті від 820 до 2500 Н·м. При цьому було визначено оптимальний момент згвинчування, який знаходиться в діапазоні 2300-2600 Н·м та запропоновано формулу для визначення дійсного напруження згину в небезпечному перерізі з'єднання, яка коректується емпіричним коефіцієнтом напруження згину k

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32} \cdot \rho}{I_x} k, \quad (1.3)$$

де M_{32} – момент згину, Н·м;

ρ – відстань від нейтральної осі до точки визначення напруження в перерізі, м;

I_x – осьовий момент інерції сумарного перерізу ніпеля та муфти, м⁴.

Для замкового різьбового з'єднання 3-42 значення коефіцієнта k , склало 1,16.

Аналогічні дослідження проведені авторами роботи [14], які показали, що для замків 3-50 згвинчених із моментами 2000 і 3000 Н·м емпіричний коефіцієнт k складає 0,9, а для згвинчених із моментом 500 Н·м змінюється в залежності від величини моменту згину від 1,26 до 1,87.

Таким чином, проведений аналіз показав, що оцінка напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони при різних схемах навантаження є надзвичайно важливим завданням та вимагає доповнень, Уточнень та узагальнюючих експериментальних і теоретичних досліджень.

1.4 Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань

На даний час запропоновано значну кількість методів розрахунку довговічності та втомного ресурсу бурильних труб та їх з'єднань [20, 36, 40, 44, 47, 52, 55, 81, 82, 98, 99, 114, 126 – 133]. Ці методи базуються на визначенні параметрів надійності [47, 52, 128] з певною ймовірністю неруйнування, за параметрами кривих втоми чи корозійної втоми використовуючи дво- чи трипараметричні рівняння [106, 128], за швидкістю росту тріщин корозійної втоми в докритичному періоді [135], за параметрами тріщиностійкості [32, 34, 134], за величиною пошкодження живого перерізу труби (G та C - критеріями) [47, 127] та іншими [117, 121].

Зокрема, в роботах [45, 128] запропоновано використовувати двопараметричні залежності кривих втоми чи корозійної втоми

$$\lg(\sigma_a)_n = b \cdot \lg N + a, \quad (1.4)$$

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

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

N – кількість циклів до руйнування елемента бурильної колони.

Для аналітичного опису кривих втоми авторами [126] використано рівняння

$$M_{3z}^m N = A, \quad (1.5)$$

де M_{3z} – знакозмінний згинальний момент, що діє на з'єднання в свердловині;

m – параметр, що залежить від марки сталі, режиму термічної обробки, напруженого стану і конструктивних особливостей випробовуваного зразка;

N – кількість циклів навантажування;

A – характеристика кривої втоми.

Аналіз результатів [47, 52] корозійно-втомних випробувань зразків матеріалів та натурних деталей показав, що для прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань доцільно користуватися трипараметричним рівнянням вигляду [105, 106]

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

де N – кількість циклів до руйнування деталей, *цикл*;

σ_R – границя витривалості, *МПа*;

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

$Q = N_0 \cdot \sigma_0$ – коефіцієнт витривалості, *МПа·цикл*;

σ – максимальне напруження циклу, *МПа*;

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

Параметри рівняння кривої втоми (σ_R , Q , V_0) визначаються за даними втомних чи корозійно-втомних випробувань натурних деталей (зразків матеріалів). Для їх визначення випробовують вибірку деталей до руйнування на декількох рівнях напруження. При цьому на кожному рівні зберігаються постійні параметри циклів напруження, а коефіцієнт асиметрії є постійним на всіх рівнях.

Визначення параметрів σ_R , Q , V_0 проводять за методом найменших квадратів різниці $(\sigma_{R_i} - \bar{\sigma}_R)^2$ згідно з алгоритмом, наведеним в [52]. Значення границі витривалості σ_R визначають за допомогою рівняння, записаного у вигляді

$$\sigma_{R_i} = \sigma_i - V_0 \cdot \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{N_i \cdot \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}. \quad (1.7)$$

Позначивши $\sigma_i = z_i$ і $\ln\left\{1 + \left[\exp\left(\frac{N_i \cdot \sigma_i}{Q}\right) - 1\right]^{-1}\right\} = y_i$, отримаємо рівняння прямої

$$z_i = \sigma_R + V_0 \cdot y_i. \quad (1.8)$$

Задаючись визначеними значеннями Q згідно з методом найменших квадратів розраховуються параметри рівняння за формулами

$$V_0 = \frac{n \sum_{i=1}^n (y_i \cdot z_i) - \sum_{i=1}^n (y_i) \cdot \sum_{i=1}^n (z_i)}{n \sum_{i=1}^n (y_i^2) - \sum_{i=1}^n (y_i)^2}; \quad (1.9)$$

$$\bar{\sigma}_R = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i^2) \cdot \sum_{i=1}^n (z_i) - \sum_{i=1}^n (y_i \cdot z_i) \cdot \sum_{i=1}^n (z_i)}{n \sum_{i=1}^n (y_i^2) - \sum_{i=1}^n (y_i)^2}, \quad (1.10)$$

де n – число зруйнованих деталей у вибірці;

$\bar{\sigma}_R$ – середнє значення границі витривалості, *МПа*.

Слід відзначити, що під час втомних випробувань однотипних зразків елементів бурильної колони та інших деталей машин спостерігається значний розкид значень довговічностей. Цей розкид обумовлений насамперед структурною неоднорідністю металу, неоднорідністю технологічного процесу виготовлення бурильних труб та їх з'єднань та різницею між початковим ступенем їх пошкодження. Тому, параметри рівняння кривої втоми знаходяться за допомогою статистичного аналізу результатів втомних чи корозійно-втомних випробувань.

Спираючись на експериментальні результати втомних випробувань, допускається, що для сукупності однотипних деталей параметри кривої втоми Q та V_0 є постійними величинами, а параметр σ_R змінюється і розкид довговічності в умовах однорідного навантаження сукупності однотипних деталей визначається розкидом частинних значень їх границі витривалості. В цьому випадку для оцінки

залежності ймовірності неруйнування від числа навантаження і рівня напруження сукупності однотипних деталей достатньо визначити постійні параметри кривої втоми (Q, V_0) і значення параметру розподілу границі витривалості.

Розподіл значень границі витривалості однотипних деталей дуже добре описується функцією нормального розподілу [52]

$$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r\min} - tS_{r\max}, \quad (1.11)$$

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

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

t – квантиль нормального розподілу;

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

У роботі [47] обґрунтовано можливість використання G -критерію для прогнозування ресурсу елементів бурильної колони за результатами дослідження їх поточного стану під час експлуатації. За міру пошкодження D_i при згині обрано відношення площі зони втоми до номінальної площі небезпечного перерізу. Процес втомного пошкодження із застосуванням G -критерію описується залежністю

$$G = G_0 - (G_0 - G_k) \frac{N_T}{N}, \quad (1.12)$$

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

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

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

N_T – поточна кількість циклів навантажування;

N – кількість циклів навантажування до руйнування.

Дослідженнями [45, 47] встановлено, що значну частку ресурсу елементи бурильної колони відпрацьовують з втомними тріщинами. Таким чином, можна зробити висновок, що довговічність бурильної колони обумовлена періодом збільшення розмірів втомних тріщин від деякого початкового до критичного значення. Як наслідок, втомна та корозійно-втомна природа процесу руйнування елементів колони обумовила розвиток методів прогнозування її довговічності на основі критеріїв механіки руйнування [32, 34, 134]. За основу прийнято міркування, що довговічність певного елемента бурильної колони обумовлена кількістю циклів навантаження N , протягом яких розміри тріщини зростають від початкового l_0 до деякого критичного l_c значення

$$N = \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{v}, \quad (1.13)$$

де v – швидкість поширення втомної тріщини.

В свою чергу, швидкість поширення тріщини визначається станом зони передруйнування, який описується коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН) K або розмахом коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK .

Слід відзначити, що в історії навантаження бурильної колони крім низьких амплітуд навантаження має місце високе перевантаження до області малоциклової втоми. Таке явище спостерігається у випадках затягувань у жолоби, прихопленні колони, порушеннях технології проведення спуско-підймальних операцій і т. д. [21, 26, 29, 30]. Впродовж терміну експлуатації бурильна колона може сприймати декількох десятків тисяч циклів перевантаження. З точки зору мікромеханізму пошкодження, відбувається взаємодія між багатоцикловим втомним процесом, для якого характерна концентрація змінних деформацій в окремих мікрообластях, і процесом циклічних деформацій в макрообластях металу, які набагато перевищують розміри зерен. Крім кількості і рівня циклів перевантаження на довговічність впливають також послідовність циклів перевантаження в часі і зміна частоти навантаження. Для пояснення впливу перевантажень на втомну міцність найчастіше

використовують спрощену схему навантаження, в якій багатоциклового змінному навантаженню передували знакозмінні чи віднульові цикли перевантаження вище границі плинності.

Дослідження [84 – 96] показують, що для сталі вплив попереднього перевантаження в області пластичної деформації на наступну багатоцикловою втомну міцність при знакозмінному циклі навантаження залежить по-перше, від величини попередньої пластичної деформації, по-друге, від кількості циклів перевантаження. Про цьому вплив попередньої деформації може призвести як до збільшення втомної міцності, так і до значного її зменшення.

Але слід відмітити, що попри значну кількість досліджень, проведених в метою забезпечення надійної роботи бурильної колони, на сьогодні не існує досконалих методик розрахунку корозійно-втомної довговічності елементів бурильних колон, які б дали змогу враховувати особливості їх експлуатаційного навантажування.

1.5 Використання компонок низу бурильної колони із гнучкою ланкою для забезпечення надійності колони

Одним із основних методів забезпечення приросту запасів нафти і газу в Україні є збільшення обсягів буріння глибоких, похило-скерованих та горизонтальних свердловин. Умови роботи бурильної колони в таких свердловинах значно ускладнюються, що підтверджується промисловими даними з її аварійності. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває питання, пов'язане із можливістю використання гнучкої ланки, яка встановлюється у нижній частині бурильної колони. Вона покращує проходження локально викривлених ділянок свердловини та використовується для попередження накопичень втомних пошкоджень у різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони шляхом зменшення напружень згину.

На даний час у вітчизняній і зарубіжній практиці застосовуються різні конструкції компонок низу бурильної колони, у тому числі із використанням гнучких ланок.

Гнучкою ланкою називається бурильна труба або секція вибійного двигуна, в якій жорсткість на згин менша, ніж у сусідніх секціях [70].

Жорсткість є відносною характеристикою і визначається можливістю деформування компоновок низу бурильної колони або окремої секції під дією зовнішніх сил. Жорсткість секції компоновки оцінюють при пружній взаємодії із сусідніми секціями.

Під час буріння вертикальної ділянки похило-скерованих або горизонтальних свердловин враховуються природні чинники викривлення та застосовуються методи і технічні засоби його запобігання. Як показали дослідження [71], істотним резервом для досягнення цієї мети є використання у компоновці гнучкої ланки між опорно-центруючими елементами, які збільшують необхідний прогин осі компоновки, кут нахилу долота і середню величину відхиляючої сили на долоті при зазорі між опорно-центруючими елементами і стінками свердловини, а також збільшують глибину втискання лопатей центратора в породу. Результати досліджень довели, що після встановлення гнучкої ланки відхиляюча сила на долоті значно зростає в порівнянні з однорозмірною компоновкою, тому для практичного використання в більшості випадків автори рекомендують компоновки низу бурильної колони із гнучкою ланкою.

Компоновки із гнучкою ланкою і вкороченими лопатями центраторів успішно відпрацьовані на ряді свердловин в КоміАССР. Компоновки з подвійним центруванням і гнучкою ланкою завдяки активній протидії впливові геологічних чинників мають перевагу над жорсткими компоновками (хоч поступаються останнім за якістю обробки стовбура свердловини): знижується ймовірність заклинювання компоновки в свердловині. В порівнянні з маятниковими, дані компоновки, зменшують локальні відхилення вибоєм, виступи, перегини осі свердловини, ефективніше протидіють викривленню. Закалом компоновки низу бурильної колони із гнучкою ланкою можуть забезпечити значне підвищення швидкостей буріння в складних геологічних умовах при стабілізації напрямку зенітного кута.

Багаторічний досвід розроблення систем для буріння похило-скерованих свердловин з малим радіусом кривизни перехідного інтервалу (6-12 м) спеціалістами

фірми «Eastman Christensen» свідчать, що найефективнішими елементами вибійної компоновки для набору кривизни і переходу від вертикального стовбура до горизонтального є нерухомий корпус із гнучких прорізних труб та рухомої вертикальної колони із гнучких прорізних труб певної довжини. Гнучкість корпусу і частини вертикальної бурильної колони досягається за рахунок прорізів в тілі бурильних труб складної конфігурації, які складають близько $2/3$ діаметра. З допомогою цієї системи пробурено 300 похило-скерованих свердловин і показано її ефективність, особливо при бурінні складних геологічних горизонтів [72].

Як елемент компоновок низу бурильної колони, що забезпечує її згин, використовується гнучка ланка, встановлена в місці згинання компоновки.

Досвід буріння похило-скерованих свердловин свідчить, що значні ускладнення виникають при стабілізації зенітного кута і азимута похилої прямолінійної ділянки. Як правило, ділянка стабілізації буриться неорієнтованими ступінчастими компоновками. Тому при розрахунку низу бурильної колони враховуються всі чинники, що викликають зміну пружної деформації компоновки низу бурильної колони [73]. В роботі [74] з'єднання труб з обважненими бурильними трубами або турбобуром (зокрема при розрахунку низу бурильної колони) розглядають як шарнірне, що унеможливорює врахування впливу пружної деформації розташованої вище ділянки колони труб на відхиляючу силу долота. У місці шарнірного з'єднання елементів компоновки на практиці можна використовувати гнучку ланку.

Установлення гнучкої ланки між центратором і обважненими бурильними трубами дозволяє створювати стабілізуючі компоновки з оптимальними параметрами на базі коротких вибійних двигунів з центратором на верхньому кінці для стабілізації напряму похило-скерованих свердловин в широкому діапазоні зенітних кутів.

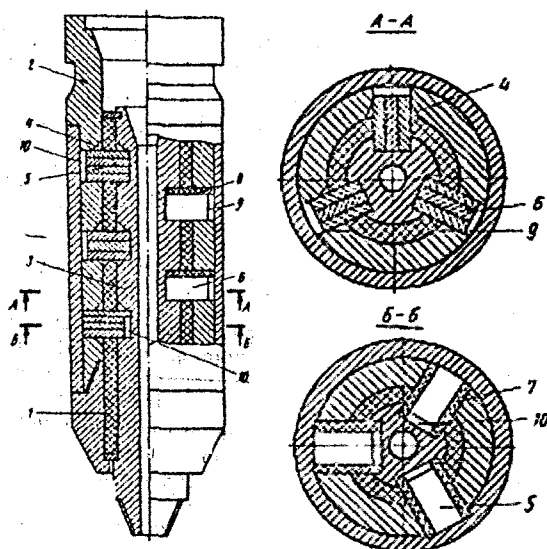
Гнучка ланка, встановлена над стабілізуючою компоновкою, дозволяє вільно проходити ділянку набору зенітного кута з високою інтенсивністю, що робить застосування вказаних компоновок перспективним при бурінні свердловин з

великими відхиленнями вибоїв від вертикалі, а також горизонтальних свердловин [75].

У вітчизняній практиці як гнучку ланку застосовують звичайні бурильні труби із змінною (плавною чи ступінчастою) або постійною жорсткістю [76], встановлену між елементами конструкції компоновки низу бурильної колони. Проте недоліком такої конструкції є те, що в місці встановлення гнучкої ланки значно ослаблюється бурильна колона, а також існує необхідність використання комплекту труб різної довжини і жорсткості. Відомий також пристрій для неорієнтованого набору кута свердловини [77], який складається з бурильної труби, всередині якої в замках закріплений сталевий канат, один кінець якого кріпиться шарнірно. Завдяки сталевому канату у випадку руйнування гнучкої ланки (бурильної труби) елементи компоновок у свердловині не залишаються.

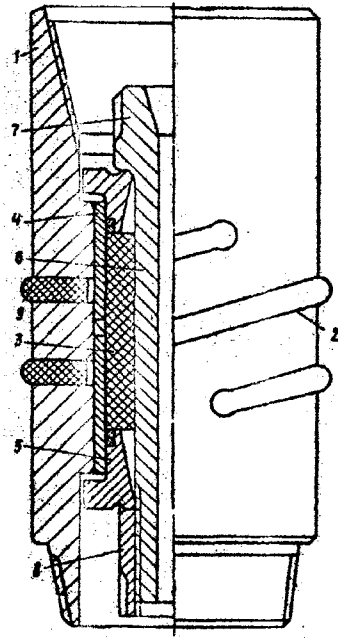
Як гнучку ланку авторами [78, 79] запропоновано пружні муфти (рис. 1.6 та рис. 1.7), які мають ряд суттєвих переваг при використанні їх в компоновках, а саме:

- а) жорсткість муфт може підбиратися для конкретних умов буріння;
- б) конструкція муфт дозволяє гасити поперечні коливання, що ефективно впливає на зменшення інтенсивності викривлення стовбура свердловини.



- 1 – гумовий елемент; 2 – корпус; 3 – вал; 4 – радіальні порожнини;
5, 6 – горизонтальні і вертикальні пружні пластини відповідно; 7, 8 – гумові прокладки; 9, 10 – радіальні зазори

Рисунок 1.6 – Пружна муфта УМПЗ5



1 – корпус; 2 – гвинтовий проріз; 3 – пружний елемент; 4 – втулка; 5 – поршень;
6 – патрубок; 7 – виступи; 8 – гайка; 9 – пружний елемент

Рисунок 1.7 – Пружна муфта

Пружна муфта (рис. 1.7) призначена для:

- стабілізації напрямку похило-скерованих і горизонтальних свердловин у процесі буріння турбінним і роторним способом;
- забезпечення проходження компоновок через ділянки набору zenітного кута із високою інтенсивністю;
- буріння горизонтальних свердловин і похило-скерованих свердловин із великим відхиленням вибою від вертикалі;
- зниження zenітного кута, зменшення інтенсивності викривлення стовбура, недопущення його уступів і перегинів;
- регулювання відхиляючої сили на долото при бурінні ступінчастим вибоєм і в компоновках з кривим перехідником;
- попередження накопичення втомних пошкоджень в різьбових з'єднаннях компоновки низу бурильної колони при роботі їх у викривлених ділянках стовбурів свердловин.

Випробовування пружної муфти (рис. 1.7) на стенді СТ-20 показали достатньо високий опір втомі. Проте, під час досліджень у свердловині значні

перепади тиску промивальної рідини спричинили промивання елементів пружної муфти.

У зарубіжній практиці як гнучка ланка застосовується гнучкий елемент бурильної колони [80], що відповідає розмірам елементів компоновки низу бурильної колони, на зовнішній поверхні якої виконана принаймні одна спіральна канавка. Під час створення канавки вирізається оптимальна кількість металу (55-85 % товщини труби). Недоліком такого гнучкого елемента є недостатня надійність і неможливість оперативної зміни жорсткості.

Зважаючи на потребу практичного використання гнучких ланок в нижній частині бурильної колони, необхідним є удосконалення їх конструктивних та експлуатаційних характеристик.

1.6 Висновки до розділу 1 та постановка завдань досліджень

1. Проведено аналіз аварійності в процесі буріння свердловин БУ «Укрбургаз» за період з 2003 по 2008 роки, який підтвердив, що аварії, пов'язані із елементами бурильної колони, є домінуючими: їх частка складає близько 50 % від загальної кількості. Встановлено, що найбільш поширеними причинами відмов елементів бурильної колони є втомні та корозійно-втомні пошкодження. Основними чинниками, що впливають на їх виникнення, є навантажуваність елементів бурильної колони, корозійна активність бурового розчину, властивості матеріалу.

2. Проведено аналіз сучасних методів розрахунку довговічності та залишкового ресурсу бурильних труб та їх з'єднань. Аналіз показав, що на сучасному етапі не існує досконалих методик оцінки довговічності, які б дозволили враховувати складність процесу навантажування, тому питання розроблення даних методів, має велику наукову і практичну цінність.

3. З'ясовано, що одним із напрямків забезпечення надійності бурильної колони при бурінні глибоких, похило-скерованих та горизонтальних свердловин є застосування гнучкої ланки у нижній частині бурильної колони. Вона покращує проходження локально викривлених, кавернозних ділянок свердловини та

використовується для попередження накопичення втомних пошкоджень у різьбових з'єднаннях елементів низу бурильної колони шляхом зменшення згинальних напружень.

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

Метою дисертаційної роботи є забезпечення надійної експлуатації елементів бурильної колони шляхом удосконалення методів прогнозування їх ресурсу.

Для досягнення мети необхідно виконати такі завдання:

1) провести аналіз причин відмов бурильних труб та їх з'єднань у процесі буріння свердловин;

2) удосконалити методи оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань бурильних труб;

3) виконати експериментальні дослідження втомного ресурсу трубної сталі та елементів бурильної колони при блоковому навантажуванні;

4) провести корозійно-електрохімічні дослідження поведінки трубної сталі в середовищі бурового розчину та впливу поверхневої захисної плівки на корозійні процеси;

5) удосконалити методи прогнозування втомного ресурсу елементів бурильної колони;

6) впровадити методи і засоби забезпечення надійної роботи бурильної колони у виробництво.

РОЗДІЛ 2

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ВТОМНОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

2.1 Тривимірне імітаційне моделювання різьбових з'єднань бурильних труб

Аналітичне визначення напружено-деформованого стану в різьбовому з'єднанні є однією із складних математичних і технічних проблем. Зазначена обставина обумовлена складними геометричними параметрами та граничними умовами з'єднання. Щоб визначити напружений стан, необхідно розв'язати складну просторову, контактну задачу. Тому багато дослідників [21, 25, 45, 46, 51] для розрахунку напружень використовують спрощені моделі, які не дають змоги визначити їх дійсні значення.

На даний час розвиток обчислювальної техніки та чисельних методів дають широкі можливості для розрахунку напружено-деформованого стану складних технічних об'єктів на основі створених тривимірних комп'ютерних моделей. Підвищення точності моделювання досягається за рахунок мінімізації спрощень, що використовуються в моделях і методах їх чисельного аналізу [107].

Одним із найбільш розповсюджених і ефективних методів чисельного аналізу розв'язання інженерних та фізичних задач є метод скінченних елементів [107, 108]. Це – один із варіаційних методів, який впродовж останніх десятиліть інтенсивно розвивається, що пов'язано, здебільшого, із розвитком можливостей сучасної обчислювальної техніки, багатопроцесорних систем і алгоритмів паралельного розрахунку, в тому числі і в області персональних комп'ютерів. Основними перевагами застосування методу скінченних елементів при чисельному аналізі досліджуваної конструкції деталі (механізму) є теоретичне доведення застосування даного підходу для задач механіки деформованого твердого тіла [107] і можливості використання нерегулярних розрахункових сіток скінченних елементів, що

уможливлюють моделювання тіла складної геометричної форми із підвищеною точністю.

Наведені вище приклади свідчать про необхідність переходу від спрощених розрахункових методик оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань до складних комп'ютерних моделей, які базуються на застосуванні методу скінченних елементів. Таким чином, актуальним є розроблення тривимірної комп'ютерної моделі різьбового з'єднання для оцінки його напружено-деформованого стану.

2.1.1 Основні етапи та принципи моделювання в програмному комплексі ANSYS Workbench

Існує значна кількість програмних продуктів нелінійного аналізу напружено-деформованого стану тривимірних об'єктів (Ansys, Ansys Workbench, Nastran, Cosmos/M, CosmosWorks, CosmosFlowWorks, ICEM CFD та інші), в яких реалізують методи скінченних елементів [63, 107].

Із згаданих програмних продуктів як засіб моделювання різьбового з'єднання вибрано програмний комплекс ANSYS Workbench. Вибір, в основному, пояснюється тим, що дана програма дає змогу моделювати роботу досліджуваної конструкції, враховуючи її геометрію, фізику моделюючого процесу, властивості матеріалів, експлуатаційні характеристики та інші вказані дослідником умови. Крім цього, ANSYS Workbench дозволяє поєднати всі етапи розв'язання задачі, починаючи з побудови досліджуваної моделі і закінчуючи оптимізацією конструкції на основі аналізу отриманих результатів.

До структури даної програми входять модулі для побудови, оцінки напружено-деформованого стану та параметричної оптимізації досліджуваної моделі (див. рис. 2.1):

- DesignModeler (модуль геометричної побудови);
- Meshing (модуль генерації сітки скінченних елементів);
- Simulation (модуль розрахунків та виведення їх результатів);

- DesignXplorer (модуль параметричної оптимізації).

Процедура типового розрахунку напружено-деформованого стану в ANSYS

Workbench складається з таких етапів:

- побудова геометричної моделі;
- задання властивостей матеріалів;
- генерування сітки скінченних елементів;
- прикладання навантажень і закріплення моделі;
- вибір параметрів скінченно-елементного аналізу;
- перегляд результатів та їх аналіз.

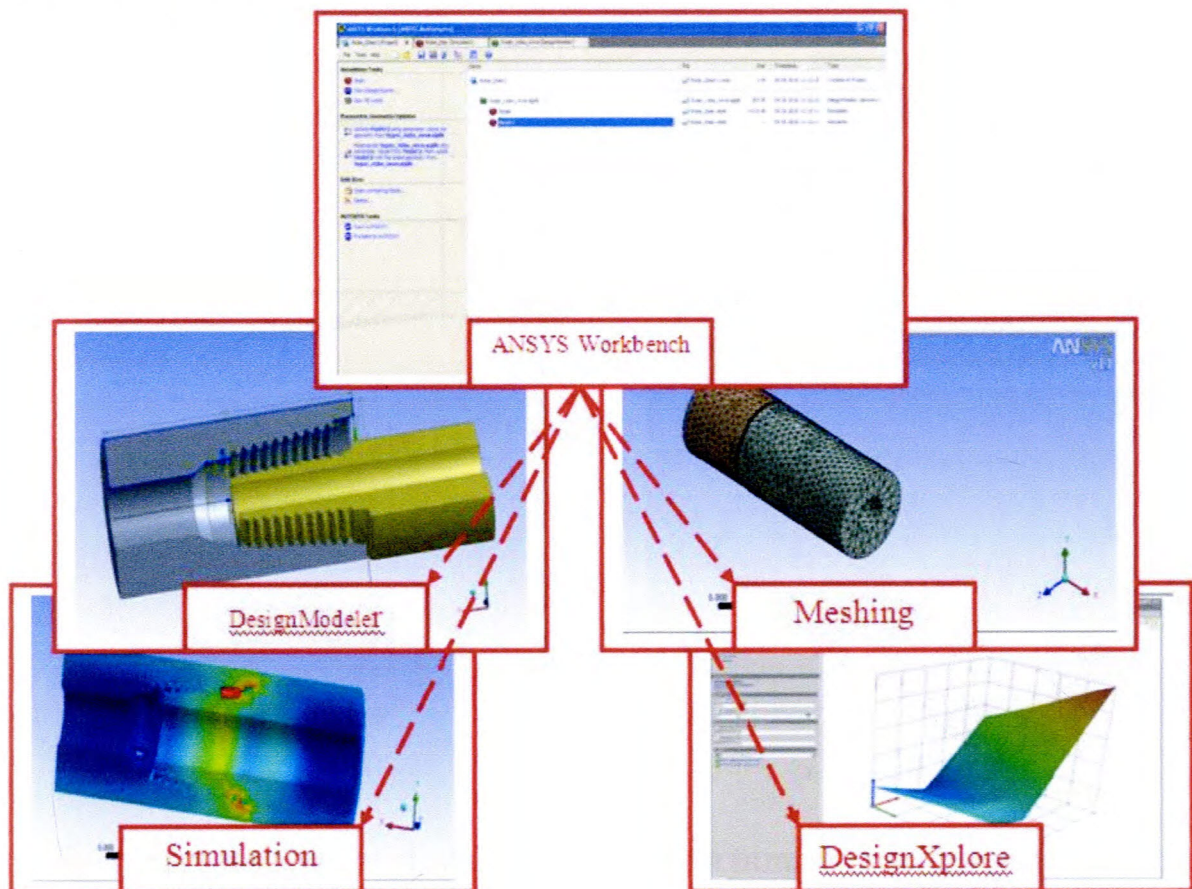
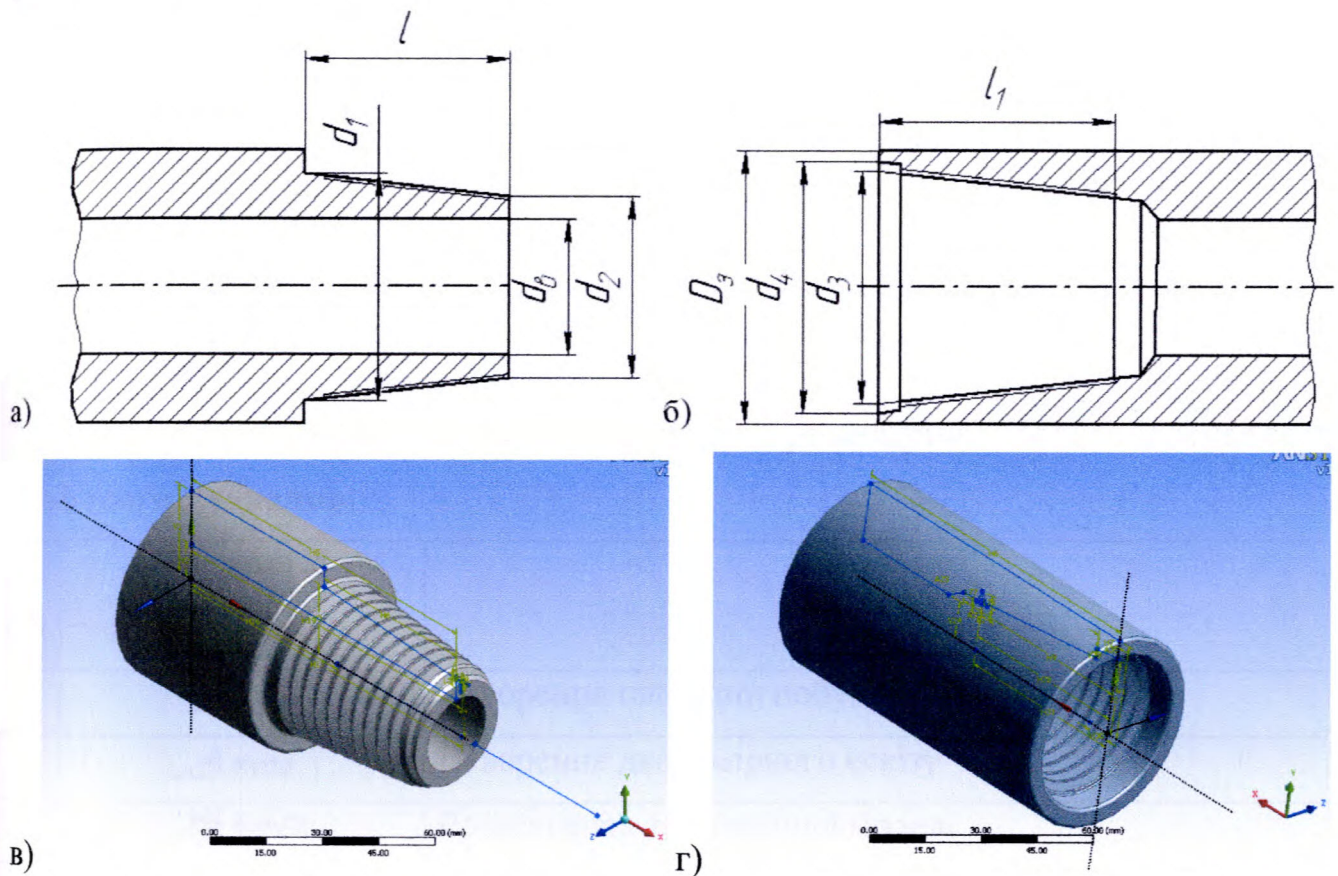


Рисунок 2.1 – Модулі ANSYS Workbench

Слід зауважити, що кожен етап є важливою ланкою дослідження моделі і допущення помилок у будь-якому з них може призвести до неточних результатів обчислення загалом. Тому перед виконанням кожного етапу слід ретельно зважити всі переваги і недоліки моделі та вибрати оптимальне рішення, яке б задовольняло поставленому типу аналізу.

2.1.2 Побудова геометричної моделі замкового різьбового з'єднання

Побудова геометричної моделі – це один з основних етапів моделювання, який вимагає найбільших затрат часу користувача [109, 110]. Як було зазначено вище, програмний комплекс Ansys Workbench включає модуль розробки геометричних моделей DesignModeler. В даному модулі побудовано тривимірну модель замкового різьбового з'єднання 3-42 (рис. 2.2 в, г).



а, б – ескізи замкового різьбового з'єднання ніпеля та муфти відповідно;
в, г – об'ємні моделі різьбового з'єднання ніпеля та муфти відповідно

Рисунок 2.2 – Замкове різьбове з'єднання 3-42










Процес створення моделі починали з побудови 2d-ескізу (рис. 2.2 а, б) із відповідними геометричними характеристиками (табл. 2.1). Після цього створювали об'ємну модель на основі використання елементарних 3d-примітивів і виконання різних операцій між ними (табл. 2.2). У свою чергу, 3d-примітив будували на основі

2d-ескізу або ескізів. Модуль DesignModeler дає змогу створювати складні ескізи, які у будь-який момент можуть бути відредаговані і використані для створення об'ємного тіла. Сукупність 2d і 3d-примітивів мала структурну будову у вигляді дерева параметрів побудови (див. рис. 2.3), що відображає ієрархію побудови моделі і враховує послідовність операцій із можливістю редагування окремих примітивів.

Таблиця 2.1 – Геометричні характеристики замкового різьбового з'єднання згідно з ГОСТ 7918-64

Різьба	Конусність	Геометричні розміри, мм									
		Крок	Середній діаметр в основній площині	ніпель				муфта			
				d_1	d_2	d_b	l	d_3	d_4	D_3	l_1 , не менше
3 - 42	1:5	4,233	40,808	45	35	22	50	40,616	46	57	53

Таблиця 2.2 – Опис операцій побудови тривимірної моделі замкового різьбового з'єднання

№ п/п	Операції зі створення моделі	Опис операції
1	 Plane	Створення площини побудови
2	 Myfta	Створення двовимірного ескізу
3	 BodyOp	Редагування тривимірної моделі
4	 Freeze	Виокремлення необхідної деталі
5	 Symmetry	Дзеркальне відображення симетричної частини деталі
6	 FBlend	Створення плавних переходів (скруглень) двох поверхонь при заданому радіусі
7	 Chamfer	Створення плоских переходів двох поверхонь
8	 Sweep	Нарізання різьби замка
9	 Revolve	Створення тіла поворотом ескізу навколо осьової лінії

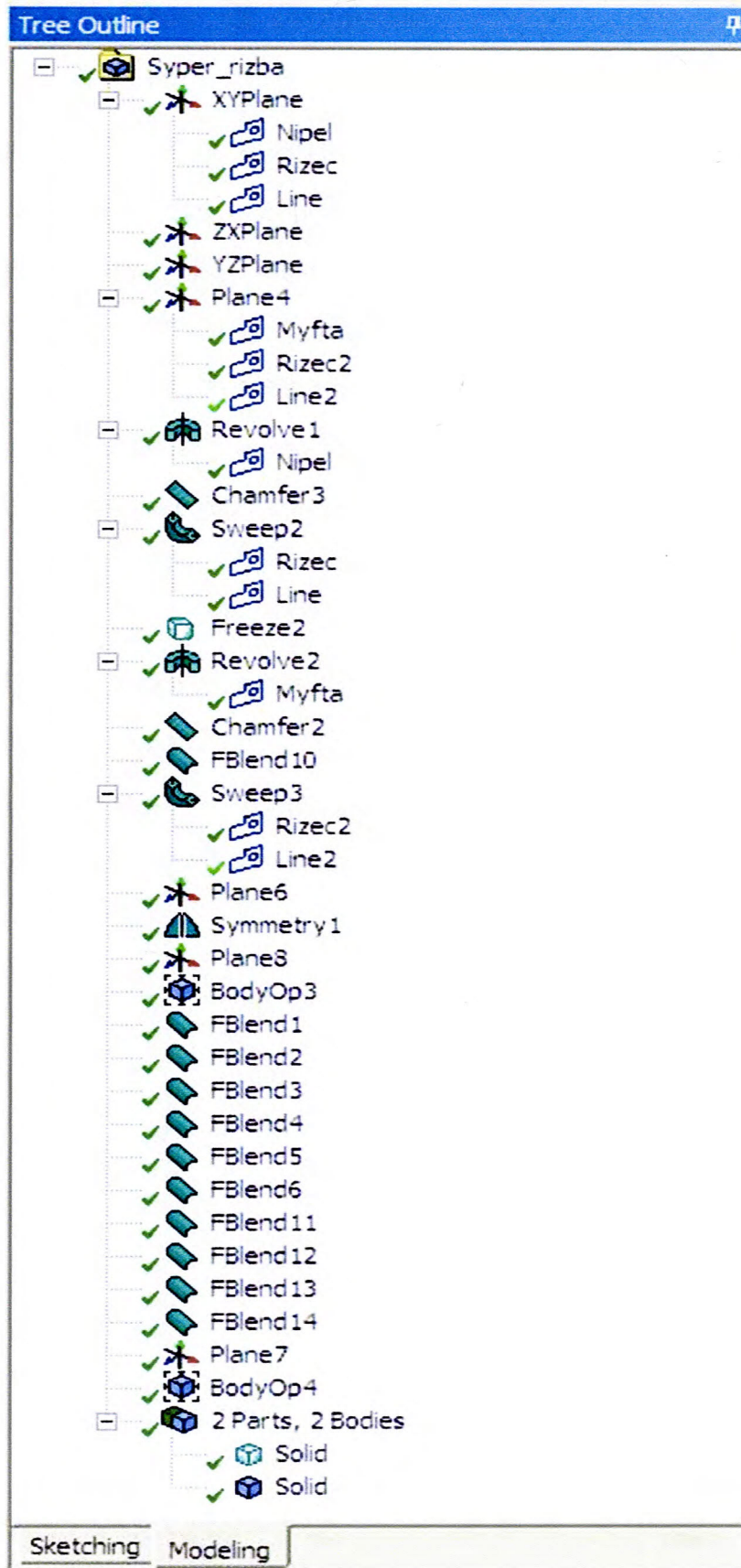


Рисунок 2.3 – Дерево параметрів побудови моделі замкового різьбового з'єднання

2.1.3 Задання властивостей матеріалів

Одним із основних умов адекватної оцінки напружено-деформованого стану замкового різьбового з'єднання є коректне моделювання поведінки сталі. У ході розв'язання задачі можна використовувати різноманітні математичні моделі нелінійної поведінки матеріалу з'єднання [111]. У нашому випадку використовувалась модель пластичного матеріалу із кінематичним зміцненням, для якої застосовується білінійна апроксимація діаграми деформування матеріалу [107, 111]. Так, згідно з [69] замкове різьбове з'єднання 3-42 виготовлено із сталі 40 ХН з такими фізико-хімічними властивостям: густина сталі – 7800 кг/м^3 ; коефіцієнт Пуассона – $0,3$; модуль Юнга – $210 \cdot 10^3 \text{ МПа}$; границя плинності – 510 МПа ; границя міцності – 730 МПа ; відносне видовження – 16% ; відносне звуження – 52% ; твердість за Брінелем – $223\text{-}235$.

Діаграму деформування сталі 40 ХН згідно моделі пластичного матеріалу із кінематичним зміцненням зображено на рисунку 2.4.

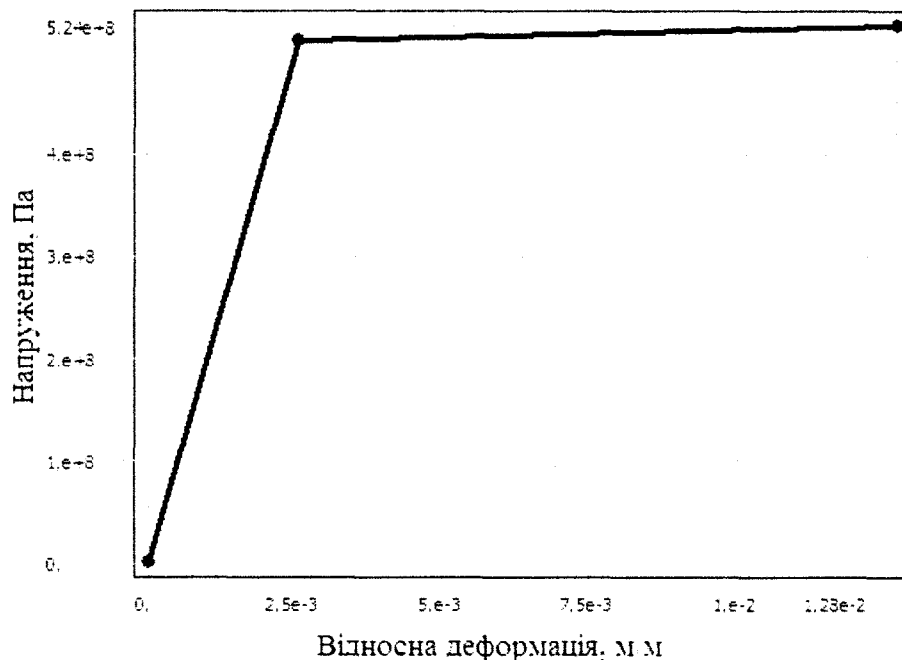


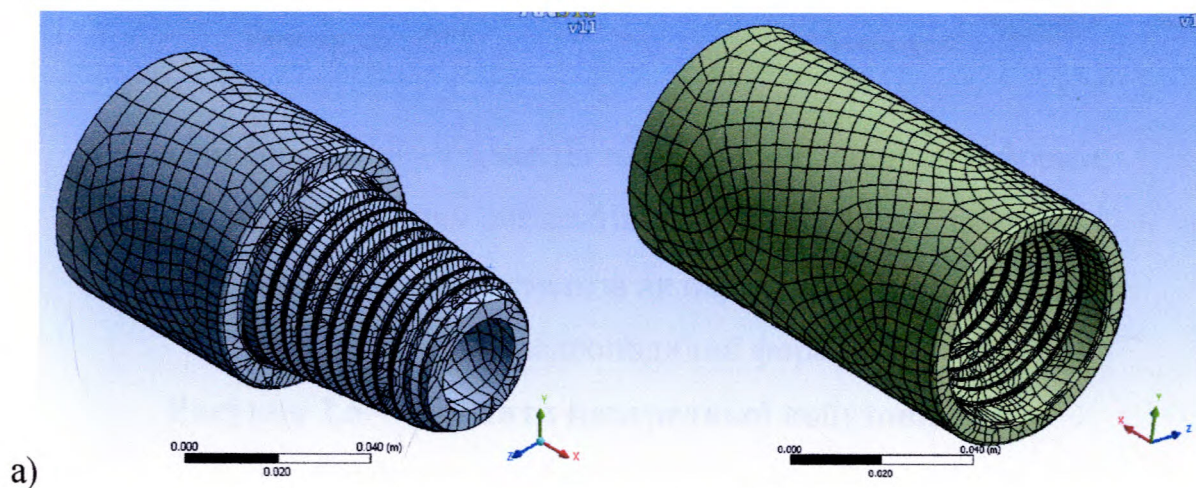
Рисунок 2.4 – Діаграма деформування сталі 40 ХН згідно моделі пластичного матеріалу із кінематичним зміцненням

2.1.4 Генерування сітки скінченних елементів

Після побудови об'ємної моделі створювали її скінченно-елементний аналог (тобто сітку вузлів і елементів). Для цього використовували модуль генерування сітки скінченних елементів – Meshing.

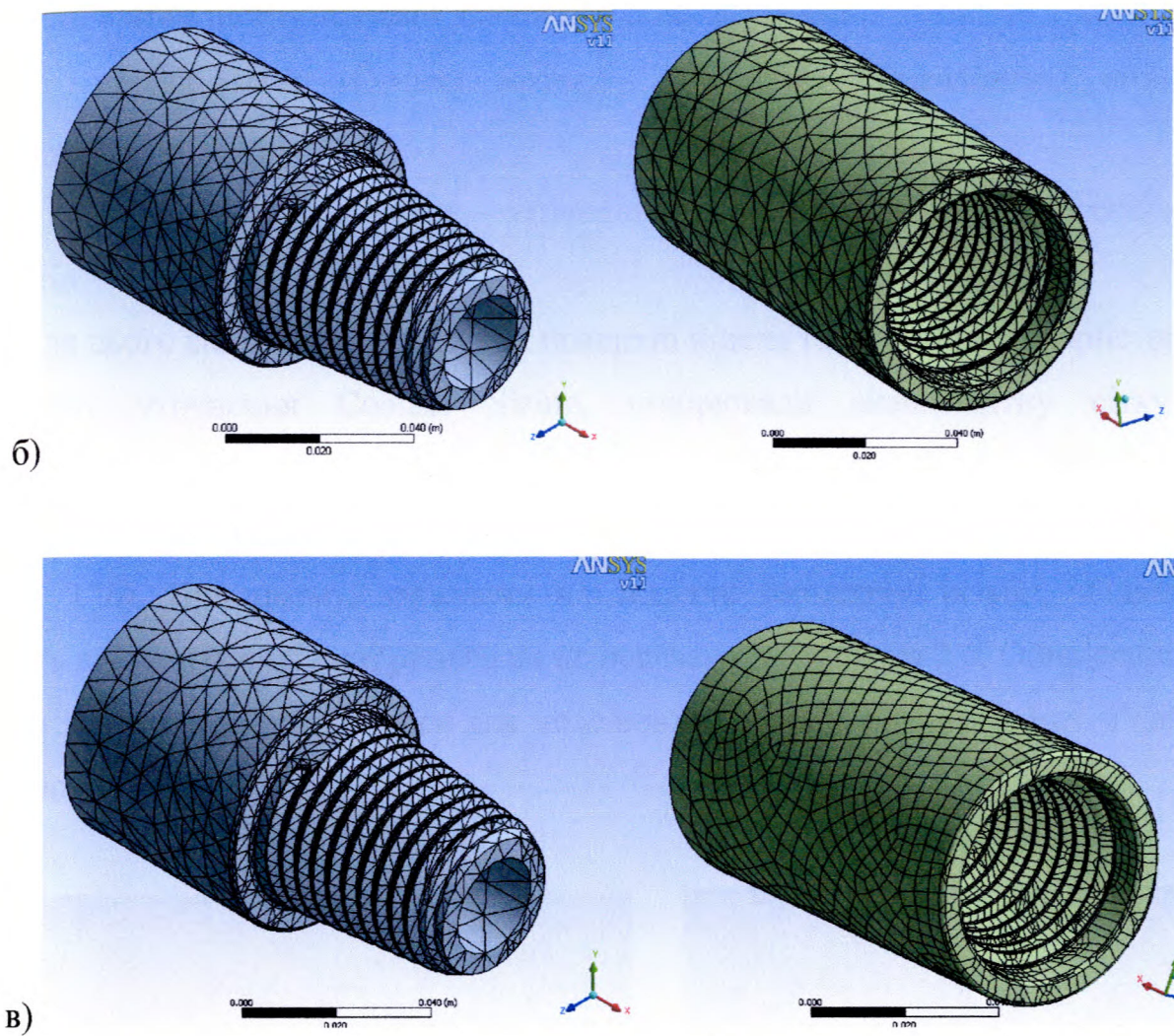
Слід зауважити, що під час побудови сітки скінченних елементів необхідно знайти оптимальну дискретність сітки балансує при цьому між ресурсами обчислювальної системи (пам'ять, часом тощо) і точністю результатів розрахунку. Сітка з великою кількістю розрахункових вузлів дає змогу знайти більш точні результати, проте збільшує розрахунковий час і об'єм необхідної пам'яті.

Модуль Meshing має широкий набір засобів управління розбиванням розрахункової області на скінченні елементи. Так, для побудови сітки вибирали в меню закладку Mesh, після чого, для кожного із тіл (в даному випадку ніпеля та муфти) встановлювали метод, який визначає форму скінченних елементів. Це можуть бути або паралелепіпеди (рис. 2.5, а), або тетраедри (рис. 2.5, б), або їх поєднання (рис. 2.5, в).



- а – із використанням елементів паралелепіпедоподібної форми;
- б – із використанням елементів тетраєдроподібної форми;
- в – із використанням елементів як паралелепіпедоподібної, так і тетраєдроподібної форм

Рисунок 2.5 – Варіанти попередньої побудови сітки скінченних елементів, аркуш 1



- а – із використанням елементів паралелепієдоподібної форми;
- б – із використанням елементів тетраєдроподібної форми;
- в – із використанням елементів як паралелепієдоподібної, так і тетраєдроподібної форм

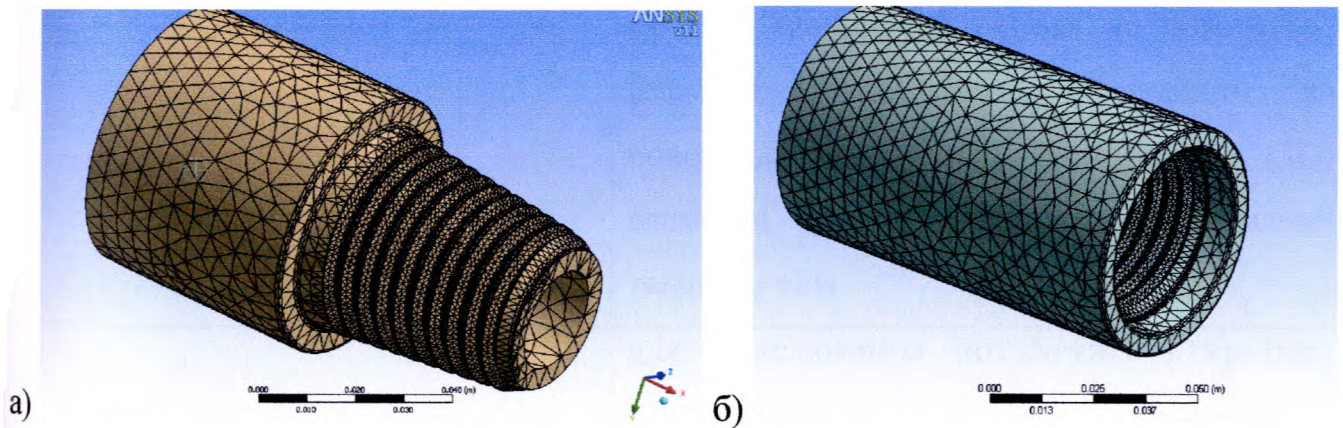
Рисунок 2.5 – Варіанти попередньої побудови сітки скінченних елементів, аркуш 2

Отримана, у такий спосіб попередня сітка не є достатньою для розрахунку напружено-деформованого стану, особливо в області контактної взаємодії поверхонь різьбового з'єднання, де для точного аналізу контакту використовують елементи високого рівня [110, 112].

Основними інструментами уточнення сітки слугують:

- Mesh→Insert→Contact Sizing – створення еквівалентної сітки для контактуючих поверхонь;
- Mesh→Insert→ Sizing – уточнення розмірів елементів сітки скінченних елементів.

Для цього виділяли контактуючі поверхні ніпеля та муфти та, використовуючи інструмент уточнення Contact Sizing, створювали еквівалентну сітку, яка складається із контактної пари типу “поверхня-поверхня” (на контактуючій поверхнях ніпеля встановлюють елементи CONTA 174, на поверхнях муфти – TARGE 170). При цьому, зважаючи на складну геометрію різьби, збільшували кількість елементів в області різьби, як це показано на рисунку 2.6. Опис скінченних елементів, які використовуються для моделювання замкового різьбового з’єднання, наведено в таблиці 2.3.



а – скінченно-елементний аналог ніпеля;

б – скінченно-елементний аналог муфти

Рисунок 2.6 – Скінченно-елементний аналог замкового різьбового з’єднання 3-42

Таблиця 2.3 – Опис елементів моделювання замкового різьбового з'єднання [112]

Ім'я елемента	Використання
SOLID 187	для моделювання тривимірних об'єктів задач механіки деформування твердого тіла
CONTA 174	для моделювання контактної взаємодії і ковзання між тривимірними відповідними поверхнями (елемент TARGE170) і поверхнею, що деформується
TARGE 170	для представлення різноманітних тривимірних відповідних поверхонь для зв'язку з контактними елементами CONTA173 і CONTA174
SURF 154	для моделювання різних навантажень і ефектів, що прикладаються до поверхонь. Елемент може бути накладений на поверхню будь-якого тривимірного (3D) елемента задач механіки деформування твердого тіла
COMBIN 14	для моделювання поздовжніх і крутних властивостей в одновимірних, двовимірних і тривимірних задачах

Отже, кількість розрахункових вузлів (*Nodes*) складає 155045, кількість елементів (*Elements*) – 91090, що дає змогу отримати необхідну точність розв'язку задачі оцінки напружено-деформованого стану різьбового з'єднання 3-42 при використанні наявної обчислювальної техніки (Intel(R)Core(TM)2CPU T5500@1.66GHz, 1.99 ГБ ОЗУ).

2.1.5 Прикладання навантажень і закріплення моделі

Згідно поставленої задачі прикладали навантаження до досліджуваної моделі різьбового з'єднання. Так, для задач механіки деформування твердого тіла під навантаженням розуміються як зовнішні (внутрішні) сили, так і граничні умови у вигляді обмежень на переміщення (умови закріплення).

У програмі ANSYS Workbench навантаження поділені на шість категорій:

- обмеження ступенів вільності (*DOF Constraints*);
- вузлові сили (*Forces*);
- поверхневі навантаження (*Surface Loads*);
- об'ємні сили (*Body Loads*);
- інерційні навантаження (*Inertia Loads*);
- навантаження для аналізу змішаних задач (*Coupled-field Loads*).

Більшість цих навантажень може бути прикладене або до об'ємної моделі (у ключових точках, вздовж ліній і на поверхні), або до скінченно-елементної моделі (у вузлах і до елементів).

На рисунку 2.7 зображено умови навантаження замкового різьбового з'єднання 3-42, які моделюють процес згвинчування з'єднання.

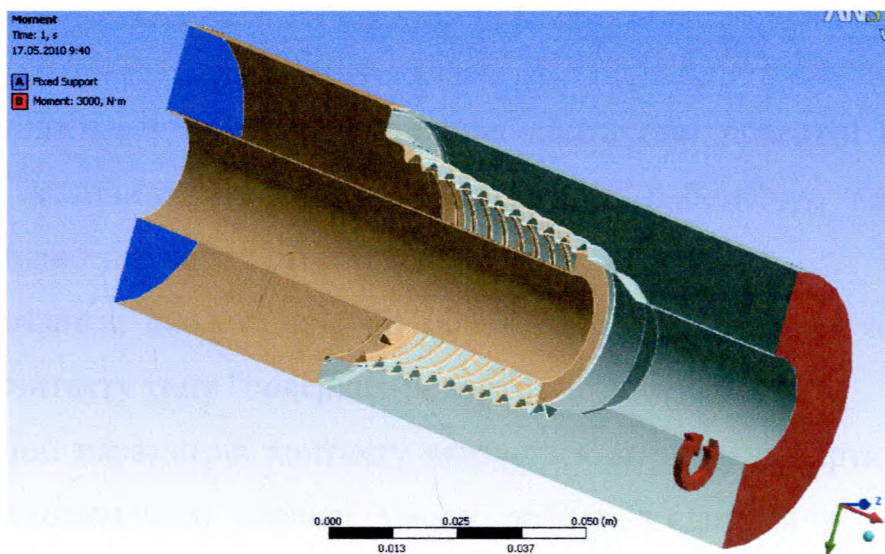


Рисунок 2.7 – Навантаження моделі замкового різьбового з'єднання 3-42 від прикладеного моменту згвинчування

2.1.6 Вибір параметрів скінченно-елементного аналізу

Одним із основних чинників, що впливають на кінцевий результат моделювання, є правильний вибір параметрів скінченно-елементного аналізу.

До основних параметрів скінченно-елементного аналізу належать:

- вибір параметрів контакту;
- задання параметрів розв'язку (крок навантаження, кількість кроків, крок інтегрування);
- задання точності розв'язку.

Правильний вибір контактного алгоритму безпосередньо впливає на результат подальшого процесу моделювання і дає змогу отримати реальну фізичну картину контактної взаємодії.

До ANSYS Workbench входять наступні види контактних алгоритмів [113]:

- метод штрафних функцій (*Penalty Method*);
- розширений метод Лагранжа (*Augmented Lagrange Method*);
- метод множників Лагранжа (*Pure Lagrange multiplier method*);
- комбінований метод штрафів і Лагранжа (*Lagrange&Penalty Method*);
- метод внутрішніх багатоточкових зв'язків (*MPC Algorithm*).

В нашому випадку використано розширений метод Лагранжа, що є основним алгоритмом розв'язання контактних задач в ANSYS Workbench. Перевагами алгоритму є мінімізація проникнення однієї контактної поверхні в іншу, менша чутливість до величини контактної жорсткості і забезпечує кращу збіжність розв'язку порівняно з методом штрафних функцій.

Слід зауважити, що розширений метод Лагранжа є досить ефективним для моделювання контакту типу "поверхня-поверхня".

При заданні параметрів контакту вказується коефіцієнт тертя, що дає змогу більш точно змоделювати реальні умови роботи з'єднання в результаті його згинання. Коефіцієнт тертя для замкового різьбового з'єднання 3-42 згідно з [69] рівний 0,29.

Після цього необхідно налаштувати параметри розв'язання та опції обчислювача з метою забезпечення оптимальної швидкості проведення розрахунку та досягнення кращої збіжності результатів. Для цього в розділі Analysis Settings і у вікні Details (рис. 2.8) вводимо такі параметри:

- Auto Time Stepping – On;
- Initial Substeps – 100;
- Minimum Substeps – 10;
- Maximum Substeps – 1000;
- Solver Type – Program Controlled;
- Weak Springs – Program Controlled;
- Large Deflection – On;
- Inertia Relief – Off.

На рисунку 2.9 наведено розподіл нормальних напружень в замковому різьбовому з'єднанні 3-42 ніпеля від прикладеного моменту згвинчування $M_{32}=3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

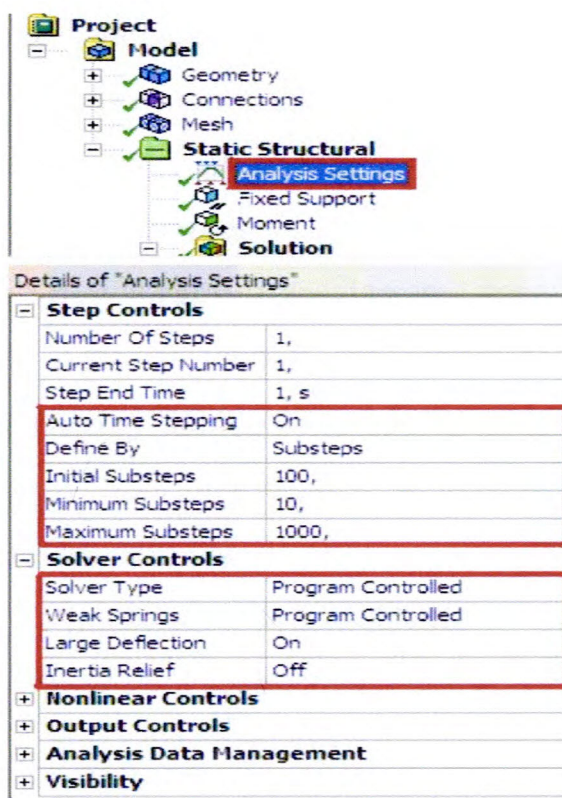


Рисунок 2.8 – Параметри розв'язку та опції обчислювача

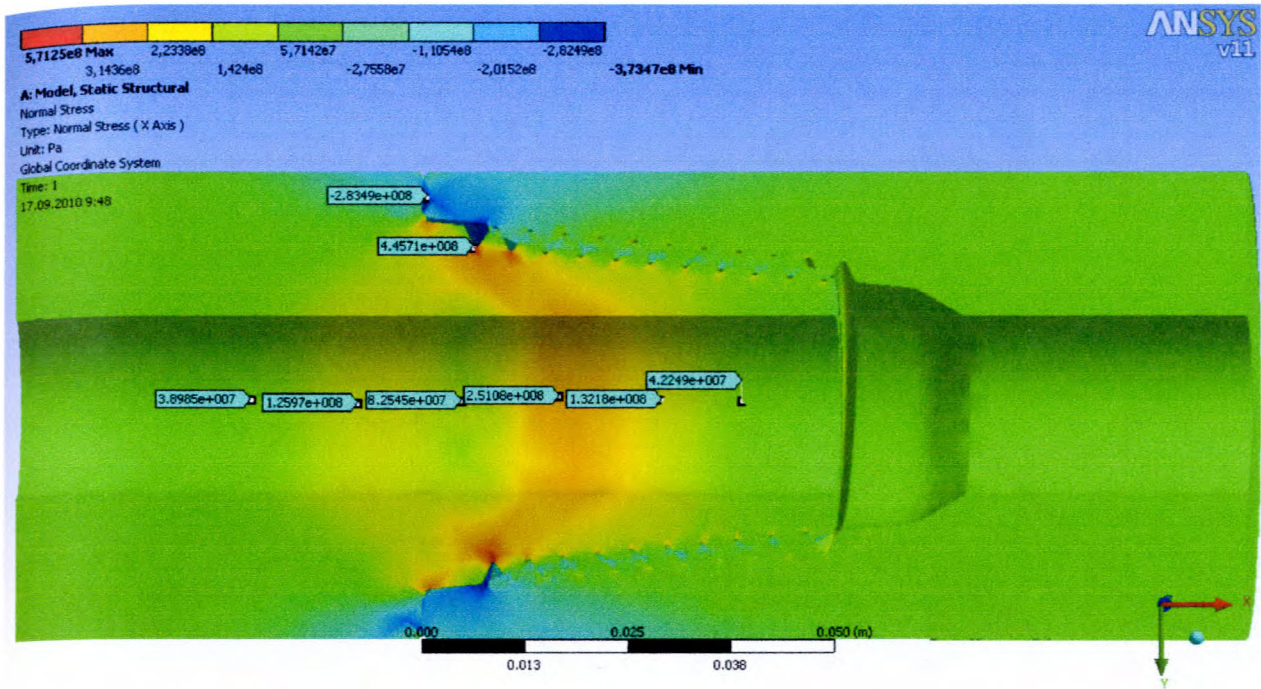
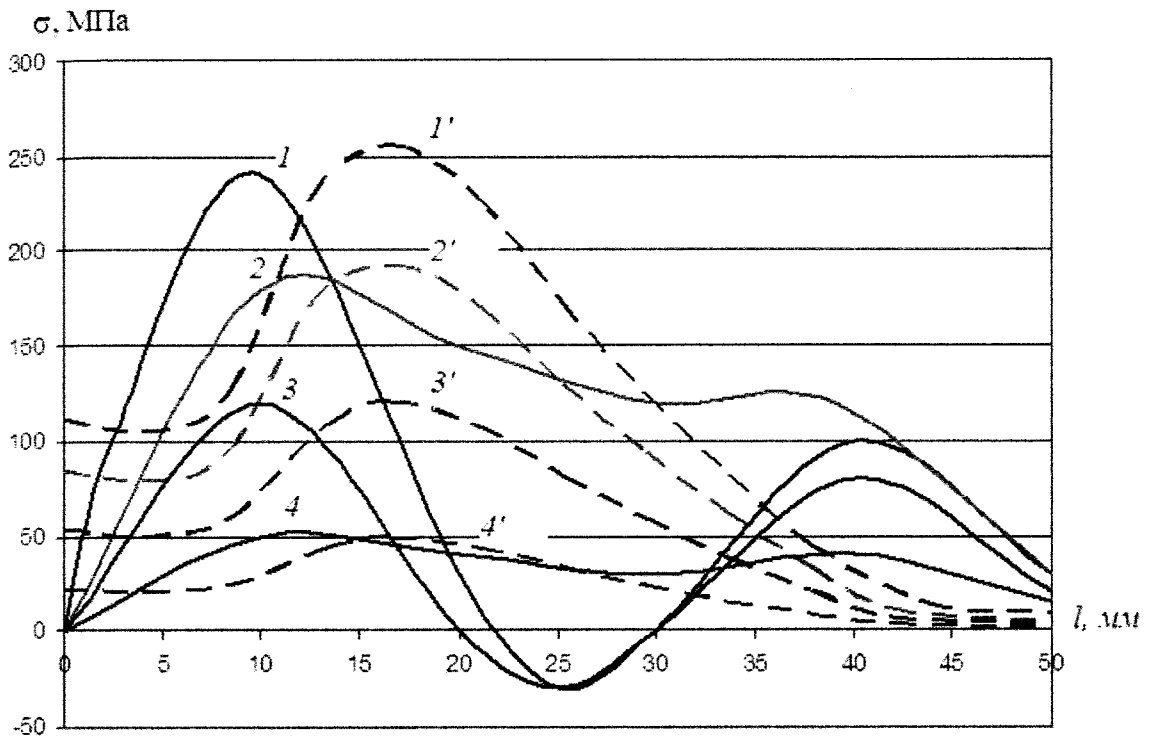


Рисунок 2.9 – Розподіл нормальних напружень у замковому різьбовому з’єднанні 3-42 від прикладеного моменту згвинчування $M_{зг}=3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$

На рисунку 2.10 наведено розподіл нормальних напружень на внутрішній поверхні ніпеля від прикладених моментів згвинчування ($M_{зг}=3000, 2500, 2000, 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$). Встановлено, що числові значення максимальних напружень, отримані експериментальним [69] та розрахунковим шляхами, близькі між собою (похибка складає 5-10 %). Однак місця виникнення максимального напруження, знайдених в результаті розрахунків та експериментів, дещо відрізняється, що пояснюється наступним чином. Згідно з результатами досліджень, наведених в [69], максимальні напруження виникають в перерізі ніпеля, що відповідає першому витку різьби (рис. 2.10, криві 1-4), а в нашому випадку – у третьому (рис. 2.10, криві 1’-4’). Про те, що максимальні напруження виникають в перерізі ніпеля, що відповідає третьому витку, вказано і в роботі [14]. Імовірно, що результати експериментальних досліджень, наведених в [69], пояснюються особливістю методу тензометрування, у якому визначаються усереднені напруження по довжині тензодавача, а не їх дійсний розподіл.



1 - 4 – експериментальні криві [69]; 1' - 4' – розрахункові криві:

при $M_{зг} = 3000, 2500, 2000, 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ відповідно

Рисунок 2.10 – Розподіл нормальних напружень у ніпелі замкового різьбового з'єднання 3-42 від прикладеного моменту згвинчування

Таким чином, порівняльний аналіз експериментальних даних із результатами отриманих досліджень напружено-деформованого стану свідчить про адекватність розробленої тривимірної моделі замкового різьбового з'єднання. Слід відзначити, що запропонована методика дає змогу оцінювати напружено-деформований стан різьбових з'єднань будь-яких типорозмірів.

2.2 Розподіл нормальних напружень по довжині різьби

Теоретичне визначення напруження по довжині різьби є однією з найскладніших математичних і технічних задач, вирішення якої дасть змогу оцінити міцність з'єднання і конструкції загалом. Тому виникає необхідність у створенні і застосуванні прогресивних аналітичних методів розрахунку різьбових з'єднань, які б враховували реальні умови експлуатації об'єкта.

Як було відзначено у підрозділі 1.3, перші результати розподілу навантаження по витках циліндричної різьби отримано професором М. Є. Жуковським на основі спрощеної моделі. Так, схема розрахунку передбачає визначення навантаження, виходячи із деформації зсуву витків різьби та поздовжніх деформацій тіла болта і гайки. При цьому гвинтове нарізання різьби замінено кільцевими виступами. В роботі [50] І. А. Біргером запропоновано удосконалений метод розрахунку даної задачі, яка враховує гвинтову нарізку як скінченну кількість неперервних витків, що піддаються деформації зсуву та згину.

Відомо, що під час спорудження свердловин широкого використання набули конічні різьбові з'єднання труб. Велика швидкість згвинчування, надійна герметичність, статична і динамічна міцність є основними їх перевагами в порівнянні з циліндричними з'єднаннями. Закон розподілу навантаження по витках конічного різьбового з'єднання встановлено в роботі [25] на основі методу, запропонованого М.Є. Жуковським. Як зазначено вище, припущення, зроблені на основі даного методу, не дають можливості отримати дійсний розподіл навантаження. Тому метою нашої роботи є удосконалення методики розрахунку навантаженості по витках конічного різьбового з'єднання (рис. 2.11) і на її основі подальше визначення напружено-деформованого стану.

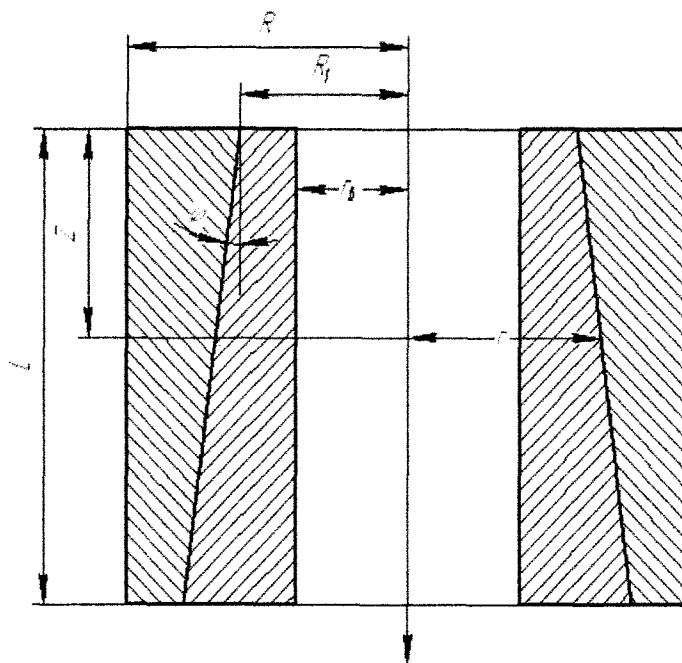
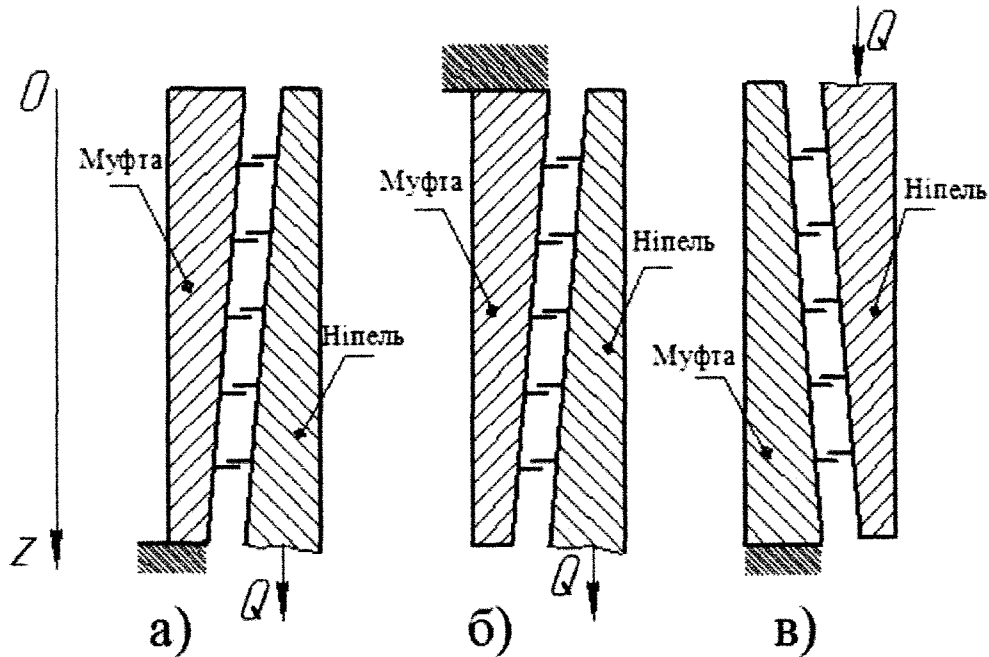


Рисунок 2.11 – Схема конічного різьбового з'єднання

Розглянемо на прикладі ЗУ-155 три основні випадки навантаження різьбового з'єднання (рис. 2.12), для якого проведемо розрахунок нормальних напружень в тілі ніпеля і муфти при заданій силі $Q=400$ кН.



а – «розтягнений ніпель-стиснена муфта»; б – «розтягнений ніпель-розтягнена муфта»; в – «стиснений ніпель-стиснена муфта»

Рисунок 2.12 – Основні схеми навантаження різьбового з'єднання

«Розтягнений ніпель - стиснена муфта»

«Розтягнений ніпель - стиснена муфта» – відповідає схемі навантаження з'єднання, зображеного на рисунку 2.12 (а). При цьому ніпельна частина розтягується, а муфтова – стискається під дією тієї ж сили. Даний випадок характерний для затягування замкового різьбового з'єднання.

Під дією сили Q тіло ніпеля на відріжку AB видовжується на величину $\Delta_1(z)$, а тіло муфти на відріжку CD стискається на $\Delta_2(z)$. При цьому відбувається зміщення середньої точки профілю витка муфти та ніпеля відносно своєї основи на величини $\delta_1(z)$ та $\delta_2(z)$ відповідно. Отже, використавши ідеалізовану модель М.Є. Жуковського (рис. 2.13), рівняння сумісності деформацій матиме вигляд

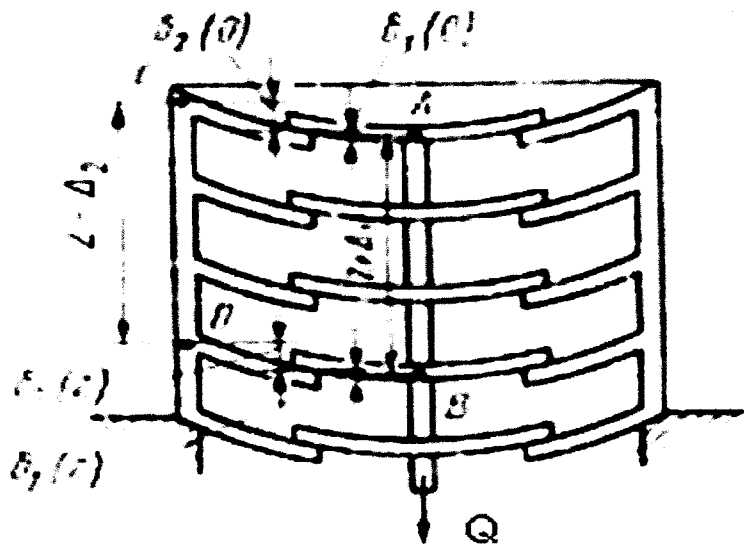


Рисунок 2.13 – Розрахункова ідеалізована модель М. Є. Жуковського

$$\Delta_1(z) + \Delta_2(z) = [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)], \quad (2.1)$$

де

$$\Delta_1(z) = \int_0^z \frac{Q(z)}{E_1 \cdot F_1(z)} dz; \quad \Delta_2(z) = \int_0^z \frac{Q(z)}{E_2 \cdot F_2(z)} dz;$$

$$\delta_1(z) = \frac{q(z) \cdot S^2}{f \cdot E_1} \Lambda_1(z); \quad \delta_2(z) = \frac{q(z) \cdot S^2}{f \cdot E_2} \Lambda_2(z);$$

$$\delta_1(0) = \frac{q(0) \cdot S^2}{f \cdot E_1} \Lambda_1(0); \quad \delta_2(0) = \frac{q(0) \cdot S^2}{f \cdot E_2} \Lambda_2(0);$$

$Q(z)$ – осьова сила, що діє в перерізі z , H ;

E_1, E_2 – модуль пружності матеріалу ніпеля та муфти, $Па$;

$F_1(z), F_2(z)$ – площа поперечного перерізу тіла ніпеля і муфти, $м^2$;

$\Lambda_1(z), \Lambda_2(z)$ – безрозмірні коефіцієнти, які залежать від геометричних параметрів різьби і всього з'єднання;

$q(z)$ – інтенсивність розподілу осьового навантаження по довжині різьби, $H/м$;

f – проекція бокової поверхні витка на площину, перпендикулярну до осі z , $м^2$;

S – крок різьби, $м$.

З урахуванням вище наведених формул рівняння (2.1) можна записати наступним чином:

$$\int_0^z \left(\frac{1}{E_1 \cdot F_1(z)} + \frac{1}{E_2 \cdot F_2(z)} \right) \cdot Q(z) dz =$$

$$= [q(z) \cdot \left(\frac{\Lambda_1(z)}{E_1} + \frac{\Lambda_2(z)}{E_2} \right) \cdot \frac{S^2}{f} - q(0) \cdot \left(\frac{\Lambda_1(0)}{E_1} + \frac{\Lambda_2(0)}{E_2} \right) \cdot \frac{S^2}{f}] \quad (2.2)$$

Для спрощення подальших розрахунків слід ввести такі коефіцієнти (за умови $E_1 = E_2$ і $\mu_1 = \mu_2$, а також $r \gg t/2$; $r \pm t/2 = r$; $f = 2\pi r t$):

$$\beta(z) = \frac{1}{E_1 \cdot F_1(z)} + \frac{1}{E_2 \cdot F_2(z)} = \frac{1}{\pi \cdot E} \left(\frac{1}{r^2 - r_0^2} + \frac{1}{R^2 - r^2} \right);$$

$$\gamma(z) = \left(\frac{\Lambda_1(z)}{E_1} + \frac{\Lambda_2(z)}{E_2} \right) \cdot \frac{S^2}{f} = \frac{1}{\pi \cdot E} \left[\frac{S^2 \cdot \omega}{r \cdot t_2} + t g^2 \frac{\alpha}{2} \left(\frac{r_0^2}{r^2 - r_0^2} + \frac{R^2}{R^2 - r^2} \right) \right].$$

Продиференціювавши рівняння (2.2), і врахувавши, що $q(z) = Q'(z)$ і $q'(z) = Q''(z)$, отримаємо таке диференціальне рівняння:

$$Q''(z) + \frac{\gamma'(z)}{\gamma(z)} \cdot Q'(z) = \frac{\beta(z)}{\gamma(z)} \cdot Q(z). \quad (2.3)$$

Для розв'язання диференціального рівняння слід задатися відповідними граничними умовами.

Нормальні напруження в тілі ніпеля та муфти визначаємо за формулами

$$\sigma_1(z) = \frac{Q(z)}{F_1(z)}; \quad (2.4)$$

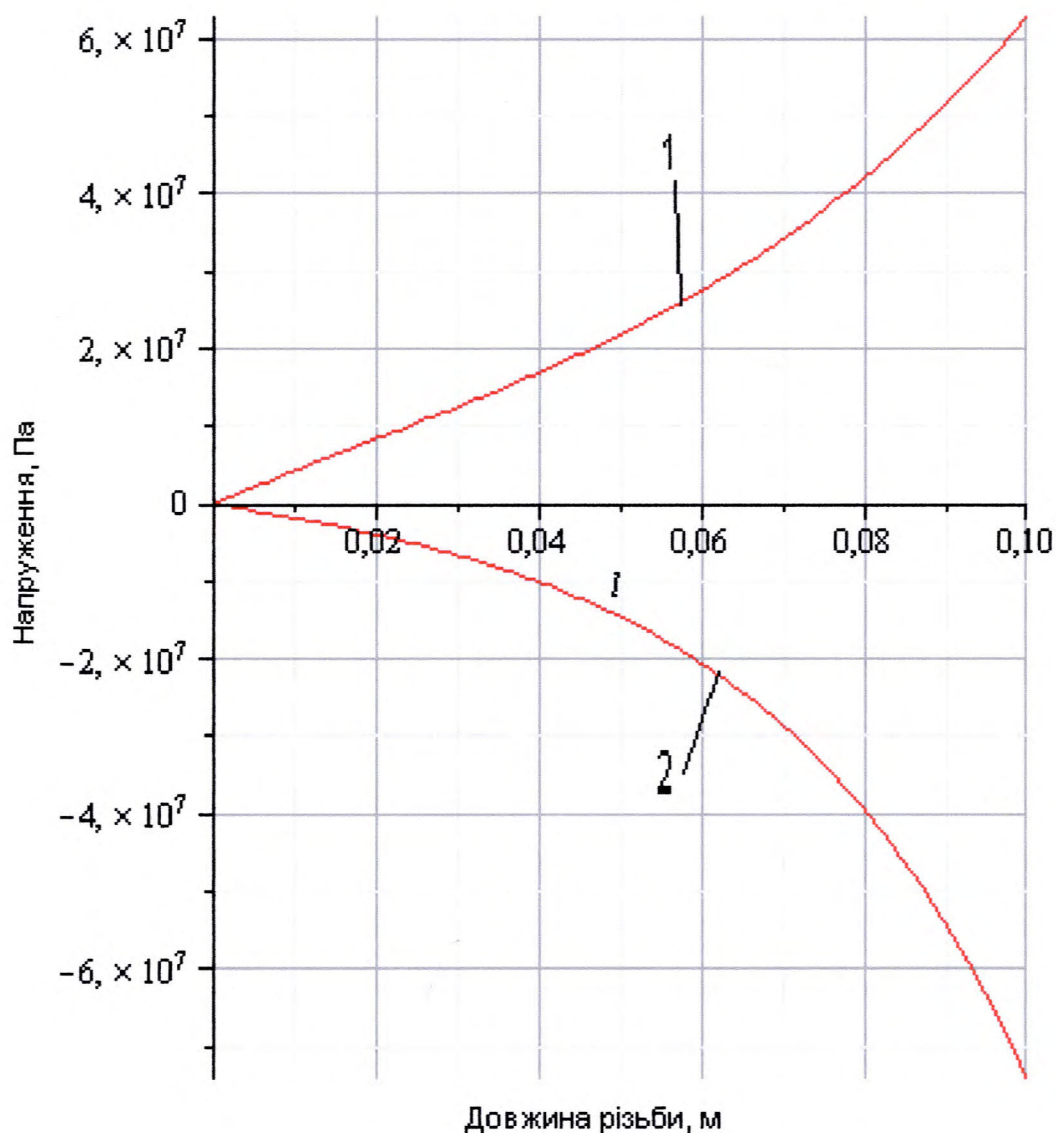
$$\sigma_2(z) = \frac{Q(z)}{F_2(z)}, \quad (2.5)$$

де $Q(z)$ – осьова сила, що діє в перерізі z внаслідок затягування різьбового з'єднання, H ;

$F_1(z), F_2(z)$ – площа тіла ніпеля і муфти в перерізі z , m^2 ;

$\sigma_1(z), \sigma_2(z)$ – нормальні напруження в тілі ніпеля та муфти відповідно, Pa .

Графік зміни нормальних напруження в тілі муфти та ніпеля по довжині різьби зображено на рисунку 2.14. За аналогією отримано рівняння для розтягнутого і стисненого різьбового з'єднання.



1 – тіло ніпеля; 2 – тіло муфти

Рисунок 2.14 – Розподіл нормальних напружень по довжині різьби

«Розтягнений ніпель - розтягнена муфта»

Схема «розтягнений ніпель - розтягнена муфта» є характерною для випадку підвішеної бурильної колони. При цьому як ніпель, так і муфта розтягується під дією власної ваги колони. Таким чином,

$$\Delta_1(z) = \int_0^z \frac{Q(z)}{E_1 \cdot F_1(z)} dz; \quad \Delta_2(z) = \int_0^z \frac{Q - Q(z)}{E_2 \cdot F_2(z)} dz,$$

де Q – абсолютне осьове навантаження в різьбовому з'єднанні, H .

Величина $\Delta_2(z)$ відповідає деформації розтягу муфти, яка в рівнянні (2.1) відображає деформацію стиску. Тому рівняння розподілу осьового навантаження в різьбовому з'єднанні матиме вигляд

$$Q''(z) + \frac{\gamma'(z)}{\gamma(z)} \cdot Q'(z) - \frac{\beta(z)}{\gamma(z)} \cdot Q(z) = -\frac{Q}{\gamma(z) \cdot E_2 \cdot F_2(z)}. \quad (2.6)$$

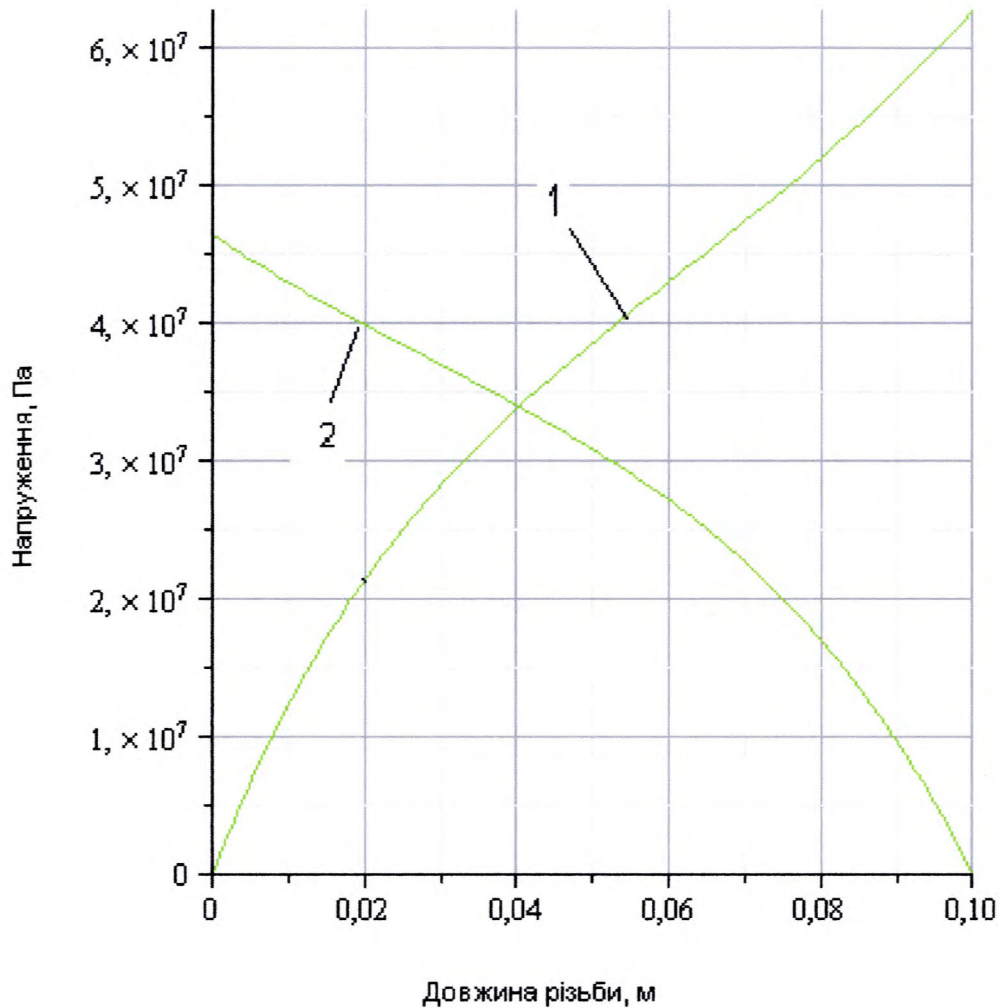
Нормальні напруження в тілі ніпеля та муфти визначаємо за формулами (2.4) – (2.5). Слід зауважити, що при визначенні напружень в замковому різьбовому з'єднанні для схема «розтягнений ніпель - розтягнена муфта» не враховувалися напруження, які виникають внаслідок затягування з'єднання. Для затягнутого з'єднання, опущеного у свердловину, під дією ваги бурильної колони величина навантаження на витки різьби зміниться. Осьова сила Q , що виникає внаслідок затягування з'єднання, зменшиться до величини R , і загальна осьова сила буде рівною

$$Q' = P + R, \quad (2.7)$$

де R – осьова сила, що відповідає схемі навантаження «розтягнений ніпель - стиснена муфта», H ;

P – осьова сила, що відповідає схемі навантаження «розтягнений ніпель - розтягнена муфта», H .

Графік розподілу напруження в тілі муфти та ніпеля відображено на рисунку 2.15.



1 – тіло ніпеля; 2 – тіло муфти

Рисунок 2.15 – Розподіл нормальних напружень по довжині різьби

«Стиснений ніпель - стиснена муфта»

Схема навантаження «стиснений ніпель - стиснена муфта» відповідає стану з'єднання в процесі згвинчування. При цьому як тіло ніпеля, так і муфта стискаються на величини

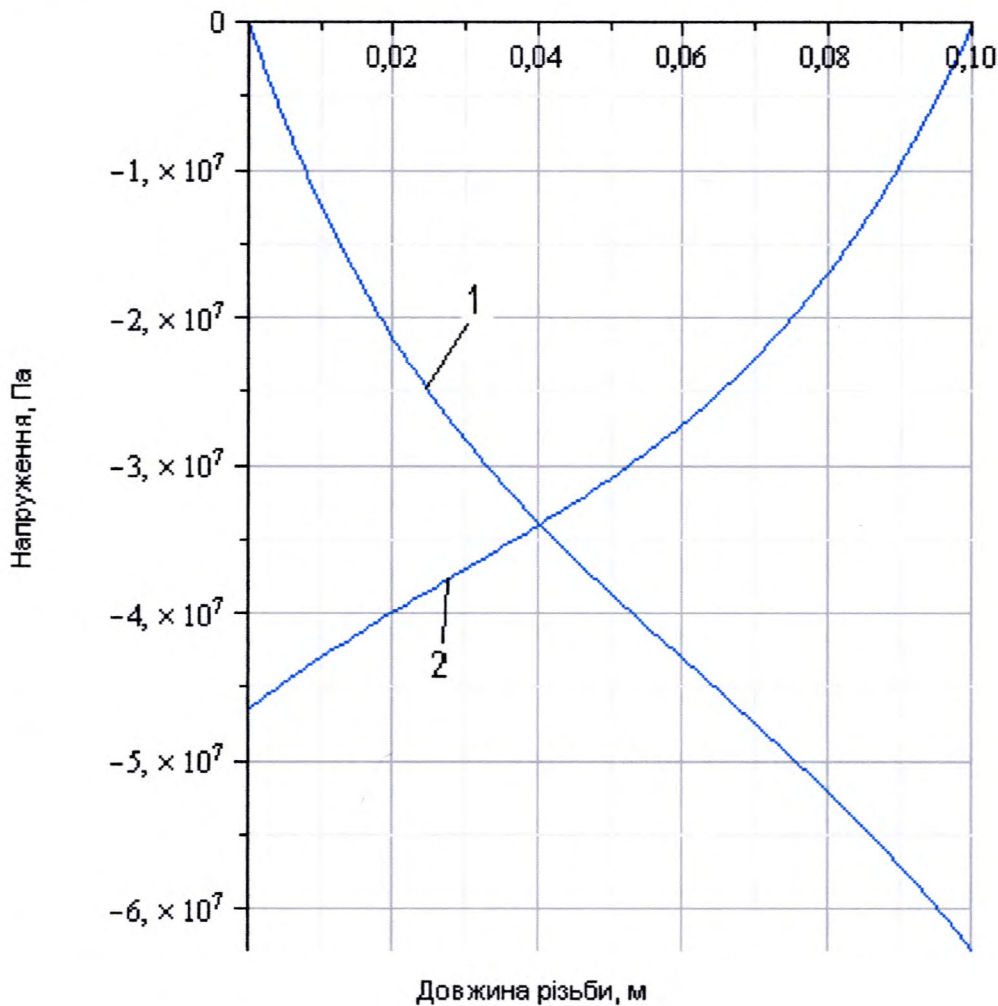
$$\Delta_1(z) = \int_0^z \frac{Q - Q(z)}{E_1 \cdot F_1(z)} dz; \quad \Delta_2(z) = \int_0^z \frac{Q(z)}{E_2 \cdot F_2(z)} dz,$$

і тому отримано наступне рівняння:

$$Q''(z) + \frac{\gamma'(z)}{\gamma(z)} \cdot Q'(z) - \frac{\beta(z)}{\gamma(z)} \cdot Q(z) = -\frac{Q}{\gamma(z) \cdot E_1 \cdot F_1(z)}. \quad (2.8)$$

Нормальні напруження для схема навантаження «стиснений ніпель - стиснена муфта» в тілі ніпеля та муфти визначаємо за формулами (2.4) – (2.5).

Графік розподілу нормальних напружень зображено на рисунку 2.16.



1 – тіло ніпеля; 2 – тіло муфти

Рисунок 2.16 – Розподіл нормальних напружень по довжині різьби

Таким чином, за результатами аналітичних досліджень отримано диференціальні рівняння для визначення розподілу навантаження по витках конічної різьбового з'єднання. Визначено нормальні напруження, які виникають у тілі ніпеля та муфти для основних схем навантаження замкового різьбового з'єднання елементів бурильної колони.

3.3 Удосконалення методу прогнозування ресурсу бурильних труб на основі С-критерію

Складність математичного моделювання процесів втомного пошкодження елементів конструкцій та суттєвий вплив на довговічність випадкових чинників призвели до розвитку емпіричних методів прогнозування залишкового ресурсу при змінних навантаженнях. Так, широкого поширення набула методика побудови кривих втомної довговічності для певної вибірки однотипних деталей, яка дозволяє встановити емпіричну залежність кількості циклів навантаження до руйнування від нормального напруження у небезпечному перерізі [45, 47]. В цих же роботах на основі експериментів встановлено залежність між довговічністю замкових різьбових з'єднань бурильних труб та ступенем пошкодження їх небезпечного перерізу (G-критерій). Даний метод використовують для прогнозування довговічності елементів бурильної колони на основі їх дефектоскопічного обстеження. В роботі [40] обґрунтовано можливість використання С-критерію для прогнозування ресурсу різьбових з'єднань бурильних труб. Основи цього методу поєднують в собі переваги вище зазначених підходів. В даному випадку на основі лабораторних досліджень вибірки однотипних деталей встановлюється емпірична залежність між їх довговічністю та ступенем пошкодження і нормальним напруженням у небезпечному перерізі.

Проте відомо, що геометричні параметри деталей викликають концентрації напружень у певних зонах небезпечного перерізу. Іноді локальні напруження біля концентраторів у декілька разів перевищують номінальні величини. Зокрема, різьби у бурильних трубах є потужними концентраторами, що є причиною їх втомного

руйнування. Тому інтерес викликає вивчення взаємозв'язку довговічності деталі саме із локальними напруженнями у небезпечному перерізі поблизу концентратора.

Для вивчення даного явища нами використано результати лабораторних досліджень довговічності різьбових з'єднань бурильних труб СБТ-50 (матеріал – сталь 36Г2С). В роботі [40] проведено оцінку залишкового ресурсу бурильних труб за допомогою С-критерію

$$\frac{N_T}{N} = \frac{C}{C_0} = \frac{\left| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D}{1-D} \frac{\sigma_{\max}}{f} \right) \right] \right|}{\left| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D_0}{1-D_0} \frac{\sigma_{\max}}{f} \right) \right] \right|}, \quad (2.9)$$

де N_T – поточна кількість циклів навантаження;

N – кількість циклів навантаження до руйнування;

C – поточне значення С-критерію;

C_0 – початкове значення С-критерію;

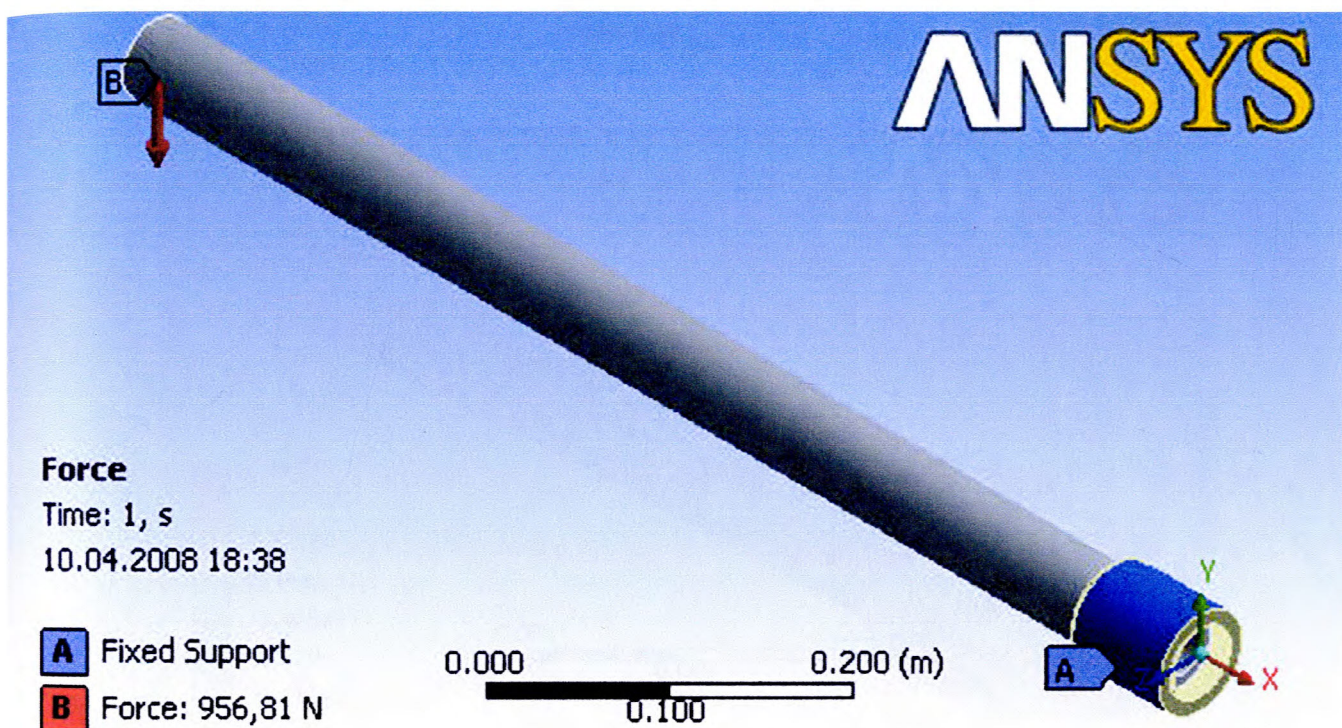
D – поточний ступінь пошкодження небезпечного перерізу;

σ_{\max} – максимальне напруження експлуатаційного циклу навантаження;

D_0, f – відповідно початковий ступінь пошкодження небезпечного перерізу та параметр, який має розмірність напруження. Дані величини приймаються незмінними для певної вибірки однотипних об'єктів.

Для визначення величини С-критерію у формулу (2.9) підставлялися величини максимальних нормальних напружень, що були визначені з використанням моделі пустотілого циліндра із еліптичною тріщиною. За значень згинального моменту 743,4; 788,6; 768,8 та 708,04 Н·м отримали відповідні значення напружень 87,5; 92,8; 90,4 та 83,3 МПа. Використовуючи ці ж величини згинальних моментів, було визначено напруження у різьбовому з'єднанні СБТ-50 з допомогою розробленої методики оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань (розділ 2.1).

На рисунках 2.17 та 2.18 (а, б, в) зображено один з варіантів моделювання різьбового з'єднання СБТ-50 за допомогою Ansys Workbench, що дало можливість визначити напруження у будь-якій точці моделі при заданих умовах. Граничні умови для моделювання вибиралися аналогічно проведеному експерименту [40], тобто одна сторона жорстко закріплювалася, а до іншої прикладалася сила згину (див. рис. 2.17).



Рисунку 2.17 – Прикладання навантажень і закріплення моделі

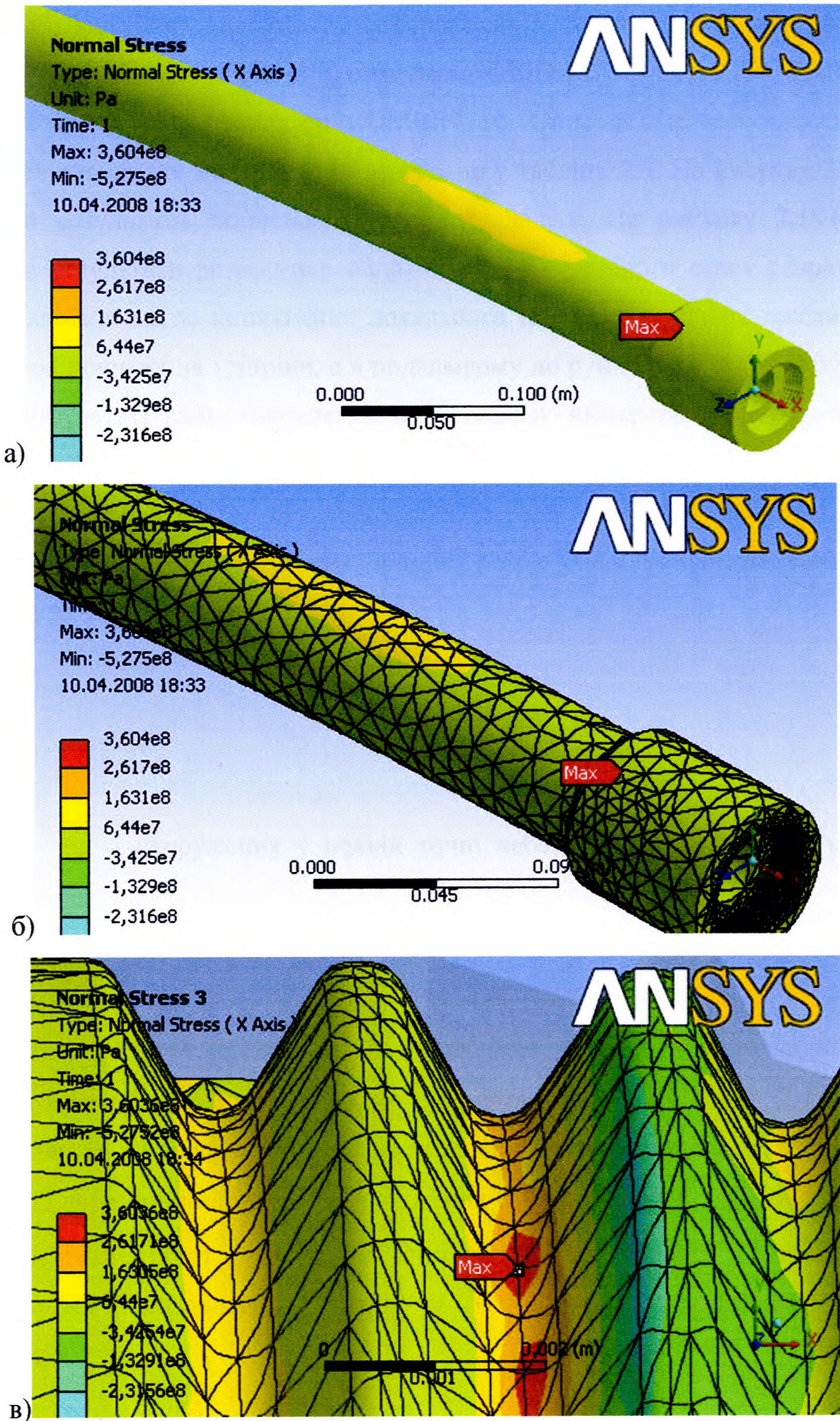


Рисунок 2.18 – Напружено-деформований стан різбового з'єднання СБТ-50

Для розрахунку напружено-деформованого стану різьбового з'єднання використовуються тривимірні (3D) елементи SOLID 187, CONTA 174, TARGE 170, SURF 154 та пружний демпфер COMBIN 14. Опис скінченних елементів, що використовуються для моделювання, наведено у таблиці 2.3. На рисунку 2.18 (б, в) зображено результати скінчено-елементного аналізу. На рисунку 2.18 (а, б, в) зображено результати розрахунку напружено-деформованого стану розрахункової моделі і вказано місце виникнення локального напруження, яке і призводить до зародження, поширення тріщини, а в подальшому до руйнування колони бурильних труб. В результаті скінченно-елементного аналізу визначили наступні значення локальних напружень для кожного експериментального зразка відповідно: 352,1; 357; 384,1 та 360,4 МПа.

Далі, для експериментальних зразків, розраховали коефіцієнт концентрації напружень за формулою

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_K}{\sigma}, \quad (2.10)$$

де σ_K – напруження у певній точці небезпечного перерізу за наявності концентратора;

σ – напруження у тій же точці небезпечного перерізу за відсутності концентратора.

Використовуючи величину K_{σ} , здійснили перерахунок діапазону зміни нормальних напружень для кожного експериментального зразка (табл. 2.4).

Відтак за наведеною у [40] методикою визначено початкові значення С-критерію, початковий ступінь пошкодження бурильних труб D_{0BT} та параметр f (табл. 2.4). Залежності величини С-критерію від відносного напрацювання з використанням локальних напружень у різьбовому з'єднанні зображено на рисунку 2.19.

Таблиця 2.4 – Результати оброблення експериментальних даних

Номер зразка	1	3	4	8
Діапазон зміни локальних напружень в циклі навантаження, МПа	353,5 – 434,7	377,4 – 667	389,6 – 501,5	380,9 – 568,1
Початкове значення С-критерію	14,5	11,2	11,8	16,5
Початковий ступінь пошкодження D_{0BT}	0,121·10 ⁻⁴			
Величина параметра f , МПа	211			

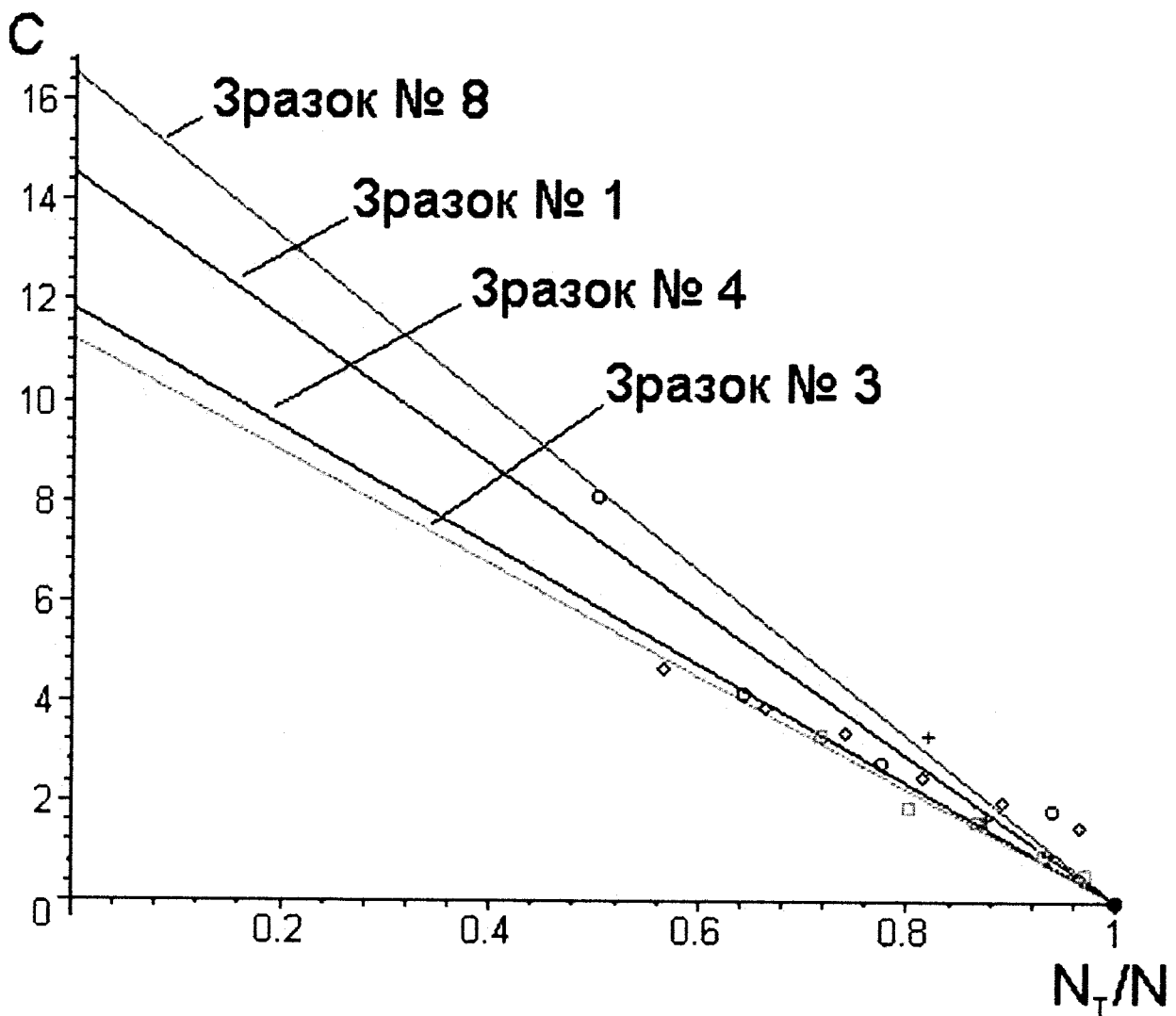


Рисунок 2.19 – Залежності С-критерію від відносного напрацювання

Для оцінки взаємозв'язку між величиною С-критерію та N_T / N було визначено коефіцієнт кореляції за формулою

$$r_{xy} = \frac{\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j y_j - \frac{1}{n_{xy}} \sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j \sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j}{\left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j^2 - \frac{1}{n_{xy}} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j^2 - \frac{1}{n_{xy}} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}}, \quad (2.11)$$

де x – часткові значення аргументу;

y – відповідні їм часткові значення функції;

n_{xy} – кількість пар дискретних значень функції та аргументу.

Приймаючи за аргумент відносне напрацювання, а як функцію відповідні дискретні значення С-критерію, отримано значення коефіцієнта кореляції $r_{N_T/N, C} = 0,973$. Отриманий у роботі [40] аналогічний коефіцієнт становить 0,97.

Отже, удосконалено метод прогнозування ресурсу бурильних труб шляхом врахування локальних напружень, що виникають у різьбовому з'єднанні бурильної труби від прикладеного навантаження. Оцінку напружено-деформованого стану з'єднання здійснювали на основі методики, запропонованої у підрозділі 2.1.

2.4 Висновки до розділу 2

1. Розроблено тривимірну модель замкового різьбового з'єднання елементів бурильної колони із повним відтворенням його конструктивних та технологічних параметрів, що дає можливість оцінити напружено-деформований стан.

Описано основні етапи та принципи імітаційного моделювання різьбових з'єднань, реалізованого в програмному комплексі ANSYS Workbench.

На основі розробленої моделі проведено моделювання та одержано характер розподіл нормальних напружень у замковому різьбовому з'єднанні 3-42 від

прикладеного моменту згвинчування. Встановлено, що похибка між числовими значеннями максимальних напружень, отриманих експериментальним та розрахунковим шляхами складає 5-10 %.

2. Удосконалено аналітичний метод оцінки навантаження витків різьби конічного різьбового з'єднання. Отримано диференціальні рівняння для визначення розподілу навантаження по витках конічної різьби для основних схем навантажування замкового різьбового з'єднання бурильних труб.

3. Удосконалено метод прогнозування ресурсу бурильних труб на основі С-критерію шляхом врахування локальних напружень, що виникають у впадині різьби різьбового з'єднання бурильної труби від прикладеного зовнішнього навантаження. Оцінку напружено-деформованого стану з'єднання здійснювали на основі розробленої тривимірної моделі за допомогою імітаційного моделювання, реалізованого у програмному комплексі ANSYS Workbench.

Результати досліджень свідчать, що удосконалений метод визначення втомного ресурсу бурильних труб на основі С-критерію має більшу точність. Про це свідчить більше числове значення коефіцієнта кореляції $r_{N_T / N_C} = 0,973$ в порівнянні із дослідженнями інших авторів.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВІ МЕТОДИ ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОГО РЕСУРСУ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ІЗ УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО НАВАНТАЖУВАННЯ

3.1 Дослідження кінетики втомних тріщин матеріалу бурильних труб з урахуванням пікових перевантажень

Важливе значення для забезпечення безаварійної роботи бурильної колони, яка працює в умовах втомного та корозійно-втомного руйнування, відіграє інформація про закономірності зародження та розвитку тріщин. У ряді випадків критерії лінійної і нелінійної механіки руйнування дають можливість із деякою точністю визначити швидкість розвитку тріщини, оцінити здатність матеріалу чинити опір подальшому її розвитку і прогнозувати втомного ресурсу пошкодженої конструкції.

Проте результати аналітичних підходів дослідження кінетики поширення втомних тріщин не дають вичерпних відповідей на багато важливих для практики запитань, оскільки ці підходи завжди базуються на спрощеннях моделях, які не описують всебічно складний процес втомного руйнування матеріалів. У зв'язку з цим важливого значення набувають експериментальні методи досліджень для накопичення дослідних даних про поведінку тріщин в експлуатаційних умовах. Це дозволить при описі закономірностей розвитку втомного чи корозійно-втомного руйнування охарактеризувати вплив багаточисельних експлуатаційних, технологічних і конструкційних чинників, що не враховуються аналітичними методами розрахунку.

Огляд наукових досліджень [45 – 47] засвідчив, що значна кількість науковців розглядали проблему визначення ресурсу елементів бурильної колони від дії знакозмінних циклів напружень згину, обумовлених як викривленням стовбура свердловини, так і втратою стійкості колони. При цьому дані цикли напружень викликають багатоциклову корозійну втому. Проте, з практики експлуатації

бурильної колони відомо, що нерідко вона працює в умовах значного перевантажування внаслідок затягування у жолобах, прихоплення, порушення технології проведення спуско-підймальних операцій тощо. Іноді сумарне напруження в елементах бурильної колони внаслідок перевантаження досягає значень границі плинності і, навіть, границі міцності їх матеріалів. Такі навантажування здебільшого і є причиною їх статичного або малоциклового втомного руйнування [26, 29, 30, 39]. Тому визначення втомної міцності елементів бурильної колони при нестационарному режимі навантажування із урахуванням пікових перевантажень є однією з головних умов забезпечення їх надійності.

Для оцінки втомного ресурсу в умовах випадкового навантажування існують різні правила накопичення втомних пошкоджень. Аналізуючи ці правила, J. Schijve [122] дійшов висновку, що для визначення довговічності найкраще скористатись лінійною гіпотезою Пальмгрена-Майнера [119, 120], де використовується принцип лінійної суперпозиції. Інші моделі накопичення пошкоджень, які враховують залишкові напруження і зони пластичності до і після перевантаження, потребують знання багатьох параметрів, які в умовах експлуатації бурильної колони отримати практично неможливо. І тому було прийнято рішення про оцінку можливості використання лінійної гіпотези накопичення втомних пошкоджень в умовах характерних для роботи бурильної колони.

Але лінійна гіпотеза має очевидний недолік: не враховуються ефекти взаємодії циклів навантаження з різними амплітудами. Так, суттєва похибка в бік зниження запасу міцності виникає за наявності циклів напружень, рівень яких не перевищує границі витривалості матеріалу, та за короткочасної дії так званих пікових навантажень. В таких випадках сума відносних довговічностей a може зменшуватися до значень $a=0,05\div 0,10$ [121]. Крім цього існує безліч інших невизначених моментів, які можуть значно вплинути на кінцевий результат оцінки довговічності при випадковому навантажуванні. Ці невизначеності стосуються величини локального напруження, розкиду даних навантаження із постійною амплітудою та виникають через недостатність інформації про очікувану історію навантажування і т.д.

Тому нами проведені експериментальні дослідження кінетики втомних тріщин при циклічному пружно-пластичному деформуванні матеріалу бурильних труб.

Зразки для досліджень вирізали з бурильної труби ТБВ діаметром 140 мм і товщиною стінки близько 9 мм. Після цього проводили їх механічну обробку на фрезерному та шліфувальному верстатах до необхідних розмірів (рис. 3.1). Для створення регламентованих втомних тріщин на зразки алмазним кругом наносили односторонні V-подібні концентратори напружень глибиною 1 мм з кутом при вершині 60° і радіусом у його вершині не більше 0,1 мм. Бокову поверхню зразків у ділянці майбутньої площини поширення тріщини полірували.

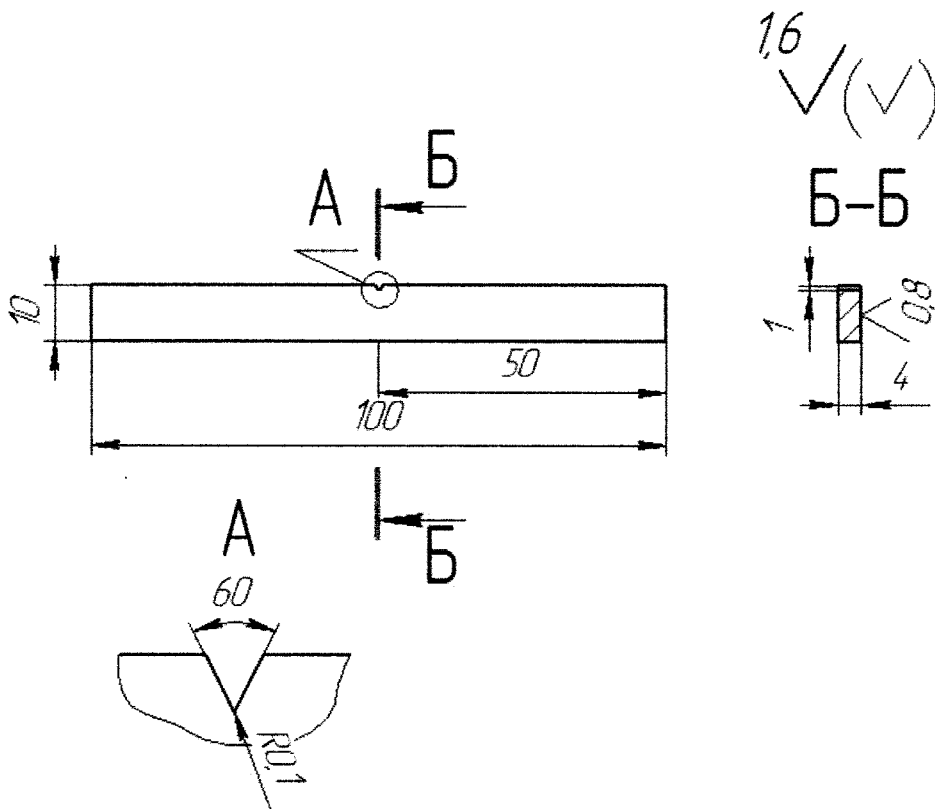
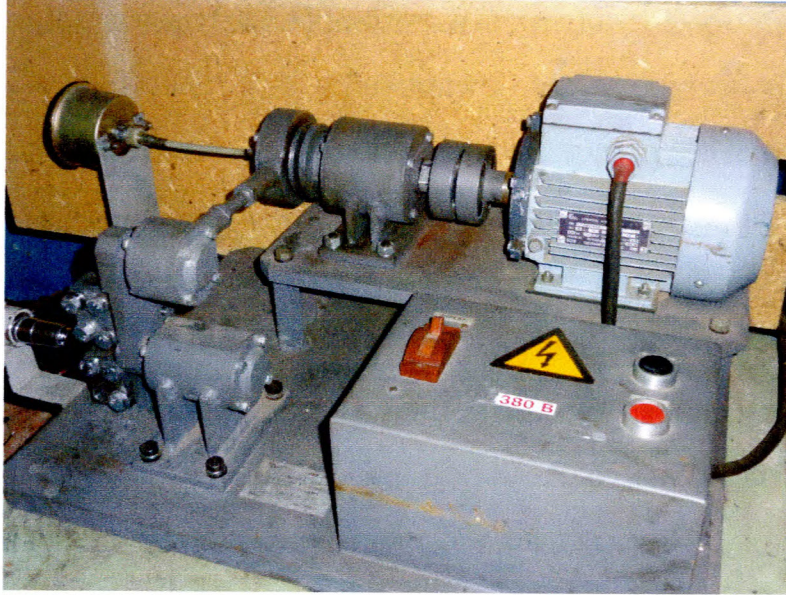


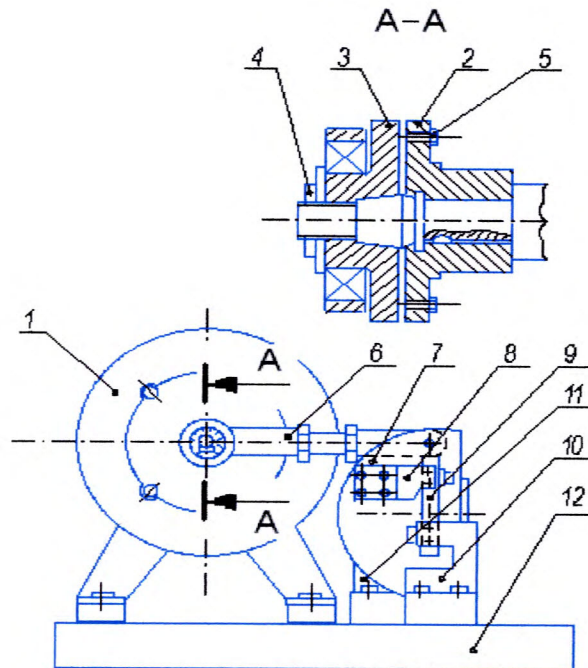
Рисунок 3.1 – Розміри експериментального зразка для дослідження кінетики втомних пошкоджень

Для визначення марки сталей досліджуваних зразків проводили мікрорентгеноспектральні дослідження за допомогою системи рентгеновського мікроаналізу INCA Energy мікроскопу ZEISS EVO 40XVP. Результати засвідчили, що хімічний склад бурильних труб відповідає сталі 36Г2С (табл. 4.2).

Експериментальні дослідження проводили на установці УДПТ-1 за методикою, вказаною в роботі [100]. Принципова схема та загальний вигляд установки для створення втомної тріщини у призматичних зразках із концентратором напружень зображені на рисунку 3.2.



а)



б)

1 – двигун; 2 – кривошип; 3 – втулка; 4 – гайка; 5 – болт; 6 – шатун;
7,11 – планшайби; 8,10 – рухомий та нерухомий тримачі; 9 – зразок; 12 – плита

Рисунок 3.2 – Загальний вигляд (а) і схема (б) установки УДПТ-1 [100]

Установка працює наступним чином. Установка приводиться в рух від двигуна 1. На вал двигуна насаджений кривошип 2 із втулкою 3. Поворот втулки відносно ексцентрика регулює величину ексцентриситету, тобто амплітуду деформацій від 0 до 4 мм. Гайка 4 і болт 5 служать для фіксації та вивільнення втулки при регулюванні амплітуди. Показник амплітуди деформацій розміщений на ободі втулки та ексцентрика. Рух кривошипа через шатун 6 передається на планшайбу 7, на якій закріплений рухомий тримач 8 зразка 9. Нерухомий тримач 10 кріпиться безпосередньо до плити 12 разом з кронштейном підшипника обертання планшайби 11.

Навантажування зразка здійснювали за схемою чистого згину з частотою 24,2 Гц за кімнатної температури. Спостереження за ростом тріщини та вимірювання її довжини проводили за допомогою мікроскопа МПБ-2 ($\times 24$). Амплітуду навантаження (значення ексцентриситету e_y , що створюється кривошипом та втулкою установки) контролювали мікрометричним індикатором годинникового типу ІКМ.

Для визначення напруження σ_{max} , яке визначає рівень напружено-деформованого стану в призматичному зразку, що піддається впливу чистого згину, використаємо формулу

$$\sigma_{max} = M_{зг} \frac{y_{max}}{I}, \quad (3.1)$$

де $M_{зг}$ – згинальний момент, $H \cdot m$;

y_{max} – відстань від вагового центру перерізу до точки, в якій визначається напруження, m ;

I – момент інерції поперечного перерізу, в якому відбувається руйнування, m^4 .

Згинальний момент $M_{зг}$, що діє на зразок, обчислюється за формулою [40]

$$M_{зг} = \frac{\varphi}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad (3.2)$$

де φ – кут повороту навантажувальних ланок випробувальної машини, *рад*;

λ_1 – піддатливість зразка;

λ_2 – приведена до зразка піддатливість пружних ланок випробувальної машини (тримачів, навантажувальних тяг тощо).

Величини λ_1 , λ_2 та φ залежать від конструктивних особливостей випробувальної установки УДПТ-1 і визначаються за формулами

$$\lambda_1 = \frac{L}{(2 \cdot EI)}; \lambda_2 = \lambda_1 \cdot \left(\frac{12 \cdot n \cdot h}{\alpha \cdot L} - 1 \right); \varphi = 0.5 \cdot \arcsin \frac{e_y}{L_{ми}}, \quad (3.3)$$

де L – відстань між тримачами установки, *мм*;

E – модуль пружності матеріалу зразка, *Н/м²*;

$n=1$ – коефіцієнт, що характеризує плоский напружений стан;

h – висота експериментального зразка, *мм*;

α – коефіцієнт, що характеризує піддатливість системи «установка-зразок»,

$\alpha=0.8 \div 1.8$;

e_y – значення ексцентриситету, що створюється кривошипом та втулкою установки, *мм*;

$L_{ми}$ – відстань між точками обертання шатуна, *мм*.

Для якісної та кількісної оцінки втомного ресурсу елементів конструкцій дослідження проводили у два етапи. На першому етапі випробовували 6 зразків до руйнування на декількох рівнях амплітуди ($e_y=1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,5$ мм). На кожному рівні підтримували постійні параметри циклів навантаження. Після цього побудували криву втоми зразків за допомогою трипараметричного рівняння (1.6) та описаною вище методикою.

На другому етапі досліджували закономірності появи та поширення тріщини, а також проводили оцінку втомного ресурсу зразків в умовах комплексної дії високих та низьких напружень.

Для визначення відносних довговічностей при нерегулярному навантаженні використовували лінійну гіпотезу підсумовування пошкоджень Пальмгрена-Майнера [119, 120]

$$\sum_{i=1}^q \frac{n_i}{N_i} = a, a = 1, \quad (3.4)$$

де q – кількість рівнів зміни навантаження;

n_i, N_i – кількість циклів навантажування та кількість циклів до руйнування при напруженні σ_i відповідно.

На першому етапі за результатами експериментальних досліджень побудовано криву втоми зразків зі сталі 36Г2С (рис. 3.3). За рівнянням (1.6) отримано такі параметри кривої втоми: $Q=8,601 \cdot 10^7$ МПа·цикл, $\sigma_0=156,5$ МПа, $V_0=118,77$ МПа.

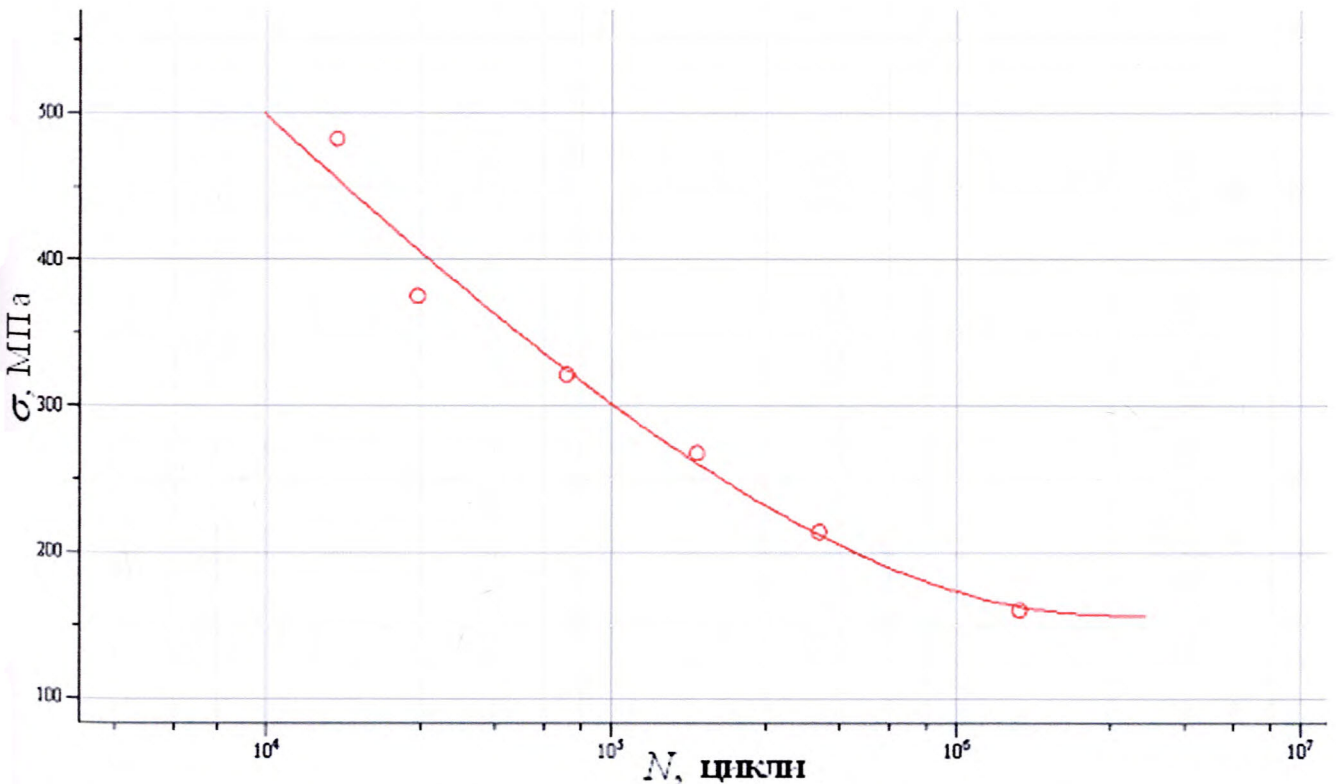
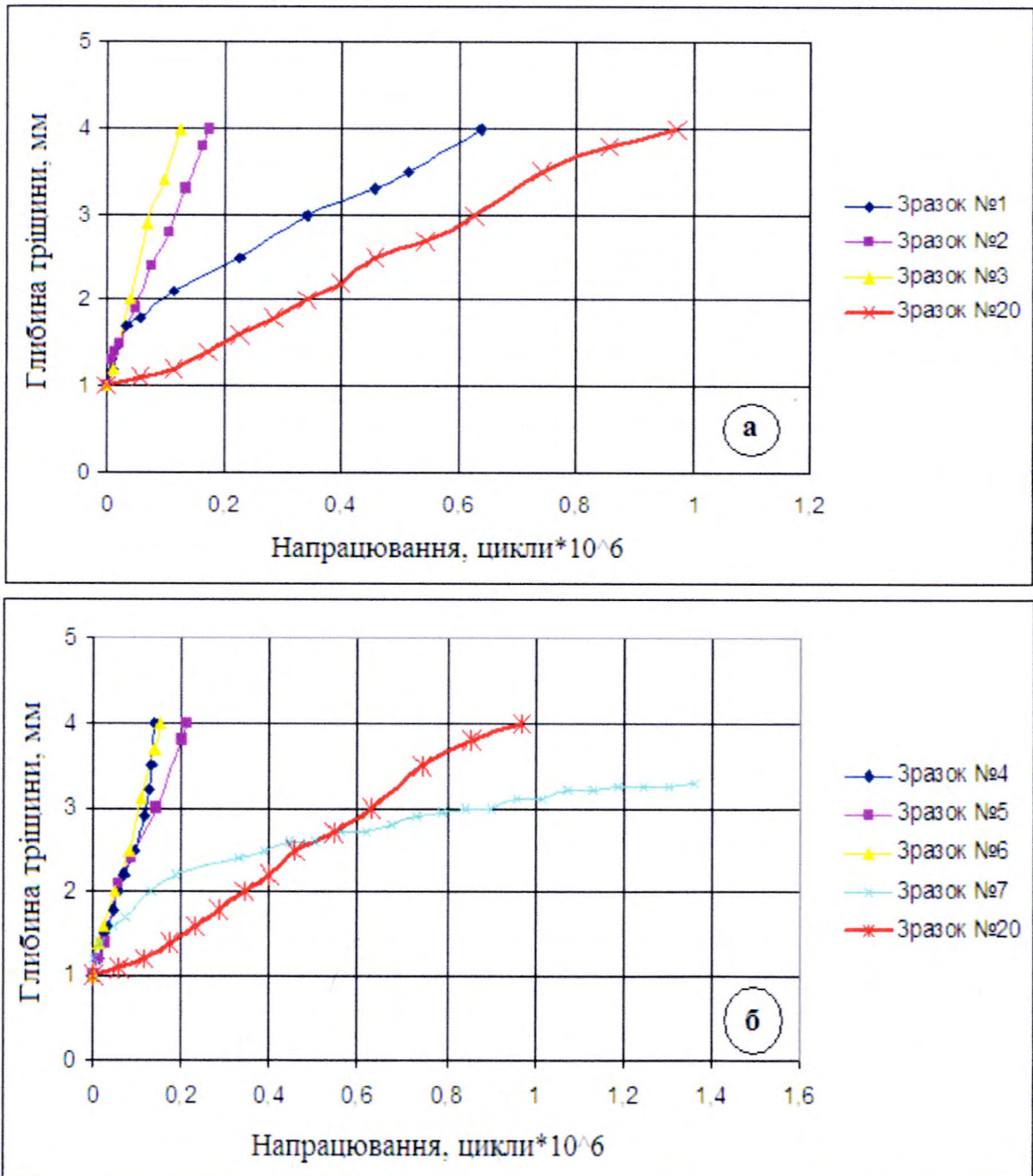


Рисунок 3.3 – Крива втоми призматичних зразків зі сталі 36Г2С

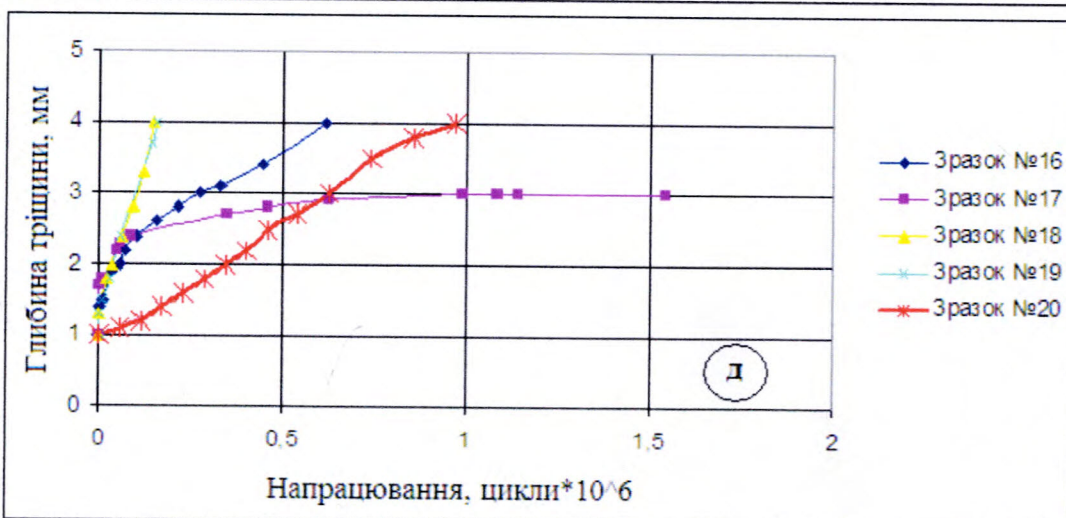
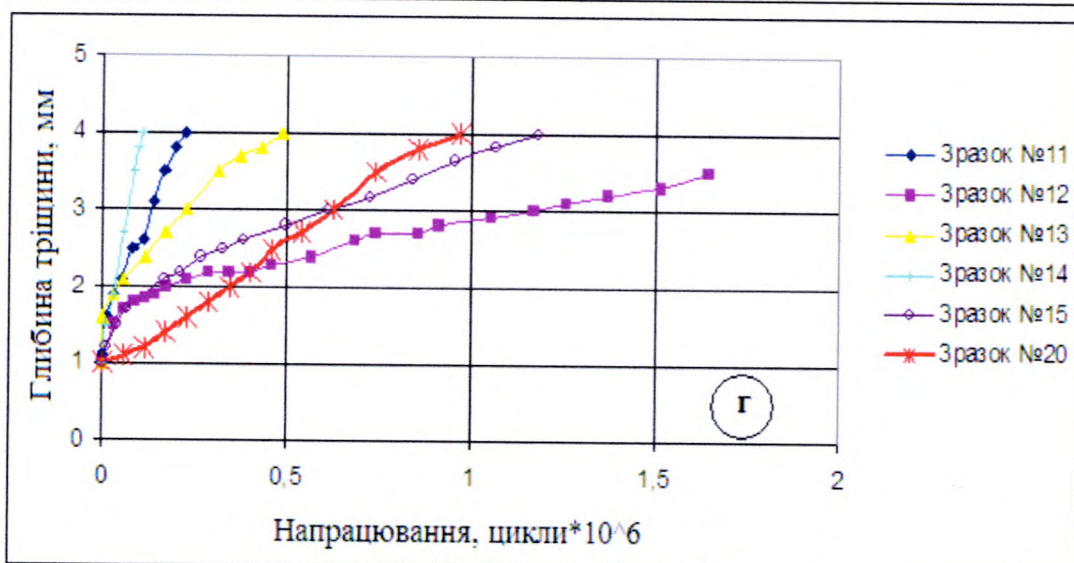
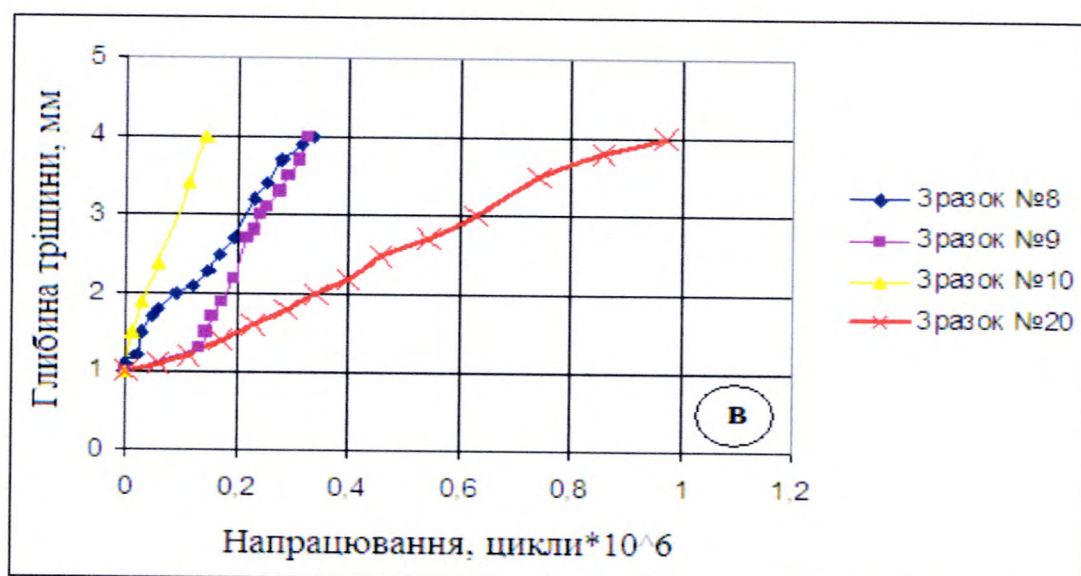
На другому етапі досліджено кінетику поширення тріщини за такою програмою навантажування. Спочатку вирощувалася тріщина глибиною 1 мм за

амплітуди навантаження $e_y=1,5$ мм (160,7 МПа) та із частотою навантажування 50 Гц. Після цього здійснювалося перевантаження амплітудою $e_y=4,5$ мм (482,3 МПа) із частотою навантажування 1 Гц та із визначеною кількістю циклів (5; 10; 25; 50; 100). Потім продовжували вирощувати тріщину знову за амплітуди $e_y=1,5$ мм (160,7 МПа). Результати досліджень кінетики втомного поширення тріщини від 1 до 4 мм наведено на рисунку 3.4.



а – 5; б – 10; в – 25; г – 50; д – 100 циклів перевантаження

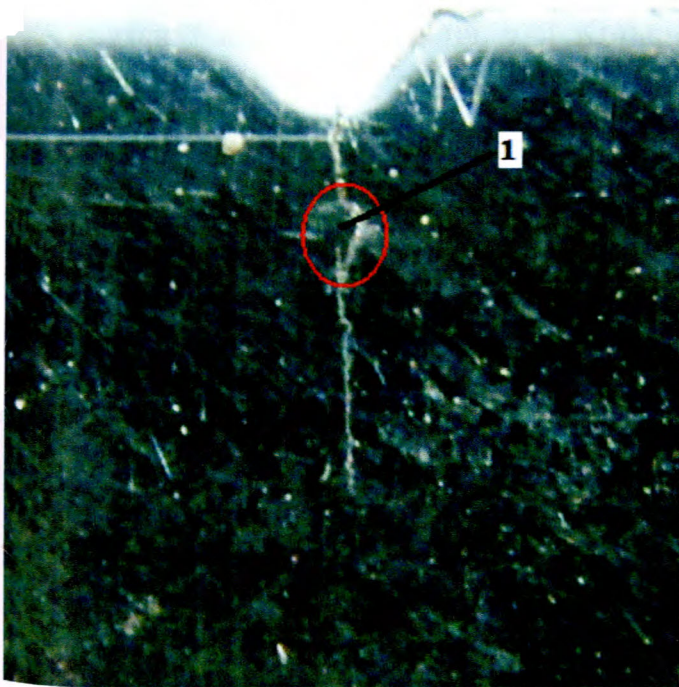
Рисунок 3.4 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання, аркуш 1



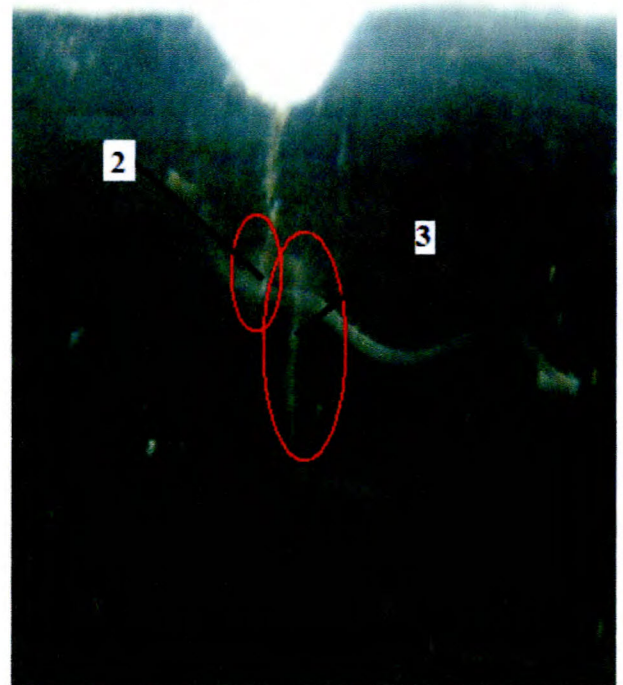
а – 5; б – 10; в – 25; г – 50; д – 100 циклів перевантаження

Рисунок 3.4 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруження, аркуш 2

Для порівняння на кожному з графіків наведено результати досліджень поширення тріщини для зразка без перевантаження. Для цього вибрано зразок №20, який показав усереднені дані із серії шести зразків. Аналіз результатів засвідчив, що існує три варіанти поведінки тріщини після перевантаження (рис. 3.4, а), які відрізняються за швидкістю подальшого росту тріщини: стабільне пришвидшення, короткочасне пришвидшення із подальшим переходом на швидкість до моменту перевантаження, стабільне гальмування. В переважній більшості випробувань відбулося суттєве пришвидшення росту тріщини на всьому діапазоні досліджуваних глибин (1-4 мм). Для чотирьох зразків спостерігалось короткочасне підвищення швидкості з подальшим переходом на швидкість росту тріщини, характерне для зразків без перевантаження (зразок №1; 8; 13; 16). Також для чотирьох зразків відбувся суттєвий спад швидкості росту тріщин. Макроструктурний аналіз показав, що це явище можна пояснити роздвоєнням початкової тріщини після перевантаження (рис. 3.4, б). Біфуркація тріщини призводить до більшої



а)



б)

1 – зона перевантаження; 2 – початкова тріщина;

3 – тріщина, утворена після перевантаження

Рисунок 3.5 – Поширення тріщин після перевантаження

піддатливості зразків, тобто, до зміни в характеристиках навантаження; тому при подальшому навантаженні при тому ж e_y і збільшеній піддатливості величина M буде заниженою. Це і приводить до збільшення кількості циклів живучості таких зразків у порівнянні з тими, у яких такого розгалуження не було, а тому збільшення їх піддатливості було менш значним і подальше навантаження було більш високим (за формулі (3.2)) і тому тріщина росла швидше.

Для більш детального аналізу впливу перевантажування на довговічність зразків проведено розрахунки за рівнянням (3.4). Їх результати зведено в таблицю 3.1. Аналіз свідчить, що для першого варіанту поведінки тріщини відносна довговічність складає всього $0,14 \div 0,29$, для другого – $0,24 \div 0,52$ і для третього – більше одиниці (>1). Слід зауважити, що кількість циклів перевантаження від 1 до 100 не є визначальним чинником поведінки тріщини. Всі три варіанти поведінки тріщини виникають незалежно від кількості циклів перевантажування.

Таблиця 3.1 – Втомні випробування зразків зі сталі 36Г2С

№ зразка	Кількість циклів, n_1	Кількість циклів, n_2	Відносна довговічність, a
1	5	765949	0,42
2	5	342960	0,19
3	5	400121	0,22
4	10	531588	0,29
5	10	354402	0,19
6	10	428700	0,24
7	10	$>10^6$	>1
8	25	433273	0,24
9	25	326384	0,18
10	25	417288	0,24
11	50	360108	0,21
12	50	$>10^6$	>1
13	50	800240	0,45

Продовження таблиці 3.1

№ зразка	Кількість циклів, n_1	Кількість циклів, n_2	Відносна довговічність, a
14	50	257270	0,15
15	50	1343310	0,75
16	100	930665	0,52
17	100	$>10^6$	>1
18	100	245863	0,14
19	100	474578	0,27

Таким чином, проведені дослідження кінетики втомних тріщин у зразках із сталі 36Г2С з урахуванням пікових перевантажень свідчать про необхідність удосконалення методики прогнозування їх ресурсу в умовах комплексного впливу високих та низьких напружень. Для більш детального вивчення впливу експлуатаційного навантажування на довговічність бурильної колони великий інтерес викликають експериментальні дослідження проведених на натурних зразках її елементів.

3.2 Експериментальні дослідження втомного ресурсу натурних елементів бурильної колони

Для попередження аварій, пов'язаних зі втомним та корозійно-втомним руйнуванням елементів бурильної колони, необхідно проводити натурні експерименти на спеціальних установках, що імітують типові режими експлуатації об'єкта. Як відомо, проведення таких випробовувань пов'язане з великими технічними труднощами та матеріальними затратами. Існуючі дослідження в основному були спрямовані на оцінку параметрів кривих втоми натурних конструкцій, впливу на них корозійного і технологічного чинників. Випробовування на втомний ресурс натурних зразків бурильних труб в умовах комплексної дії великих та низьких напружень практично не проводились, тому такі дослідження мають велике теоретичне й практичне значення. Їх результати дадуть змогу оцінити

надійність, довговічність та живучість елементів бурильної колони в умовах, наближених до експлуатаційних.

Тому проведено дослідження втомної міцності натурних зразків різьбових з'єднань геологорозвідувальних бурильних труб СБТ-50 на установці УКІ-6І, основні характеристики якої детально описані в роботах [40, 45, 98, 99]. Мікрорентгеноспектральні дослідження показали, що хімічний склад матеріалу відповідає сталі 36Г2С (ГОСТ 7909-56). Хімічний склад сталі згідно з ГОСТ подано в таблиці 4.2.

Установка працює наступним чином. Одна частина експериментального зразка із різьбою і нагвинченим на неї замком нерухомо закріплюється у захват 11, а протилежна його частина фіксується захватом 8, який з'єднаний з навантажувальною головкою 6. Привод електродвигуна 2 забезпечує обертання навантажувальної головки з відцентровою масою 7 (рис. 3.6 та рис. 3.7), що призводить до виникнення знакозмінних навантажень у небезпечному перерізі зразка. Необхідні робочі навантаження забезпечуються регулюванням маси вантажу 7, а також зміною частоти обертання навантажувальної головки 6 за допомогою автомобільної коробки зміни швидкостей 4. Загальний вигляд і схема установки УКІ-6І зображені на рисунку 3.7.

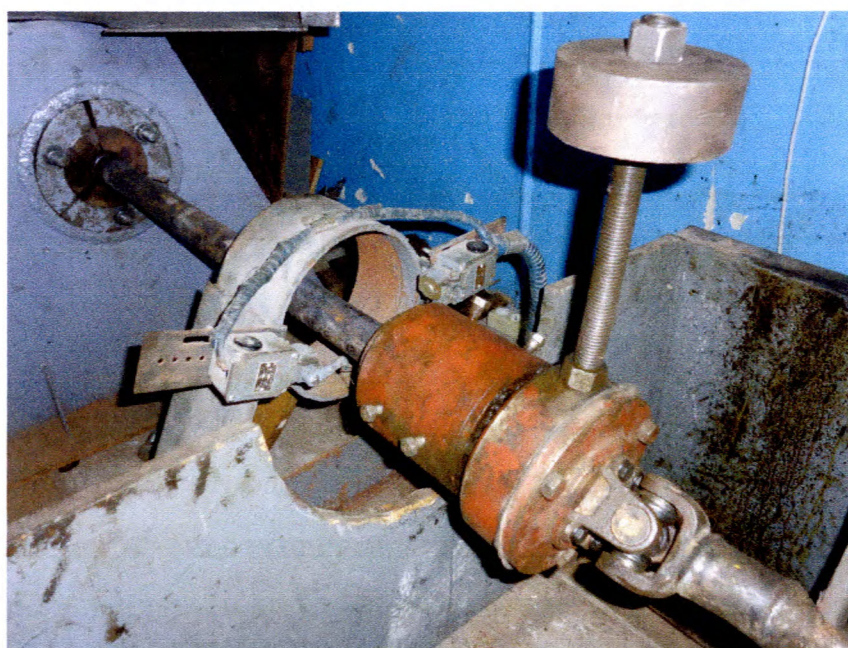
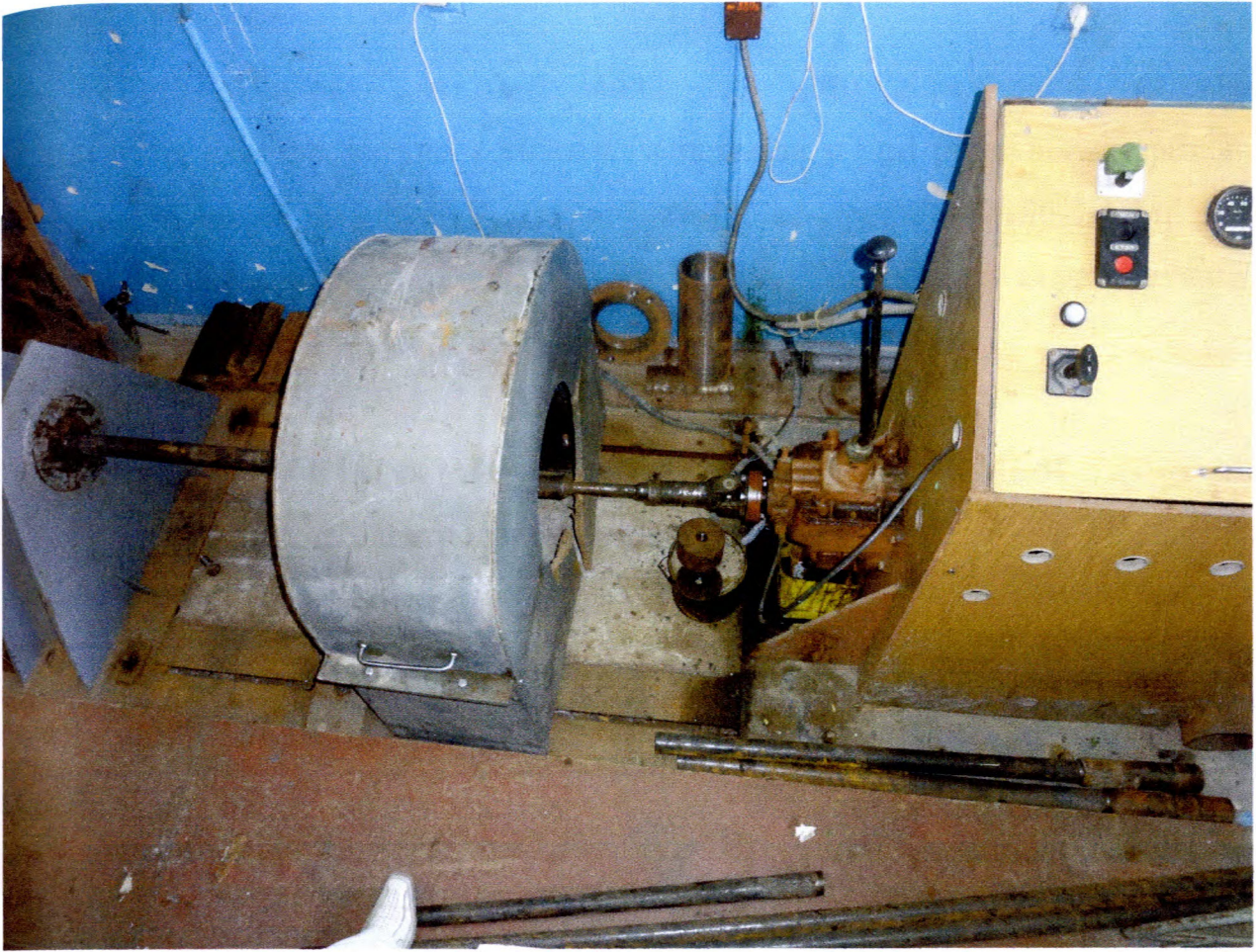
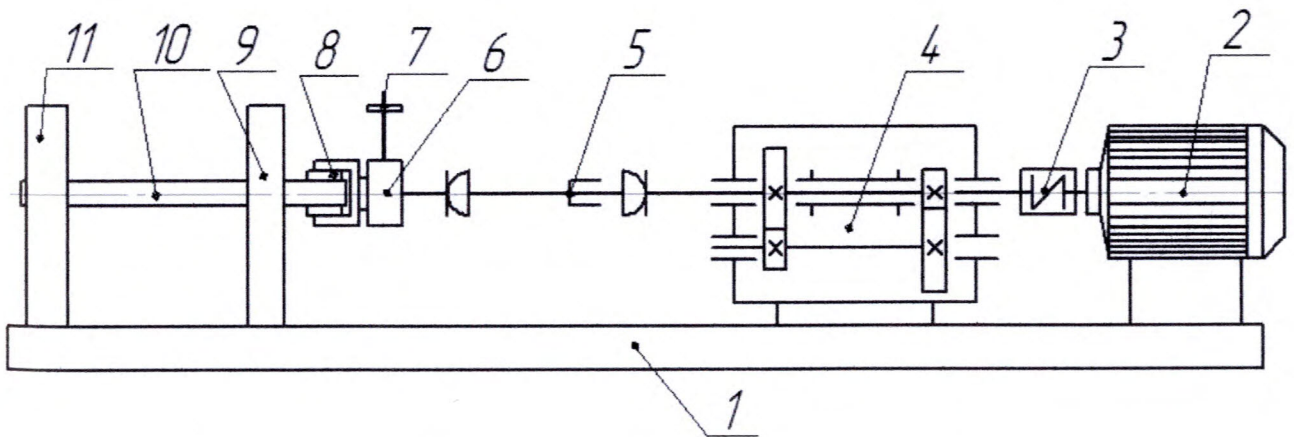


Рисунок 3.6 – Вузол навантаження зразка



a)



б)

1 – монтажна рама; 2 – електродвигун; 3 – пружна муфта; 4 – автомобільна коробка передач; 5 – кардан; 6 – навантажувальна головка; 7 – вантаж; 8,11 – захват; 9 – механізм аварійного відключення електродвигуна; 10 – експериментальний зразок

Рисунок 3.7 – Загальний вигляд (а) і схема (б) установки УКІ-6І

Робота установки автоматизована, для чого передбачено: автоматичне відключення електродвигуна 2 головного привода у разі руйнування зразка 10 за рахунок механізму аварійного відключення 9; контрольно-вимірювальні прилади для підрахунку кількості циклів навантаження. Технічні та конструктивні дані експериментальної установки наведені у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Технічні та конструктивні дані установки УКІ-6І

Потужність електродвигуна, кВт	3	
Частота обертання, об/хв	1450	
Максимальна довжина зразка, мм	2000	
Діаметр експериментального зразка, мм	50÷114	
Частота обертання навантажувальної головки в залежності від передачі, с ⁻¹	1-ша	23,268
	2-га	48,984
	3-тя	91,37
	4-та	151,98
	Задній хід	18,84

Максимальне нормальне напруження σ_{max} , яке визначає рівень напружено-деформованого стану небезпечного перерізу експериментального зразка, що піддається впливу консольного згину, можна обчислити за відомою формулою 3.1.

Згинальний момент $M_{зг}$, що діє на зразок, обчислюється за формулою

$$M_{зг} = P_e \cdot l_e, \quad (3.5)$$

де P_e – відцентрова сила, Н;

l_e – плече дії сили, м.

Відцентрова сила обчислюється із залежності [40, 99]

$$P_B = P_1 + m \omega^2 R, \quad (3.6)$$

де P_1 – постійно діюча відцентрова сила, що виникає внаслідок неспіввісності елементів навантажувальної головки (визначається експериментально при таруванні установки), H ;

m – відцентрова маса, $кг$;

ω – кутова швидкість навантажувальної головки, $с^{-1}$;

R – радіус встановлення відцентрової маси, $м$.

Для дослідження вибрано програми навантажування, які моделюють умови роботи бурильної колони, близькі до експлуатаційних. У спектр навантажування входять як низькі, так і високі зусилля. Перші із них характеризують типові умови експлуатації бурильної колони, другі – ускладнені, які виникають внаслідок порушення технології процесу спуско-підймальних операцій, звільнення колони від прихоплення та ін. Програми навантажування натурних зразків бурильних труб СБТ-50 наведені на рисунку 3.8.

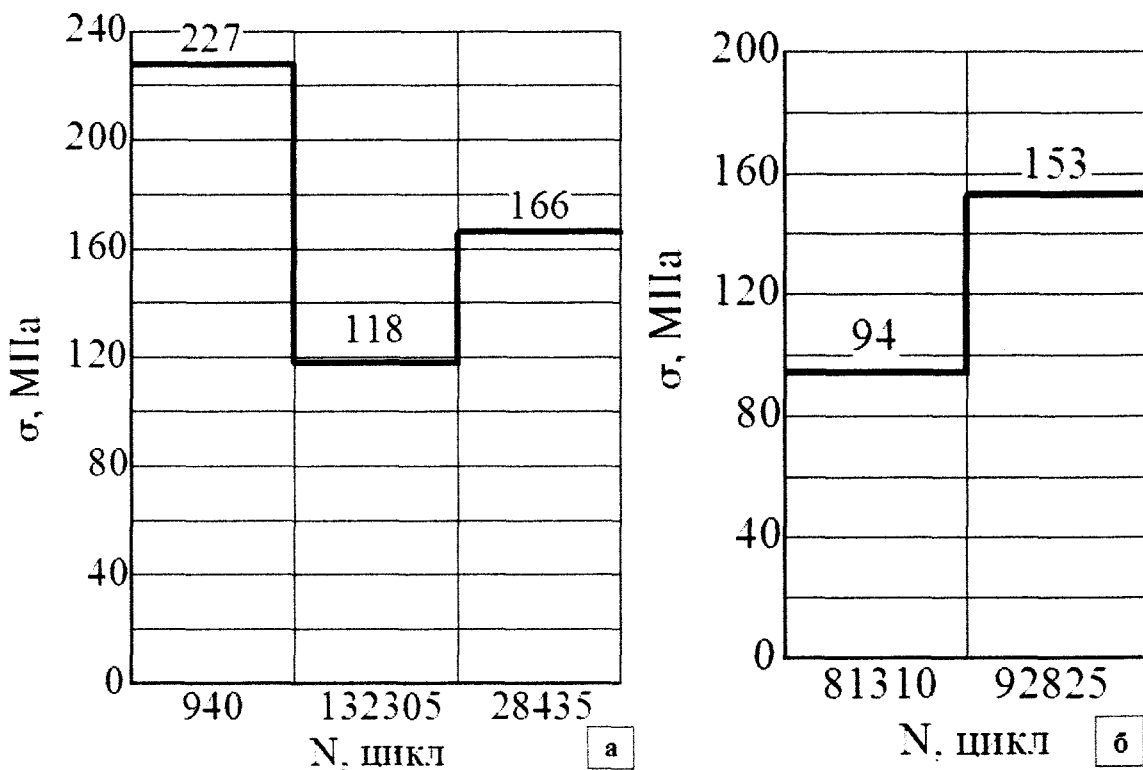


Рисунок 3.8 – Програми навантажування бурильних труб СБТ-50, аркуш 1

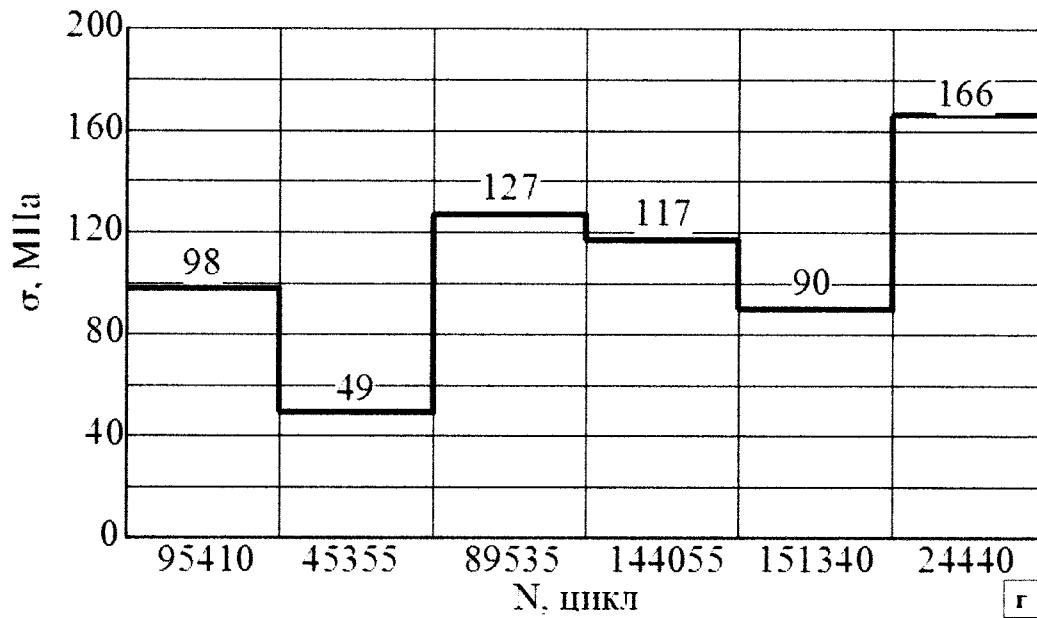
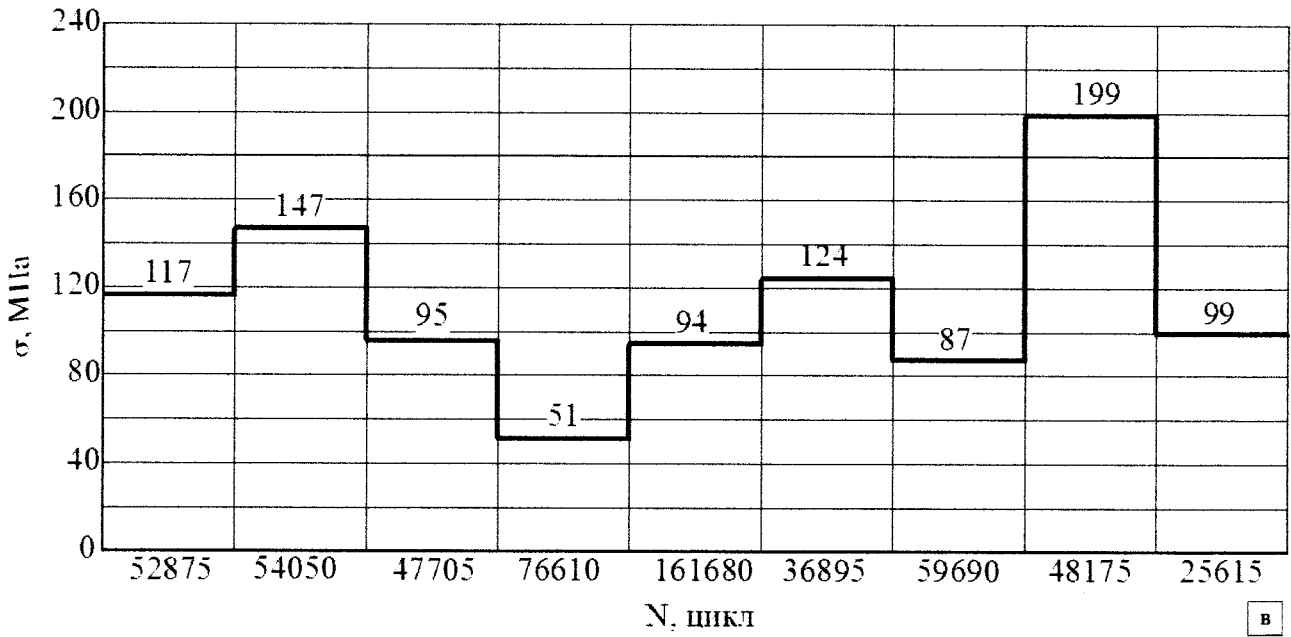


Рисунок 3.8 – Програми навантаження бурильних труб СБТ-50, аркуш 2

Випробовування зразків бурильних труб за відповідними програмами навантаження проводили до повного їх руйнування, втомні злами яких зображені на рисунку 3.9.

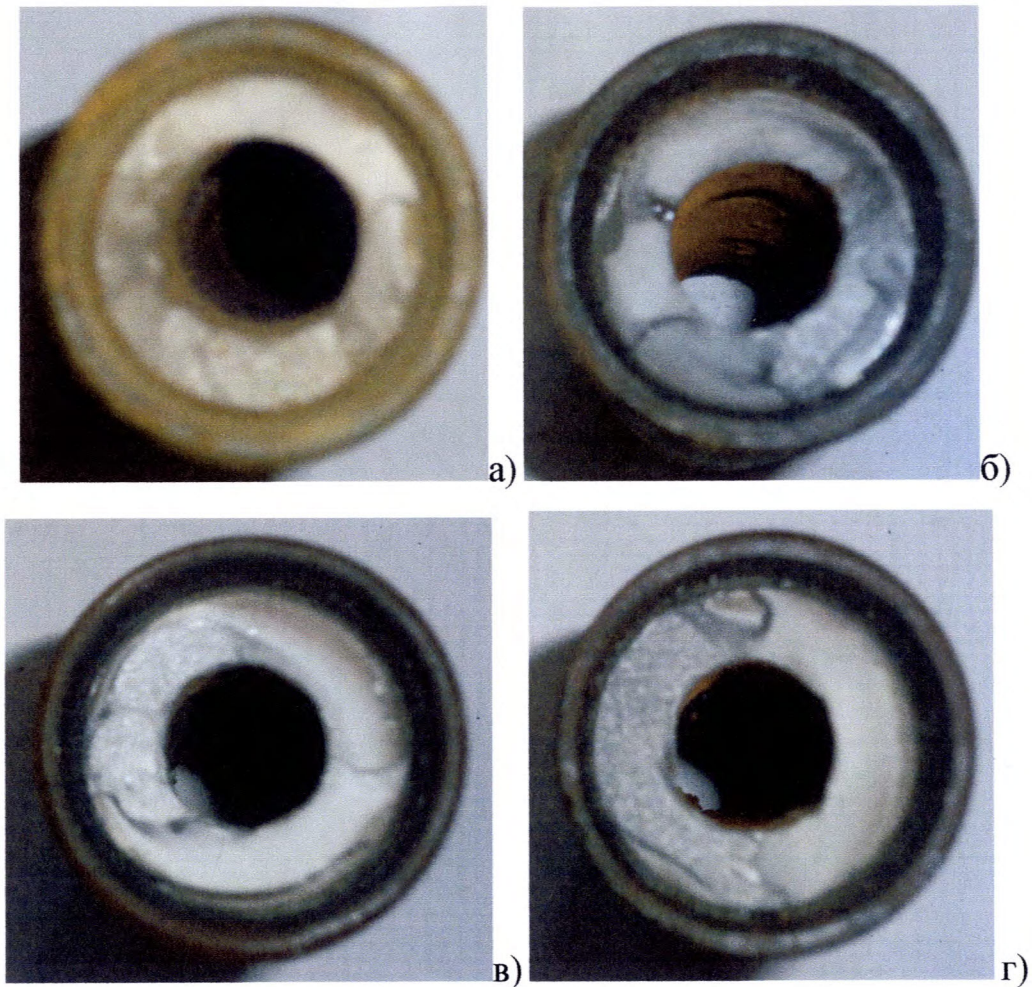
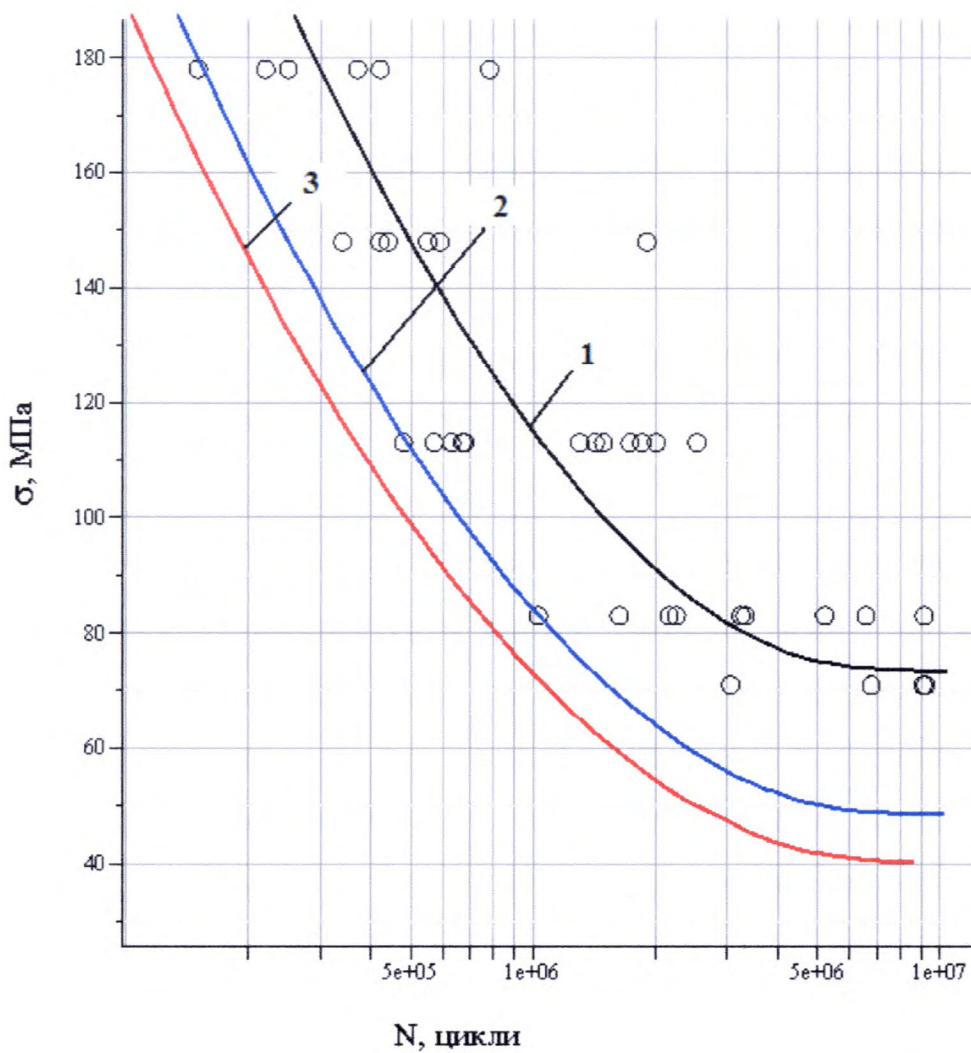


Рисунок 3.9 – Загальний вигляд втомних зламів різьбових з'єднань бурильних труб СБТ-50 за відповідних програм навантаження (а - г)

Дослідження проводили у два етапи. На першому етапі за результатів експериментальних досліджень втомної довговічності бурильних труб СБТ-50 авторів [14] визначено параметри кривих втоми (табл. 3.3) та побудовано ймовірнісні криві втоми (рис. 3.10).

Таблиця 3.3 – Параметри ймовірнісних кривих втоми бурильних труб СБТ-50

Ймовірність неруйнування, R	Q , МПа	σ_{-1R} , МПа	V_0 , МПа	\bar{S}_{σ_1} , МПа
0,95	$9,05 \cdot 10^7$	40	133,35	15
0,9		48,3		
0,5		73,2		



1 – $R=0,5$; 2 – $R=0,9$; 3 – $R=0,95$

Рисунок 3.10 – Ймовірнісні криві втоми бурильних труб СБТ-50

На другому етапі визначали відносні довговічності (за ймовірності неруйнування $R=0,5$) при нерегулярному навантажуванні використовуючи лінійну гіпотезу підсумовування пошкоджень Пальмгрена-Майнера (формула 3.4).

У результаті проведених експериментальних випробувань згідно із розробленими програмами навантажування (рис. 3.8 а – г) було отримано значення відносних довговічностей бурильних труб СБТ-50, які складають 0,2, 0,24, 0,56 та 0,45 відповідно.

Як бачимо, зміна програми навантажування зразків із такої, що імітує типові умови роботи бурильної колони на ускладнені зменшує відносну довговічність близько 2 разів.

Таким чином, проведені розрахунки підтверджують результати, отримані під час дослідження кінетики втомного пошкодження матеріалу бурильних труб про необхідність удосконалення методики прогнозування втомного ресурсу елементів бурильної колони в умовах комплексного впливу високих та низьких напруження.

3.3 Удосконалення методу прогнозування втомного ресурсу бурильних труб із урахуванням експлуатаційного навантажування

Науковці [45 – 47] розглядали проблематику визначення довговічності та залишкового ресурсу бурильних труб від дії моменту згину, обумовленого як викривленням стовбура свердловини, так і втратою стійкості колони. Проте авторами роботи [39] показано, що близько 85% аварій з бурильною колоною зумовлені втомним руйнуванням труб, з них 45% припадає на розтягнену частину колони. Підтвердженням цього є графік розподілу кількості відмов за глибиною свердловини (див. рис. 1.4). Подібна залежність подається в роботі [27], де на основі статистичного аналізу результатів дефектоскопії побудовано графік розподілу дефектів сталевих бурильних труб від довжини колони (рис. 3.11).

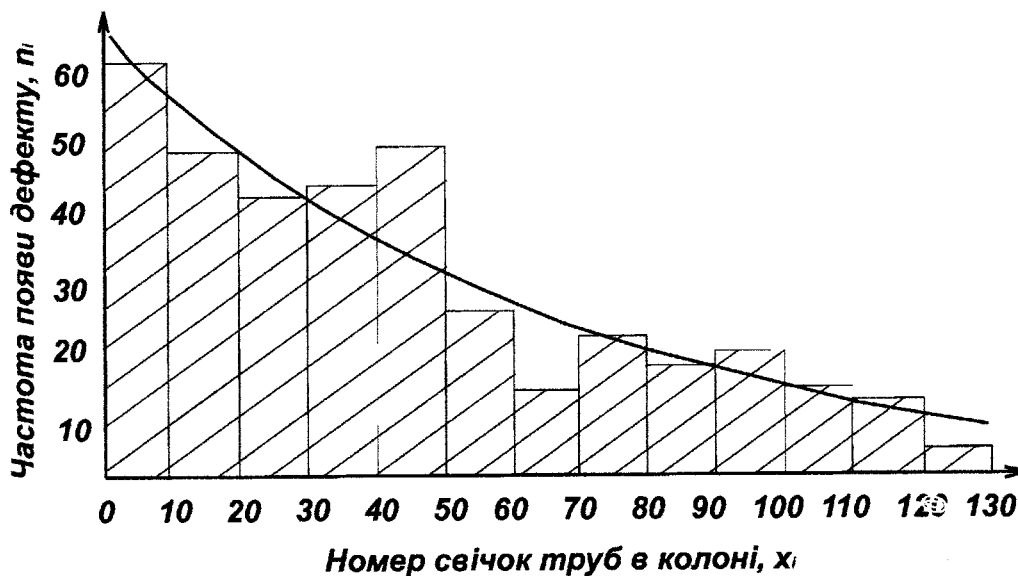


Рисунок 3.11 – Розподіл дефектів у сталевих бурильних трубах від довжини колони [27]

У верхній частині колони дія згинального моменту не суттєва. Основними причинами руйнувань у її верхній частині є корозійно-втомне пошкодження, викликане дією асиметричних циклів напружень розтягу. При цьому дані цикли напружень викликають багатоциклову корозійну втому за звичайних умов роботи. Проте в процесі буріння свердловини колона бурильних труб нерідко зазнає і значних перевантажень. Вони виникають при затягуванні у жолобах, прихопленні колони, порушеннях технології проведення спуско-підіймальних операцій і т.д. Іноді сумарне напруження під дією перевантаження в елементах бурильної колони досягає значень границі плинності і, навіть, границі міцності їх матеріалів. Такі навантаження здебільшого і є причиною їх статичного або малоциклового втомного руйнування. Так, наприклад, на свердловині 1-Південна Яблунів [28] для вивільнення прихопленої частини бурильної колони проводили її розходження із зусиллям 2200 кН, що для бурильних труб 127x9 мм (ГОСТ Р50278–92) групи міцності Е напруження в тілі труби перевищує границю плинності на 27%. У зв'язку з цим для прогнозування втомного ресурсу бурильних труб і, як наслідок, забезпечення їх надійності, необхідні теоретичні та експериментальні досліджень пошкоджуючої дії циклів напружень з високою асиметрією в області як багатоциклової, так і малоциклової втоми та їх сумісної дії.

3.3.1 Визначення параметрів кривої втоми бурильних труб при мало- і багатоциклових навантаженнях

Важливим етапом у прогнозуванні втомного ресурсу бурильних труб та її елементів є визначення параметрів кривої втоми їх натурних зразків в мало- і багатоцикловій областях. Найбільш достовірні їх значення можна отримати шляхом статистичної обробки результатів натурних експериментів, проведених на спеціальних установках, що імітують типові режими експлуатації об'єкта. Оскільки матеріальні витрати на виготовлення дослідних установок та натурних зразків елементів бурильної колони (особливо великих типорозмірів) є значними, то велику цінність мають результати випробовувань, проведені саме на натурних зразках.

Авторами робіт [29, 30] проведено унікальні дослідження втомної міцності натурних зразків бурильних труб. Випробовування проводилися на зразках двох типів: гладкої частини труби і тіла труби із замком. Важливе значення отриманих результатів (табл. 3.4) полягає у використанні програми навантажування, яка уможлиблює проведення досліджень в умовах, близьких до експлуатаційних.

Таблиця 3.4 – Втомні випробовування бурильних труб ТБН-73х9-К

Втомні випробовування [29]			Втомні випробовування [30]			
Номер зразка	Напруження σ_{max} , МПа	Кількість циклів N	Номер зразка	Напруження σ_{max} , МПа	Розмах напруження циклу $2\sigma_a$, МПа	Кількість циклів N
1	511	3680	1	552,5	331	3000
2	511	3590	2	510	331	8000
3*	511	3100	3	364,3	331	60000
4*	511	3400	4	342	331	170000
5	511	3711	5*	342	331	148500
6	510	4019	6	552,5	65	20000
7*	420	6664	7	450	65	130000
8	420	7888	8	420	65	187000
9	420	7880	9	399	65	750000
10	420	8024	10*	399	65	680000
11	364	12100	11	395	65	$>10^6$
12	364,3	13891	12	552,5	44	62700
13	364,3	14000	13	510	44	130000
14*	364,3	11910	14	469	44	490000
15*	364,3	11079	15*	469	44	410000
-	-	-	16	456	44	$>10^6$

Примітка. * – зразки другого типу.

У [29] експериментальні зразки піддавали дії осьової сили розтягу, яка циклічно змінювалася (віднульовий цикл навантаження), а в [30] запропоновано схему випробування, для дослідження вібраційних нормальних напружень з малою амплітудою, що накладаються на значне зусилля розтягу (асиметричний цикл навантаження). Тому необхідним кроком для подальшого визначення параметрів опору втоми є приведення асиметричних циклів до еквівалентних за пошкоджуючою дією віднульових. Для цього скористаємося формулою, наведеною авторами роботи [114]

$$\sigma_{ekv} = 2 \cdot \sigma_e \frac{\psi_1}{1 + \psi_1}, \quad (3.7)$$

де $\psi_1 = \frac{\sigma_{max}(1-R)}{2 \cdot \sigma_e - \sigma_{max}(1+R)}$ – коефіцієнт уточнення впливу асиметрії циклу;

σ_e – границя міцності матеріалу труб, МПа;

R – коефіцієнт асиметрії;

σ_{max} – максимальне напруження циклу, МПа;

σ_{ekv} – еквівалентне максимальне напруження, МПа.

Для аналізу втомних випробувань використаємо трипараметричним рівнянням Почтенного (1.6), оскільки воно пройшло ґрунтовну експериментальну перевірку [47, 52].

За результатами розрахунків побудовано криву втоми (рис. 3.12) і визначено її параметри: $Q=2,37 \cdot 10^7$ МПа·цикл, $\sigma_0=97,39$ МПа, $V_0=141,71$ МПа. Як бачимо, деякі експериментальні точки мають значні відхилення від побудованої кривої. На нашу думку, це пов'язано із можливим розривом кривої втоми в перехідній зоні між малоцикловою та багатоцикловою областями.

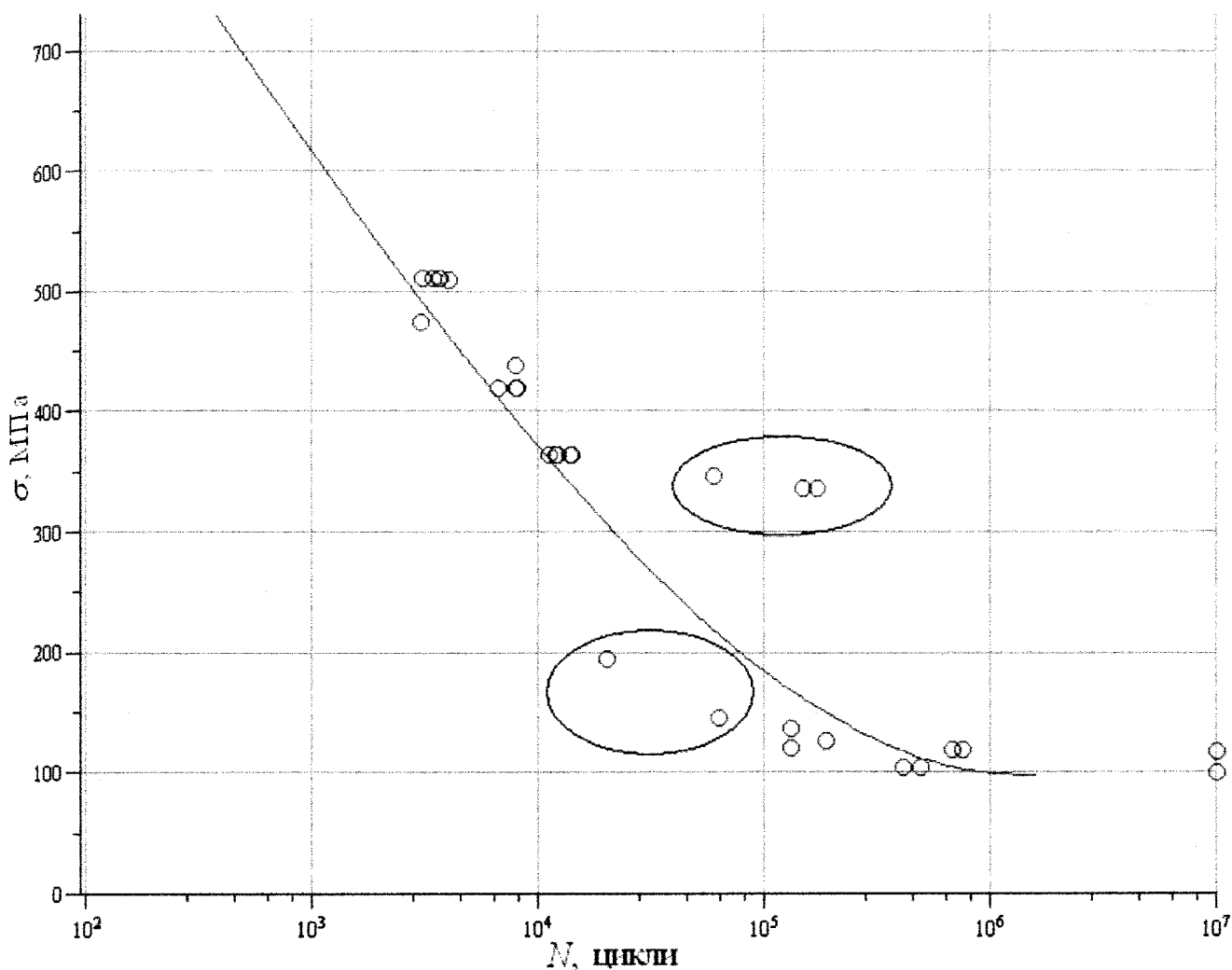


Рисунок 3.12 – Крива втоми бурильних труб ТБН–73х9-К

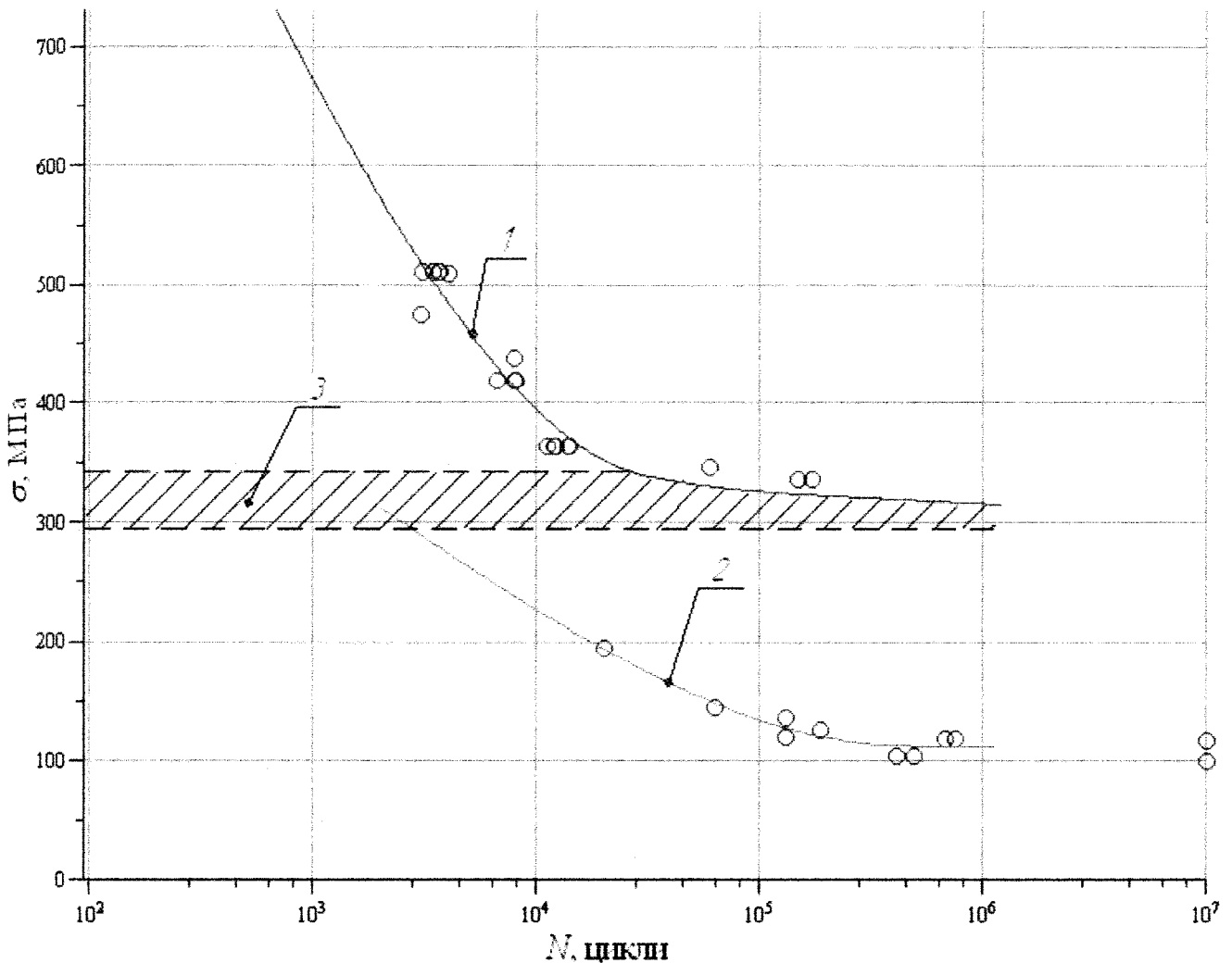
Причинами виникнення розриву кривої втоми займалися В. Шабалін, Т. Вільямс, І. Морі та інші [115]. У своїх працях вони показали, що розрив кривої втоми пов'язаний здебільшого із зміною структури матеріалу, частоти і виду навантаження, форми зразка, температури і стану поверхні. Тому слід враховувати випадки, коли перехідна зона не може чітко відповідати одній кривій втоми. Це важливо для визначення довговічності при випадкових навантаженнях, коли бурильна колона працює як у звичайних (багатоциклова область), так і в ускладнених (малоциклова область) умовах роботи.

Таким чином, в нашому випадку, необхідно проводити побудову повної кривої втоми із розривом між малоцикловою і багатоцикловою областями. Для цього за допомогою методу середніх квадратів визначено їх параметри:

$Q=2,8 \cdot 10^6$ МПа·цикл, $\sigma_0=333,58$ МПа, $V_0=219,2$ МПа;

$Q=1,03 \cdot 10^7$ МПа·цикл, $\sigma_0=112,49$ МПа, $V_0=70,95$ МПа.

За результатами розрахунків побудовано криву втоми (рис. 3.13).



1 – крива втоми для малоциклової області;

2 – крива втоми для багатоциклової області;

3 – зона розриву кривої втоми

Рисунок 3.13 – Крива втоми бурильних труб ГБН–73х9-К із врахуванням розриву між малоцикловою і багатоцикловою областями

3.3.2 Підсумовування втомних пошкоджень за широкого діапазону режимів навантажування

У роботі [5] нами визначено параметри кривої втоми бурильних труб ТБН-73х9-К у широкому діапазоні режимів навантажування. Вони довели можливість проведення подальших розрахунків втомного ресурсу із використанням кривих втоми без розриву та із урахуванням розриву між малоцикловою і багатоцикловою областями. У зв'язку з цим виникає необхідність у вдосконаленні методики прогнозування довговічності елементів бурильної колони в умовах комплексної впливу високих та низьких напружень.

Важливу роль для оцінки довговічності бурильних труб і, відповідно, їх втомного ресурсу при нестационарному режимі навантажуванні відіграють гіпотези накопичення пошкоджень. У даний час існують різноманітні правила накопичення пошкодження як детермінованого, так і ймовірнісного характеру [116 – 118]. Така їх різноманітність пояснюється дуже широким спектром особливостей деформування та складністю процесу руйнування.

В практичних розрахунках найбільшого розповсюдження отримала гіпотеза лінійного підсумовування пошкоджень Пальмгрена-Майнера [119, 120] (див. формулу 3.4).

Але численні результати програмних втомних випробовувань свідчать, що дана гіпотеза не є універсальною для різних режимів навантажування. Особливо помітні відхилення від лінійної гіпотези виникають при короткочасній дії так званих пікових навантажень. В таких випадках сума відносних довговічностей може зменшуватися до значення $a=0.05\div 0.10$ [121], тобто фактична довговічність буде значно меншою за розрахункову.

Для більш детального обґрунтування закономірностей накопичення втомних пошкоджень використаємо результати експериментальних досліджень втомної міцності натурних зразків бурильних труб ТБН-73х9-К (табл. 3.5). Випробовування проводилися на зразках двох типів: гладкої частини труби і тіла труби із замком. Програми та режими навантажування детально описані в роботі [30].

Таблиця 3.5 – Втомні випробовування бурильних труб ТБН-73х9-К [30]

Номер зразка	Напруження σ_{max} , МПа	Кількість циклів n_1	Розмах напруження циклу високочастотного навантаження ($2\sigma_a$), МПа	Кількість циклів n_2
1	552,5	1	331	320
2	510	2	331	8360
3	364,3	7	331	40000
4	342	19	331	110000
5	342	15	331	75000
6*	552,5	3	65	15000
7	510	6	65	36000
8	460	16	65	90000
9	420	22	65	130000
10	399	80	65	479000
11	390	83	65	509000
12	390	62	65	366000
13*	350	167	65	$>10^6$
14	552,5	7	44	41000
15	510	9	44	53000
16	460	19	44	106000
17	460	14	44	78000
18*	420	75	44	443000
19	400	167	44	$>10^6$

Примітка. * – зразки другого типу.

Слід відзначити, що втомні випробування натурних зразків проводили при асиметричному циклі навантажування, а визначені нами параметри кривої втоми відповідають віднульовому циклу. Тому, наступним кроком у визначенні відносної довговічності є приведення асиметричних циклів навантажування до еквівалентних за пошкоджуючою дією віднульових. Для цього скористаємося формулою (3.7).

Враховуючи те, що зміна напруження відбувається за схемою двочастотного навантажування, сумарне пошкодження за лінійною гіпотезою можна визначити за формулою

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = a, a \neq 1, \quad (3.8)$$

де n_1, n_2 – кількість циклів навантаження при напруженнях σ_1, σ_2 відповідно;

N_1, N_2 – кількість циклів до руйнування при напруженнях σ_1, σ_2 відповідно.

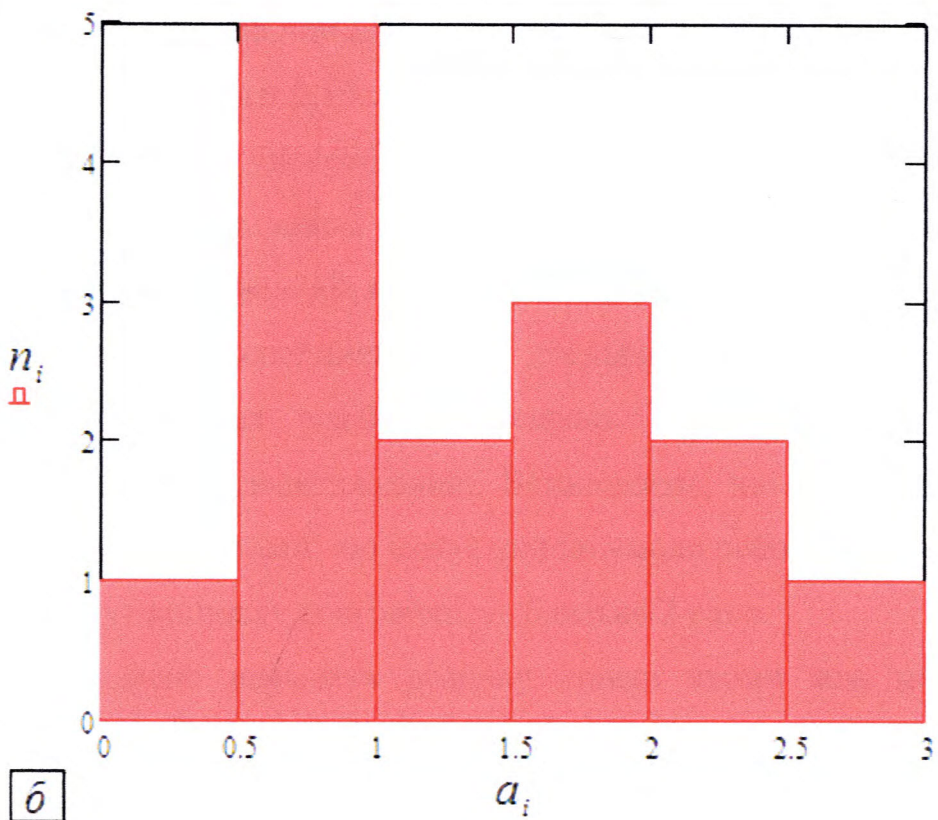
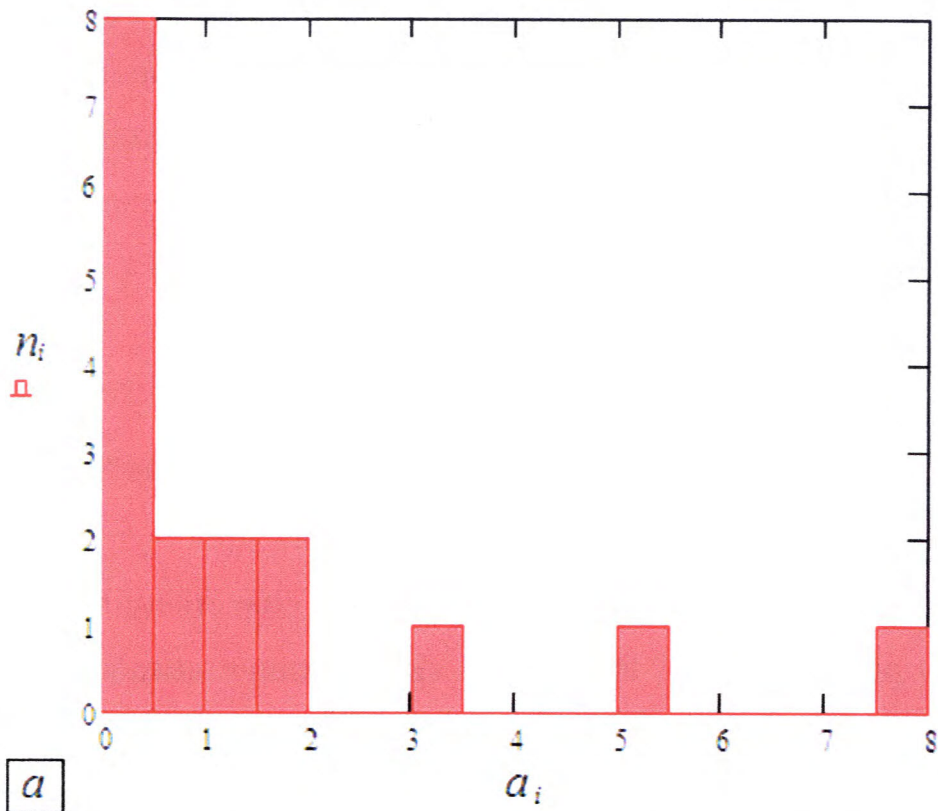
Отже, за формулою (3.8) визначено відносну довговічність бурильних труб ТБН-73х9-К для двох випадків: без розриву (a_1) та із урахуванням розриву (a_2) між малоцикловою і багатоцикловою областями. Результати розрахунків відносної довговічності наведені у таблиці 3.6.

Для більш детального аналізу досліджень побудовано гістограми розподілу відносних довговічностей (рис. 3.14). Так, для першого випадку (рис. 3.14, а) можна побачити значний розкид відносної довговічності $a \approx 0 \div 8,0$. Близько 48 % результатів, отриманих за лінійною гіпотезою, призводять до похибки не у запас довговічності, причому з них 80 % дають більш ніж удвічі завищені значення розрахункової довговічності в порівнянні з фактичними. Для другого випадку (рис. 3.14, б) характерним є зменшення розкиду величини $a \approx 0 \div 3,0$ і похибки (не в запас довговічності) до 31 %, з них близько 17 % дають більш ніж у два рази вищу похибку.

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку відносної довговічності бурильних труб ТБН-73х9-К

Номер зразка	a_1	a_2
1	0,8908	0,7316
2	1,6398	1,3555
3	3,1016	1,7470
4	7,5995	2,9438
5	5,1816	2,0072
6	0,1804	0,7703
7	0,2679	0,9262
8	0,4125	1,1408
9	0,4160	0,9329
10	1,1712	1,9863
11	1,2444	2,1105
12	0,8950	1,5178
13	1,6418	*
14	0,2040	0,5799
15	0,1506	0,2995
16	0,1398	*
17	0,1029	*
18	*	*
19	*	*

Примітка. * – еквівалентне навантаження нижче за границю витривалості



а, б – без врахування розриву та із врахуванням розриву кривої втомі між малоцикловою і багатоцикловою областями відповідно

Рисунок 3.14 – Гістограми розподілу відносних довговічностей

Таким чином, проведений узагальнений аналіз результатів розрахунків відносних довговічностей бурильних труб за широкого діапазону режимів навантажування показав доцільність використання кривої втоми із урахуванням розриву між малоцикловою і багатоцикловою областями. Все це дасть змогу зменшити похибку у визначенні довговічності, а, отже, підвищить надійність роботи бурильної колони.

3.4 Висновки до розділу 3

1. Експериментально отримано залежності впливу пікових навантажувальних на довговічність призматичних зразків із сталі 36Г2С. Аналіз результатів показав, що існує три варіанти поведінки тріщини після перевантаження. Проведено розрахунок відносних довговічностей за лінійною гіпотезою накопичення пошкоджень, який засвідчив, що для першого варіанту поведінки тріщини відносна довговічність складає всього 0,14...0,29, для другого – 0,24...0,52 і для третього – більше одиниці. Зроблено висновок, що кількість циклів перевантаження від 1 до 100 не є визначальним чинником поведінки тріщини. Всі три варіанти поведінки тріщини виникають незалежно від кількості циклів перевантаження.

2. Проведено експериментальні дослідження із визначення втомної міцності натурних зразків різьбових з'єднань бурильних труб СБТ-50 при нестационарному режимі навантажування. Встановлено, що зміна схеми блокового навантажування зразків із такої, що імітує типові умови роботи бурильної колони на ускладнені, зменшує відносну довговічність близько 2 разів.

3. Встановлено наявність розриву кривої втоми між малоцикловою і багатоцикловою областями для труб ТБН–73х9-К, що дало можливість удосконалити метод оцінки їх довговічності.

В результаті досліджень визначено параметри опору втоми бурильних труб ТБН–73х9-К, а також побудовано графіки у формі кривої втоми без розриву та із врахуванням розриву між малоцикловою і багатоцикловою областями. Розраховано відносну довговічність a за втомних випробувань бурильних труб ТБН-73х9-К для

двох випадків: без розриву та із урахуванням розриву між малоцикловою і багатоцикловою областями. Встановлено, що для першого випадку близько 48 % результатів, визначених за лінійною гіпотезою, дають похибку не у запас довговічності, причому з них 80 % дають більш ніж у два рази завищені значення розрахункової довговічності в порівнянні із фактичними. Для другого випадку характерним є зменшення розкиду величини $\alpha \approx 0 \div 3,0$ і похибки (не в запас довговічності) до 31 %, з них близько 17 % дають більш ніж у 2 рази вищу похибку.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ ТА ЗАСОБІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

4.1 Корозійно-електрохімічна поведінка трубних сталей у середовищі бурового розчину

Під час експлуатації деталей із металів та їх сплавів доводиться стикатися з явищем руйнування їх під дією навколишнього середовища. Корозія металів завдає великої економічної шкоди. Внаслідок корозійних процесів виходять з ладу обладнання, машини, механізми, руйнуються металеві конструкції [101, 102].

Одним із визначальних чинників, що зумовлює корозійно-втомне руйнування обладнання та впливає на його довговічність, є середовище бурового розчину. Достовірна інформація про швидкість корозійного руйнування матеріалів свердловинного обладнання в таких середовищах має теоретичну та практичну цінність, дозволяє розробити методику оцінки довговічності та залишкового ресурсу обладнання з урахуванням впливу корозійного чинника, слугує базою для ефективного вибору методів та засобів протикорозійного захисту в конкретних експлуатаційних умовах. Наявні численні наукові дослідження, метою яких є розв'язання цієї проблеми [101, 103, 123 – 125], зокрема присвячених оцінці механічних та електрохімічних характеристик сталі після тривалої експлуатації [125], їх деградації [124]. Для глибшого розуміння природи впливу корозійного середовища на витривалість сплавів встановлюють закономірності зміни електродних потенціалів циклічно деформованих металів і сплавів у різних агресивних середовищах [101, 125].

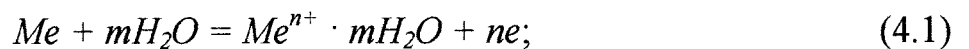
Тому нами проведено дослідження корозійно-електрохімічної поведінки сталі 36Г2С в середовищі бурового розчину та впливу поверхневої захисної плівки на її корозію.

Електрохімічна корозія протікає на межі поділу фаз «метал-електроліт» (іонний провідник електрики) і супроводжується проходженням струму між ділянками одного металу чи різними за природою металами, де протікають

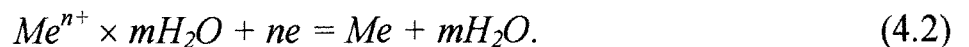
відокремлені реакції окиснення та відновлення. Вона спостерігається у розчинах або розплавах солей і лугів, розчинах кислот, вологих атмосфері та газах тощо. В електрохімічних реакціях обов'язково задіяні електрони та іони, енергія яких є функція електричного поля, що виникає на межі поділу фаз, тому швидкість електрохімічних перетворень залежить від потенціалу [103].

Під час занурення металу в електроліт внаслідок взаємодії його поверхні з розчином на межі розділу «метал-середовище», виникає різниця електричних потенціалів, яку називають електродним потенціалом. Якщо тут задіяні тільки іони металу, то відбуваються такі процеси [104]:

а) перехід іонів металу в розчин з утворенням гідратованих іонів (анодний процес)



б) розряд іонів з розчину на поверхні металу (катодний процес)



Електродні реакції відбуватимуться на поверхні металу доти, поки не встановиться рівновага



З досягненням рівноваги (рівність швидкостей анодного та катодного процесів) потенціал металу встановлюється постійним. За рівності швидкостей анодного (4.1) та катодного (4.2) процесів маса металу не змінюється з часом ($\Delta m=0$).

Цей потенціал характерний для конкретної системи «метал-середовище». Його вимірюють відносно електрода порівняння (хлоридсрібляного, каломельного, ртутно-сульфатного і ін.), потенціал якого сталий у часі. В таблиці 4.1 наведено

деякі із найуживаніших електродів порівняння. Методика визначення електродного потенціалу за допомогою електрода порівняння детально описана в роботі [104].

Таблиця 4.1 – Електродні потенціали деяких найуживаніших електродів порівняння за водневою шкалою за температури 25 °С

Тип	Позначення	E_n , В
Нормальний водневий електрод	H_2 (1 атм) H^+ ($a = 1$)	0
Каломелевий електрод (насичений)	Hg Hg_2Cl_2 , KCl (насичений)	+0,244
Каломелевий електрод (1М)	Hg Hg_2Cl_2 , KCl (1М)	+0,283
Каломелевий електрод (0,1 М)	Hg Hg_2Cl_2 , KCl (0,1М)	+0,336
Хлоридсрібляний електрод (0,1 М)	Ag AgCl, KCl (0,1М)	+0,288
Мідносульфатний електрод (насичений)	Cu $CuSO_4$ (насичений)	+0,318

Кінетичні закономірності електродних реакцій переважно вивчають за поляризаційними кривими (діаграмами), які описують взаємозв'язок між зміщенням потенціалу корозії та струмом, що протікає через електрохімічну комірку. Поляризаційні криві використовують для визначення швидкості корозії. Вони не тільки дають інформацію про характер корозійного процесу, але й дозволяють кількісно розраховувати його абсолютну швидкість.

Для побудови поляризаційних діаграм за експериментальними даними, як правило, спочатку визначають потенціал корозії $E_{кор}$ за відсутності зовнішнього струму [104]. Далі анодно або катодно поляризують робочий електрод для побудови однієї з кривих діаграми. Після цього процес поляризації повторюють (зворотною полярністю зовнішнього струму) та будують другу вітку діаграми. Отримавши залежність E від логарифма зовнішнього струму в області позитивнішого та негативнішого потенціалу корозії, будують повну поляризаційну криву для конкретного металу. Далі визначають тафелівські нахили (значення констант) за рівнянням Тафеля [103]

$$|\eta| = a + b \lg i, \quad (4.4)$$

де

$$a = 2,3 \frac{RT}{\alpha F} \lg i_0; \quad b = -2,3 \frac{RT}{\alpha F}; \quad (4.5)$$

R – газова стала;

T – абсолютна температура;

F – число Фарадея;

i_0 – струм обміну;

α – константа (для платини та паладію $\alpha \approx 2$, для заліза, нікелю, міді, ртуті та інших металів 0,4...0,6).

Схема для визначення коефіцієнтів рівняння Тафеля зображена на рисунку 4.1.

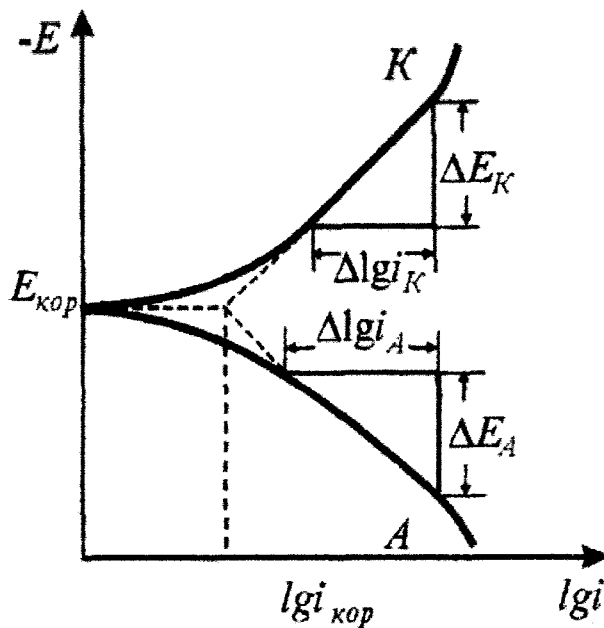


Рисунок 4.1 – Схема визначення коефіцієнтів рівняння Тафеля

Значення b добре відомі тільки для катодного виділення водню. Більшість із них лежать в межах 0,06...0,12 В. Константа b характеризує ступінь гальмування електрохімічної реакції: що більше її значення, тим сильніше гальмується електрохімічний процес. Якщо для однієї зі складових корозійного процесу

(анодного чи катодного) значення цього коефіцієнта є значно більшим за інший, то говорять про превалюючий анодний або катодний контроль корозії.

Досліди проводили в електрохімічній комірці (рис.4.2) за схемою, наведеною на рисунку 4.3.

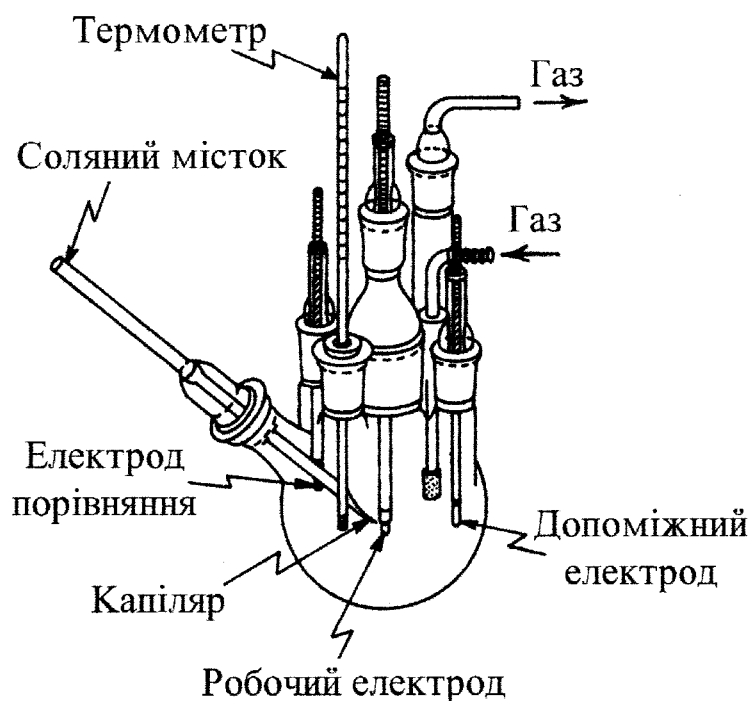
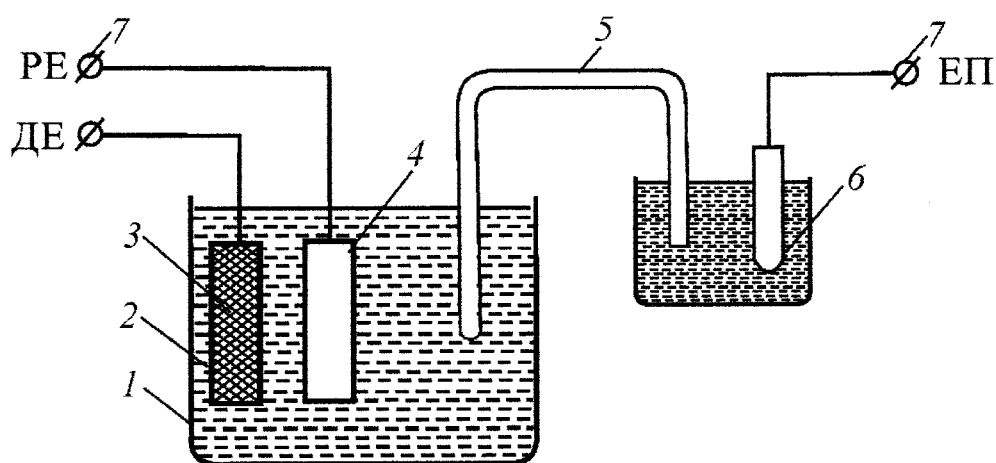


Рисунок 4.2 – Електрохімічна комірка



1 – електрохімічна комірка; 2 – розчин електроліту; 3 – допоміжний електрод (ДЕ); 4 – робочий електрод (РЕ); 5 – соляний місток; 6 – електрод порівняння (ЕП);

7 – відповідні клеми потенціостата

Рисунок 4.3 – Схема установки для поляризаційних досліджень

Зразки для корозійно-електрохімічних досліджень вирізали з бурильної труби ТБВ діаметром 140 мм і товщиною стінки близько 9 мм. Для визначення марки сталі зразка проведено мікрорентгеноспектральні дослідження за допомогою системи рентгенівського мікроаналізу *INCA Energy* мікроскопу *ZEISS EVO 40XVP*. Результати довели, що хімічний склад матеріалу бурильної труби відповідає сталі 36Г2С (ГОСТ 7909-56). Хімічний склад сталі згідно з ГОСТ подано в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Хімічний склад сталі 36Г2С, %

Марка сталі	C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	As
	Не більше								
36Г2С	0,32...0,4	0,4...0,7	1,5...1,8	0,4	0,045	0,04	0,3	-	-

Корозійно-електрохімічні дослідження проводили в середовищі бурового розчину без та з плівкою машинного масла на поверхні. Для дослідження вибрано гуматно-акрилово-калієвий розчин. Технологічні параметри та рецептура обробки бурового розчину зведені до таблиць 4.3 та 4.4 відповідно.

Поляризаційні криві в потенціодинамічному режимі фіксували за допомогою вольтамперометричної системи СВА-1Б-М. Площа робочої поверхні зразка із сталі 36Г2С складала 35 мм². Перед зняттям поляризаційних кривих робочу поверхню зразка шліфували та знежирювали. Як електрод порівняння використовували насичений хлоридсрібляний електрод ЭВЛ-1М1, а допоміжним електродом слугував платиновий електрод. Потенціодинамічні криві знімали за температури 20 °С зі швидкістю розгортки потенціалу 2 мВ/с.

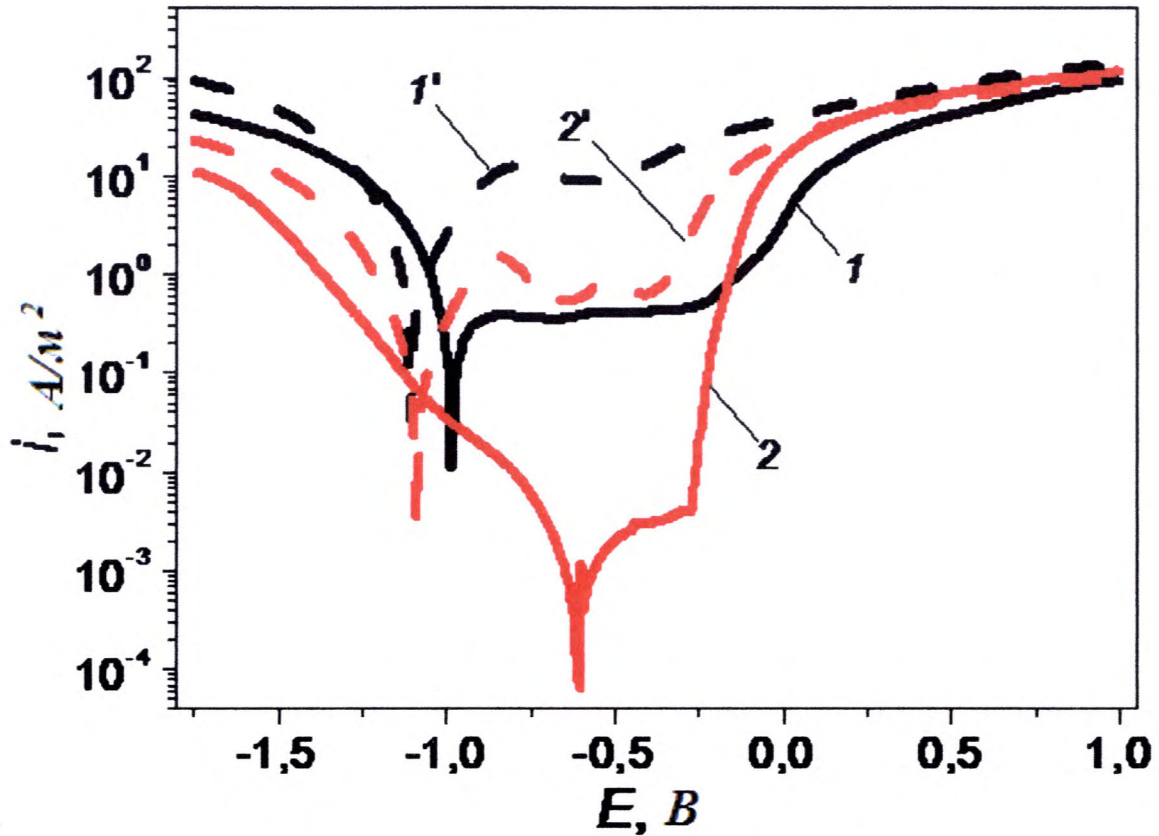
Таблиця 4.3 – Технологічні параметри бурового розчину

Тип розчину	Густина, кг/м ³	Умовна в'язкість, с	Фільтрація, см ³ /30 хв	СНЗ, дПа		Кірка, мм	рН	Пластична в'язкість, МПа·с	Колоїдна фаза, %	Вміст				
				1 хв.	10 хв.					КCl, ваг. %	NaCl, ваг. %	нафти, об %	тверд. фаза	
										разом	піску			
Гуматно-акрилово-калієвий	1220	50	5	20	40	1,5	8,5	20	4	5	-	-	7	2

Таблиця 4.4 – Рецептура обробки бурового розчину

№ п/п	Найменування хімічних реагентів	Мета застосування	Норма витрат, т/м ³
1.	Глина бентонітова	структуро- і кіркоутворювач	0,115x2,4
2.	Графіт порошкоподібний	змащувальна добавка	0,01
3.	Лабрикол	змащувальна добавка	0,03
4.	ПВЛР	понижувач водовіддачі	0,04
5.	Наповнювач	проти поглинання	0,04
6.	Поліплас	понижувач водовіддачі	0,002
7.	Гіпанол	понижувач фільтрації	0,01
8.	КСІ	джерело іонів калію	0,05
9.	Бікарбонат Na	зв'язувач іонів кальцію і нейтралізація цементу	0,005
10.	Сульфований асфальт	інгібітор	0,002
11.	КМЦ ЕНУ	понижувач фільтрації	0,002
12.	Крейда або мармурова крихта	обважнювач	-

Для отримання даних про кінетику електродних процесів, що протікають на поверхні сталі 36Г2С, було отримано потенціодинамічні поляризаційні криві (рис. 4.4).



$1, 2 - 0$ діб; $1', 2' - 75$ діб

Рисунок 4.4 – Потенціодинамічні поляризаційні криві сталі 36Г2С в буровому розчині без (1, 2) та з плівкою (1', 2') машинного масла на поверхні після різного часу витримання зразків у середовищі

Характер вольтамперограм на сталі 36Г2С у буровому розчині суттєво залежить від часу витримання зразків у середовищі та від наявності на поверхні зразка плівки машинного масла.

Значення потенціалів корозії ($E_{\text{кор}}$), струмів корозії ($i_{\text{кор}}$) сталі 36Г2С в буровому розчині без і за наявності плівки машинного масла на поверхні, а також величини коефіцієнтів Тафеля подано в табл. 4.5.

Залежно від часу витримання зразка виявлено різну анодну поведінку сталі 36Г2С у середовищі бурового розчину (рис. 4.4). На анодній потенціодинамічній кривій в початковий момент корозійного процесу (крива 1) чітко виявляється область пасивного стану сталі в діапазоні потенціалів від -1,1 до -0,3 В протяжністю 0,8 В. За подальшої анодної поляризації сталі 36Г2С, після області перепасивації, на

кривій електророзчинення спостерігається утворення протяжної ділянки граничного анодного струму розчинення.

Таблиця 4.5 – Зміна електрохімічних характеристик сталі 36Г2С у буровому розчині протягом 75 діб витримування

Показники	Середовище			
	буровий розчин		буровий розчин + масло	
	0 діб	75 діб	0 діб	75 діб
$E_{кор}, В$	-0,965	-1,088	-0,614	-1,077
$I_{кор}, МА/М^2$	7,76	756,0	0,72	86,6
b_k	0,074	0,137	0,136	0,125
b_a	0,140	0,170	0,250	0,132

Витримування вихідної поверхні зразка протягом 75 діб в буровому розчині (крива 1') значно інтенсифікує корозійний процес на сталі 36Г2С (табл. 4.5): потенціал корозії зсувається в область негативніших значень на 120 мВ, густина струму корозії зростає майже у 100 разів. Це відображається також на потенціодинамічній поляризаційній кривій (рис. 4.4, крива 1'): збільшується протяжність області активного розчинення сталі, струми анодного електророзчинення зростають майже на 2 порядки. Зникає чітко виражена при початковому зануренні область пасивності. На сталі виявляються тільки граничні струми анодного розчинення.

Таким чином, нанесення плівки машинного масла на поверхню сталі 36Г2С (рис. 4.4, криві 2, 2') суттєво впливає на корозійні процеси, уповільнюючи їх. Густина струму корозії покритої сталі зменшується порівняно зі сталлю без плівки на поверхні: в 10 разів – у початковий момент перебігу корозійного процесу та понад 8 раз – після 75 діб витримування в середовищі бурового розчину. Аналіз коефіцієнтів Тафеля (табл. 4.5) вказав на зміну механізму анодного розчинення сталі 36Г2С за наявності на поверхні зразка плівки машинного масла: від переважаючого анодного розчинення вихідної поверхні до змішаного катодно-анодного.

4.2 Забезпечення надійної експлуатації бурильної колони шляхом використання пружних муфт

Під час обертання на викривлених ділянках свердловини в обважнених бурильних трубах (ОБТ) через їх велику жорсткість виникають значні знакозмінні напруження. Це стає причиною втомного руйнування різьбових з'єднань ОБТ.

Визначення ресурсу різьбових з'єднань труб за таких режимів навантаження згідно з відомою гіпотезою про лінійний характер накопичення втомних пошкоджень зводиться до постійного контролю за напрацюванням труб у свердловині та підсумовування для кожного з'єднання отриманих пошкоджень. Оперативну оцінку підсумованого втомного пошкодження $\sum \Pi$ зручно проводити у відсотках від загального ресурсу за формулою та відомими параметрами кривої втоми (табл. 4.6) [23, 126]

$$\sum \Pi = \sum \frac{1.5 \cdot M_{зг}^m \cdot N}{A} \cdot 100 \leq 100\%, \quad (4.6)$$

де 1.5 – коефіцієнт запасу міцності;

$M_{зг}$ – знакозмінний згинальний момент, що діє на різьбове з'єднання в свердловині, Н·м;

$N = l \cdot n \cdot 60 / v_m$, – число циклів навантаження, *цикли*;

l – довжина досліджуваного інтервалу буріння, *м*;

n – частота обертання ротора, $хв^{-1}$;

v_m – механічна швидкість буріння, *м/год*;

$A = M_{нр.зг}^m \cdot N_0$ – константа;

$M_{нр.зг}$ – границя витривалості, виражена амплітудним значенням $M_{зг}$, *Н·м*;

N_0 – абсциса точки перегину кривої втоми, *цикли*;

m – показник степеня, що залежить від марки сталі, режиму термічної обробки, напруженого стану та конструктивних особливостей досліджуваного зразка.

Таблиця 4.6 – Параметри кривої втоми різьбових з'єднань ОБТ

Тип ОБТ	Тип різьби	$I, \text{см}^4$	$M_{\text{пр.зв}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	m	A
ОБТ31-120	3-101	934	7,2	5,1	257×10^9
ОБТ31-146	3-121	2122	15,1	5,45	275×10^{11}
ОБТ31-178	3-147	4718	21,9	5,71	457×10^{12}
ОБТ31-203	3-171	8120	31,0	5,95	741×10^{13}

Для прогносної оцінки ресурсу різьбових з'єднань труб, планування їх дефектоскопії або ремонтних робіт можна використовувати такий вираз [23, 126]:

$$T_p = \frac{A}{1.5 \cdot (0.0036 \cdot I)^m \cdot i_{\text{екв}}^m \cdot n \cdot 60}, \quad (4.7)$$

де $i_{\text{екв}} = \sqrt[m]{\frac{\sum i^{m_l}}{L}}$ – еквівалентна інтенсивність викривлення стовбура свердловин,

яка визначається на основі досвіду попередніх робіт для аналогічних гірничо-технічних умов буріння, градус / 10 м;

I – момент інерції поперечного перерізу труби, м^4 ;

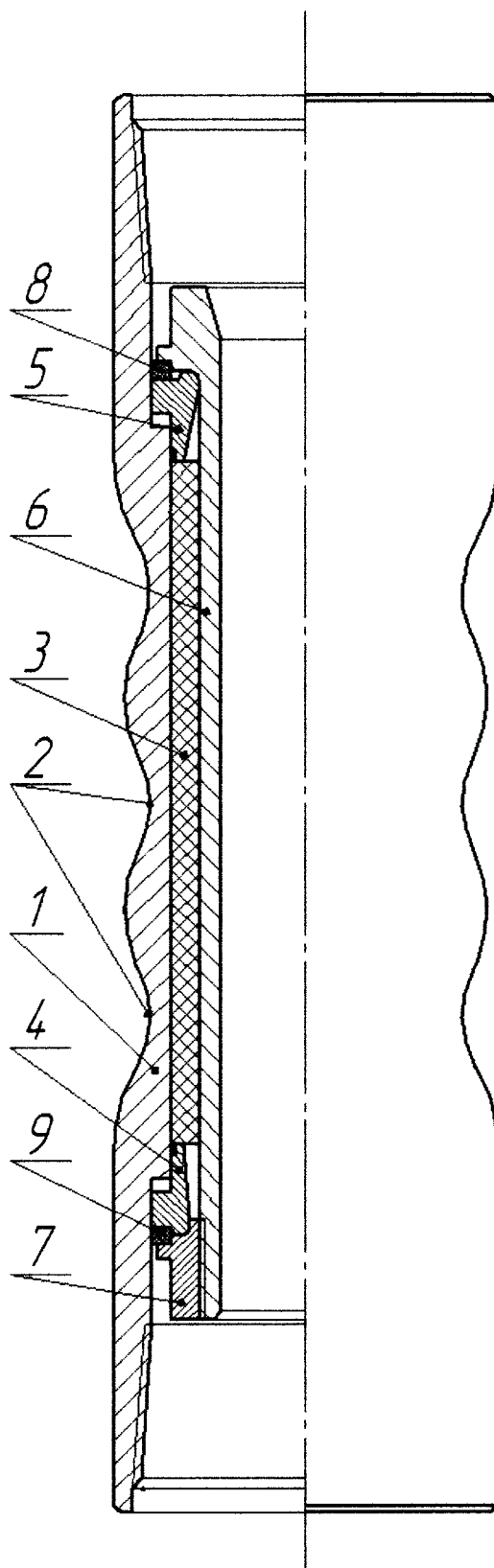
L – загальна довжина найбільш небезпечної ділянки свердловини (при виборі найбільш небезпечної ділянки повинно зберігатися умова $L \approx T_p \cdot v_m$), м.

Одним із напрямків забезпечення надійної експлуатації бурильної колони у процесі буріння свердловин складної просторової орієнтації є використання компонок низу бурильної колони із гнучкими ланками (див. розділ 1). Пристрій включається до складу бурильної колони з метою корегування проектної траєкторії свердловини, покращення проходження компоункою ділянок набору зенітного кута із високою інтенсивністю, а також зменшення ступеня накопичення втомного пошкодження у різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони шляхом зменшення згинальних напружень, які виникають на викривлених або кавернозних ділянках стовбура свердловини.

Для вирішення вище наведених задач, раніше була запропонована конструкція пружної муфти [78]. Проте під час випробовувань у свердловині значні перепади тиску промивальної рідини спричинили до промивання елементів пружної муфти, тому для забезпечення її надійної роботи під час буріння свердловин нами розроблено конструкцію пружної муфти бурильної колони [10] та виготовлено його дослідний зразок.

Удосконалення конструкції пристрою здійснено шляхом зменшення концентрації напружень та забезпечення герметичності. Це дало змогу підвищити надійність роботи муфти, розширити його технологічні можливості за рахунок збільшення діапазону регулювання згинальної жорсткості, а також забезпечити надійну герметизацію пристрою.

На рисунку 4.5 наведено конструктивну схему розробленого пристрою для буріння нафтових та газових свердловин. Пристрій включає в себе корпус 1 (рис. 4.6) із виконаними на його зовнішній поверхні канавками 2, пружні елементи циліндричної форми 3, поршні 4, 5 для зміни жорсткості пружних елементів 3, патрубку 6, встановленого в порожнині корпуса муфти з можливістю взаємодії із пружними елементами 3, на кінцях патрубка 6 виконані виступи для взаємодії з вільними торцями поршнів 4 та 5, а також гайку 7, встановленої герметично на зовнішній поверхні патрубка 6. Між патрубком 6 та поршнем 5, а також гайкою 7 та поршнем 4 встановлено ущільнюючі кільця 8 і 9. Основні елементи пружної муфти зображені на рисунку 4.7.



1 – корпус; 2 – канавки; 3 – пружний елемент; 4, 5 – поршні;
 6 – патрубок; 7 – гайка; 8, 9 – ущільнюючі кільця

Рисунок 4.5 – Схема пружної муфти бурильної колони

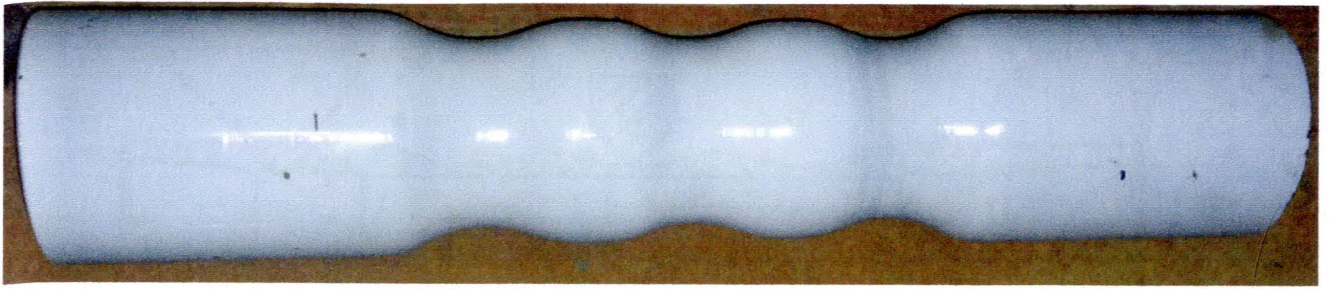
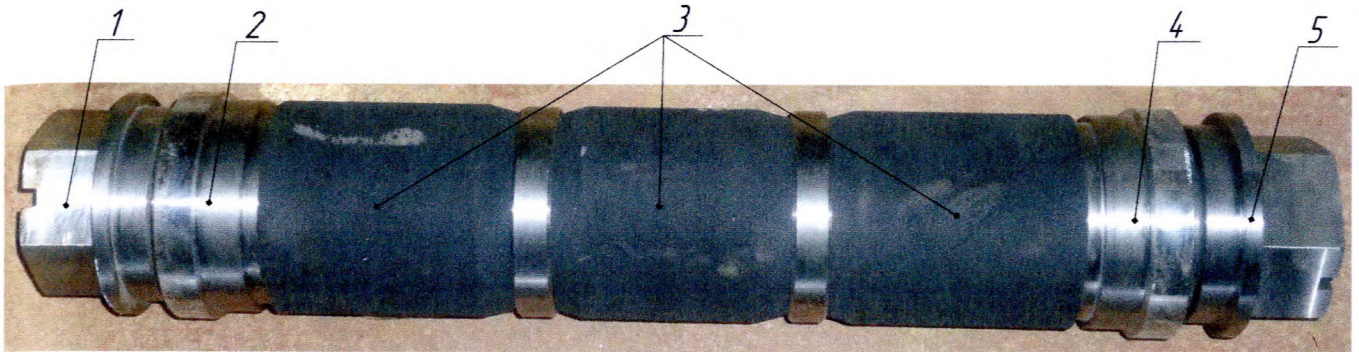


Рисунок 4.6 – Загальний вигляд пружної муфти бурильної колони



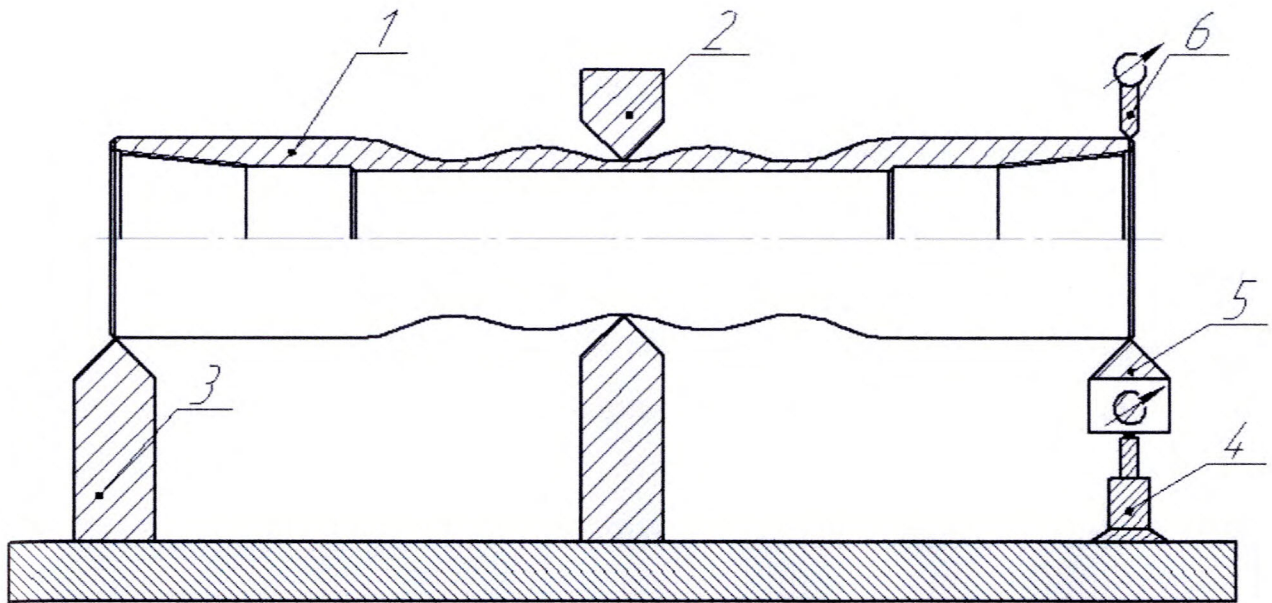
1 – патрубок; 2, 4 – поршні; 3 – пружні елементи; 5 – гайка

Рисунок 4.7 – Основні елементи пружної муфти

Пружна муфта працює наступним чином. Пристрій включається у склад бурильної колони для корегування проектної траєкторії свердловини, а також для зменшення згинальних напружень, які виникають на викривлених або кавернозних ділянках стовбура свердловини.

Навантаження, які діють на муфту під час її роботи, сприймаються корпусом 1 (рис. 4.6). Для збільшення піддатливості пристрою на зовнішній поверхні корпусу 1 виконані канавки 2, конфігурація яких близька до параболічної форми. При цьому геометрію канавок, а також крок між ними вибирали на основі аналізу результатів комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану муфти з умов мінімально можливої згинальної жорсткості системи і забезпечення необхідної міцності. Регулювання згинальної жорсткості відбувається внаслідок стиснення пружного елемента 3 поршнями 4 та 5 за рахунок обертання гайки 7.

З метою побудови тарувальної характеристики пристрою змонтовано лабораторний стенд (рис. 4.8). Корпус муфти 1 монтується в основі стенду 2, щоб



а)



б)

а) принципова схема стану; б) загальний вигляд стану:

1 – корпус пружної муфти; 2, 3 – основа стану; 4 – гідравлічний домкрат;

5 – динамометр; 6 – індикатор переміщень (мікрометр)

Рисунок 4.8 – Лабораторний стан для побудови тарувальної характеристики корпусу пружної муфти

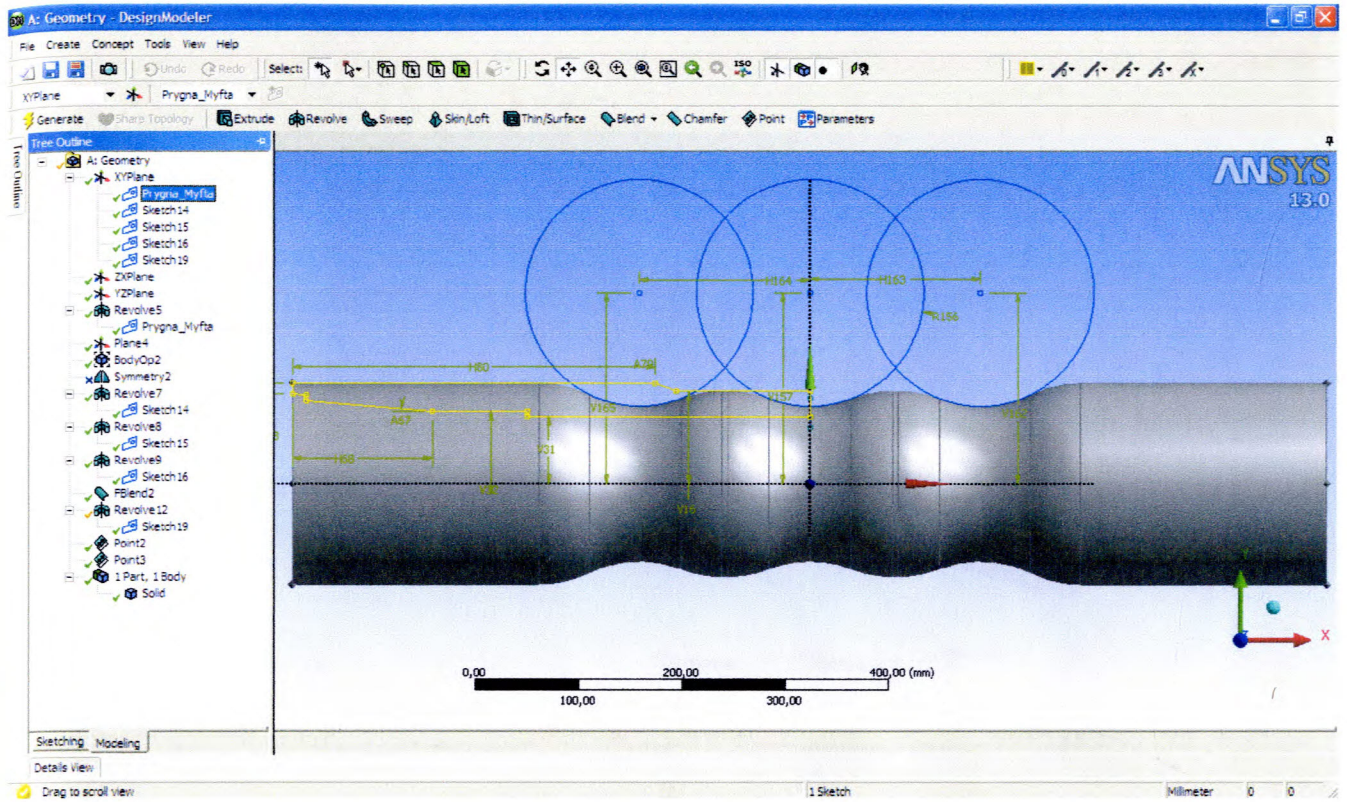
його середина співпадала з вершиною внутрішньої конусної поверхні основи. Один кінець корпусу опирають на реакційну опору, таким чином щоб забезпечити горизонтальність встановлення корпусу, яку контролюють за допомогою рівня. На іншому кінці корпусу монтують навантажувальний вузол. Він складається з гідравлічного домкрата 4 та динамометра стискання 5, за показами якого фіксують значення прикладеної поперечної згинаючої сили. Прогин корпусу приладу фіксують за допомогою індикатора переміщень (мікрометра) 6, що закріплений на штативі.

Послідовність проведення лабораторного експерименту для визначення жорсткості корпусу приладу:

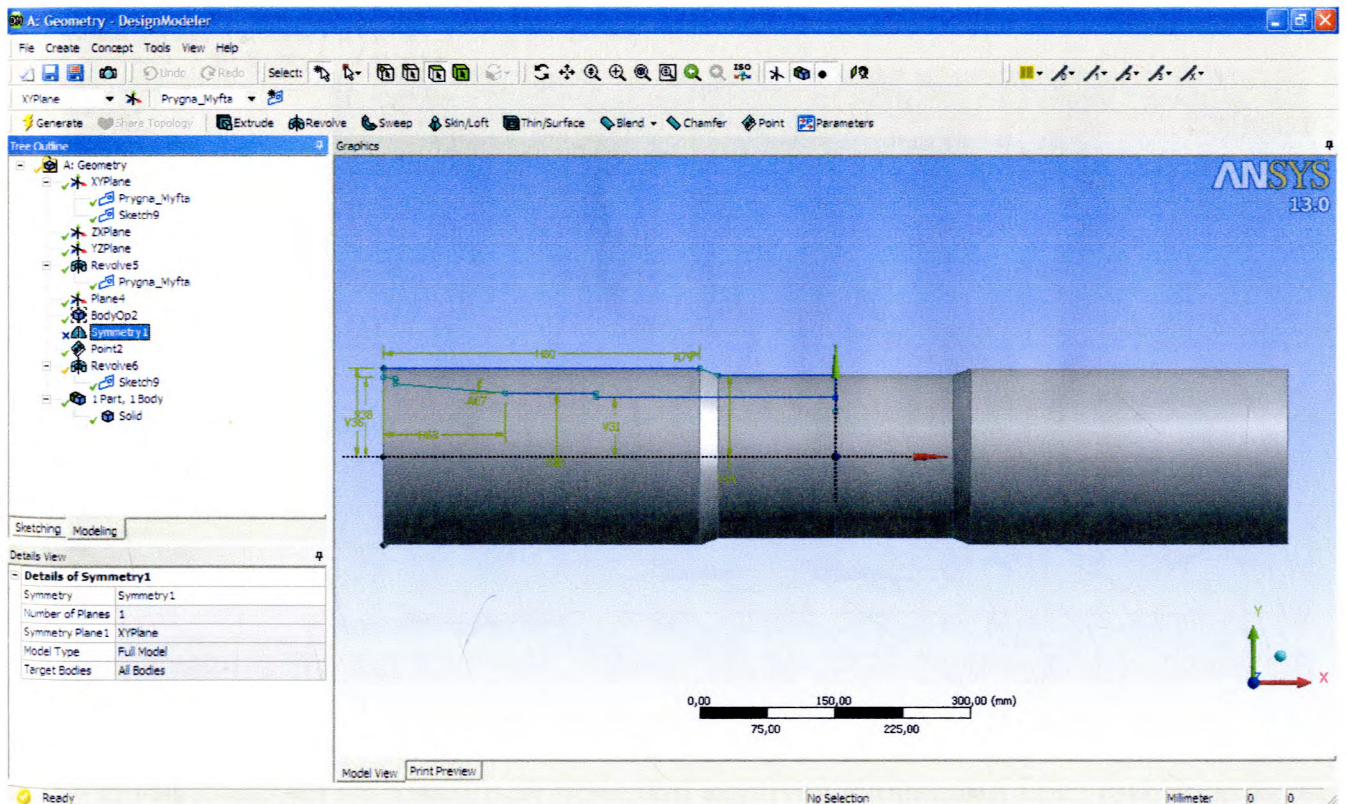
1. Монтують лабораторний стенд так, як це описано вище.
2. Встановлюють динамометр та мікрометр у нульове положення.
3. За допомогою гідравлічного домкрата створюють поперечну згинаючу силу, величину якої контролюють за показами динамометра. Діапазон зміни сили, обумовлений технічними характеристиками домкрата (до 10 т).
4. За індикатором переміщень фіксують значення прогину корпусу, що відповідає прикладеній силі.
5. З досягненням кінцевого значення навантаження, корпус розвантажують і повторюють дослід згідно з пунктами 2-4 ще тричі.
6. Результати випробувань заносять до спеціального протоколу дослідів та обробляють методами математичної статистики.

За результатами експериментальних досліджень побудовано криву, що відображає прогин торця корпусу від прикладеної до нього сили (рис 4.11).

З метою порівняння експериментальних результатів із даними, отриманими в результаті комп'ютерного моделювання, розроблено тривимірні модель пружної муфти із виконаними на зовнішній поверхні корпусу канавками (рис. 4.9, а) і без них (рис. 4.9, б). Схема навантаження корпусу пристрою при моделюванні вибиралася із умови відтворення її при таруванні (рис. 4.8). Результати напружено-деформованого стану корпусу пружної муфти при заданій силі 50 кН зображено на рисунку 4.10.



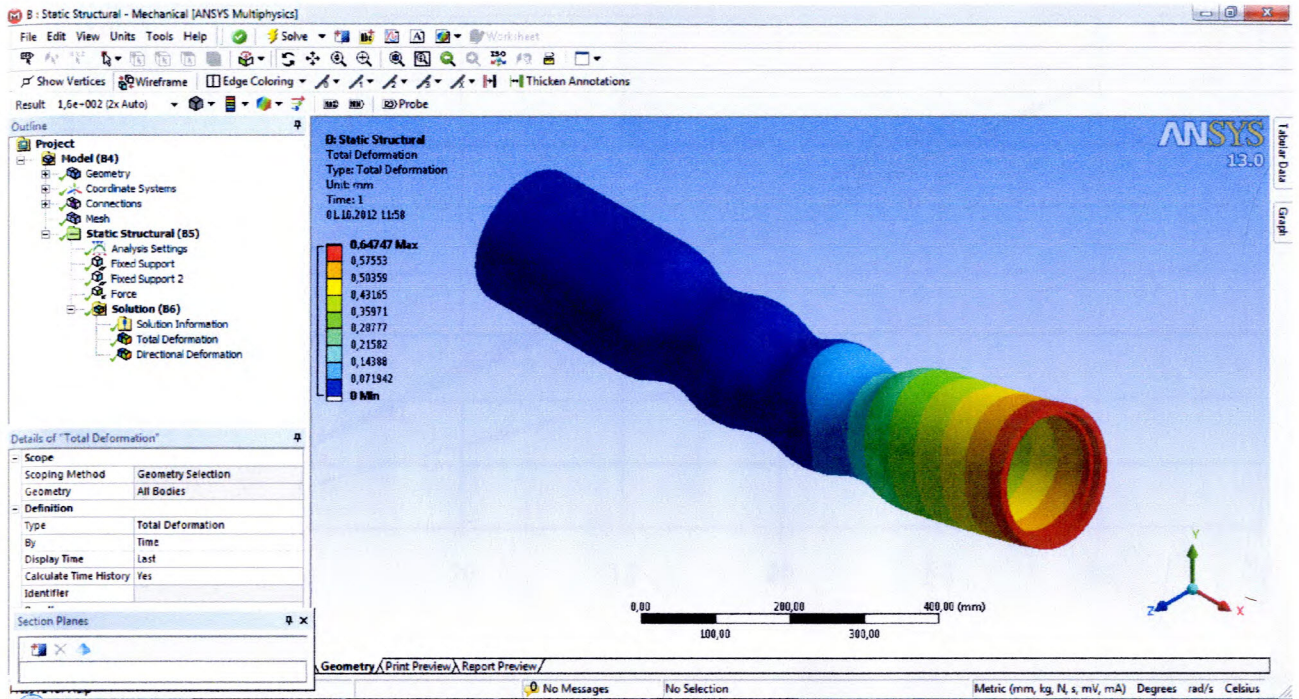
a)



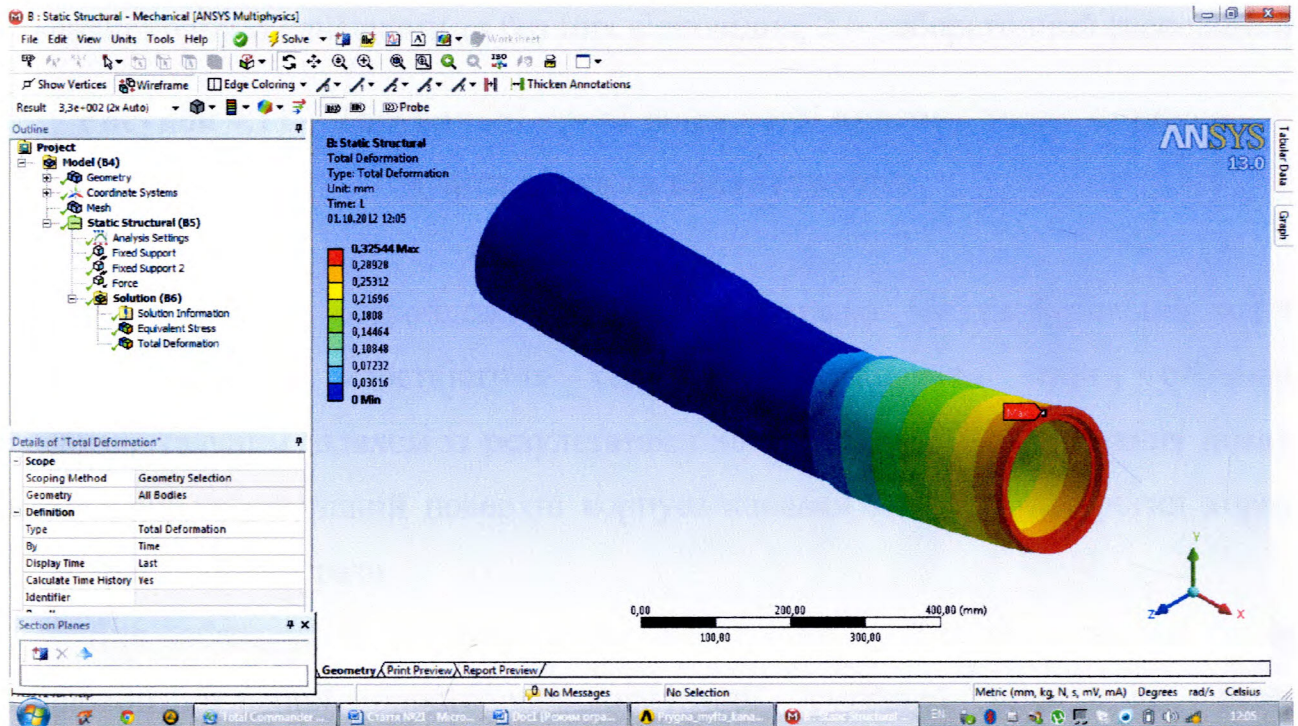
б)

а, б – із виконаними на зовнішній поверхні корпусу канавками і без них відповідно

Рисунок 4.9 – Об'ємна модель корпусу пружної муфти



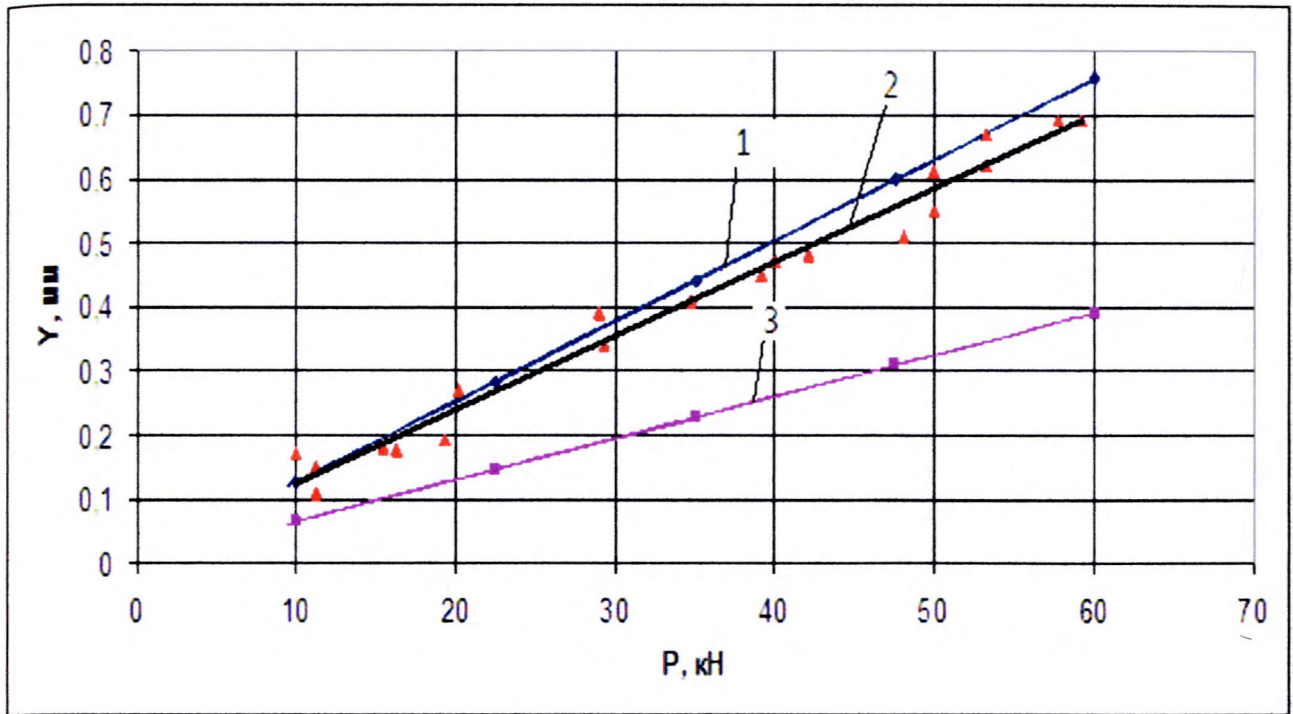
a)



б)

а, б – із виконаними на зовнішній поверхні корпусу канавками і без них відповідно

Рисунок 4.10 – Напружено-деформований стан корпусу пружної муфти при заданій силі 50 кН



1, 3 – моделювання напружено-деформованого стану із виконаними на зовнішній поверхні корпуса канавками та без них відповідно; 2 – лабораторний експеримент

Рисунок 4.11 – Тарувальні криві залежності прогину торця корпуса муфти від сили навантаження

Таким чином, розроблено конструкцію пружної муфти бурильної колони. Аналіз порівняння жорсткісних характеристик корпуса муфти отриманих експериментальним шляхом із результатами комп'ютерного моделювання показав, що виконані на зовнішній поверхні корпуса канавки збільшують прогин корпусу муфти практично в 2 рази.

Для забезпечення надійної експлуатації бурильної колони під час буріння свердловин складної просторової орієнтації, суттєвий практичний інтерес викликають результати розрахунку довговічності бурильної колони із використанням пружної муфти.

Для прикладу визначення ресурсу T_p бурильної колони із пружною муфтою та без неї використаємо свердловину «Копилівська №40» [9]. У процесі коригування стовбура свердловини в інтервалі 2270 – 2420 м виникли різкі викривлення

стовбура, які згодом призвели до втомного руйнуванням різьбового з'єднання обважнених бурильних труб.

Через падіння механічної швидкості буріння бурильну колону підняли на устя. Виявлено злам ОБТЗ1 діаметром 203 мм. ОБТЗ1 після ультразвукової дефектоскопії напрацювало на свердловині 225 годин, а всього – 695 годин. “Голова” залишеної компоновки знаходилась на глибині 2406 м. В свердловині залишилось: долото 295,3 FD257-A47; 6,6 м ОБТЗ1 діаметром 203 мм.

1. Параметри кривизни в небезпечній ділянці стовбура свердловини (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 – Параметри кривизни в небезпечній ділянці стовбура свердловини

№ п/п	Глибина вимірювання, м	Інтенсивність викривлення, градус/10 м	Коефіцієнт перевантаження
1	2270	1,10	1,04
2	2280	1,30	1,23
3	2290	1,50	1,41
4	2300	1,75	1,65
5	2310	1,60	1,51
6	2320	1,45	1,37
7	2330	1,75	1,65
8	2340	1,60	1,51
9	2350	1,40	1,32
10	2360	1,55	1,46
11	2370	1,40	1,32
12	2380	1,60	1,51
13	2390	2,30	2,17
14	2400	1,60	1,51
15	2410	1,40	1,32
16	2420	1,30	1,23

2. Компоновка бурильної колони.

Свердловину поглиблювали компоновкою такого складу: долото 295,3 FD257-A47; 6,6 м ОБТ31 діаметром 203 мм; КЛС-295 мм; 7 м ОБТ31 діаметром 203 мм; КЛС-293 мм; 47 м ОБТ31 діаметром 203 мм; бурильні труби діаметром 127 і 140 мм.

3. Технологічні дані під час буріння в інтервалі 2270 – 2420 м (табл. 4.8).

Таблиця 4.8 – Технологічні дані під час буріння свердловини

Спосіб буріння	роторний
Осьове навантаження на долото, кН	50
Швидкість обертання долота, хв ⁻¹	60
Густина промивальної рідини, кг/м ³	1680
Витрата промивальної рідини, м ³ /с	0,032
Механічна швидкість буріння, м/год	1,2
Твердість гірських порід	середні абразивні

Результати розрахунку (за формулою 4.6) ресурсу різьбового з'єднання 3-171 (ОБТ31-203) зведені до таблиці 4.9 (а). Вони свідчать, що в інтервалі буріння 2390-2400 м із застосуванням компоновки без пружної муфти необхідно замінити ОБТ31-203 або провести детальний дефектоскопічний контроль всіх різьбових з'єднань. На практиці таку заміну не було проведено, що призвело до аварійної ситуації під час буріння [9].

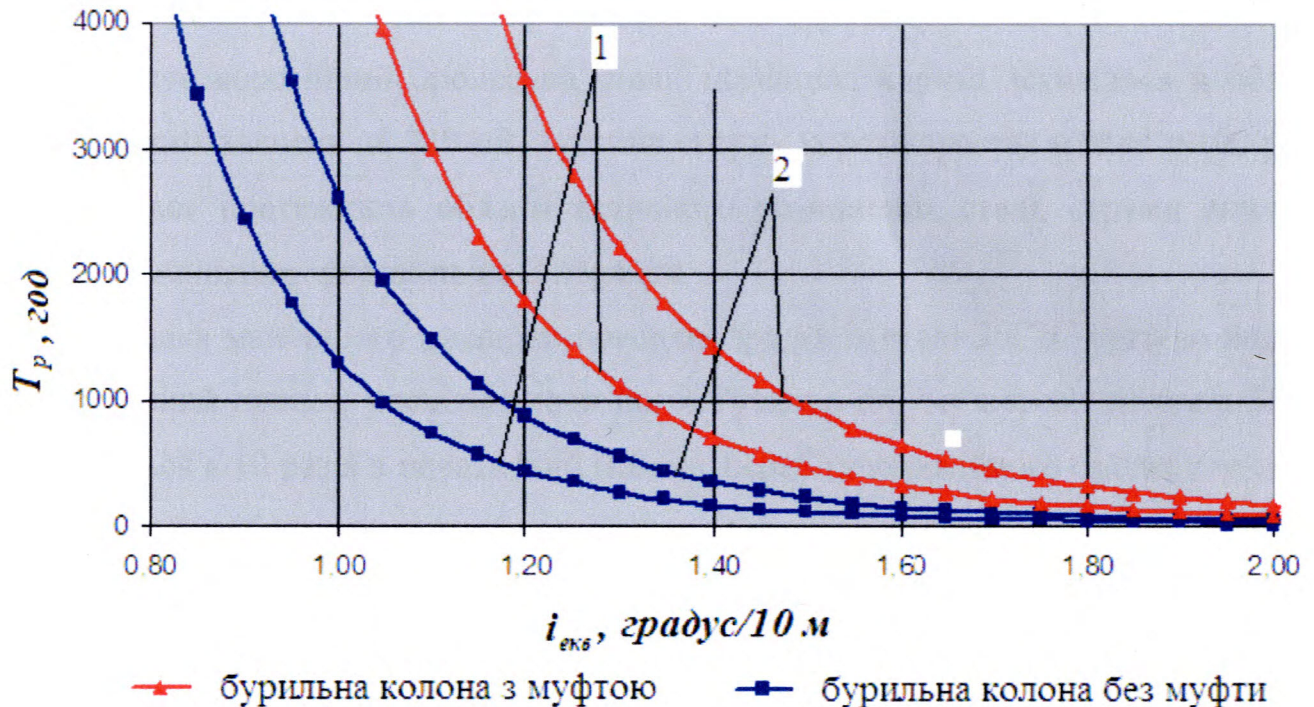
Аналогічні обчислення проведено для визначення ресурсу різьбового з'єднання 3-171 (ОБТ31-203) із використанням в компоновці пружної муфти (табл. 4.9, б). Вони показали, що при бурінні інтервалу 2270-2420 м різьбове з'єднання 3-171 втратить близько 30 % свого ресурсу і забезпечить проходження даного інтервалу без створення аварійної ситуації.

Таблиця 4.9 – Результати розрахунку довговічності різьбового з'єднання 3-171

№ п/п	Глибина вимірю- вання, м	Інтенсив- ність викрив- лення, градус/10 м	Коефіцієнт переван- таження	Втомне пошкодження P , %		Сумарне втомне пошкодження $\sum P$, %	
				<i>a</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	<i>б</i>
1	2270	1,10	1,04	0,6	0,1	0,6	0,1
2	2280	1,30	1,23	1,5	0,4	2,1	0,5
3	2290	1,50	1,41	3,6	0,9	5,7	1,5
4	2300	1,75	1,65	8,9	2,3	14,6	3,8
5	2310	1,60	1,51	5,2	1,4	19,8	5,2
6	2320	1,45	1,37	2,9	0,8	22,8	5,9
7	2330	1,75	1,65	8,9	2,3	31,7	8,2
8	2340	1,60	1,51	5,2	1,4	37,0	9,6
9	2350	1,40	1,32	2,4	0,6	39,3	10,2
10	2360	1,55	1,46	4,3	1,1	43,7	11,3
11	2370	1,40	1,32	2,4	0,6	46,0	11,9
12	2380	1,60	1,51	5,2	1,4	51,3	13,3
13	2390	2,30	2,17	45,4	11,8	96,7	25,1
14	2400	1,60	1,51	5,2	1,4	102,0	26,5
15	2410	1,40	1,32	2,4	0,6	104,3	27,1
16	2420	1,30	1,23	1,5	0,4	105,9	27,5

Примітка. а, б – без використання в компоновці низу бурильної колони пружної муфти та із нею відповідно.

Для оперативної оцінки ресурсу замкового різьбового з'єднання 3-171 (ОБТ31-203) під час вставлення в компоновку пружної муфти та без неї, проведені розрахунки (за формулою 4.7) та побудована номограма (рис. 4.12). Визначення ресурсу проводиться для відомих значень інтенсивності викривлення $i_{екв}$.



$$1 - n = 120 \text{ хв}^{-1}; 2 - n = 60 \text{ хв}^{-1}$$

Рисунок 4.12 – Номограма для визначення ресурсу замкового різьбового з'єднання 3-171 (ОБТ31-203) при різних частотах обертання бурильної колони

Таким чином, порівняння розрахунків довговічності різьбового з'єднання 3-171 (ОБТ31-203) за використання в компоновці низу бурильної колони пружної муфти та без неї показали, що застосування муфти в компоновці дає можливість проходження небезпечного інтервалу буріння 2270 – 2420 м не створюючи аварійної ситуації. Великий практичний інтерес викликає побудована номограма, яка дає можливість оцінки ресурсу замкового різьбового з'єднання 3-171 (ОБТ31-203) при вставленні в компоновку пружної муфти та без неї за відомих значень інтенсивності викривлення $i_{екв}$.

4.3. Висновки до розділу 4

1. Оцінено зміну корозійних властивостей сталі 36Г2С протягом 75 добового витримування зразка в буровому розчині. Встановлено, що збільшення часу експозиції вихідної поверхні сталі 36Г2С в буровому розчині до 75 діб значно інтенсифікує корозійний процес на сталі: потенціал корозії зсувається в область негативніших значень на 120 мВ, густина струму корозії зростає майже у 100 разів, збільшується протяжність області активного розчинення сталі, струми анодного електророзчинення зростають на 2 порядки.

Плівка машинного масла на поверхні зразка із сталі 36Г2С суттєво впливає на корозійний процес, уповільнюючи його. Густина струму корозії на сталі 36Г2С зменшується в 10 разів в початковий момент перебігу корозійного процесу та понад 8 раз після 75 діб витримування в середовищі бурового розчину.

2. Для забезпечення надійної експлуатації бурильної колони під час буріння свердловин складної просторової орієнтації розроблено конструкцію (патент України на корисну модель №62165) та виготовлено дослідний зразок пружної муфти бурильної колони.

Проведено порівняння жорсткісних характеристик корпусу муфти отриманих експериментальним шляхом із результатами комп'ютерного моделювання. Аналіз порівняння показав, що тарувальна крива отримана експериментальним шляхом і крива побудована за результатами моделювання близька між собою. Виконані на зовнішній поверхні корпусу канавки збільшують прогин корпусу муфти практично в 2 рази.

Побудовано номограму, яка дає можливість оперативного визначити ресурс замкового різьбового з'єднання 3-171 (ОБТ31-203) при використанні у компоновці пружної муфти та без неї за відомих значеннях інтенсивності викривлення $i_{екв}$.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті проведення теоретичних і експериментальних досліджень отримано нове вирішення науково-технічної задачі забезпечення надійної експлуатації елементів бурильної колони шляхом удосконалення методів прогнозування їх ресурсу.

1. Проведено аналіз аварійності під час буріння свердловин БУ «Укрбургаз» за період з 2003 по 2008 роки, який підтверджує, що аварії, пов'язані із елементами бурильної колони, є домінуючими. Їх частка складає близько 50 %. Найбільш поширеними причинами відмов елементів бурильної колони є втомні та корозійно-втомні пошкодження.

2. Розроблено тривимірну модель замкового різьбового з'єднання елементів бурильної колони із повним відтворенням його конструктивних та технологічних параметрів, яка дає можливість оцінити напружено-деформований стан. На основі імітаційного моделювання одержано характер розподілу нормальних напружень у різьбовому з'єднанні 3-42 від прикладеного моменту згвинчування. Встановлено, що похибка між числовими значеннями максимальних нормальних напружень, отриманих експериментальним та розрахунковим шляхами, не перевищує 10 %.

Удосконалено аналітичний метод оцінки навантаження витків різьби замкового різьбового з'єднання шляхом врахування його конусності. У результаті отримано диференціальні рівняння для визначення навантаження по витках різьби для основних схем навантажування замкового різьбового з'єднання бурильних труб.

3. Експериментально отримано залежності впливу пікових навантажень на втомний ресурс призматичних зразків із трубної сталі 36Г2С. Аналіз результатів виявив, що існує три варіанти поведінки тріщини після перевантаження, які відрізняються за швидкістю подальшого росту тріщини: стабільне пришвидшення, короткочасне пришвидшення із подальшим переходом на швидкість, яка була до моменту перевантаження, стабільне гальмування. Проведено розрахунок відносних довговічностей за лінійною гіпотезою накопичення втомних пошкоджень, який

засвідчив, що для першого варіанту поведінки тріщини відносна довговічність складає 0,14...0,29, для другого – 0,4...0,52 і для третього – більше одиниці. При цьому кількість циклів перевантаження в межах від 1 до 100 не є визначальним чинником поведінки тріщини.

Проведено експериментальні дослідження із визначення втомної міцності натурних зразків різьбових з'єднань бурильних труб СБТ-50 при блоковому навантажуванні. Встановлено, що зміна схеми блокового навантажування зразків із такої, що імітує типові умови роботи бурильної колони на ускладнені, зменшує відносну довговічність близько 2 разів.

4. На основі корозійно-електрохімічних досліджень показано, що плівка машинного масла на поверхні зразка із сталі 36Г2С суттєво впливає на корозійний процес, уповільнюючи його. Густина струму корозії на сталі 36Г2С зменшується близько 10 разів у початковий момент перебігу корозійного процесу та понад 8 раз – після 75 діб витримування в середовищі бурового розчину.

5. На основі результатів втомних досліджень труб ТБН–73х9-К встановлено наявність розриву кривої втоми між малоцикловою і багатоцикловою областями. Визначено параметри опору втоми для кривої втоми без та із врахуванням розриву. Обґрунтовано доцільність використання кривих втоми із розривом між малоцикловою і багатоцикловою областями для прогнозування втомного ресурсу бурильних труб в умовах комплексного впливу високих та низьких напружень.

Удосконалено метод прогнозування втомного ресурсу бурильних труб на основі С-критерію шляхом врахування локальних напружень, що виникають у впадині різьби різьбового з'єднання бурильної труби. Метод забезпечує більшу кореляцію між величинами відносного напрацювання та С-критерієм. Про це свідчить більше числове значення коефіцієнта кореляції $r_{N_T/N_C} = 0,973$ в порівнянні із дослідженнями інших авторів.

6. Теоретичні та експериментальні результати досліджень використано під час розроблення керівного документа: «Методика прогнозування довговічності

бурильної колони та її елементів в ускладнених умовах буріння», впровадженій у Стрийському ВБР.

Розроблено конструкцію пружної муфти бурильної колони (патент України №62165) та виготовлено дослідний зразок. Пристрій переданий у ПАТ «ДАТ «Чорноморнафтогаз».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Артим В. І. Вплив локальних напружень на довговічність різьбових з'єднань бурильних труб / В. І. Артим, Р. В. Рачкевич, В. В. Гриців [та ін.] // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2009. – №1(30). – С. 29–31.
2. Гладун В. В. Корозійно-електрохімічні дослідження геофізичних кабелів у середовищі бурового розчину / В. В. Дейнега, В. М. Івасів, О. С. Калахан, В. В. Гриців // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2009. – №4(22). – С. 53-56.
3. Дейнега Р. О. Урахування корозійного чинника при розрахунку довговічності деталей машин / Р. О. Дейнега, В. І. Артим, Р. В. Рачкевич, В. В. Гриців // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль, 2009, – №4. – С.12-18.
4. Гриців В. Про розподіл осьових напружень по довжині різьби / Василь Гриців // Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій. – Львів, 2009. – №8. С. 395-401.
5. Івасів В.М. Удосконалення методики оцінки довговічності бурильних труб з урахуванням експлуатаційних навантажень / В.М. Івасів, В.І. Артим, В.В. Гриців [та ін.] // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2010. – №2(24). – С. 41-45.
6. Гриців В. В. Тривимірне комп'ютерне моделювання різьбових з'єднань бурильних труб / В. В. Гриців, І. І. Яциняк, С. І. Гладкий [та ін.] // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2010. – №3(25). – С. 67-75.
7. Гриців В. Корозійно-електрохімічна поведінка сталей 60 та 36Г2С у середовищі бурового розчину / Василь Гриців // Спецвипуск журналу «Фізико-хімічна механіка матеріалів». – 2010. – Т.2, – №8. С. 661-665.

8. Івасів В.М. Дослідження кінетики втомних тріщин у зразках із сталі 36Г2С з урахуванням пікових перевантажень / В.М. Івасів, В.І. Артим, В.В. Гриців [та ін.] // Надійність і довговічність машин і споруд. – 2012. – Вип. 36. – С. 18-26.

9. Артим В. І. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони / В. І. Артим, І. І. Яциняк, В. В. Гриців [та ін.] // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2012. – №2(43). – С. 29–31.

10. Пат. 62165 Україна, МПК E21B 7/08. Пружна муфта бурильної колони / Івасів В. М., Гриців В. В., Ногач М. М., Рачкевич Р.В., Козлов А. А.; патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № u 2011 02372; заявл. 28.02.2011; опуб. 10.08.2011, Бюл. № 15. – 4 с.

11. Тривимірне моделювання замкового різьбового з'єднання бурильних труб в ANSYS WORKBENCH / О.Б. Драган, В.В. Гриців, В.І. Артим // Міжнародна студентська наукова конференція «Молодая наука XXI века»: Збірник наукових робіт. – Краматорськ: Донбаська державна машинобудівна академія, 2010. – С.168-172.

12. Коцкулич Я. С. Буріння нафтових і газових свердловин: Підручник. / Я. С. Коцкулич, Я. М. Кочкодан. – Коломия: ВПТ “Вік”, 1999. – 504 с.

13. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны / Л.А. Лачинян. – М.: Недра, 1979. – 207 с.

14. Лачинян Л.А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений / Л.А. Лачинян, С.А. Угаров. – М.: Недра, 1975. – 230 с.

15. Саркисов Г.М. Диаграммы предельных нагрузок для бурильных труб / Г.М. Саркисов, О.Я. Никитин // Нефтяное хозяйство. – 1974. – № 12. – С. 13-14.

16. Работа бурильной колонны в скважине / Б.З. Султанов, Е.И. Ишемгужин, Н.Х. Шаммасов, В.Н. Сорокин. – М.: Недра, 1973. – 216 с.

17. 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: ІФНТУНГ, 2000. – С. 301-308.

18. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны / А.Е. Сароян. – М.: Недра, 1990. – 263 с.
19. Циклические нагрузки на верхний конец бурильной колонны при спуско-подъемных операциях / А.А. Головин, В.Ф. Оловяшников, С.М. Рябихина [и др.]. – Куйбышев: Гипростокнефть, Нефтепромысловые трубы, 1977. – 54 с.
20. 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.
21. Артим В. Оцінка навантаженості бурильної колони під час спуско-піднімальних операцій / Володимир Артим // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – № 4. – С. 26-32.
22. Мислюк М.А. Буріння свердловин [Текст]: [довідник]: у 5 т. / М.А. Мислюк, І.Й. Рибчич, Р.С. Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2002 – . Т.1. – 2002. – 367 с.: іл., табл. – ISBN 966-501-033-6.
23. Щербюк Н. Д. Эксплуатация бурильных труб и разрушение резьбовых соединений / Н.Д. Щербюк, Ю.И. Газанчан, А.И. Барышников // Нефтяная промышленность: Обзорная информация. – 1986. – Вып. 2. – 59 с. – Сер. Бурение.
24. Северинчик Н. А. Машины и оборудование для бурения скважин / Н.А. Северинчик. – М.: Недра, 1986. – 368 с.
25. Сароян А. Е. Бурильные колонны в глубоком бурении // А. Е. Сароян. – М.: Недра, 1979. – 231 с.
26. Симонянц Л. Е. О малоцикловом усталостном разрушении бурильных труб / Л. Е. Симонянц, К. И. Джафаров // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1984. – №12. – С. 26 – 29.
27. Козаченко Н.И. Вопросы надежности бурильных колонн // Обзор. техн. и технол. геол. развед. работ; орг. производства. – М.: ВИЭМС, 1978. – 37 с.

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

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

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

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

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

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

34. Копей Б. Кинетика коррозионно-усталостного разрушения замковых резьбовых соединений УБТ / Богдан Копей // Коррозия и охрана окружающей среды. – 1993. – №4. – С. 7-9.

35. Крыжановский Е. И. Влияние бурового раствора на выносливость замковых соединений / Евстахий Крыжановский // Физико-химическая механика материалов. – 1977. – № 3. – С. 99-101.

36. 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.

37. Достижения в проектировании буровой колонны с учетом усталостного износа: теория коэффициента кривизны и иллюстративный пример / К. Джейсон, Н. Рейнольдс, Ш. Сллис [та ін.] // Нефтегазовые технологии. – 2004. – №3. – С.16-18.

38. Пустовойтенко И. П. Предупреждение и ликвидация аварий в бурении. – 3-е изд., перераб. и доп / И. П. Пустовойтенко. – М.: Недра, 1988. – 279 с.; ил.

39. Осип Г. С. Некоторые вопросы аварийности буровых труб / Г. С. Осип, Ю. А. Падавалов, В. Л. Папировский // Экспресс-информ. – 1984. – Вып. 10. – С. 12–15. – Сер. «Машины и нефтяное оборудование».

40. Рачкевич Р. В. Прогнозування довговічності бурової колони в ускладнених умовах буріння свердловини: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Рачкевич Руслан Володимирович. – Івано-Франківськ. – 2006. – 145 с.

41. Данелянц С. М. Анализ аварий с легкосплавными буровыми трубами в объединении "Куйбышевнефть" / С. М. Данелянц // Машины и нефтяное оборудование. – 1973. – № 4. – С. 7-9.

42. Некоторые вопросы аварийности буровых труб/ А.Ш. Янтурин, Г.С. Осип, Ю.А. Подвалов [и др.] // Машины и нефтяное оборудование. – 1984. – вып. 10. – С. 12-15.

43. Работоспособность буровых труб в условиях Прикарпатья / И. С. Андрийчук, В. Г. Пелех, Г. П. Бандурин [и др.] // Нефтяная и газовая промышленность. – 1982. – № 3. – С. 17-19.

44. Джус А. П. Прогнозування довговічності елементів бурової колони індикаторами втоми: дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.12 / Джус Андрій Петрович. – Івано-Франківськ. – 2011. – 180 с.

45. Крыжановский Е. И. Исследование и повышение сопротивления усталости буровых колонн при вращательном бурении скважин : дисс. докт. техн. наук: 05.05.12 / Крыжановский Евстахий Иванович. – Москва, 1990. – 480 с.

46. Копей Б. В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання: дис. докт. техн. наук: спец. 05.15.07 / Копей Богдан Володимирович . – Івано-Франківськ, – 1996. – 478 с.

47. Івасів В. М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.05.12 / В.М. Івасів. – Івано-Франківськ, 1999. – 31с.
48. Мавлютов Р. Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций / Р. Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1981. – 141 с.
49. Мочернюк Д. Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности / Д.Ю. Мочернюк. – М.: Недра, 1970. – 136 с.
50. Биргер И. А. Резьбовые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
51. Щербюк Н. Д. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей / Н. Д. Щербюк, Н. В. Якубовский. – М.: Недра, 1974. – 252 с.
52. Артим В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. докт. техн. наук: спец. 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» / Артим Володимир Іванович. – Івано-Франківськ, 2010. – 281 с.
53. Саркисов Г. М. Диаграммы предельных нагрузок для бурильных труб / Г. М. Саркисов, О. Я. Никитин // Нефтяное хозяйство. – 1974. – № 12. – С. 13-14.
54. Саркисов Г. М. О возможных нагрузках на бурильные трубы при упруго-пластическом режиме работы / Г.М. Саркисов, О.Я. Никитин // Нефтяное хозяйство. – 1974. – № 1. – С. 18-21.
55. Янтурин А. Ш. Расчет на усталостную прочность пространственно-деформированной бурильной колонны / А. Ш. Янтурин, В. Ф. Кузнецов, Б. З. Султанов // В сб. нефтепромысловые трубы. – 1977. – №9. – С. 22-30.
56. Расчет бурильных труб в геологоразведочном бурении / Е. Ф. Эпштейн, В. И. Мацейчик, И. И. Ивахнин, А. Ш. Асатурян. – М.: Недра, 1979. – 160 с.
57. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник / А. Г. Калинин, Б. А. Никитин, К. М. Солодкий, Б. З. Султанов. – М.: Недра, 1997. – 648 с.

58. Копей В. Аналіз способів підвищення ресурсу муфтового різьбового з'єднання насосних штанг / Володимир Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 4(29). – С. 66-72.

59. Копей В. Скінченно-елементний аналіз та оптимізація різьбових з'єднань / Володимир Копей // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2010. – № 58. – С. 42-47.

60. Копей Б.В. Моделювання вібрацій замкового різьбового з'єднання методом кінцевих елементів / Б. В. Копей, В. Б. Копей, М. В. Лисканич: III-тя міжнародна науково-технічна конференція: Збірник праць. – Хургада, Єгипет. – Хмельницький: ХНУ, 2005. – С.71-75.

61. Копей В. Скінченно-елементний аналіз муфтового різьбового з'єднання насосних штанг / Володимир Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №2(7). – С.54-58.

62. Михайлюк В. Розроблення різьбових з'єднань насосних штанг з рівномірним розподілом зусиль між витками / Василь Михайлюк // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2010. – №4(26). – С.45-51.

63. Копей В. Застосування системи CAD/FEA розрахунку і оптимізації різьбових з'єднань нафтогазового обладнання / Володимир Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – №3(32). – С. 43-49.

64. Копей Б. В. Оптимізація затягнення різьб у процесі згвинчування насосних штанг / Б. В. Копей, В. В. Михайлюк, В. Б. Копей // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2008. – №2(18). – С.64-70.

65. Kopey, Bohdan. Tool-joint thread modeling by finite element method / Bohdan Kopey, Volodymur Kopey, Mykhailo Lyskanych // Wiertnictwo, Nafta, Gas. – 2005. – т. 22/1. – Р. 201-204.

66. Kopey, Bohdan. Finite-element analysis of the tubing thread / Bohdan Kopey, Volodymur Kopey, Stanislaw Bebnarz, Stepan Savula // Wiertnictwo, Nafta, Gas. – 2006. – т. 23/2. – Р. 681-685.

67. Семин В. И. Проектирование высокогерметичных резьбовых соединений обсадных и насосно-компрессорных труб с помощью конечно-элементного анализа /

В. И. Семин // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2005. – № 2. – С. 25-29.

68. Копей Б. В. Огляд конструкцій бурових ключів та методик визначення моментів згвинчування замкових різьбових з'єднань / Б. В. Копей, В. В. Михайлюк // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2007. – №1(15). – С.73-83.

69. Исследование напряжений изгиба в замковом резьбовом соединении / Н. А. Северинчик, Ю. В. Дубленич, Е. И. Крыжановский [та др.] // Нефтепромысловые трубы. – 1976. – №8. – С. 38-44.

70. Козлов А. В. Разработка технологии управления траекторией горизонтального ствола при строительстве скважин в акватории Черного моря: дис. канд. техн. наук: спец. 25.00.14 / Козлов Анатолий Валентинович. – Москва, – 2001. – 163 с.

71. Гержберг Ю. М. Совершенствование КНБК для предотвращения искривления скважин / Ю. М. Гержберг, В. Д. Чарков // Нефтяная и газовая промышленность. – 1989. – №1. – С. 23-25.

72. Перспективные пути развития наклонно-направленного бурения на примере деятельности фирмы EASTMAN CHRISTENSEN // ЭИ. – 1988. – вып. 8. – С. 1-18. – сер.: Бурение, разработка и эксплуатация газовых и нефтяных морских месторождений в зарубежных странах.

73. Калинин А. Г. О влиянии упругой пространственной деформации бурильных труб на искривление ствола наклонной скважины / А. Г. Калинин, Я. М. Янтурин, А. И. Батурин // Техника и технология бурения наклонно-направленных скважин. – 1979. – С. 56-64.

74. Султанов Б. З. Работа бурильной колонны в скважине / Б. З. Султанов, Е. И. Ишемгузин, Н. Х. Шаммасов, В. Н. Сорокин. – М.: Недра, 1973. – 216 с.

75. Федоров А. Ф. Расчет КНБК с гибким звеном для стабилизации направления наклонных скважин. – М.: Нефтяное хозяйство – 1984. – №11.

76. Устройство для направленного бурения / Ю. М. Гержберг, В. Д. Чарков, Т. Г. Старцева – заявл. 25.05.87. Оpubл. Бюл. №21.

77. А. с. №905410 СССР, МКИ E21 В 7/04. Устройство для безориентированного набора угла наклона скважины / В. Ф. Буслаев, И. А. Плетников (СССР). – №2931732/22-03; заявл. 28.05.80; опубл. 15.02.82, Бюл. №6.
78. А.с. №1401128 СССР, МКИ E21 В 17/07. Упругая муфта / С. В. Величкович, В. М. Ивасив, Б. А. Вацык, З. В. Билый, П. В. Тарабарин (СССР). – №4047682/22-03; заявл. 10.02.86; опубл. 07.06.88, Бюл. №21.
79. А.с. №1232772 СССР, МКИ E21 В 77/07. Муфта бурильной колонны / С. В. Величкович, В. М. Ивасив, А. П. Литвинов (СССР). – №3825192/22-03; заявл. 20.11.84; опубл. 23.05.86, Бюл. №19.
80. Пат. 4,811,800 США МКИ⁴ E21В 17/22. Flexible drill string member especially for use in directional drilling / Guy J. Hill; Homer G. Smith; Mark W. Schnitker; Glean E. Beatty. – №1,222; заявл. 22.10.1987; опуб. 03.14.1989.
81. РД 39-014 70214-502-85 / Инструкция по расчету бурильных колонн:– Куйбышев. – 1986. – 130 с.
82. Инструкция по расчету бурильных колонн для нефтяных и газовых скважин. – М.: ВНИИТнефть, 1979. – 14 с.
83. Moyer M. C. An automated tool-joint inspection device for the drillstring / M. C. Moyer, B. A. Dale, F. N. Kusenberger // J. of Petroleum Technology. – 1984. – vol. 36. – №7. – P. 982-986.
84. Manson S. S. Interfaces Between Fatigue, Creep and Fracture / S. S. Manson // In: Proc. Einst Int. Conf. Fract. Sendai; jap., – 1965. – №3. – P.1387-1431.
85. Влияние предварительной малоциклового перегрузки на многоцикловую долговечность низкоуглеродистой стали / Ауржедник Е. В кн.: Механическая усталость металлов : Материалы VI Междунар. коллоквиума. – Киев: Наук. думка, 1983.– С.349-356.
86. Jelinek E. Vyzkum zakonitosti kumulace poskozeni pri cyklickem namahani s casove promennivou amplitudou cyklu. - Vyzkumna zprava SVUM praha Z-65-1562. Praha, 1969. - S. 18-21.

87. Когаев В. П. Деформационная трактовка накопления усталостных повреждений при нерегулярном малоцикловом нагружении с перегрузками // В. П. Когаев, А. П. Гусенков, Ю. И. Бутырев. – Машиноведение. – 1978. – №5. – С. 57-64.

88. Смирнова Л. Л. Влияние малоцикловых перегрузок на усталость конструкционных материалов // Л. Л. Смирнова, Р. Ф. Меренкова, Романов Л. И.. – Металловедение и термическая обработка металлов. – 1979. – №4. – С. 34-37.

89. Черняк Н. И. Механические свойства стали в области малых пластических деформаций / Н. И. Черняк. – Киев, 1972. – 246 с.

90. Linhart V., Jelinek E. Prediction of the Fatigue Life and Damage Accumulation in Components at Variable Cyclic Stresses. – Int. J. Pres. Vessels and Piping, 1977, 5, - S. 54 – 72.

91. Koutnik M., Kudrman J. Vliv predchozi stridave opakovane plasticke deformace na rozvoj dislokacni struktury a lomovy relief po namahani v oblasti vysokocyklove unavy. – Vyzkumna zprava SVUM Praha, Z-78-3983. Praha, 1978. - S. 41 – 76.

92. Nemes J., Puchner O. Tvarova pevnost kovovych teles. – SNTL, ALFA, Praha, 1971, -P. 49 – 52

93. Трощенко В. Т. Усталость и неурugость / В. Т. Трощенко. – Киев: Наук. Думка. – 1971. – 268 с.

94. Klesnil M., Lukas P. Unava Kovovych materialu pti mechanickem namahani. – Praha: Academia, 1975. – 246 с.

95. Bily M., Kliman V., Terentev V. F. Vliv plasticke deformace a deformacniho starnuti na unavovou pevnost. – Studie CSAV, Praha, 1977. - С. 63-70

96. Прохоров А. Г. Влияние перегрузок напряжений на долговечность конструктивного элемента / А. Г. Прохоров, А. С. Мостовой, С. Н. Перов // Проблемы прочности. –1982. –№4.– С. 64-70.

97. Школьник Л. М. Методика усталостных испытаний: справочник / Л.М. Школьник. – М.: Металлургия, 1978. – 304 с.

98. Шкіца Л. Є. Забезпечення надійності труб при бурінні та експлуатації свердловин. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Івано-Франківськ, 1996.

99. Янышивський М. Я. Прогнозирование усталостной долговечности бурильных колонн. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Москва, 1989. – 24 с.
100. Микитишин С. И. Методика исследования распространения усталостных трещин в призматических образцах при постоянном коэффициенте интенсивности напряжения / С. И. Микитишин, М. О. Левицкий // Методы и средства оценки трещиностойкости конструкционных материалов. Сб. научн. тр.: – Киев: Наукова думка, 1980. – С. 226-228.
101. Похмурський В. І. Корозійна втома металів та сплавів: Монографія / В. І. Похмурський, М.С. Хома. – Львів: СПОЛОМ. – 2008. – 304 с.
102. Карпенко Г. В. Влияние среды на прочность и долговечность металлов: Монография / Г. В. Карпенко. – Киев: Наукова Думка. – 1976. – 127 с.
103. Похмурський В. І. Методи корозійних досліджень. Поляризація та швидкість корозії / В.І. Похмурський, О. С. Калахан // Методичні вказівки до лабораторних робіт. – Львів: Наукове товариство ім. Шевченка, 2002. – 13 с.
104. Похмурський В. І. Методи корозійних досліджень. Електродні потенціали металів / В. І. Похмурський, О. С. Калахан // Методичні вказівки до лабораторних робіт. – Львів: Наукове товариство ім. Шевченка, 2002. – 12 с.
105. Почтенный Е. К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения / Е. К. Почтенный. – Минск: Наука и техника, 1973. – 213 с.
106. Почтенный Е. К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций/ Е. К. Почтенный. – Минск: УП "Арти-Фекс", 2002. – 186 с.
107. Селезнев В. Е. Методы и технологии численного моделирования газопроводных систем / В. . Селезнев, В. В. Алешин, Г. С. Клишин. – М.: Едиториал УРСС, 2002. – 448 с.
108. Розин Л. А. Метод конечных элементов / Л. А. Розин // Соросовский образовательный журнал. – 2000. – Т.6, №4. – С. 120-127.
109. Чигарев А. В. ANSYS для инженеров: справ. пособие. / А.В. Чигарев, А. С. Кравчук, А. Ф. Смалюк. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 512 с.
110. Конюхов А.В. Основы анализа конструкций в ANSYS: учеб. пособ. / А.В. Конюхов. – Казань: Казанский государственный университет, 2001. – 101 с.

111. ANSYS, Inc. Theory Manual . 001369 . Twelfth Edition . SAS IP, Inc. – 2001. – 1266 p.
112. Басов К. А. Ansys: справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
113. Кабанов Ю. Контактные технологии в действии / Юрий Кабанов // ANSYS Solutions. Русская редакция. – 2007. – Часть 2. – С. 5-10.
114. Івасів В. М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин / В. М. Івасів, В. І. Артим, П. В. Пушкар [та ін.] // Машинознавство. – 2003. – №12. – С. 17-20.
115. Иванова В. С. Природа усталости металлов / В. С. Иванова, В. Ф. Терентьев. – М.: Metallurgia, 1975. – 456 с.
116. Степанов М. Н. Гиацинтов Е. В. Усталость легких конструкционных сплавов. – М.: Машиностроение, 1973. – 317 с.
117. Благовещенский Ю. Н. Некоторые вопросы вероятностного суммирование усталостных повреждений // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1991. – №3. – С. 67-72.
118. Корнилова А. В. Определение общей долговечности и остаточного ресурса объекта по критерию многоциклового усталости // Безопасность труда в промышленности. – 2008. – С. 47-51.
119. Palmgren A. Die Lebensdauer von Kugellagern, Zeitschrift fur Deutsche Ingenieure, 68 (1924). – pp. 339–341.
120. Miner M.A. Cumulative damage in fatigue, Journ. Of App. Mechan. 12(1945). pp. 159-164.
121. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
122. Schijve J. The accumulation of fatigue damage in aircraft materials and structures // AGARDograph. – 1972. – No. 157.
123. Саакян Л. С. Защита нефтегазопромыслового оборудования от коррозии / Л. С. Саакян, А. П. Ефремов. – М. : Недра, 1982. – 227 с.

124. Оцінка деградації сталей обладнання нафтопереробних і хімічних виробництв / О. Г. Архипов, О. В. Зинченко, Д. А. Ковальов [та ін.] // *Металеві конструкції*. – 2009. – №2 (Том 15). – С. 115-122.
125. Похмурський В. І. Зміна механічних та електрохімічних характеристик сталі газопроводів після тривалої експлуатації / В. І. Похмурський, Є. І. Крижанівський // *Науковий вісник ІФНТУНГ*. – 2009. – №3(21). – С. 5-10.
126. Щербюк Н. Д. Долговечность замковых резьбовых соединений бурильной колонны при роторном бурении / Н. Д. Щербюк, Ю. И. Газанчан, А. И. Барышников // *Нефтяное хозяйство*. – 1983. – №3. – С. 19-20.
127. Івасів В. М. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони на основі С-критерію / В. М. Івасів, Р. В. Рачкевич, А. В. Козлов / *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – 2005. – №1(14). – С. 86-89.
128. Крижанівський Є. І. Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань / Є. І. Крижанівський, Б. В. Копей / *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – 1996. – Вип. 33. – С. 3-30.
129. Крижанівський Є. І. Оцінка зносостійкості елементів бурильних колон за кінетичними діаграмами втомного руйнування / Є. І. Крижанівський, Д. Ю. Петрина // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – 1999. – №36(4). – С. 9-14.
130. Крижанівський Є. І. Методика прогнозування працездатності бурильної колони / Є. І. Крижанівський, А. Я. Янишевський // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – 1999. – №36(4). – С. 14-23.
131. Северинчик Н. А. Долговечность и надежность геологоразведочных бурильных труб / Н. А. Северинчик, Б. В. Копей. – М. : Недра, 1979. – 176 с.
132. Визначення технічних показників ресурсу бурильних труб ТБВК за швидкістю росту тріщин корозійної втоми / Б. В. Копей, С. Б. Гуменюк // *III-та міжнародна конференція-виставка «Корозія-96»: Тези доповідей*. – Львів, 1996. – С. 85-88.
133. Крижанівський Є. І. Вплив експлуатаційних факторів на тріщиностійкість елементів бурильних колон / Є. І. Крижанівський, Д. Ю. Петрина // *Розвідка та*

розробка нафтових і газових родовищ. – 1998. – №35. – С. 10-16. – Серія: Нафтогазопромислове обладнання.

134. Гнип І. П. Оптимізація довговічності замкових різьбових з'єднань бурильної колони на основі критеріїв механіки руйнування / І. П. Гнип, І. С. Бабюк, Б. О. Чернов // Физико-химическая механика материалов. – 1990. – вып. 6. – С. 105-109.

135. Дослідження ефективності гальмування тріщин корозійної втоми поверхневим зміцненням та нанесенням металополімерних покриттів / Богдан Копей // Научно-техническая конференция «Механика и новые технологии»: Тезисы докладов. – Севастополь, 1995.– С. 75-77.

Додаток А

УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 62165

ПРУЖНА МУФТА БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 10.08.2011.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

A handwritten signature in black ink, appearing to read "M.V. Paladiy", is written over the printed name.

М.В. Паладій



(11) 62165

(19) UA

(51) МПК
E21B 7/08 (2006.01)

(21) Номер заявки: **u 2011 02372**

(22) Дата подання заявки: **28.02.2011**

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **10.08.2011**

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **10.08.2011, Бюл. № 15**

(72) Винахідники:
Івасів Василь Михайлович, UA,
Гриців Василь Васильович, UA,
Ногач Микола Миколайович, UA,
Рачкевич Руслан Володимирович, UA,
Козлов Анатолій Анатолійович, UA

(73) Власник:
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ,
 вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, UA

(54) Назва корисної моделі:

ПРУЖНА МУФТА БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

(57) Формула корисної моделі:

Пружна муфта бурильної колони, що містить корпус, пружний елемент циліндричної форми, поршні для зміни жорсткості пружного елемента, патрубок з виступами на кінцях для взаємодії з вільними торцями поршнів, а також гайку, що встановлена герметично на зовнішній поверхні патрубку, яка відрізняється тим, що на внутрішній та зовнішній поверхнях корпусу виконані канавки, конфігурація яких близька до параболічної форми, при цьому геометрію канавок, а також крок між ними вибирають на основі аналізу результатів комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану муфти з умов мінімально можливої згинальної жорсткості системи і забезпечення необхідної міцності, крім цього, між патрубком, гайкою та поршнями додатково введені ущільнюючі кільця.

(11) 62165

Пронумеровано, прошито металевими
люверсами та скріплено печаткою
2 арк.
10.08.2011



Уповноважена особа

(підпис)

Додаток Б

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

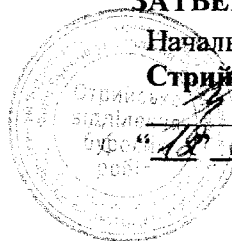
“ЗАТВЕРДЖЕНО”

Начальник

Стрийського ВБР

Я. М. Хомин

“12” січня 2012 р.

МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ
БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ В
УСКЛАДНЕНИХ УМОВАХ БУРІННЯ

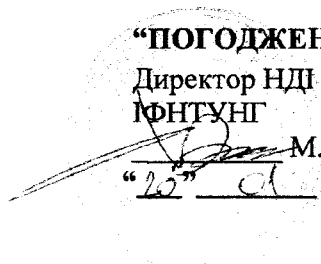
“ПОГОДЖЕНО”

Директор НДІ НГЕ і Е

ІНТУНГ

М. О. Карпаш

“20” січня 2012 р.



м. Івано-Франківськ, 2012

Ключові слова: довговічність, ресурс, прогнозування, напружено-деформований стан, елементи бурильна колона.

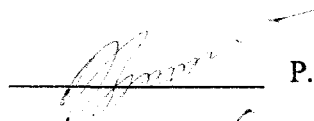
Директор НДІ НГЕ і Е
ІФНТУНГ, канд. техн. наук,
доцент



М.О. Карпаш

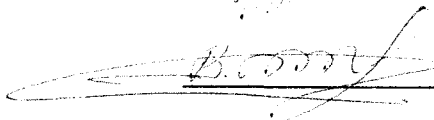
Автори розробки:

канд. техн. наук, доцент



Р. В. Рачкевич

науковий співробітник



В. В. Гриців

аспірант кафедри НГО



І. І. Яциняк

асистент кафедри НГО



І. М. Гойсан

інженер



А. А. Козлов

Нормоконтролер



Л. С. Аргим