

622.24.053  
A 86

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

**Артим Володимир Іванович**

УДК 620.178.3

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ОЦІНКИ ВПЛИВУ  
НАВАНТАЖЕНОСТІ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ РУХОМИХ  
ЕЛЕМЕНТІВ СВЕРДЛОВИННОГО ОБЛАДНАННЯ**

Спеціальність 05.05.12 – Машина нафтової та газової промисловості

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Івано-Франківськ – 2008

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.



**Науковий консультант:**

доктор технічних наук, професор  
**Івасів Василь Михайлович**,  
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,  
директор науково-дослідного інституту нафтогазової енергетики і екології,  
м. Івано-Франківськ.

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор  
**Воробйов Микола Степанович**,  
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,  
професор кафедри механіки машин  
м. Івано-Франківськ;

доктор технічних наук, професор  
**Харченко Євген Валентинович**,  
Національний університет "Львівська політехніка",  
завідувач кафедри опору матеріалів,  
м. Львів;

доктор технічних наук, професор  
**Самуся Володимир Ілліч**,  
Національний гірничий університет,  
кафедра гірничої механіки.

Захист відбудеться  
вченої ради Д  
університеті на  
76019, м. Івано-

3 дисертаційні  
Франківського  
адресою: 7601

Автореферат р

Вчений секретар  
спеціалізованої  
кандидат тех.

ованої  
чному

Івано-  
зу за



an1388

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Забезпечення надійної роботи елементів конструкцій та деталей машин є складною і багатоплановою задачею. Це значною мірою стосується оцінки довговічності та залишкового ресурсу. Її можна вирішити тільки шляхом поєднання зусиль на окремих етапах: від стадії проектування, де закладається надійність, через стадію виготовлення, де вона забезпечується технологічно, до стадії експлуатації, де надійність повинна реалізуватися. Слід враховувати механізми руйнування матеріалів, які можуть проявити себе під час експлуатації, такі як, у першу чергу, втомні процеси, часто поєднані з корозією. Однак, незважаючи на величезну кількість теоретичних і експериментальних досліджень, які проводилися і проводяться в усіх розвинутих країнах, і значний прогрес у розумінні процесів руйнування, аварії, пов'язані з корозійною втомою, все ще є звичайним явищем. Статистичні дані свідчать, що понад 90% усіх руйнувань інженерних конструкцій, що трапляються у світі, є безпосереднім наслідком втомних і корозійно-втомних процесів. Тому питання прогнозування довговічності та залишкового ресурсу деталей в умовах корозійної втоми є актуальним, особливо для відповідальних деталей та елементів конструкцій, руйнування яких може призвести до важких аварій. Це значною мірою стосується рухомих елементів свердловинного обладнання (РЕСО), зокрема, бурильних колон, геофізичних кабелів, штангових колон, де аварії пов'язані зі значними матеріальними збитками.

Проблема оцінки довговічності деталей машин нерозривно пов'язана з проблемою оцінки їх навантажування. Особливістю роботи рухомих елементів свердловинного обладнання є надзвичайно складний характер навантажування, пов'язаний, в першу чергу, із його нестаціонарністю та багаточастотністю. Це значно ускладнює оцінку довговічності і залишкового ресурсу РЕСО, що спричинено відсутністю ефективних, науково обґрунтованих методів оцінки втомного пошкодження деталей машин, які працюють в таких складних умовах. Крім цього, на сьогоднішній день у світі немає загальноприйнятих теоретичних методів, які б давали можливість адекватно змодельовати навантаження РЕСО. Зважаючи на складність проблеми, жодним теоретичним методом неможливо врахувати усі важливі чинники, більшість з яких має випадковий характер. Тому актуальним і важливим як для теорії, так і практики питанням є оцінка експлуатаційної навантаженості рухомого свердловинного обладнання.

Це підкреслює актуальність розв'язання наукової проблеми, що розглядається в даній дисертаційній роботі.

Великий внесок у розвиток обраного напрямку внесли такі відомі вітчизняні та закордонні вчені як Баграмов Р.О., Вірновський О.С., Дреготеску Н.Д., Дубленич Ю.В., Заміховський Л.М., Ібрагімов І.Х., Івасів В.М., Карпаш О.М., Копей Б.В., Крижанівський Є.І., Круман Б.Б., Лачінян Л.А., Малько Б.Д., Похмурський В.І., Самуся В.І., Саркісов Г.М., Сароян О.Е., Сергеев С.Т., Харченко Є.В., Фаєрман І.Л., Шахназарян Е.А. та інші.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційну роботу виконано в межах наукового напрямку Національної

програми “Нафта і газ України до 2010 року” та “Ресурс” (постанова Кабінету Міністрів від 08.10.04 р. № 1331). Окремі розділи дисертації розроблялися при виконанні науково-дослідних тем:

Д-9/04-П “Розробка наукових технологій подовження ресурсу та підвищення ефективності роботи нафтогазового обладнання” (Державний реєстраційний № 0104U004087);

11-102-6 “Розробка методу прогнозування залишкового ресурсу та критичних деформацій газопроводів за допомогою індикаторів навантаження після ремонту його ділянок”;

27-2003 “Розроблення СОУ “Оцінка фактичної навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу підводного трубопроводу” ДАТ “Чорноморнафтогаз”.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є розроблення ефективних методів оцінки довговічності та залишкового ресурсу рухомих елементів свердловинного обладнання з урахуванням впливу навантажування на накопичення корозійно-втомного пошкодження.

Поставлена мета реалізується через вирішення таких завдань:

- аналіз та дослідження процесу навантажування рухомих елементів свердловинного обладнання за допомогою удосконалених методик та засобів його оцінки;
- оцінка впливу викривленості свердловин на навантаженість бурильних та штангових колон;
- поглиблене вивчення та дослідження процесу накопичення втомних і корозійно-втомного пошкодження;
- розроблення методів комплексної оцінки впливу навантажування на втомне і корозійно-втомне пошкодження;
- експериментальні дослідження закономірностей впливу навантаженості на втомне і корозійно-втомне пошкодження;
- розроблення та впровадження у виробництво нових методик і засобів оцінки навантаженості та прогнозування довговічності РЕСО.

**Об'єктом досліджень** є процес накопичення корозійно-втомного пошкодження в рухомих елементах свердловинного обладнання, зокрема, бурильних колон, геофізичних кабелів, колон насосних штанг.

**Предмет досліджень** – вплив навантажування на накопичення корозійно-втомного пошкодження в рухомих елементах свердловинного обладнання.

**Методи досліджень.** Дослідження проводились за допомогою комплексного методу, що полягає в сумісному використанні фізичного, математичного та комп'ютерного моделювання об'єктів досліджень та експериментальних методів для підтвердження адекватності отриманих результатів на діючому обладнанні та на лабораторних установках. Отримані основні положення дисертації, що складають наукову новизну, сформульовані висновки і рекомендації науково обґрунтовано із залученням математичних методів теорії диференціальних рівнянь, кінетичної теорії втоми, статистичних методів обробки й аналізу результатів експериментальних досліджень.



### **Наукова новизна одержаних результатів.**

1. Вперше розроблено метод підсумовування втомних пошкоджень деталей при широкосмуговому навантажуванні з урахуванням багаточастотності та розподілу амплітуд на окремих частотах, який базується на врахуванні експериментально визначених коефіцієнтів впливу даних чинників на накопичення втомних пошкоджень у матеріалі деталі.
2. Вперше розроблено метод схематизації випадкового процесу навантажування з урахуванням багаточастотності процесу та розподілу амплітуд у часі, який базується на визначенні екстремумів при поетапному згладжуванні процесу шляхом заміни висхідних розмахів на їх середні значення.
3. Удосконалено метод урахування напружень з високим рівнем асиметрії циклу та напружень з амплітудами низького рівня при оцінці довговічності на основі закономірностей кінетики втомного пошкодження та діаграми Хейя.
4. Удосконалено розрахунково-експериментальний метод оцінки навантаженості та залишкового ресурсу РЕСО за результатами досліджень натурних зразків з різним ступенем накопиченого корозійно-втомного пошкодження, який базується на закономірностях кінетики зниження границі витривалості та запропонованій системі рівнянь для визначення еквівалентних за пошкоджуючою дією амплітуд напружень та кількості циклів навантажування.
5. Удосконалено розрахунково-експериментальний метод оцінки навантаженості РЕСО з допомогою індикаторів навантаження, який дає змогу провести інтегральну оцінку навантажування з виділенням певної кількості рівнів амплітуд напружень та визначенням на кожному рівні еквівалентної кількості їх циклів.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

Результати досліджень, викладені в роботі, можуть бути використані на підприємствах нафтогазової галузі. Їх практичне значення полягає в:

- розробленні удосконаленого засобу вимірювання навантажень у верхній частині штангової колони, який дає змогу виділяти високочастотні цикли навантажень і проводити безпосередній запис результатів вимірювань для їх комп'ютерної обробки (патент України № 21964);
- оцінці параметрів кінетичних кривих втоми насосних штанг з різним пошкодженням (0, 4, 8 років експлуатації), що можуть використовуватися при розрахунках довговічності та залишкового ресурсу колони насосних штанг;
- оцінці зусиль гідравлічного опору каротажних пристроїв і геофізичного кабелю залежно від швидкості піднімання;
- розробленні удосконаленого засобу оцінювання навантажування геофізичного кабелю під час каротажних робіт, який дозволяє проводити інтегральну оцінку навантаженості кабелю;
- удосконаленні трипараметричної кривої втоми на основі запропонованого рівняння її правої гілки. Розроблена чотирипараметрична крива дає змогу враховувати накопичене корозійно-втомне пошкодження деталей в області напружень, нижчих за границю витривалості.

Проведені в роботі теоретичні та експериментальні дослідження використано при розробленні керівних документів: „Інструкція по розрахунку і вибору колони насосних штанг”, впроваджена в ГПУ „Полтавагазвидобування”, Надвірнянському та Чернігівському НГВУ ВАТ “Укрнафта”; „Інструкція по забезпеченню надійності бурильної колони на викривлених ділянках свердловини при комбінованому способі буріння”, впроваджена в ДАТ “Чорноморнафтогаз”.

Розроблений засіб вимірювання навантажень у верхній частині штангової колони впроваджено в НГВУ “Надвірнанафтогаз” ВАТ “Укрнафта”, а також у навчальному процесі на кафедрі нафтогазового обладнання ІФНТУНГ з дисципліни “Машини і обладнання для видобутку нафти і газу”.

Розроблений засіб інтегральної оцінки навантаження геофізичного кабелю застосовується в Івано-Франківській експедиції з геофізичних досліджень в свердловинах.

#### **Положення, що виносяться на захист.**

На захист виносяться методи:

- підсумовування втомних пошкоджень при широкосмуговому навантажуванні;
- схематизації випадкового процесу навантажування для оцінки впливу навантажування на довговічність;
- урахування напружень з високим рівнем асиметрії циклу та напружень з амплітудами низького рівня при оцінці довговічності;
- розрахунково-експериментальної оцінки навантаженості та залишкового ресурсу PECO за результатами досліджень натурних зразків з різним ступенем накопиченого корозійно-втомного пошкодження;
- розрахунково-експериментальної оцінки навантаженості деталей за допомогою індикаторів навантаження;

а також удосконалені методики проведення та оброблення результатів експериментальних досліджень з оцінки параметрів кінетичних кривих втомі PECO з урахуванням корозійного чинника.

#### **Особистий внесок здобувача.**

Із наукових праць, які опубліковано у співавторстві, на захист винесено їх основні частини, розроблені особисто дисертантом. Зокрема, [1] – розроблення і обґрунтування методу вкладених циклів; [2] – оцінка впливу низьких напружень на накопичене пошкодження матеріалу бурильних труб; [3] – розроблення блоку навантаження, оцінка результатів; [4] – розроблення методу оцінки залишкового ресурсу довгомірних об’єктів за результатами досліджень моделей-“вирізок”; [5] – розроблення методу підсумовування втомного пошкодження при випадковому навантажуванні; [6], [22] – розроблення принципової схеми визначення положення бурильної колони; [7] – розроблення методики оцінки довговічності та залишкового ресурсу довгомірних об’єктів; [8] – розроблення програмного забезпечення для розрахунку довговічності з урахуванням зниження границі витривалості; [9], [27] – розроблення удосконаленої методики урахування асиметрії циклу при розрахунках на довговічність; [10], [31] – розроблення програмного забезпечення для аналізу результатів вимірювання натягу геофізичного кабелю; [11] – проведення експериментальних досліджень та аналіз результатів; [12] – розроблення методу оцінки залишкового ресурсу насосних

штанг за кінетичними кривими втоми; [13] – розроблення методики експериментального визначення сили гідравлічного опору рухові геофізичного кабелю і каротажного пристрою; [14] – аналіз результатів тарування удосконаленого динамографа; [15], [34] – оцінка впливу навантаженості на довговічність насосних штанг; [16] – розроблення методики прогнозування залишкового ресурсу за кінетичними кривими втоми; [17] – аналіз відмов колони насосних штанг за відносною глибиною; [18] – розроблення рівняння нижньої гілки кривої корозійної втоми; [28] – розроблення удосконаленої методики урахування низькоамплітудних циклів напружень при розрахунках на довговічність; [30] – обґрунтування доцільності використання методу вкладених циклів для розрахунків довговічності при випадковому навантажуванні; [32] – обґрунтування методу підсумовування втомних пошкоджень при багаточастотному випадковому навантажуванні; [33] – розроблення програмного забезпечення для оцінки параметрів динамограми при використанні удосконаленого динамографа.

Методики, аналітичні і емпіричні залежності, програми для виконання розрахунків на ПК і отримані результати, які виносяться на захист, належать особисто автору. Усі винаходи, зроблені в ході виконання роботи, є результатом колективної творчості.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати роботи доповідались та обговорювались на: 6, 7 Міжнародних симпозиумах українських інженерів-механіків (м. Львів, 2003, 2005); Міжнародних наукових конференціях, (м. Бая-Маре, Румунія, 2003, 2004, 2006); II Міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми динаміки і міцності в газотурбобудуванні” (м. Київ, 2004); Міжнародних науково-технічних конференціях „Інтегровані комп’ютерні технології в машинобудуванні” (м. Харків, 2003, 2005); 8 Міжнародній науково-практичній конференції „Нафта і газ України” (Судак, 2004); 2 Міжнародному симпозиумі “Hydrocarbons & Chemistry” (м. Жардея, Алжир, 2004); Міжнародній науково-практичній конференції до 40-річчя ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, 2007).

**Публікації.** За матеріалами дисертації опубліковано 34 роботи, з яких 21 стаття у фахових виданнях України, 4 – патенти України, 9 – у збірниках праць та тез міжнародних конференцій.

#### **Структура дисертації.**

Дисертація складається із вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел, що містить 277 найменувань на 26 сторінках, та 4 додатків на 73 сторінках. Робота містить 112 рисунків (9 – на окремих сторінках) та 23 таблиці (4 – на окремих сторінках). Загальний обсяг дисертації – 378 сторінок, з них основного тексту 265 сторінок.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету роботи, завдання та методи досліджень, наукову новизну, практичне значення отриманих результатів, а також перелік місць апробації роботи.

У першому розділі досліджено сучасний стан проблеми оцінки навантаженості та довговічності рухомих елементів свердловинного обладнання (РЕСО).

Проведено аналіз аварійності бурильних колон, колон насосних штанг, геофізичних кабелів. Аналіз свідчить, що домінантними і найбільш небезпечними їх відмовами є руйнування через корозійно-втомні пошкодження. В першу чергу, це пов'язано з навантаженістю РЕСО, яка характеризується великою складністю як по їх довжині, так і в часі.

Зокрема, напруження, які виникають у бурильних колонах (БК) у процесі експлуатації, значною мірою є випадковими функціями часу. Специфікою процесу навантажування БК є чітко виражений блоковий характер. Так, можна виділити такі режими роботи БК: спуск, безпосередньо буріння, піднімання. Особливим режимом є також ремонтно-відновлювальні роботи, пов'язані зі значними перевантаженнями БК. З точки зору аварійності БК дія змінних напружень і, як наслідок, розвиток втомних процесів, має особливу небезпеку. Процес накопичення втомних пошкоджень, на відміну від зношування, не піддається візуальному контролю. При визначених умовах період докритичного підростання тріщини може бути меншим, ніж прийнятний період дефектоскопії бурового інструмента. Характерною особливістю відмов такого типу є те, що вони мають вузьколокалізований характер, відбуваються раптово, навіть під час спуско-піднімальних робіт.

Процес навантажування колони насосних штанг (КНШ), на відміну від навантажування БК, відрізняється значно більшою однорідністю, особливо при роботі у малодобітних свердловинах, характерних для України. Але структура процесу надзвичайно складна. На основну детерміновану складову ваги колони штанг з вагою і без ваги суміші в колоні насосно-компресорних труб накладається вібраційна, практично випадкова, складова з великим розкидом значень як амплітуд, так і частот. Як відомо, свердловини України характеризуються значною викривленістю в нижній частині. Тому ще слід звернути увагу на значний вплив локальних циклічних напружень згину на викривлених ділянках, які є основною причиною корозійно-втомного руйнування КНШ у нижній, менш напруженій осьовими силами розтягу частині.

Геофізичний кабель (ГФК) під час проведення каротажних робіт також працює в досить складних умовах. Специфікою роботи ГФК є велика кількість випадкових прихоплень під час піднімання каротажного пристрою, що призводить до значних перевантажень і динамічних коливань. Нерідко такі прихоплення стають причиною обриву кабелю, що несе великі матеріальні збитки, а в деяких несприятливих випадках – навіть ліквідацію свердловини.

Таким чином, особливістю експлуатації РЕСО є те, що вони підлягають впливу нестационарного навантажування з досить складною структурою.



Тому проведено аналіз сучасних наукових напрямків щодо вирішення проблеми оцінки довговічності деталей та елементів конструкцій, які працюють в умовах складного нестационарного навантаження.

Проведений аналіз свідчить, що на сучасному етапі немає загальноприйнятої дієвої методики оцінки довговічності в умовах випадкових навантажувальних, особливо зі складною структурою (наприклад, широкосмугові нестационарні випадкові процеси, характерні для РЕСО). Тому питання розроблення методів, які б дали змогу враховувати складність процесу навантаження при розрахунках довговічності, має велику наукову і практичну цінність.

Таким чином, для надійної та ефективної роботи РЕСО необхідним є проведення більш детальної оцінки навантаженості і розроблення досконалих методів прогнозування їх довговічності та залишкового ресурсу. На основі аналізу сформульовано мету і задачі досліджень.

**Другий розділ** присвячено розробленню методик та засобів експериментального дослідження навантаженості та довговічності РЕСО.

Для оцінки експлуатаційної навантаженості бурильної колони при виконанні спуско-піднімальних операцій проведено промислові експериментальні дослідження. Бурильну колону було оснащено спеціальним перевідником з тензодавачами, на канаті талевої системи було встановлено електронний давач навантаження, на піднімальному валу бурової лебідки змонтовано давач напряму обертання та давач частоти обертання барабана лебідки. Також визначались швидкість і напрям руху бурильної колони. Запис сигналів з давачів здійснювався на багатоканальному швидкодіючому самописці Н 338-4. Усі вимірювальні засоби пройшли відповідне тарування і налагодження.

Для оцінки навантаженості КНШ розроблено захищений патентом України № 21964 удосконалений динамограф з індуктивним давачем малих переміщень. Давач вимірює зміну зазору між верхньою та нижньою планками силовимірювального вузла і формує вихідний сигнал, який після обробки в аналого-цифровому перетворювачі поступає для обробки в ПЕОМ. Границя приведеної похибки вимірювання положення таким динамографом в робочому температурному діапазоні (-20...+70 °С) становить максимально 1,5 %.

Для оцінки навантаженості каротажних канатів в експлуатаційних умовах використовувалась модернізована каротажна тензометрична реєструюча система КТРС-10М.

Для розроблення методики і засобів оцінки навантаженості геофізичного кабелю за допомогою індикаторів навантаження спроектовано і виготовлено випробну установку, яка дає можливість проводити випробування в широкому діапазоні геометричних параметрів жорстким навантажуванням на консольний згин з регулюванням амплітуди деформації в межах 0..10 мм.

Також у розділі наведено методики та обладнання для експериментальної оцінки параметрів опору втомі та корозійній втомі елементів бурильної колони і насосних штанг.

**У третьому розділі** представлено результати теоретичних і експериментальних досліджень навантаженості РЕСО.

Експериментальні дослідження навантаженості бурильної колони при виконанні СПО було проведено на свердловині № 908 – Пасічна Надвірнянського управління бурових робіт, оснащений буровою установкою “Уралмаш-4Е”. Дослідження проводились під час спуску бурильної колони з довжиною бурильної колони від одної свічі довжиною 37 м до 54 свічок загальною довжиною 2000 м та на різних швидкостях. Запис експлуатаційного навантажування на перевіднику здійснювався при загальній довжині БК 190 м, 500 м і 1580 м.

На рис. 1 наведено типові записи навантажень у верхній частині бурильної колони при гальмуванні в процесі спуску. Поява періодичних піків зусиль пояснюється періодичним вмиканням гальма бурової лебідки.

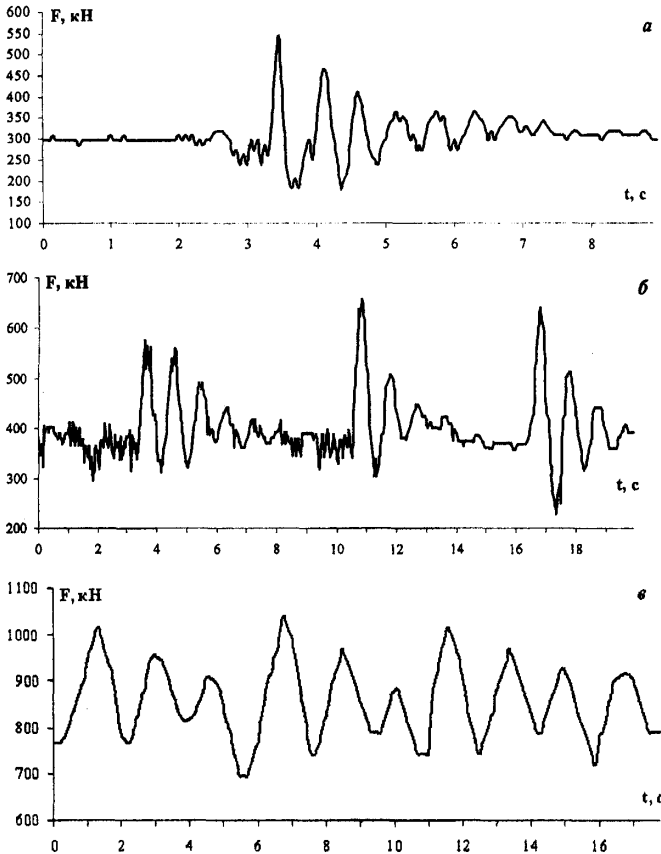


Рис. 1. Приклади записів навантажування у верхній частині бурильної колони під час спуску при довжині колони  $L$ :  
 а –  $L=190$  м;  
 б –  $L=500$  м;  
 (без гідравлічного гальма);  
 в –  $L=1580$  м  
 (з гідравлічним гальмом).

Проведений початковий аналіз записів експлуатаційного навантажування під час спуску свідчить про значний розкид значень асиметрії циклів. Для довжини 190 м і, особливо, 500 м характерною особливістю є значний вплив

високочастотної складової з низькими амплітудами. При довжині 1580 м спостерігається значне збільшення кількості високоамплітудних напружень. Високочастотні напруження, характерні для менших довжин, майже не спостерігаються. Це пояснюється тим, що при довжині БК 1580 м використовувалось гідравлічне гальмо, яке значно зменшує високочастотні коливання.

У розділі також представлено результати експериментальних досліджень навантаженості колони насосних штанг. Дослідження проводились на свердловинах № 4, 88 та 90 Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища, оснащених штанговими свердловинними насосними установками. На свердловинах записувались динамограми за допомогою гідравлічного динамографа ГДМ-3 та розробленої вимірювальної системи з використанням індуктивного давача малих переміщень. При цьому проводився запис діючих зусиль протягом певного часу, що давало можливість оцінити сталість процесу навантаження. Приклади запису наведено на рис. 2.

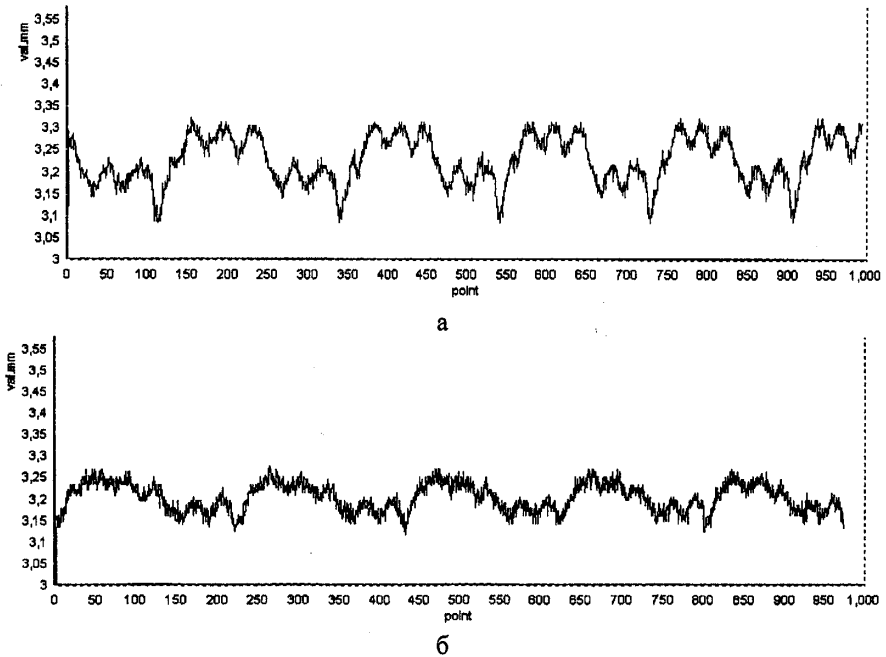


Рис. 2. Приклади запису навантаження верхньої частини колони насосних штанг на свердловинах Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища:  
а – свердловина № 88; б – № 90.

Як відомо, свердловини України характеризуються значною викривленістю. У такому випадку в процесі роботи, крім змінних напружень розтягу, БК і КНШ підлягають впливу додаткових циклічних локальних напружень згину на

викривлених ділянках. Тому однією із задач досліджень є визначення напружень у БК і КНШ на викривленій ділянці з урахуванням поздовжніх сил розтягу.

З використанням розробленої методики чисельного розв'язку проведено оцінку впливу геометрії викривленої ділянки свердловини на напруження згину КНШ з урахуванням поздовжньої сили розтягу. Деякі результати розв'язку наведено на рис. 3.

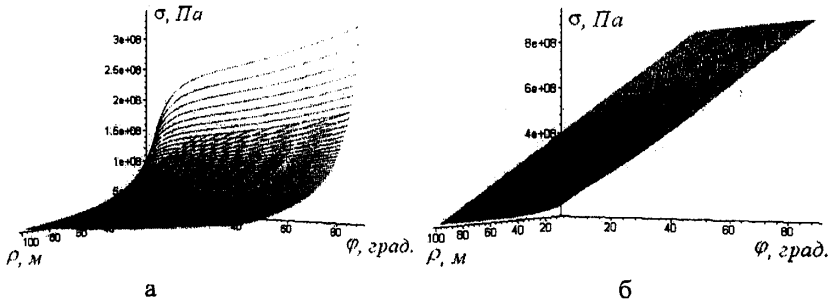


Рис. 3. Напруження згину в КНШ при силі розтягу:  
а – 1 Н; б – 500 Н.

Слід звернути увагу на значний вплив напружень розтягу на амплітуду циклічних напружень згину, а отже, і на довговічність колони штанг на викривленій ділянці. Так, якщо напруження розтягу внизу колони будуть змінюватися від 0 до 1,8 МПа при силі розтягу 500 Н, то напруження згину на ділянці з кутом викривлення  $20^\circ$  і радіусом 50 м – від 50,7 до 207,3 МПа. Таким чином, амплітуда згинаючих напружень досягає 78,3 МПа, що може слугити основною причиною втомного руйнування колони у нижній частині на викривлених ділянках.

Проведено аналітичні дослідження з визначення сил та напружень в БК на викривленій ділянці з урахуванням розтягу і зазору між БК та стінкою свердловини. Розроблено критерій вибору положення бурильної колони на викривленій ділянці свердловини. Показано, що нехтування силами розтягу та неспівпадінням осі свердловини і бурильної колони може призвести до похибок при розрахунках напружено-деформованого стану та довговічності бурильних труб. Так, наприклад, визначено напруження у поперечному перерізі бурильних труб ТБПК 127 (товщина стінки 8 мм) у криволінійному стовбурі свердловини діаметром 295,3 мм. При відстані від нейтрального перерізу до початку криволінійної ділянки  $L_{\text{пд}}=250$  м колона буде доторкатися до нижньої частини стінки свердловини по всій довжині. У цьому випадку напруження згину – 9,5 МПа. При збільшенні  $L_{\text{пд}}$  до 260 м, сила розтягу зростає і стає достатньою для відриву колони від стінки свердловини. Напруження зростає до 11,9 МПа. При наступному збільшенні  $L_{\text{пд}}$  (понад 260 м), сила розтягу спричиняє контакт бурильної колони із верхньою частиною стовбура свердловини, а величина напружень збільшується від 15,2 до 40,2 МПа при збільшенні  $L_{\text{пд}}$  до 300 м.

У розділі також проведено аналіз процесу СПО при каротажних роботах під час спорудження свердловин. Даний процес характеризується високим ступенем непрогнозованості через неможливість попереднього урахування усіх вагомих чинників, особливо сили контактної тертя пристрою і кабелю об глинисту кірку та інерційних сил. Тому експериментальне визначення натягу кабелю в експлуатаційних умовах має велике теоретичне і практичне значення як для оптимізації процесу СПО при каротажних роботах, так і для прогнозування довговічності та залишкового ресурсу кабелю.

Проведено серію експериментальних досліджень натягу кабелю при СПО в експлуатаційних умовах при різних швидкостях піднімання найбільш поширених каротажних пристроїв на глибинах 100-5000 м для свердловин з характерними профілями.

Результати отримано за допомогою установки КТРС-10М. Характерні графіки зміни сили натягу кабелю наведено на рис. 4.

Аналіз результатів дає підстави зробити висновок про лінійну залежність сили натягу від глибини знаходження каротажного пристрою. Увагу привертає значний вплив прихоплення пристрою, які не тільки призводять до значних однократних перевантажень (рис. 4а), але й для похило-спрямованих свердловин можуть суттєво збільшити силу опору руху пристрою (див. рис. 4б, в), а також призвести до значних циклічних коливань і, як наслідок, до інтенсифікації втомного пошкодження кабелю (див. рис. 4г).

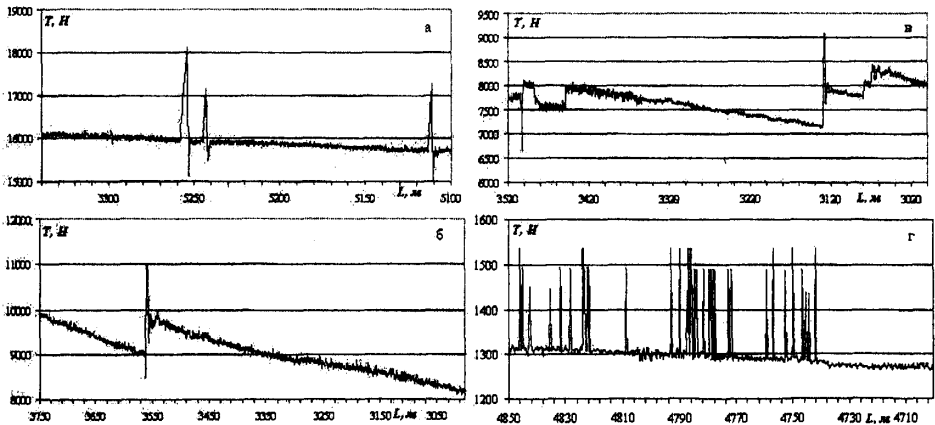


Рис. 4. Приклади навантаження геофізичного кабелю КГ-3×0.75-60-150 при проведенні каротажних операцій під час спорудження свердловин:

- а – пристрій МБК-Е-2,  $v=1000$  м/год., кут 1,5 град.
- б – пристрій МКЗ-Е-2,  $v=3000$  м/год., кут 5,25 град.
- в – пристрій Е-1,  $v=800$  м/год., кут 9 град.
- г – пристрій Е-1,  $v=1500$  м/год., кут 2,15 град.

Розділити сили контактної та рідинного опору загалом досить важко через їх складну природу. Тому було проведено експериментальні дослідження натягу

кабелю при підніманні в вертикальній свердловині, для якої впливом сил контактного опору можна знехтувати.

Аналіз одержаних результатів дав можливість розрахувати сили гідравлічного опору для різних швидкостей виконання спуско-піднімальних операцій і різних каротажних приладів. Результати розрахунків наведено на рис. 5.

Увагу привертає позитивний вплив збільшення швидкості на зменшення сили опору руху каротажних пристроїв і екстремальний характер сили опору геофізичного кабелю за швидкості  $v=500$  м/год. За допомогою отриманих результатів можна більш упевнено керувати процесом проведення каротажних операцій як з точки зору продуктивності, так і уникнення аварійних ситуацій. Також з їх допомогою можна провести аналіз закономірностей зміни контактних сил опору з урахуванням швидкості і зенітного кута свердловини, що є необхідним при прогнозуванні СПО під час проведення каротажних операцій та максимальної глибини опускання каротажного пристрою для свердловин зі складним профілем.

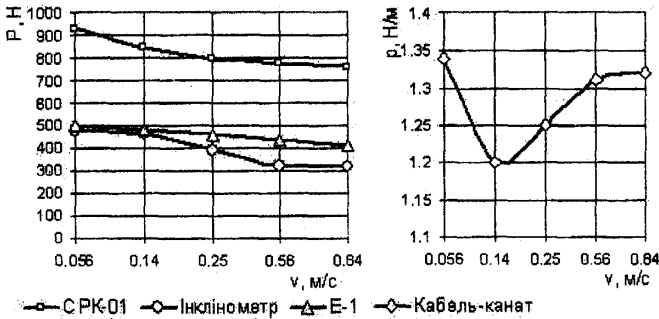


Рис. 5. Залежність сили гідравлічного опору каротажних приладів (а) та питомої сили гідравлічного опору геофізичного кабелю (б) від швидкості руху при їх підніманні.

У четвертому розділі наведено результати дослідження закономірностей накопичення втомного і корозійно-втомного пошкодження в умовах широкосмугового процесу навантажування.

Слід зауважити, що при складному випадковому процесі навантажування спостерігаються найбільші розбіжності між теоретичними розрахунками довговічності та залишкового ресурсу і експериментальними результатами. У першу чергу, це пов'язано з недостатнім урахуванням дії двох чинників. По-перше, це вплив послідовності амплітуд циклів напружень. У багатьох випадках таким впливом не можна нехтувати, наприклад, у випадку наявності в блоці навантажування високих, так званих пікових напружень, або низьких напружень, менших за границю витривалості. По-друге, значення відносного накопичення пошкоджень залежить від коефіцієнту широкосмуговості  $\epsilon$ , а саме, його зменшення, тобто збільшення широкосмуговості і складності процесу



навантажування, призводить до значного зменшення точності оцінки довговічності за існуючими методами підсумовування пошкоджень. Таким чином, необхідною передумовою створення універсального методу підсумовування втомних пошкоджень при складному широкосмуговому навантажуванні є одночасне врахування впливу як послідовності амплітуд циклів напружень, так і багаточастотності процесу навантажування. На нашу думку, на сучасному етапі оцінити комплексний вплив даних чинників можливо тільки на основі їх окремого врахування.

Тому для врахування складності процесу навантажування РЕСО запропоновано метод, який ґрунтується на роздільному врахуванні багаточастотності процесу і його складності на окремих частотах з допомогою окремих коефіцієнтів.

Сумарне пошкодження визначаємо за запропонованою формулою

$$Z_i = \sum_{j=1}^s K_{j1} \sum_{i=1}^p K_{j2} \frac{1}{N_{ij}}, \quad (1)$$

де  $s$  – кількість етапів схематизації;

$p$  – кількість циклів напружень на етапі схематизації;

$N_{ij}$  – кількість циклів напружень до руйнування при дії циклу напружень  $\sigma_{ij}$ ;

$K_{j1}$  – коефіцієнт, який враховує вплив напружень попереднього рівня на напруження даного ( $K_{j1}=1$ );

$K_{j2}$  – коефіцієнт, який враховує нерівномірність амплітуд у часі всередині рівня.

Якщо прийняти в першому наближенні всі  $K_j=1$ , то дане рівняння буде відповідати рівнянню Майнера. Тому основну увагу слід приділити визначенню  $K_j$ . Суть пропонуваного коефіцієнтів полягає у виділенні найбільш суттєвих ознак реального процесу широкосмугового навантажування. Згідно з розробленим методом схематизації напружень реальний процес навантажування моделюється циклами еквівалентних напружень, приведеними до окремих рівнів з різною частотою.

Визначення  $K_{2j}$ ,  $K_{3j}$  і т.д. можна провести згідно з аналізу двочастотних процесів, де накопичено вже значну кількість інформації. У загальному випадку

для визначеного матеріалу  $K_{j1} = F\left(\frac{\omega_j}{\omega_{j-1}}, \frac{\sigma_j}{\sigma_{j-1}}\right)$ .

Визначення коефіцієнта  $K_j$  значно полегшується при наявності інформації про матеріал, а саме про його реакцію на зміну напружень. Доцільно поділити усі матеріали за такими ознаками:

1. Матеріал не реагує на зміну напружень в процесі навантажування і для нього усі  $K_j=1$ , тобто формула Майнера справедлива в усіх випадках.

2. Матеріал реагує на зміну напружень, але загальна реакція на зміну  $\sigma_j$  на  $\sigma_2$  і навпаки зрівноважується. Для такого випадку  $K_{j2} = 1$ , а  $K_{j1} \neq 1$  при  $\overline{\sigma_j} \neq \overline{\sigma_{j-1}}$ .

3. Матеріал реагує на зміну навантаження. Тоді  $K_{j1} \neq 1$ , а  $K_{j2} = F(\overline{\sigma_j}, D\sigma_j) \neq 1$  і

його вплив тим більший, чим більше значення  $\frac{D\sigma}{\sigma}$ , тобто варіація процесу.

Проведений аналіз свідчить, що для РЕСО характерними процесами навантажування є широкосмутові процеси зі значними амплітудами циклів тільки на найнижчій частоті. Для такого випадку досить обмежитись аналізом послідовності тільки низькочастотних амплітуд та впливом на їх пошкоджуючу дію високочастотної складової.

Для реалізації розробленого методу підсумовування пошкоджень складним є вже перший етап, на якому проводиться схематизація випадкових навантажувальних з приведенням їх до еквівалентних за пошкоджуючою дією закономірних чи блокових. На сучасному етапі поки що немає загальноприйнятої методики вирішення цієї задачі. Існуючі методи схематизації (екстремумів, розмахів, викидів, повних циклів, "дощу" тощо) дають різні розподіли навантажень.

Традиційними методами схематизації неможливо враховувати водночас історію навантажування та складність самого процесу через їх орієнтацію на розподіл величин амплітуд без визначення їх послідовності (метод повних циклів, "дощу") чи без врахування складності процесу (метод розмахів, метод екстремумів, метод викидів).

Значною мірою поставленій меті відповідає метод, запропонований Є.К.Почтенним спершу для двочастотного процесу, а пізніше розвинутий для багаточастотного навантажування. Поетапне виділення максимумів процесу, запропоноване в даному методі, дає можливість провести аналіз процесу як з точки зору послідовності амплітуд, так і складності структури, яка враховується кількістю виділених етапів схематизації. Так, двочастотний процес описується в 2 етапи, тричастотний – в 3 і т.д. Варто зауважити, що кількість етапів не залежить від того, чи однакові амплітуди на якійсь частоті, чи випадкові, та й від випадковості розподілу самих частот процесу. Кожний наступний етап є більш низькочастотним за попередній (мінімум у 2 рази). Крім цього, з допомогою одержаної інформації також можна зробити приблизний частотний аналіз процесу. Але запропоноване в даному методі поетапне виділення максимумів процесу не дає можливості в достатній мірі дослідити структуру процесу, особливо у випадку складного багаточастотного навантажування з випадковими істотно різними амплітудами. При врахуванні тільки максимумів такого процесу існує можливість спотворення реальної картини процесу, особливо завищення середнього напруження циклу  $\sigma_{mi}$  на найбільш низьких виділених частотах.

Найбільш істотно реальний процес навантажування відрізняється від схематизованого у двох випадках.

$$1. \sigma_{\max i} = \text{const}; \sigma_{mi} \cong \text{var}. \quad (2)$$

У цьому випадку схематизація за даним методом призводить до заниження реальної складності процесу. Врахування тільки максимумів такого процесу не дає можливості оцінити його низькочастотні складові, які можуть суттєво

впливати на довговічність деталей при такому характері випадкового навантажування.

$$2. \sigma_{\max i} = \text{var}; \sigma_{mi} \cong \text{const.} \quad (3)$$

У даному випадку ситуація є протилежною і схематизація за методом Є.К.Почтенного свідчить про високу складність структури випадкового процесу. Але такий процес характеризується складністю розподілу послідовності амплітуд, а не самої структури. Тому такий випадковий процес повинен описуватися одноетапною схематизацією, а вже сама складність розподілу амплітуд в часі повинна враховуватися під час аналізу схематизованого процесу. Виокремлення ж при схематизації такого процесу великої кількості низькочастотних складових тільки ускладнює даний аналіз.

Тому для одночасного врахування впливу як послідовності амплітуд циклів напружень, так і багаточастотності процесу навантажування, розроблено метод схематизації шляхом поетапного виділення середніх значень амплітуд, названий методом вкладених циклів.

Суть методу полягає в наступному. Початковим етапом схематизації є, як і для інших методів, визначення екстремумів процесу  $\sigma_{\text{extr}i}$ . Потім, як і для методу Є.К.Почтенного, для кожного із сусідніх півциклів визначається амплітуда  $\sigma'_{ai}$  та середнє значення  $\sigma'_{mi}$ . Це дає можливість визначити послідовність амплітуд на першій найбільш високій частоті процесу.

На другому етапі розглядається процес, при якому до уваги беруться обчислені раніше середні значення  $\sigma'_{mi}$ .

Для цього процесу визначаються екстремальні значення, а інші точки процесу з подальшого розгляду відкидають.

Знову визначаються, як і для першого етапу,  $\sigma''_{ai}$  і  $\sigma''_{mi}$ . Таким чином, ми отримуємо розподіл амплітуд та їх послідовність на другій, більш низькій частоті.

Таку процедуру повторюють до того часу, поки на якомусь етапі різниця між максимальним і мінімальним значенням процесу не стане меншою за якусь заздалегідь визначене значення  $[\Delta\sigma]$ , наприклад,  $[\Delta\sigma]=0,2\sigma_{-1}$ ; або не залишаться 2-3 екстремальні точки.

Використання методу вкладених циклів відображено на прикладі випадкового процесу, для якого проведено аналіз згідно з методами "дощу", повних циклів та врахування одного екстремуму між сусідніми перетинами середнього рівня. Проведений аналіз свідчить про досить близьку відповідність розподілів, проведених згідно з пропонованим методом і методом "дощу", який на сьогоднішній день вважається найбільш прийнятним при розрахунках. Але головною перевагою запропонованого методу вкладених циклів є одержання розподілу в часі амплітуд напружень при одночасному визначенні реальної складності структури процесу. Це дає можливість більш повно враховувати історію навантажування та складність структури процесу при розрахунках на довговічність.

Процеси навантажування РЕСО характеризуються також великою асиметрією циклів напруження. У такому випадку при використанні рівняння (1) ми зіткнемося з проблемою оцінки їх пошкоджуючої дії. У зв'язку з тим, що переважну більшість експериментів з визначення параметрів опору втомі проводять при симетричному циклі напружень, необхідним етапом є приведення асиметричних циклів до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних.

Для розрахункового приведення асиметричних напружень з коефіцієнтом асиметрії  $-1 < R \leq 0$  до симетричних пропонується, виходячи із законмірностей кінетики втомного пошкодження та лінійної залежності характеристики кута нахилу кривої втомі від асиметрії навантаження, використовувати отримане наступне рівняння

$$\sigma_{ekv} = \sigma_{\max} \cdot \left( 1 - (1 - \psi) \frac{1 + R}{2} \right), \quad (4)$$

де  $\sigma_{ekv}$  – максимальне напруження симетричного циклу, яке еквівалентне за пошкодженням асиметричному з максимальним напруженням  $\sigma_{\max}$  і коефіцієнтом асиметрії  $R$ ;

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

$\sigma_{-1}, \sigma_0$  – границі витривалості при симетричному і віднульовому циклах напружень відповідно.

Аналіз великої кількості експериментів з визначення параметрів опору втомі дає змогу стверджувати, що кут нахилу кривих з рівним ступенем пошкодження в області багатоциклової втомі задовільно описується коефіцієнтом  $\psi$  тільки при  $-1 \leq R \leq 0$ , а при  $0 < R < 1$  кут нахилу збільшується при зменшенні  $N$ . Тому для більшої достовірності приведення асиметричних циклів пропонується криві рівної пошкоджуваності апроксимувати двома прямими. Для напружень з  $-1 \leq R \leq 0$  буде справедливим приведення згідно з (4). Для приведення ж циклів напружень з  $0 < R < 1$  скористаємось особливістю діаграми Хейя, а саме тим, що всі криві з рівним ступенем пошкодження сходяться в точці  $(1, 0)$ . Схему приведення до симетричного циклу зображено на рис. 6.

До симетричного циклу приводимо напруження, показане на рис. 6 точкою  $A \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_s}, \frac{\sigma_a}{\sigma_s} \right)$ . Для цього проводимо промінь, який виходить з точки  $K(1, 0)$ , через  $A$  до перетину з прямою  $R=0$  (точка  $B$ ). За аналогією з  $\psi$  приймемо

$$\psi_1 = - \frac{y(A) - y(K)}{x(A) - x(K)} = - \frac{y(B) - y(K)}{x(B) - x(K)}. \quad (5)$$

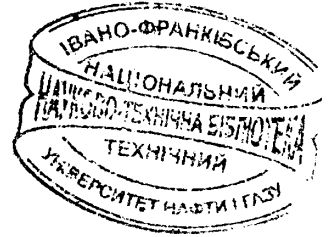
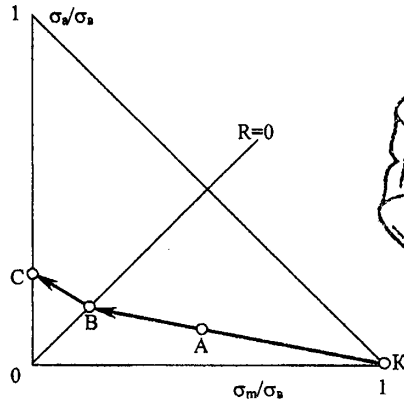


Рис. 6. Схема приведення до симетричного циклу напруження з  $R > 0$ .

Тоді, враховуючи координати точок А і К, отримуємо рівняння

$$\psi_1 = \frac{\sigma_a}{\sigma_s - \sigma_{m1}} = \frac{\sigma_{\max}(1-R)}{2\sigma_s - \sigma_{\max}(1+R)}; \quad (6)$$

$$\sigma_{\max}(B) = 2\sigma_s \frac{\psi_1}{1 + \psi_1}; \quad (7)$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_s \psi_1 \frac{1 + \psi}{1 + \psi_1}. \quad (8)$$

Для оцінки достовірності запропонованого приведення було проаналізовано результати експериментального дослідження зразків, виготовлених зі сталі 40ХН. Отримано такі параметри кривих втоми за рівнянням Є.К.Почтенного у вигляді

$$N = N_0 \cdot \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma - \sigma_R}{V_R} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}; \quad (9)$$

$$\sigma_{-1} = 408 \text{ МПа}, V_{-1} = 29,82 \text{ МПа},$$

$$\sigma_0 = 662 \text{ МПа}, V_0 = 54,91 \text{ МПа},$$

$$N_0 = 2 \cdot 10^6 \text{ цикли}, \psi = 0,22.$$

На рис. 7 наведено криві втоми 1, 2, побудовані згідно з даними параметрами за рівнянням (9), криву 3, побудовану за рівнянням І.А.Одінга, а також криві 4, 5 отримані шляхом приведення за допомогою рівнянь (4) і (8) відповідно. Як бачимо, в даному випадку запропонований метод приведення, на відміну від загальноприйнятого методу І.А.Одінга, практично повністю відповідає результатам експерименту. Отже, за аналізу випадкового процесу навантажування приведення до еквівалентного симетричного процесу рекомендується проводити за допомогою рівнянь (4) і (8), які більш точно враховують чутливість до асиметрії навантажування.

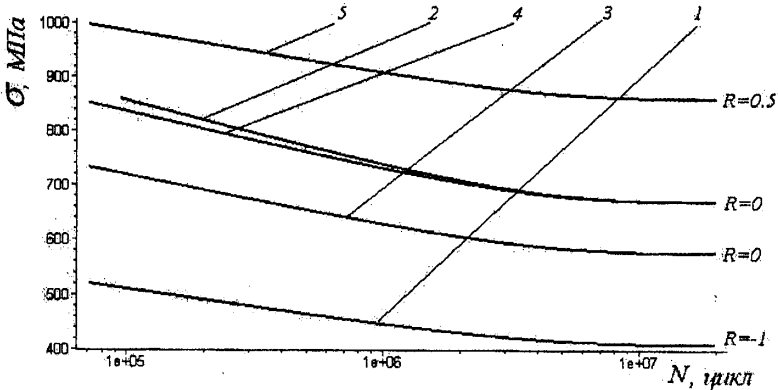


Рис. 7. Експериментальні (1, 2) та приведені (3, 4, 5) криві втоми для зразків зі сталі 40ХН.

Як відомо, РЕСО працюють у корозійних середовищах бурильного розчину чи газонафтоводяної суміші, підлягаючи впливу корозійної втоми. Але при використанні рівняння (9) для оцінки довговічності та залишкового ресурсу в умовах корозійної втоми виникають значні труднощі. Крива втоми у формі (9) має нижню гілку, яка асимптотично наближається до границі витривалості. Експериментальні ж дослідження в умовах корозійної втоми свідчать, що в такому випадку крива не має горизонтальної нижньої гілки.

Таким чином, існує необхідність урахування нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для оцінки її параметрів потрібно проводити довготривалі експериментальні дослідження на великих базах.

Для оцінки параметрів нижньої гілки кривої корозійної втоми доцільним є використання результатів експериментальних досліджень у багатоцикловій області. Для цього розроблено рівняння

$$N_{cor} = \frac{Q_{cor}}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma}{V_{cor}} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (10)$$

де  $N_{cor}$  – кількість циклів до руйнування деталей;

$\sigma$  – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії;

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

Для верхньої гілки кривої корозійної втоми пропонується використання трипараметричного рівняння Є.К.Почтенного у вигляді

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma - \sigma_R}{V_{0,R}} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (11)$$

де  $N$  – кількість циклів до руйнування деталей;

$V_{0,R}$  – параметр з розмірністю напруження;



$Q$  – коефіцієнт витривалості;

$\sigma_R$  – умовна границя корозійної витривалості.

При цьому для визначення даних параметрів необхідно вирішити розроблену систему рівнянь

$$\begin{cases} \sigma = \sigma_r + k \\ N = N_{cor} \\ N' = N'_{cor} \end{cases}, \quad (12)$$

де  $k$  – коефіцієнт впливу корозійного чинника при низьких напруженнях, який визначається експериментально.

Розв'язок рівняння наведено на рис. 8.

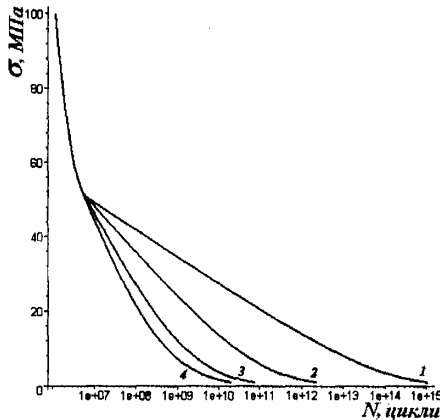


Рис. 8. Крива корозійної втоми:

1 –  $k=0,5$  МПа; 2 –  $k=1$  МПа; 3 –  $k=2$  МПа; 4 –  $k=3$  МПа.

Як бачимо, параметр  $k$  характеризує кут нахилу нижньої гілки кривої корозійної втоми і визначається за результатами експериментальних досліджень.

Слід зауважити, що за допомогою рівнянь (10-12) можна будувати кінетичні криві корозійної втоми та оцінювати їх параметри.

У п'ятому розділі наведено результати теоретичних досліджень закономірностей накопичення корозійно-втомного пошкодження РЕСО, спрямованих на розроблення ефективних методів оцінки їх навантаженості, довговічності та залишкового ресурсу.

Перспективним засобом оцінки залишкового ресурсу деталей, які працюють в умовах випадкового навантажування, є кінетичні криві втоми, тобто криві, побудовані для деталей чи зразків з різним фіксованим пошкодженням. Але існуюча методологічна база не дає можливості широко використовувати кінетичні криві втоми через необхідність великої кількості експериментів, а також через складність оцінки ступеня попереднього пошкодження в експлуатаційних умовах.

На основі аналізу експериментальних даних розроблено вдосконалену методику проведення експериментальних досліджень та їх обробки. Методика дає

можливість будувати кінетичні діаграми корозійної втоми натурних зразків з достатньою точністю визначення імовірнісних параметрів навіть при обмеженій кількості зразків. Суть даної методики полягає в наступному.

На першому етапі натурні деталі чи зразки-моделі групуємо за ступенем їх пошкодження (наприклад, за терміном експлуатації в типових умовах). Потім проводимо серію втомних випробувань зі зразками кожної групи.

На другому етапі усі результати зводяться в генеральну вибірку і з допомогою програми обробки даних визначаються параметри усередненої кривої втоми. Для цього розроблено алгоритм обробки експериментальних даних, який призначено для використання в середовищі програмування комп'ютерної математичної системи *Maple*, за якого відбувається послідовний перебір усіх чотирьох параметрів у заздалегідь встановлених межах з визначеним кроком. Після усіх розрахунків визначаються параметри, за яких сумарне середньоквадратичне відхилення мінімальне. Крок зміни параметрів встановлюємо на рівні достатньої точності. За необхідності уточнення параметрів можна провести другий етап розрахунків з меншим кроком зміни параметрів, але з визначеними на першому етапі їх межами. Оскільки дані параметри визначено на великій кількості експериментальних даних, то довірча імовірність отримання їх медіанних значень буде високою.

Наступний етап обробки отриманих результатів потребує деяких пояснень. Кінетичні криві втоми мають дуже важливу в даному випадку закономірність, яка підтверджена численними експериментальними дослідженнями. Вона полягає в тому, що такі параметри кривої втоми (11), як  $V_0$  і  $N_0 = \frac{Q}{\sigma_R}$  – кількість циклів до

нижнього перегину кривої, не залежать від ступеня пошкодження деталі чи зразка. Тому можна стверджувати, що їх значення є медіанними значеннями параметрів  $V_0$  і  $N_0$  для кінетичних кривих втоми з різними ступенями пошкодження. Таким чином, наступна обробка експериментальних даних полягає у визначенні тільки двох параметрів кривої (10-12), а саме,  $\sigma_{Ri}$  і  $k_i$  для кожного ступеня пошкодження. Алгоритм розрахунку на цьому етапі відрізняється використанням залежностей  $\bar{\sigma}_{Ri} = \frac{Q_R}{N_0}$  і  $V_0 = const$ .

На основі даного алгоритму створено комплексну програму розрахунку параметрів та побудови кінетичних кривих корозійної втоми з різною імовірністю неруйнування.

Для визначення еквівалентного експлуатаційного напруження  $\sigma_{екс}$  пропонується використання рівняння кривої втоми у формі (11). У такому випадку рівняння матиме вигляд

$$\Delta N = \frac{Q_1}{\sigma_{екс}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екс} - \bar{\sigma}_{R1}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \frac{Q_2}{\sigma_{екс}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екс} - \bar{\sigma}_{R2}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}. \quad (13)$$

Але визначення еквівалентної кількості циклів напружень  $\Delta N$  є складною задачею. У першу чергу, це пояснюється випадковим характером навантажування,

змiнами режимiв експлуатацiї та iншими випадковими чинниками. Постiйний контроль навантаження тiльки частково вирiшує дану проблему. Так, навiть при постiйному монiторингу за напруженням у випадку складного багаточастотного навантажування зробити висновок про еквiвалентну кiлькiсть його циклiв неможливо без значних спрощень гiпотетичного характеру при схематизацiї процесу. Тому пропонується визначення  $\Delta N$  за допомогою кiнетичних кривих втоми.

Для цього необхідно мати хоча б три кривi втоми натурних зразкiв з визначеним термiном експлуатацiї в типових умовах  $p_i$ , наприклад, за кiлькiстю рокiв експлуатацiї. При достатньо великих термiнах експлуатацiї в типових умовах можна прийняти еквiвалентну кiлькiсть циклiв напружень за однаковий термiн експлуатацiї  $\Delta N$  величиною незмiнною.

Тодi при  $p_1 < p_2 < p_3$  отримуємо  $N_1 - N_2 = \Delta N(p_2 - p_1)$ ,  $N_2 - N_3 = \Delta N(p_3 - p_2)$  i можна записати систему рiвнянь

$$\begin{cases} \Delta N(p_2 - p_1) = \frac{Q_1}{\sigma_{\text{екс}}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{\text{екс}} - \bar{\sigma}_{R1}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \frac{Q_2}{\sigma_{\text{екс}}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{\text{екс}} - \bar{\sigma}_{R2}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \\ \Delta N(p_3 - p_2) = \frac{Q_2}{\sigma_{\text{екс}}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{\text{екс}} - \bar{\sigma}_{R2}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \frac{Q_3}{\sigma_{\text{екс}}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{\text{екс}} - \bar{\sigma}_{R3}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \end{cases}, \quad (14)$$

розв'язком якої i будуть шуканi величини  $\Delta N$  i  $\sigma_{\text{екс}}$ .

Таким чином, розроблено вдосконалений метод прогнозування залишкового ресурсу деталей та обладнання в типових умовах експлуатацiї за допомогою кiнетичних кривих втоми. Його перевагами є:

- зменшення витрат на проведення експерименту при збереженнi точностi оцiнки;
- автоматизована обробка даних з допомогою розробленого програмного забезпечення;
- оцiнювання навантажування деталi та прогнозування залишкового ресурсу в умовах мiнимальної iнформацiї про її попередню експлуатацiю.

Складнiсть методу полягає в переведеннi результатiв довготривалих експериментальних дослiджень для iнших умов експлуатацiї. У першу чергу, труднощi пов'язанi з необхіднiстю запису i оброблення процесу навантажування деталей протягом тривалих промiжкiв часу, що пов'язано зi значними матерiальними затратами та складнощами органiзацiйного i методичного характеру. Тому для усунення даного недолiку розроблено новий метод iнтегральної оцiнки експлуатацiйного навантаження за допомогою iндикаторiв навантажування.

Суть методу полягає у використаннi закономірностей накопичення втомного пошкодження iндикаторiв з попереднiм визначенням пошкодження. Спочатку експериментально визначаємо параметри кiнетичних кривих втоми iндикаторiв. Потiм iндикатори з рiзним фiксованим пошкодженням встановлюємо безпосередньо на елемент у верхнiй частинi РЕСО або, при неможливостi такої конструктивної схеми, на спецiальний пристрiй, який сприйматиме

експлуатаційне навантаження через додаткові елементи. Довговічність індикаторів буде залежати від заздалегідь визначеного попереднього і накопиченого пошкодження. При цьому кожен індикатор сприйматиме цикли напружень, вищі за його кінетичну границю витривалості. Таким чином, при складному розподілі циклів напружень буде спостерігатись закономірне запізнювання руйнування індикаторів з меншим початковим пошкодженням. Це дає змогу провести інтегральну оцінку навантажування з виділенням декількох рівнів амплітуд напружень та визначенням на кожному рівні еквівалентної кількості їх циклів. Кількість рівнів відповідає кількості індикаторів з різним попереднім пошкодженням, а їх межі – кінетичним границям витривалості індикаторів. Для оптимального поділу навантажування на рівні необхідно знати орієнтовні величини максимальних напружень та границю витривалості PECO, що сприймають дане навантаження.

Також у розділі наведено результати теоретичних досліджень з оцінки довговічності бурильних та штангових колон за даними експлуатаційної навантаженості та параметрами їх кривих корозійної втоми. Результати отримані за допомогою комплексної програми, розробленої для використання в програмному середовищі системи символьного числення *Maple*. Оцінка довговічності проводиться за розробленими методами з урахуванням поциклового зниження границі витривалості.

У шостому розділі представлено результати експериментальних досліджень з оцінки навантаженості, довговічності та залишкового ресурсу PECO.

З метою оцінки впливу низьких напружень експериментально досліджувалося накопичення втомних пошкоджень при циклічному ступеневому деформуванні матеріалу бурильних труб за жорсткою схемою навантажування консольним згином.

На циклічну тріщиностійкість досліджували балочні зразки, що були виготовлені безпосередньо із бурильних труб групи міцності “Д” ( $\sigma_m=417$  МПа). Для оцінки впливу низьких напружень для кожного варіанту блока було введено ступінь навантажування, який викликає напруження, нижчі за границю витривалості матеріалу. На основі проведених досліджень встановлено, що низькі напруження при підсумовуванні втомних пошкоджень не можна оцінювати тільки з точки зору їхньої частки у загальному втомному пошкодженні. При блокових чи випадкових навантажуваннях зі ступенями, які спричиняють напруження, наближені до границі витривалості матеріалу, на перший план виходить взаємодія низьких напружень блока чи спектру навантажування з високими, найбільш руйнівними. При цьому залежно від чинників навантажування та матеріалу така взаємодія може призвести як до збільшення пошкоджень від високих напружень, так і до їх зменшення.

Таким чином, необхідно враховувати послідовність навантажування при розрахунках на втомну довговічність деталей, які працюють в умовах випадкових навантажувань з високою часткою низьких напружень спектру, що має місце при експлуатації бурильної колони. Крім цього, результати даних досліджень дають змогу більш обґрунтовано визначати послідовність ступенів блоку

навантажування при проведенні експериментальних втомних досліджень натурних зразків деталей бурильної колони.

Випробовування на втомну довговічність натурних зразків бурильних труб при багатоступеневому навантажуванні практично не проводились, тому оцінка довговічності для труб великих типорозмірів має велике теоретичне й практичне значення. Для такої оцінки необхідні натурні випробування в умовах, наближених до експлуатаційних. Для вирішення даного завдання проведено випробування натурального зразка бурильної труби ТБВК-140 із замковим з'єднанням 3-147. Для розробки блоку навантажування було схематизовано методом вкладених циклів запис зміни згинального моменту, який діє на бурильну трубу, розташовану над ОБТ. Руйнування відбулося на відстані 20 мм від опорного торця ніпеля.

Відносна похибка розрахунку довговічності становить 13%. Дещо більше значення довговічності, яке спостерігається при експерименті, може бути пояснено з статистичної точки зору, а також процесами "тренування" матеріалу зразка на ступенях блоку з низькою величиною напруження.

У розділі також наведено результати експериментальних досліджень з вибору та визначення необхідних параметрів індикаторів навантажування для оцінки навантаженості геофізичного кабелю.

У результаті проведених випробувань на тріщиностійкість визначено такі значення параметрів залежності швидкості підростання тріщини за рівнянням  $V = C \cdot \Delta K^n$ :  $C = 2,4 \cdot 10^{-12} \text{ м}^7/\text{Н}^4$ ;  $n = 4$ . Також визначено параметр  $K^*$  відповідно до залежності  $V = 10^{-7} \left( \frac{\Delta K}{K^*} \right)^n$ :  $K^* = 14,3 \text{ МПа м}^{1/2}$ .

Втомні випробовування для визначення параметрів кривої втоми індикаторів і вирощення початкової тріщини проводились на розробленому стенді. За результатами втомних випробувань плоских зразків-індикаторів без вирощеної тріщини визначено такі параметри кривої втоми:  $N_0 = 3767600$ ;  $V = 15,5 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_0 = 83,7 \text{ МПа}$ ;  $\nu = 0,032$ . При використанні індикаторів для оцінки навантаженості необхідно мати параметри кривої втоми індикаторів з різною попередньо вирощеною тріщиною. Для зменшення кількості експериментів використано кінетичні криві втоми. Визначено необхідне число відпрацьованих циклів для зниження границі витривалості індикаторів у межах від 83,7 до 40 МПа. Наприклад, для границі витривалості 40 МПа довжина тріщини була рівною 2,32 мм.

Для визначення залишкового ресурсу КНШ у типових умовах експлуатації проведено експериментальні випробування насосних штанг з різним корозійно-втомним пошкодженням: нових, після 4 і після 8 років експлуатації.

Генеральну вибірку експериментальних даних наведено на рис. 9. У результаті обробки з допомогою розробленої методики отримано такі параметри усередненої кривої втоми (рис. 9) у вигляді (10-12):

$$Q = 6,1 \cdot 10^7 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 61 \text{ МПа}; V_0 = 450 \text{ МПа}; N_0 = \frac{Q}{\sigma_{-1}} = 1 \cdot 10^6 \text{ циклів}; k = 2 \text{ МПа}.$$

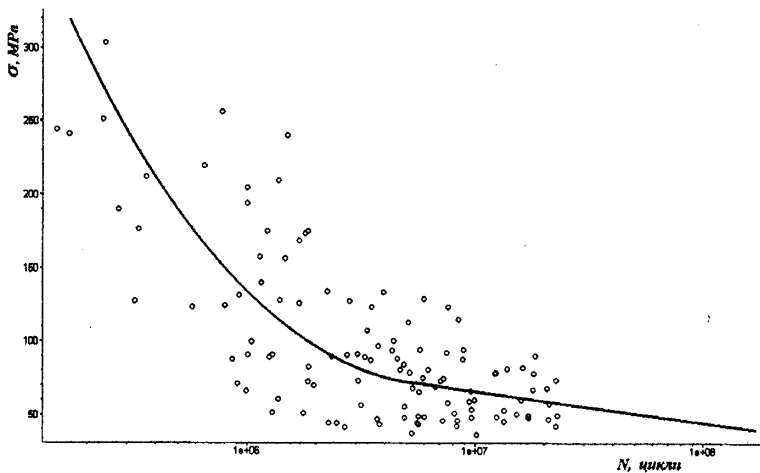


Рис. 9. Результати випробувань та усереднена крива втоми.

Наступним етапом обробки є визначення параметрів кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг. Результати розрахунку, проведені згідно з розробленою методикою, наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Параметри кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг

Термін експлуатації $K$ , роки	$Q$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$V_0$ , МПа	$N_0$ , цикли	$k$ , МПа	$Q_{cor}$ , МПа	$V_{cor}$ , МПа	$\bar{S}_{\sigma_{-1}}$ , МПа
$K=0$ (нові штанги)	$8,21 \cdot 10^7$	82,1	450	$1 \cdot 10^6$	2,1	$9,2 \cdot 10^{11}$	11	4,5
$K=4$	$7,04 \cdot 10^7$	70,4				$2,64 \cdot 10^{11}$		3,25
$K=8$	$5,47 \cdot 10^7$	54,7				$4,74 \cdot 10^{10}$		3,12

Аналіз результатів свідчить про тенденцію зменшення розкиду значень довговічності зі збільшенням терміну експлуатації. Це пояснюється тим, що в початковий період роботи (період припрацювання) було відбраковано і знято з експлуатації усі штанги з високим початковим ступенем пошкодження. Певну роль відіграє і складний характер експлуатаційного навантаження насосних штанг, яке є випадковим багаточастотним процесом з великим розкидом значень амплітуд та асиметрії. Такий складний характер навантаження та вплив корозійного чинника з часом призводить до згладжування закономірно високого розкиду довговічності деталей, тобто в нашому випадку до зменшення середньоквадратичного відхилення границі витривалості насосних штанг.

Кінетичні криві для медіанної імовірності неруйнування наведено на рис. 10.



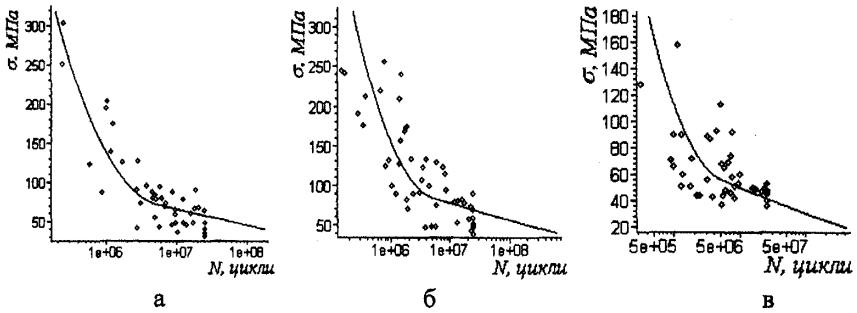


Рис. 10. Кінетичні криві втоми насосних штанг:

а – нові штанги; б – після 4 років експлуатації; в – після 8 років експлуатації.

Завершальним етапом обробки експериментальних даних є оцінка залишкового ресурсу насосних штанг після 8 років експлуатації в типових умовах. Для такої оцінки потрібно знати еквівалентне напруження  $\sigma_{екв}$ . Його було б досить легко визначити, знаючи еквівалентну кількість циклів напружень насосних штанг за рік експлуатації  $\Delta N$ .

Але при експлуатації насосних штанг визначення  $\Delta N$  є складною задачею. У першу чергу, це пояснюється випадковим характером навантажування, змінами режимів експлуатації та іншими випадковими факторами. Крім цього, у випадку складного багаточастотного навантажування, яке є характерним для насосних штанг, зробити висновок про еквівалентну кількість циклів напружень неможливо без значних спрощень при схематизації процесу. Тому для визначення  $\Delta N$  використано розроблений метод за допомогою кінетичних кривих втоми.

При досить великих термінах експлуатації насосних штанг можна вважати еквівалентну кількість циклів напружень за однаковий термін експлуатації  $\Delta N$  величиною незмінною. Тоді можна використати систему рівнянь (14), розв'язком якої і будуть шукані величини  $\Delta N$  і  $\sigma_{екв}$ . Розв'язок даної системи нелінійних рівнянь зображено на рис. 11 як перетин кривих. Отримано такі чисельні значення:  $\Delta N = 124000$  цикли і  $\sigma_{екв} = 111,3$  МПа.

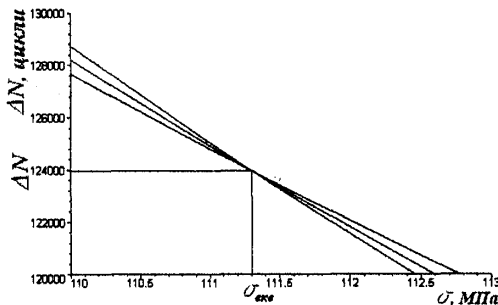


Рис. 11. Визначення еквівалентної кількості циклів за рік  $\Delta N$  та еквівалентного напруження  $\sigma_{екв}$ .

Тепер, маючи усі необхідні параметри, можна розрахувати залишковий ресурс насосних штанг  $\Delta p$  у роках за рівнянням

$$\Delta p = \frac{Q_s}{\Delta N \cdot \sigma_{екс}} \ln \left( 1 + \left( \exp \left( \frac{\sigma_{екс} - \sigma_{RB}}{V_0} \right) - 1 \right)^{-1} \right). \quad (15)$$

Для медіанної імовірності неруйнування отримаємо залишковий ресурс  $\Delta p = 8,5$  років.

### ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті проведення теоретичних і експериментальних досліджень отримано нове вирішення науково-технічної проблеми оцінки впливу навантаженості на довговічність і залишковий ресурс рухомих елементів свердловинного обладнання, зокрема, бурильних колон, геофізичних кабелів, колон насосних штанг, яке ґрунтується на закономірностях кінетики накопичення корозійно-втомного пошкодження, що дало можливість вдосконалити методи розрахунку їх довговічності та залишкового ресурсу.

1. Проведено оцінку експлуатаційного навантажування бурильної колони під час спуско-піднімальних операцій, колони насосних штанг та геофізичного кабелю. Встановлено, що характерними рисами експлуатаційного навантажування рухомого свердловинного обладнання є складний асиметричний широкосмуговий процес з великою кількістю випадкових височастотних низькоамплітудних складових. Так, 90% розподілу напружень у верхній частині колони насосних штанг займають напруження з коефіцієнтом асиметрії більше 0,6 і амплітудами менше 20 МПа.

Проведено експериментальні дослідження натягу геофізичного кабелю під час спуско-піднімальних операцій. Аналіз одержаних результатів в умовах вертикальних свердловин дав змогу розрахувати сили гідравлічного опору для різних швидкостей виконання спуско-піднімальних операцій і різних каротажних приладів. Зауважено позитивний вплив збільшення швидкості на зменшення сили опору руху каротажних пристроїв, наприклад, для інклінометра сила гідравлічного опору при збільшенні швидкості від 0,056 до 0,84 м/с зменшується від 920 до 780 Н, і екстремальний характер сили питомого гідравлічного опору геофізичного кабелю при швидкості  $v=0,15$  м/с, де вона складає 1,2 Н/м.

Розроблено удосконалені засоби:

а) вимірювання навантажень у верхній частині штангової колони (Патент України № 21964), який дає змогу виділяти височастотні цикли навантажень КНШ і проводити безпосередній запис результатів вимірювань для їх обробки на ПЕОМ;

б) вимірювання зусиль в колоні бурильних труб (Патент України № 20126), який дає можливість вимірювати зусилля та визначати напруження в елементах бурильної колони на викривлених ділянках;

в) оцінювання навантажування геофізичного кабелю за допомогою індикаторів, який дає змогу попередити можливість обриву і проводити інтегральну оцінку навантаженості кабелю.

2. Розраховано локальні напруження згину в елементах бурильних колон і колон насосних штанг на викривлених ділянках із урахуванням сили розтягу і параметрів викривлення осі свердловини. Розрахункові схеми ґрунтуються на аналізі можливого положення колон в обмеженому просторі свердловини. Результати досліджень свідчать про значний вплив на локальні напруження згину сили розтягу. Так, якщо напруження розтягу внизу колони насосних штанг змінюються від 0 до 1,8 МПа при силі розтягу 500 Н, то напруження згину на ділянці з кутом викривлення  $20^\circ$  і радіусом 50 м – від 50,7 до 207,3 МПа. Таким чином, амплітуда згинаючих напружень досягає 78,3 МПа, що може служити основною причиною втомного руйнування колони насосних штанг у нижній частині на викривлених ділянках.

Показано, що нехтування силами розтягу та неспівпадінням осі свердловини і бурильної колони може призвести до похибок при розрахунках напружено-деформованого стану та довговічності бурильних труб. Так, визначено напруження у поперечному перерізі бурильних труб ТБПК 127 (товщина стінки 8 мм) у криволінійному стовбурі свердловини діаметром 295,3 мм. При відстані від нейтрального перерізу до початку криволінійної ділянки  $L_{\text{пд}}=250$  м колона буде доторкатися до нижньої частини стінки свердловини по всій довжині. У цьому випадку напруження згину – 9,5 МПа. При збільшенні  $L_{\text{пд}}$  до 260 м, сила розтягу зростає і є достатньою для відриву колони від стінки свердловини. Напруження зростає до 11,9 МПа. При подальшому збільшенні  $L_{\text{пд}}$  (понад 260 м), сила розтягу спричиняє контакт бурильної колони із верхньою частиною стовбура свердловини, а величина напружень збільшується від 15,2 до 40,2 МПа при збільшенні  $L_{\text{пд}}$  до 300 м.

3. Розроблено метод підсумовування втомних пошкоджень деталей при широкосмуговому навантажуванні, з урахуванням багаточастотності та розподілу амплітуд на окремих частотах, який базується на врахуванні експериментально визначених коефіцієнтів впливу даних чинників на накопичення втомних пошкоджень у матеріалі деталі.

Розроблено метод схематизації випадкового процесу навантажування з урахуванням багаточастотності процесу та розподілу амплітуд у часі, який базується на визначенні екстремумів при поетапному згладжуванні процесу шляхом заміни висхідних розмахів на їх середні значення. Проведено апробацію методу на двочастотних і випадковому процесах навантажування.

Розроблено метод урахування напружень з високим рівнем асиметрії циклу, в тому числі з амплітудами напружень, нижчими за границю витривалості, при оцінці довговічності з урахуванням кінетики втомного пошкодження.

4. Розроблено чотирипараметричне рівняння кривої втоми з урахуванням корозійного чинника при низьких напруженнях. Для оцінки параметрів нижньої гілки кривої корозійної втоми запропоновано використання результатів експериментальних досліджень у багатоцикловій області.

Удосконалено розрахунково-експериментальний метод оцінки навантаженості деталей з допомогою індикаторів навантаження, який дає змогу провести інтегральну оцінку навантажування з виділенням декількох рівнів

напружень та визначенням на кожному рівні їх еквівалентної кількості циклів. Кількість рівнів відповідає кількості індикаторів з різним попереднім пошкодженням, а їх межі – кінетичним границям витривалості індикаторів.

Удосконалено розрахунково-експериментальний метод оцінки навантаженості та залишкового ресурсу деталей за результатами досліджень натурних зразків з різним ступенем накопиченого корозійно-втомного пошкодження. Метод базується на закономірностях кінетики зниження границі витривалості та запропонованій системі рівнянь для визначення еквівалентних за пошкоджуючою дією амплітуд напружень та кількості циклів навантажування.

5. Експериментально досліджено накопичення втомних пошкоджень при циклічному ступеневому деформуванні матеріалу бурильних труб (сталь групи міцності “Д”) за жорсткою схемою навантажування консольним згином з амплітудами деформації  $a=0,3 \dots 1$  мм. У результаті встановлено, що при блокових чи випадкових навантажуваннях зі ступенями, які спричиняють напруження, близькі до границі витривалості матеріалу, визначальною стає взаємодія низьких напружень блока чи спектру навантажування з високими, найбільш руйнівними. Доведено необхідність врахування послідовності навантажування для розрахунків на втомну довговічність деталей, які працюють в умовах випадкових навантажувань з високою долею низьких напружень спектру, що має місце при експлуатації бурильної колони.

Проведено випробовування натурального зразка бурильної труби ТБВК Ø140 мм із замковим з’єднанням 3-147 при блоковому навантажуванні. Розрахункова довговічність досить близько відповідає експериментальній (відносна похибка 13%), що вказує на достатню точність для практичного визначення довговічності бурильних труб і замкових з’єднань.

Експериментально визначено параметри кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг. На основі розробленого методу проведено оцінку залишкового ресурсу насосних штанг після 8 років експлуатації, який при медіанній імовірності неруйнування складає 8,5 років.

6. Проведені в роботі теоретичні та експериментальні дослідження використано при розробленні керівних документів: „Інструкція по розрахунку і вибору колони насосних штанг”, впроваджених в ГПУ „Полтавагазвидобування”, Надвірнянському та Чернігівському НГВУ ВАТ “Укрнафта”; „Інструкція по забезпеченню надійності бурильної колони на викривлених ділянках свердловини при комбінованому способі буріння”, впроваджена у ДАТ “Чорноморнафтогаз”.

Розроблений засіб вимірювання навантажень у верхній частині штангової колони впроваджено в НГВУ “Надвірнанафтогаз” ВАТ “Укрнафта”, а також у навчальному процесі на кафедрі нафтогазового обладнання ІФНТУНГ з дисципліни “Машини і обладнання для видобутку нафти і газу”.

Розроблений засіб інтегральної оцінки навантаження геофізичного кабелю застосовується в Івано-Франківській експедиції з геофізичних досліджень в свердловинах.

**СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Крижанівський Є.І., Івасів В.М., Артим В.І., Нікітюк В.М. Схематизація випадкового навантажування методом вкладених циклів // Науковий вісник ІФНТУНГ. Нафтогазопромислове обладнання. – 2002. – № 2. – С.47-54.
2. Івасів В.М., Федорович Я.Т., Артим В.І., Гладун В.В., Пушкар П.В. Дослідження кінетики втомного пошкодження матеріалу бурильних труб в умовах блокового навантажування // Науковий вісник ІФНТУНГ. Нафтогазопромислове обладнання. – 2003. – № 1. – С.39-43.
3. Івасів В.М., Артим В.І., Яворський М.М., Козак Я.І., Пушкар П.В. Розрахунок втомної довговічності замкового з'єднання бурильних труб 3-147 при багатоступеневому навантажуванні // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 2. – С. 116-120.
4. Івасів В.М., Артим В.І., Нікітюк В.М., Козак О.М. Використання локальних моделей для оцінки залишкового ресурсу магістральних трубопроводів. // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій / Під заг. ред. В.В.Панасюка – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В.Карпенка НАН України, 2004. – С. 557-562.
5. Артим В.І., Пушкар П.В. Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 1. – С 19-24.
6. Івасів В.М., Чудик І.І., Яворський М.М. Методи визначення стійкості неорієнтованих КНБК з двома ОЦЕ // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – № 2 (11). – С. 20-24.
7. Івасів В., Артим В., Смоляк Т., Козак О., Нікітюк В. Методика оцінки втомної довговічності та залишкового ресурсу великогабаритних деталей з допомогою локальних моделей // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2005. – № 1. – С. 19-24.
8. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Оцінка впливу параметрів двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей машин / Вібрації в техніці та технологіях. – 2004. – № 5 (37). – С. 113-116.
9. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В., Козак О.М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин // Машинознавство. – 2003. – № 12. – С. 17-20.
10. Ivasiv V.M., Artym V.I., Gladun V.V. The logging strain-gauge registering system LSGRS-10M // NORDTECH 2004 / Scientific Bulletin. – Baia Mare, Rumania. – 2004. – P. 159-164.
11. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.В. Визначення функції К-тарування для різьбових з'єднань бурильних труб // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2005. – № 1 (10). – С. 82-87.
12. Артим В.І., Івасів В.М., Федорович Я.Т., Пушкар П.В. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 2. – С. 79-82.

13. Гладун В.В., Артим В.І., Януш С.М. Особливості навантажування каротажних кабель-канатів в необсаджених свердловинах // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 3. – С. 59-63.
14. Івасів В.М., Харун В.Р., Пушкар П.В., Артим В.І., Атаманчук І.С. Удосконалення експериментального дослідження навантаження колони насосних штанг // Науковий вісник ІФНТУНГ. Нафтогазопромислове обладнання. – 2005. – № 3. – С. 31-35.
15. Івасів В.М., Артим В.І., Харун В.Р., Пушкар П.В. Оцінка експлуатаційної навантаженості та її вплив на довговічність насосних штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 4. – С. 77-81.
16. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей у типових умовах експлуатації // Машинознавство. – 2005. – № 10. – С. 43-46.
17. Пушкар П.В., Павлюк Я.Ю., Матвіїшин Т.Б., Артим В.І. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ “Надвірнанафтогаз” // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 1. – С. 116-120.
18. Івасів В.М., Артим В.І., Гладун В.В., Дейнега Р.О. Модель багатоциклового корозійно-втомного пошкодження деталей машин // Механічна втома металів. Під ред. Троценка В.Т. / Праці колоквиуму. – Тернопіль. – 2006. – С. 198-203.
19. Артим В.І. Контактні зусилля в колоні насосних штанг у свердловинах складного профілю з урахуванням розтягу // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 3. – С. 56-59.
20. Артим В.І. Урахування корозійного чинника при оцінці довговічності насосних штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 4. – С. 140-143.
21. Артим В.І. Інтегральна оцінка навантаженості відповідальних об’єктів нафтогазової промисловості за допомогою індикаторів навантаження // Нафтогазова енергетика. – 2007. – № 4. – С. 76-80.
22. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення положення бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 4. – С. 88-91.
23. Патент № 21964, Україна, G01V 13/00. Пристрій безконтактного вимірювання навантажень підвіски колони штанг / Патентовласник ВАТ “Укрнафта” // Пушкар П.В., Харун В.Р., Артим В.І., Івасів О.В. – № u200608146; Заявл. 10.04.2007; Опубл. 15.09.2007, Бюл. № 3. – 6 с.
24. Патент № 21126, Україна, E21B 19/00, G01L 1/00. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб / Патентовласник ІФНТУНГ // Івасів В.М., Артим В.І., Козлов А.А., Чудик І.І., Юрич А.Р. – № u200607356; Заявл. 03.07.2006; Опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1. – 4 с.
25. Патент № 20277, Україна, G01V 13/00. Спосіб зрощування частин геофізичних кабелів без збільшення діаметра / Патентовласник ІФНТУНГ // Гладун В.В., Нейдлін Г.С., Івасів В.М., Артим В.І., Януш С.М. – № u200608146; Заявл. 20.07.2006; Опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1. – 6 с.

26. Патент № 18066, Україна, G01N 3/00, G01M 3/00. Процес визначення залишкового ресурсу нафтогазопроводів та збільшення нормативного терміну їх експлуатації за результатами дослідження вирізаних дефектних ділянок / Патентовласник ІФНТУНГ // Івасів В.М., Говдяк Р.М., Івченко О.Г., Лопушанський А.Я., Кравець О.А., Дрогомирецький М.М., Василюк В.М., Льницький Р.М., Артим В.І. – № u200605396; Заявл. 17.05.2006; Опубл. 16.10.2006, Бюл. № 10. – 6 с.
27. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В., Козак О.М. Врахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин / 36. матеріалів 6 Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків. – Львів. – 2003. – С. 53-56.
28. Ivasiv V., Artym V., Kozak O., Gladun V. Fatigue reliability calculations with accounting low stresses / 36. матеріалів Міжнародної наукової конференції. – м. Бая-Маре, Румунія. – 2003. – С. 163-168.
29. Артим В.І. Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні / Міжнародна науково-технічна конференція „Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні – ІКТМ-2003”: Тези доповідей. – Харків: Національний аерокосмічний університет, 2003. – С. 74.
30. Karpash O., Ivasiv V., Artym V., Pushkar P. Calculation of fatigue damages upbuilding for complicating loading processes // 36. матеріалів Міжнародної наукової конференції. – Бая-Маре, Румунія. – 2004. – С. 355-360.
31. Артим В.І., Гладун В.В., Нейдлін Г.С., Шаповалов Я.М. Каротажна тензOMETрична реєструюча система КТРС-10М / Нафта і газ України. Матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції „Нафта і газ України – 2004” у 2-х т. – Л.: „Центр Європи”, 2004. – Т. 1. – С. 304-306.
32. V.Ivasiv, V.Artym, R.Ilnitskiy The Account of Complexity of Loading at Meaning of Reliability of Parts of Machines / 2<sup>nd</sup> International Symposium on Hydrocarbons & Chemistry. – Ghardaïa: Algeria. – 2004. – P. 84.
33. Харун В.Р., Артим В.І., Прозур О.В. Використання математичної моделі для визначення технічного стану ШСНУ в умовах експлуатації / Міжнародна науково-технічна конференція „Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні – ІКТМ-2005”: Тези доповідей. – Харків: Національний аерокосмічний університет, 2005. – С. 145-146.
34. Artym V., Pushkar P., Fedorovych Y., Karpyk R. Reliability Research of Pump Rods under Wear-Fatigue Conditions // 36. матеріалів Міжнародної наукової конференції. – м. Бая-Маре, Румунія. – 2006. – С. 21-26.

## АНОТАЦІЇ

**Артим В.І. Развитие научных основ оценки влияния навантаженности на долговечность подвижных элементов свердловинного оборудования.** – Рукопись. Диссертация на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2008.

Диссертацию посвящено вирішенню проблем впливу навантажування на накопичення корозійно-втомного пошкодження рухомих елементів свердловинного обладнання (РЕСО) з метою розроблення ефективних методів оцінки їх довговічності та залишкового ресурсу.

Проведено експериментальні дослідження експлуатаційного навантажування РЕСО та локальних напружень згину в елементах буриньних колон і колон насосних штанг на викривлених ділянках. Розроблено метод підсумовування втомних пошкоджень при широкосмуговому навантажуванні та відповідний метод схематизації випадкового процесу навантажування. Розроблено метод урахування напружень з високим рівнем асиметрії циклу та чотирипараметричне рівняння кривої втоми для урахування корозійного чинника при оцінці довговічності РЕСО. Удосконалено розрахунково-експериментальний метод оцінки навантаженности геофізичного кабелю за допомогою індикаторів навантаження. Удосконалено розрахунково-експериментальний метод оцінки навантаженности та залишкового ресурсу деталей за результатами досліджень натурних зразків з різним ступенем накопиченого корозійно-втомного пошкодження. Результати досліджень експериментально апробовано на натурних зразках елементів свердловинного обладнання.

Комплексне врахування теоретичних і експериментальних досліджень, які ґрунтуються на закономірностях кінетики накопичення корозійно-втомного пошкодження рухомих елементів свердловинного обладнання, зокрема, буриньних колон, геофізичних кабелів, колон насосних штанг, дало змогу вдосконалити методи розрахунку їх довговічності та залишкового ресурсу.

**Ключові слова:** свердловинне обладнання, схематизація навантаження, корозійно-втомне пошкодження, довговічність, залишковий ресурс.

**Артим В.И. Развитие научных основ оценки влияния нагружения на долговечность подвижных элементов скважинного оборудования.** – Рукопись. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.12 – Машини нафтяной и газовой промышленности. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2008.

Диссертация посвящена решению проблем влияния нагружения на накопление коррозионно-усталостного повреждения подвижных элементов скважинного оборудования (ПЭСО) с целью разработки эффективных методов оценки их долговечности и остаточного ресурса.



Проведено оценку эксплуатационной нагрузки ПЭСО с помощью разработанных методик и средств. Проведены экспериментальные исследования натяжения геофизического кабеля при спуско-подъемных операциях. Анализ полученных результатов в условиях вертикальных буровых скважин позволил рассчитать силы гидравлического сопротивления для разных скоростей выполнения спускоподъемных операций и разных каротажных приборов.

Проведено оценку контактных усилий и локальных напряжений изгиба в элементах бурильных колонн и колонн насосных штанг на искривленных участках с учетом силы растяжения и параметров искривления оси буровой скважины.

Разработан метод суммирования усталостных повреждений при широкополосном нагружении, который базируется на раздельном учете многочастотности и распределения амплитуд на отдельных частотах. Для его реализации разработан метод схематизации случайного процесса нагружения с учетом многочастотности процесса и распределения амплитуд во времени, который базируется на определении экстремумов при поэтапном сглаживании процесса путем замены восходящих размахов на их средние значения.

Разработан метод учета напряжений с высоким уровнем асимметрии цикла, в том числе с амплитудами напряжений, низшими за границу выносливости, при оценке долговечности с учетом кинетики усталостного повреждения. Для учета кинетики коррозионно-усталостного повреждения разработано четырехпараметрическое уравнение кривой коррозионной усталости.

Усовершенствован расчетно-экспериментальный метод оценки нагруженности ПЭСО с помощью индикаторов нагрузки, который дает возможность провести интегральную оценку нагруженности с выделением нескольких уровней напряжений и определением на каждом уровне эквивалентного количества их циклов.

Усовершенствован расчетно-экспериментальный метод оценки нагруженности и остаточного ресурса ПЭСО по результатам исследований натуральных образцов с разной степенью накопленного коррозионно-усталостного повреждения.

Экспериментально исследовано накопление усталостных повреждений натурального образца бурильной трубы ТБВК Ø140 мм с замковым соединением 3-147 и коррозионно-усталостных повреждений насосных штанг с разным сроком эксплуатации. С помощью разработанных методов произведен расчет параметров кинетических кривых коррозионной усталости и остаточного ресурса насосных штанг после 8 годов эксплуатации.

Разработанные методики и средства внедрены в промышленности. В частности, разработаны и внедрены "Инструкция по расчету и выбору колонн насосных штанг", "Инструкция по обеспечению надежности бурильной колонны на искривленных участках скважины при комбинированном способе бурения", гидравлический динамограф с индукционным датчиком малых перемещений, устройство интегральной оценки нагружения геофизического кабеля.

Комплексный учет теоретических и экспериментальных исследований, которые базируются на закономерностях кинетики накопления коррозионно-

усталостного повреждения подвижных элементов скважинного оборудования, в частности, бурильных колонн, геофизических кабелей, колон насосных штанг, сделал возможным усовершенствование методов расчета их долговечности и остаточного ресурса.

**Ключевые слова:** скважинное оборудование, схематизация нагрузки, коррозионно-усталостное повреждение, долговечность, остаточный ресурс.

**Artym V.I. Scientific bases progressing of loading influencing estimation on durability of downhole equipment mobile members.** – Manuscript. Thesis for a doctor's degree on technical sciences on the speciality 05.05.12 – Equipment for Oil and Gas Industry. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2008.

The thesis is dedicated to a solution of loading influencing problems on corrosion-fatigue damage accumulation of downhole equipment mobile members (DEMM) with the purpose for effective methods development of their durability and residual life evaluation.

The experimental researches of DEMM operation loading and local stresses of a flexure in members of drill columns and sucker rod string on curved leases are held. The method of DEMM fatigue damages summation at a broadband loading and applicable method of stochastic loading process schematization are designed. A method of the high-level skew stresses registration and four-parametric equation of a fatigue curve for the corrosive factor registration are designed at an estimation of DEMM durability. Experiment-calculated methods of DEMM loading estimation with the help of loading indicator both DEMM loading and residual life estimation by results of studies at full-scale model with miscellaneous stored corrosion-fatigue damage are improved. Findings of investigation are approved experimentally on DEMM full-scale samples.

The all-up registration idealized and experimental researches, which one are founded on legitimacies of corrosion-fatigue damage accumulation kinetics at downhole equipment mobile members, in particular, drill columns, geophysical cables, sucker rod string, has enabled to improve computational methods of their durability and residual life. The designed method of applications and facilities are inserted in an industry.

**Keywords:** downhole equipment, loading schematization, corrosion-fatigue damage, durability, residual life.