

622.24.053

P27

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

РАЧКЕВИЧ РУСЛАН ВОЛОДИМИРОВИЧ

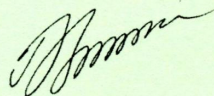
УДК 622.24.053. ⁺ 622.276.05 ⁽⁰⁴³⁾

P27

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ
КОЛОН БУРИЛЬНИХ І НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ НА ДІЛЯНКАХ
СВЕРДЛОВИН ІЗ ГЕОМЕТРИЧНИМИ НЕДОСКОНАЛОСТЯМИ**

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

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



ІВАНО-ФРАНКІВСЬК – 2018



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, професор кафедри нафтогазового обладнання.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
Яким Роман Степанович,
Дрогобицький державний педагогічний університет імені Івана Франка, м. Дрогобич,
професор кафедри машинознавства та основ технологій;

доктор технічних наук, доцент,
Кунцяк Ярослав Васильович,
ПрАТ «Науково-дослідне і конструкторське бюро бурового інструменту», м. Київ, генеральний директор;

доктор технічних наук, професор,
Іваницький Ярослав Лаврентійович,
Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів,
завідувач відділу № 12 Міцності та довговічності конструкцій за складного навантаження.

Захист відбудеться «15» березня 2018 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Автореферат розісланий «12» лютого 2018 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04, кандидат технічних наук, доцент

Пилипів Л.Д.

**АГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ**

Обґрунтування вибору теми дослідження. На даний час обсяги похило-скерованого та горизонтального буріння невпинно зростають. До того ж, значна кількість свердловин містить геометричні недосконалості у вигляді локальних перегинів осей і каверн (жолобів) на стінках. Як наслідок, колони бурильних і насосно-компресорних труб, які експлуатуються в таких умовах, зазнають суттєвих деформацій розтягу, стиску, згину та кручення. При цьому виникають як нормальні, так і дотичні напруження, що часто сягають граничних величин та призводять до втомного руйнування згаданих колон. Іншими словами, бурильні та насосно-компресорні труби втрачають працездатність, тобто стан, при якому вони спроможні виконувати задані функції при збереженні значень параметрів у межах, встановлених нормативною документацією. Тож, для забезпечення працездатності, необхідне припинення експлуатації вказаних колон до настання відмов при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту.

Одним із шляхів вирішення зазначеної проблеми є оцінка напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб із подальшим прогнозуванням їх втомної довговічності з метою забезпечення працездатності.

Значний творчий внесок за даним науковим напрямком зробити такі вчені як Александров М.М., Артим В.І., Баліцкій А.В., Григулецький В.Г., Гуляев В.І., Івасів В.М., Калінін А.Г., Карпаш О.М., Копей Б.В., Крижанівський Є.І., Лубінський А., Мойсишин В.М., Песляк Ю.А., Петрина Ю.Д., Почтенний Є.К., Сесюнін Н.А., Султанов Б.З., Чернов Б.О., Щербюк Н.Д., Янтурін А.Ш. та інші. Втім, сучасні тенденції будівництва та експлуатації нафтогазових свердловин ставлять цілий ряд нових завдань, які потребують вирішення або подальшого розвитку.

Зокрема нерозв'язаними залишаються задачі оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних труб, які зазнають поздовжньо-поперечного навантаження у свердловинах із кавернами (жолобами). Необхідний подальший розвиток методів оцінки деформацій та напружень, які виникають у бурильних і насосно-компресорних трубах у свердловинах із віссю, що має довільну просторову кривину. Очікують на подальший розвиток методи прогнозування втомної довговічності елементів бурильних і насосно-компресорних труб враховуючи локальний напружений стан в околі зони руйнування, складний напружений стан та випадковій експлуатаційні навантажування.

Відтак, проблема забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб під час їх експлуатації на ділянках свердловин із геометричними недосконалостями, безумовно, є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана у відповідності до програм науково-дослідних робіт: «Розроблення методів управління процесом спорудження скерованих свердловин в сланцевих і вугільних відкладах», номер державної реєстрації 0112U004157; «Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України», номер державної реєстрації 0115U007099.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб у похило-скерованих і горизонтальних свердловинах із геометричними недоскональностями шляхом розвитку та розроблення математичних моделей, методів і обладнання для оцінки їх напружено-деформованого стану та втомної довговічності.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення наступних завдань:

- 1) аналіз сучасного стану аварійності, методів і обладнання для дослідження напружено-деформованого стану, втомної міцності та прогнозування довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб;
- 2) розроблення математичних моделей для оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недоскональностями;
- 3) розроблення лабораторного обладнання для дослідження напружено-деформованого стану моделей колон бурильних і насосно-компресорних труб на просторово викривлених із довільною інтенсивністю ділянках свердловин;
- 4) розроблення обладнання для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб у процесі експлуатації;
- 5) розроблення методів оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних труб: за умов каверно- та жолобоутворення; у горизонтальних ділянках свердловин значної довжини; у локальних перегибах свердловин;
- 6) розроблення методів оцінки напружено-деформованого стану колон насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із просторовим викривленням;
- 7) розроблення математичних моделей і методів для прогнозування втомної довговічності елементів колон бурильних і насосно-компресорних труб з врахуванням локального та складного напруженого стану.

Об'єкт дослідження: експлуатація колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недоскональностями.

Предмет дослідження: працездатність колон бурильних і насосно-компресорних труб.

Методи дослідження. Методологічною основою роботи є сумісне використання математичного та фізичного моделювання об'єкта дослідження. Для підтвердження адекватності отриманих результатів моделювання використано експериментальні методи, які реалізовано на діючому обладнанні та лабораторних установках. Зокрема:

- математичним моделюванням, опираючись на класичну теорію згину, положення механіки гнучких стрижнів, кінетичну теорію втоми та критерії міцності, здійснено аналіз напружено-деформованого стану та довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб;
- експериментальними методами, на основі теорії подібності та натурних випробувань, здійснено перевірку адекватності запропонованих математичних моделей для аналізу напружено-деформованого стану трубних колон;
- фізичне моделювання використано при розробленні обладнання для дослідження втоми елементів трубних колон за блокових навантажуваль.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в отриманні якісно нових підходів щодо оцінки впливу навантаження та геометричних параметрів стовбура свердловини і колони бурильних або насосно-компресорних труб на їх напружено-деформований стан та довговічність з метою забезпечення працездатності. Зокрема:

- набула подальшого розвитку математична модель для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони в стовбурі свердловини з каверною (жолобом) чи горизонтальному стовбурі значної довжини, яка дозволяє здійснювати аналітичні дослідження за дії осьових і поперечних зусиль при необмеженій кількості ділянок колони із різними геометрично-ваговими характеристиками та реакцій зі стінкою свердловини;

- вперше, на основі положень механіки стрижнів, розроблено математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб у свердловинах із просторовою віссю довільної кривини, що дозволяє встановити форму пружної осі колони, криволінійні координати, величину та напрямок реакцій стінки свердловини;

- набув подальшого розвитку С-критерій опору втомі завдяки використанню локальних напружень перед фронтом тріщини в якості одного із аргументів функції довговічності елементів колон бурильних і насосно-компресорних труб;

- вперше обґрунтовано доцільність використання еквівалентного напруження в якості аргументу трипараметричного рівняння кривої втомі для прогнозування довговічності колон бурильних та насосно-компресорних труб з врахуванням як нормальних, так і дотичних напружень в їх поперечному перерізі.

Достовірність результатів дисертації забезпечується теоретичним обґрунтуванням базових положень, їх відповідністю експериментальним даним і відомим підсумкам досліджень інших науковців, зв'язком із результатами отриманими із застосуванням класичних методів і відповідності фізичній суті досліджуваних явищ.

Практичне значення одержаних результатів полягає в подальшому розвитку та розробленню математичних моделей і методів, що враховують особливості взаємодії трубних колон із стінками свердловин, локальні та еквівалентні напруження в їх поперечному перерізі і можуть бути використані для оцінки напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб з метою забезпечення їх працездатності при експлуатації у похило-скерованих та горизонтальних свердловинах із локальними перегибами осей, враховуючи умови каверно- та жолобоутворення.

Практичне використання результатів дисертаційної роботи відображено у вигляді: звітів по науково-дослідних роботах «Розроблення методів управління процесом спорудження скерованих свердловин в сланцевих і вугільних відкладах» (номер державної реєстрації 0112U004157) і «Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України» (номер державної реєстрації 0115U007099); керівних документів «Інструкція забезпечення надійності бурильної колони на викривлених ділянках свердловини при

комбінованому способі буріння» (впроваджена в ДАТ «Чорноморнафтогаз») та «Методика прогнозування довговічності бурильної колони та її елементів в ускладнених умовах буріння» (впроваджена в Стрийському відділенні бурових робіт).

Результати напрацювань також впроваджені у навчальний процес кафедри механіки машин Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача

Всі положення й висновки, математичні моделі та методи розрахунків, аналітичні залежності й результати розрахунків, що виносяться на захист, розроблені та належать особисто авторові. Роботи [10, 12, 13, 15, 20, 23, 28] опубліковані одноосібно. Із наукових праць, які опубліковані у співавторстві, на захист винесено їх основні частини, розроблені особисто дисертантом. Зокрема [1, 2, 3, 6, 9, 16, 17, 18, 19, 25] – складено та розв'язано систему диференціальних рівнянь рівноваги трубної колони в плоскій постановці з крайовими умовами, що враховують геометричні розміри труб та свердловини; [14] – прийнято безпосередню участь у експериментальних дослідженнях; [4, 24] – складено алгоритм і комп'ютерну програму для розрахунків згідно з запропонованим методом; [5, 22] – запропоновано та реалізовано, у вигляді розрахунково-експериментального методу, концепцію використання в якості одного із аргументів функції С-критерію локальних напружень в небезпечному перерізі; [7, 8] – здійснено статистичний аналіз аварійності з елементами бурильної колони; [11, 29, 30] – прийнято безпосередню участь у розробленні конструкції та виготовленні дослідних зразків обладнання; [26, 27] – на основі положень механіки стрижнів, запропоновано аналітичний метод дослідження напружено-деформованого стану трубних колон у стовбурі свердловини з довільним просторовим викривленням осі враховуючи взаємодію з її стінкою; [21] – запропоновано, розроблено та обґрунтовано концепцію використання еквівалентних напружень в якості аргументу функції довговічності трубної колони.

Методи, аналітичні й емпіричні залежності, комп'ютерні програми для виконання розрахунків і отримані результати, які виносяться на захист, належать особисто автору. Усі винаходи, зроблені в ході виконання роботи, є результатом творчого колективу авторів.

Апробація матеріалів дисертації

Основні результати роботи доповідались та обговорювались на: міжнародній науково-практичній конференції молодих учених «Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії» (м. Івано-Франківськ, 2008); науково-технічних конференціях «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2012, 2014); міжнародній науково-технічній конференції та виставці «Нафтогазова енергетика 2013» (м. Івано-Франківськ, 2013); міжнародному науково-практичному форумі «Інтеграція і підвищення якості образовательных процессов как фактор модернизации экономики и промышленности союзного государства» (м. Мінськ, 2013); засіданні

кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2017).

Публікації

За матеріалами дисертації опубліковано 30 робіт, з яких 21 у фахових українських і закордонних виданнях, а також виданнях, які занесені до наукометричних баз; 2 – патенти України; 7 – у збірниках праць і тез міжнародних конференцій.

Структура та обсяг дисертації

Дисертація складається із вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 204 найменування, та 6 додатків. Загальний обсяг роботи становить 271 сторінку та включає 88 рисунків і 50 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність обраної теми дисертаційної роботи, сформульовано мету та завдання дослідження, відображено наукове й практичне значення отриманих результатів.

У першому розділі проведено оцінку стану аварійності з елементами колон бурильних [8] і насосно-компресорних труб в експлуатаційних умовах. Встановлено, що частка корозійно-втомних руйнувань бурильних колон з часом суттєво не зменшується та становить понад 46 %. Відсоток свердловин на яких, при видобуванні вуглеводнів, зафіксовано порушення роботи колон насосно-компресорних труб змінюється в межах від 12 % до 45 %. Це суттєві показники, що свідчать про потребу подальших досліджень напружено-деформованого стану та втомної довговічності елементів бурильних і насосно-компресорних труб з метою забезпечення їх працездатності.

Відтак, на основі аналізу літературних джерел, встановлено необхідність розроблення математичної моделі та методів, які би дозволили проводити оцінку напружено-деформованого стану бурильних колон за необмеженої кількості ділянок із різними геометрично-ваговими характеристиками та односторонніми реакціями з стінкою свердловини за дії як радіальних так і осьових зусиль. При цьому повинна забезпечуватися можливість реалізації розрахунків для прямолінійних, криволінійних та горизонтальних ділянок свердловин за умов каверно- та жолобоутворення.

Також, потребують подальшого розвитку математичні моделі, теоретичні та експериментальні методи дослідження просторових деформацій та напружень, що виникають у колонах бурильних або насосно-компресорних труб при їх роботі в свердловинах із локальними перегинами осей і криволінійними ділянками, де зміна зенітного та азимутального кутів відбувається з довільною інтенсивністю. При цьому необхідно враховувати особливості взаємодії колон із стінкою таких свердловин.

Обґрунтовано потребу подальшого доопрацювання існуючих конструкцій вибійних пристроїв, що призначені для вимірювання та реєстрації навантажень, які діють на бурильну колону. Зокрема, слід збільшити часовий інтервал, протягом

якого ведеться запис вимірюваних параметрів, та забезпечити їх фіксацію в цифровому вигляді на твердотільний носій інформації.

Аналіз теоретичних методів прогнозування втомної довговічності колон бурильних [4, 7, 14, 24] і насосно-компресорних труб [16] у свердловинах дозволив окреслити ряд завдань, які потребують подальшого розвитку. Серед таких, обґрунтування використання в якості аргументу функції С-критерію локального напруження перед фронтом тріщини та застосування в трипараметричному рівнянні кривої втоми еквівалентного напруження в небезпечному перерізі, що враховує як нормальну так і дотичну компоненти.

Також, встановлено необхідність подальшого розвитку та модернізації лабораторного обладнання для дослідження характеристик втоми елементів бурильних і насосно-компресорних труб за блокового навантажування.

За результатами проведеного аналізу сформульовано мету дисертаційної роботи та основні завдання для її досягнення.

У **другому розділі** представлено методи та обладнання для експериментальних досліджень, спрямованих на вирішення поставлених в роботі завдань.

Зокрема, для фізичного моделювання напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб на викривлених ділянках свердловин спроектовано та виготовлено експериментальний стенд (див. рисунок 1) і розроблено наступні критерії подібності [13]:

$$\frac{L_M}{\mu_M} = \frac{L_H}{\mu_H}, \quad \frac{F_M \mu_M^2}{E_M I_M} = \frac{F_H \mu_H^2}{E_H I_H}, \quad \frac{M_M \mu_M}{E_M I_M} = \frac{M_H \mu_H}{E_H I_H}, \quad \frac{\sigma_M \mu_M}{q_M} = \frac{\sigma_H \mu_H}{q_H}, \quad (1)$$

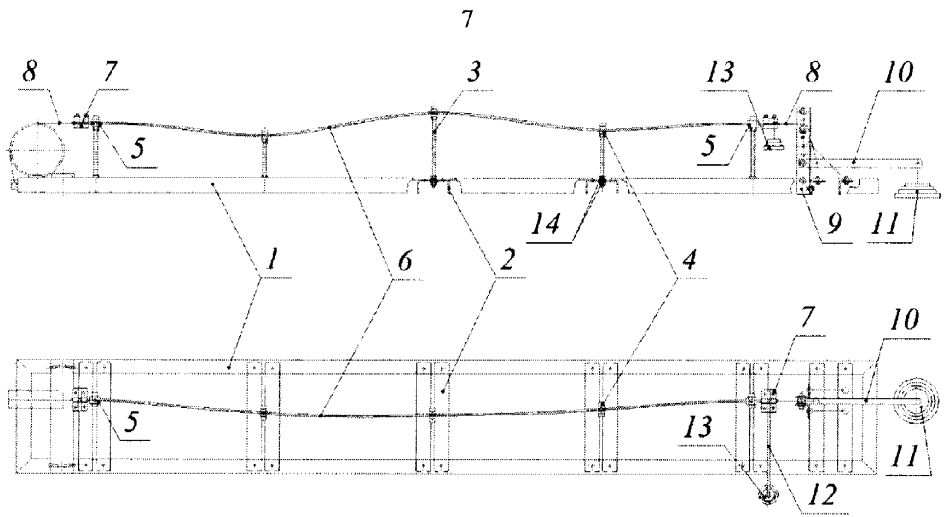
де L – довжина трубної колони; F – осьова сила; M – момент сил; σ – нормальне напруження в поперечному перерізі; μ – довжина безрозмірної одиниці ваги.

Параметри, які стосуються моделі позначено індексом «М», натурального об'єкту – «Н».

Стенд дає можливість навантажувати модель трубної колони осьовою силою розтягу та крутним моментом. При цьому, враховується вплив стінок стовбура свердловини шляхом встановлення імітаторів 4 (див. рисунок 1) у відповідності з результатами інклінометричних і профілеметричних досліджень проведених у експлуатаційних умовах.

Конструктивні особливості стенду дозволяють імітувати свердловини з, так званими, локальними перегинами осі чи криволінійними ділянками, де zenітний і азимутальний кути одночасно змінюються з довільною інтенсивністю.

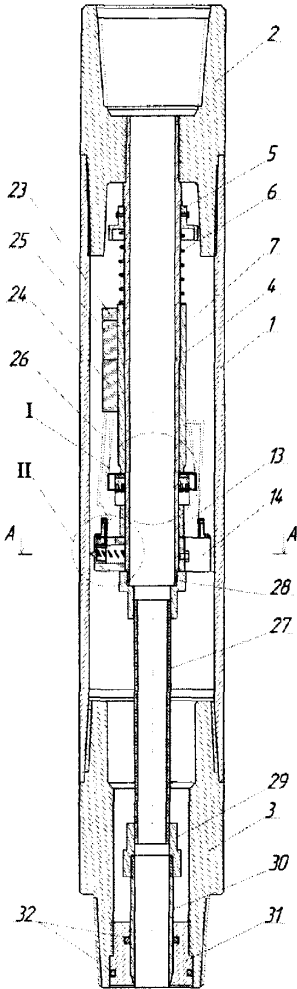
З метою дослідження експлуатаційних навантажень, яких зазнають бурильні труби, розроблено конструкцію та виготовлено пристрій, що забезпечує фіксацію вимірювальних параметрів у цифровому вигляді на карту пам'яті [30]. Для визначення двох взаємно-перпендикулярних компонент внутрішнього згинального моменту в поперечному перерізі труб використано систему з трьох тензодавачів, що розміщені під кутом 120° у площині, перпендикулярній до осі бурильної колони. Це дає можливість проводити розрахунки нормальних напружень від згину в просторовій постановці.



1 – шасі; 2 – напрямні; 3 – стрижні з метричною різью; 4 – імітатор стінки свердловини; 5 – центрувальні втулки; 6 – модель трубної колони; 7 – фіксатори; 8 – тросик; 9 – кутники навантажувального вузла; 10 – важіль для створення осьової сили; 11 – тягарці для створення осьової сили; 12 – важіль для створення крутного моменту; 13 – тягарці для створення крутного моменту; 14 – фіксуючі гайки

Рисунок 1 – Конструктивна схема експериментального стенду

Також, пристрій (див. рисунок 2) забезпечує отримання в цифровому вигляді часової розгортки осьових навантажень, яких зазнає бурильна колона.



1 – корпус; 2 – верхній різьбовий перехідник; 3 – нижній різьбовий перехідник; 4 – ствол; 5 – нерухома втулка; 6 – силова пружина; 7 – рухома інерційна втулка; 13 – дистанційна втулка; 14 – платформа; 23 – блок живлення; 24 – аналого-цифровий перетворювач; 25 – карта пам'яті; 26 – електричні провідники; 27 – рукав високого тиску; 28, 29 – ущільнюючі втулки; 30 – наконечник; 31 – втулка; 32 – радіальне ущільнення

Рисунок 2 – Розріз пристрою для вимірювання зусиль в колоні буриньних труб

Для розрахунку величини згинального моменту в поперечному перерізі пристрою розроблено методику оброблення сигналу з аналого-цифрового перетворювача. В результаті отримано наступну рівність:

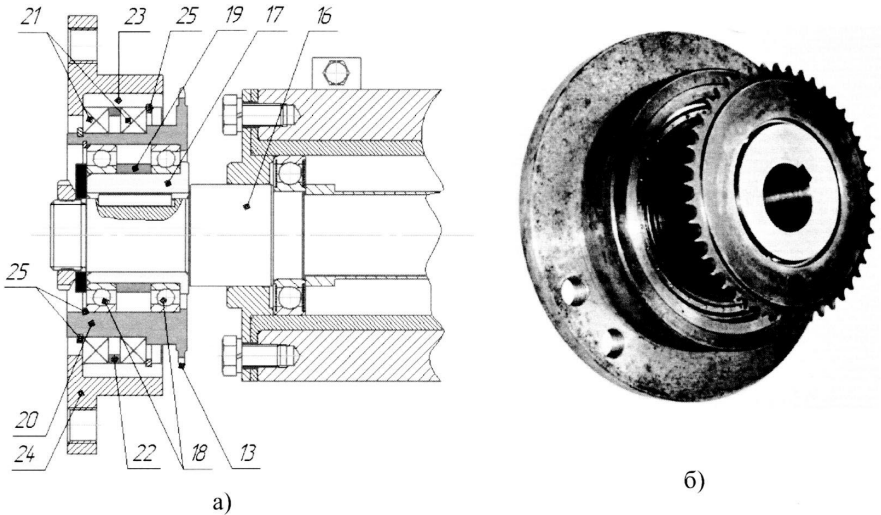
$$M = -\frac{2EI_x}{l_{np}} \arcsin\left(\frac{12\sigma_{n1} I_{x(n1)} (l_m) l_{n1}^3}{l_c l_m E h_{n1}^4 b_{n1}}\right), \quad (2)$$

де E – модуль пружності першого роду для сталі; I_x – момент інерції поперечного перерізу пристрою; l_{np} – загальна довжина пристрою; σ_{n1} – нормальне напруження на

поверхні пластини від згину; $I_{x(nl.)}(l_m)$ – момент інерції поперечного перерізу пластин в місці кріплення тензодавачів; l_m – відстань від вільного торця пластини до середини наклеєного на неї тензодавача; $l_{nl.}$, $h_{nl.}$ – робоча довжина та висота пластин відповідно; l_c – відстань між торцем та віссю повзуна 17.

З метою дослідження характеристик втоми елементів бурильних і насосно-компресорних труб модернізовано силову головку випробувального стенду УКІ-6І [11]. Це дало можливість проводити експерименти без зупинок для налаштування обладнання при переході між рівнями блокового навантажування.

Розріз і загальний вигляд силової головки відображено на рисунку 3.



а) – розріз; б) – загальний вигляд

13 – ведена зірочка; 16 – вал навантажувальної головки; 17 – внутрішня ексцентрична втулка; 18 – кулькові підшипники; 19 – дистанційне кільце; 20 – зовнішня ексцентрична втулка; 21 – кулькові підшипники; 22 – дистанційне кільце; 23 – кільце; 24 – корпус; 25 – розпірні кільця

Рисунок 3 – Силова головка випробувального стенду

Необхідна максимальна величина згину досліджуваного зразка, згідно з наперед визначеним виглядом блоку навантажування, забезпечується зміною значення сумарного ексцентриситету силової головки. Це відбувається шляхом обертання на задану кількість обертів рукоятки вхідного валу черв'ячного редуктора, ведуча зірочка якого надає рух веденій зірочці 13, що виготовлена як одна деталь із зовнішньою ексцентричною втулкою 20 (див. рисунок 3).

У третьому розділі розроблено узагальнену математичну модель на основі розрахункових схем однорозмірної вагової балки на n опорах (див. рисунок 4) і n -розмірної вагової балки на двох опорах (див. рисунок 5), що навантажені осьовою силою розтягу чи стиску. Це дозволить проводити оцінку напружено-деформованого стану кусково-сталих колон бурильних [1 – 3, 25] і насосно-компресорних труб [16] беручи до уваги необхідну кількість точок їх контакту з стінками стовбура свердловини.

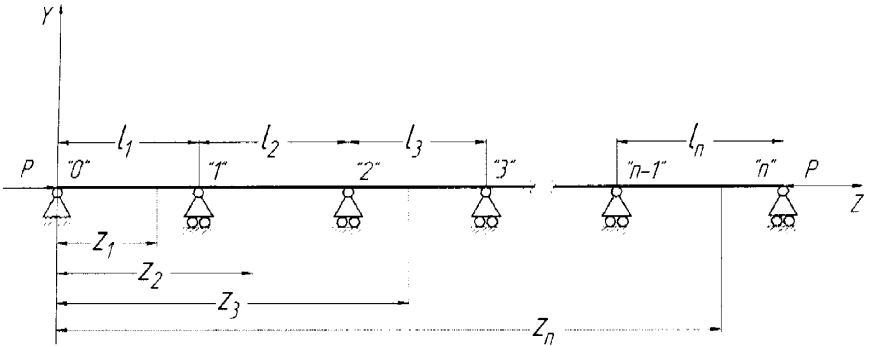


Рисунок 4 – Однорозмірна вагова балка на n шарнірних опорах

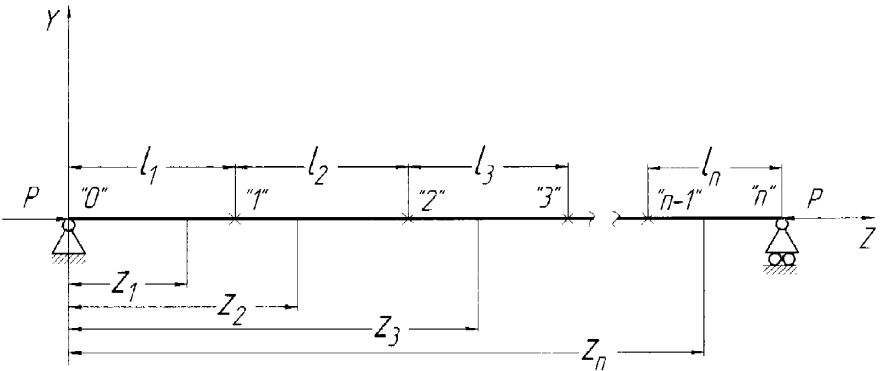


Рисунок 5 – N -розмірна вагова балка на двох шарнірних опорах

Розрахунки можна здійснювати для прямолінійних ділянок свердловин із довільним значенням зенітного кута та криволінійних ділянок за його збільшення чи зменшення з сталою інтенсивністю.

При цьому, системи для визначення змінних інтегрування диференціальних рівнянь пружної рівноваги балок, відображених на рисунках 4 та 5, будуть наступними:

$$\left\{ \begin{array}{l}
y_1(0) = \delta_0, EI_1 y_1''(0) = 0, y_1(l_1) = \delta_1, y_2(l_1) = \delta_1, y_1'(l_1) = y_2'(l_1), EI_1 y_1''(l_1) = EI_2 y_2''(l_1), \\
y_2(l_1 + l_2) = \delta_2, y_3(l_1 + l_2) = \delta_2, y_2'(l_1 + l_2) = y_3'(l_1 + l_2), EI_2 y_2''(l_1 + l_2) = EI_3 y_3''(l_1 + l_2), \\
y_3(l_1 + l_2 + l_3) = \delta_3, y_4(l_1 + l_2 + l_3) = \delta_3, y_3'(l_1 + l_2 + l_3) = y_4'(l_1 + l_2 + l_3), \\
EI_3 y_3''(l_1 + l_2 + l_3) = EI_4 y_4''(l_1 + l_2 + l_3), \\
\dots\dots\dots \\
y_{n-1}(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = \delta_{n-1}, y_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = \delta_{n-1}, \\
y'_{n-1}(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = y'_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\
EI_{n-1} y_{n-1}''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\
y_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = \delta_n, EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = 0,
\end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l}
y_1(0) = \delta_0, EI_1 y_1''(0) = 0, y_1(l_1) = y_2(l_1), y_1'(l_1) = y_2'(l_1), EI_1 y_1''(l_1) = EI_2 y_2''(l_1), \\
EI_1 y_1'''(l_1) = EI_2 y_2'''(l_1), y_2(l_1 + l_2) = y_3(l_1 + l_2), y_2'(l_1 + l_2) = y_3'(l_1 + l_2), \\
EI_2 y_2''(l_1 + l_2) = EI_3 y_3''(l_1 + l_2), EI_2 y_2'''(l_1 + l_2) = EI_3 y_3'''(l_1 + l_2), \\
\dots\dots\dots \\
y_{n-1}(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = y_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\
y'_{n-1}(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = y'_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\
EI_{n-1} y_{n-1}''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\
EI_{n-1} y_{n-1}'''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = EI_n y_n'''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\
y_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = \delta_n, EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = 0.
\end{array} \right.$$

З метою оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб у криволінійних ділянках свердловин за довільної інтенсивності зміни зенітного та азимутального кутів запропоновано математичну модель на основі положень механіки стрижнів [12, 20, 23] (див. рисунок 6). Це дає можливість встановити форму пружної осі трубної колони, криволінійні координати, величину та напрям реакції з стінкою свердловини, вісь і внутрішній діаметр якої задаються за результатами промислової інклінометрії та профілометрії.

Відтак, для аналітичних досліджень використовується наступна система векторних диференціальних рівнянь пружної рівноваги

$$\frac{d\vec{Q}}{d\varepsilon} + \vec{\chi} \times \vec{Q} + \vec{P} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{d\vec{M}}{d\varepsilon} + \vec{\chi} \times \vec{M} + \vec{e}_1 \times \vec{Q} + \vec{T} = 0, \quad (4)$$

$$\vec{M} = A(\vec{\chi} - \vec{\chi}_0^{(1)}), \quad (5)$$

$$L \frac{d\vec{g}}{d\varepsilon} + L_2 \vec{\chi}_0^{(1)} - A^{-1} \vec{M} = 0, \quad (6)$$

$$\frac{d\bar{u}}{d\varepsilon} + \bar{\chi} \times \bar{u} + (l_{11} - 1)\bar{e}_1 + l_{21}\bar{e}_2 + l_{31}\bar{e}_3 = 0, \quad (7)$$

де Q та M – вектори внутрішніх сил і моментів; ε – безрозмірна координата; P , T – вектори зовнішніх сил і моментів; $\bar{\chi}$, $\chi^{(i)}$ – вектор поточної та початкової кривини стрижня; e_1, e_2, e_3 – одиничні вектори зв'язаної системи координат (рухомої системи координат, напрям осей якої співпадає з напрямом головних осей інерції поперечного перерізу стрижня); A – матриця жорсткостей стрижня; L, L_2 – матриці переходу між векторними базисами; ϑ – вектор кута повороту зв'язаної системи координат відносно початкового положення; u – вектор переміщення; l_{11}, l_{21}, l_{31} – елементи матриці L .

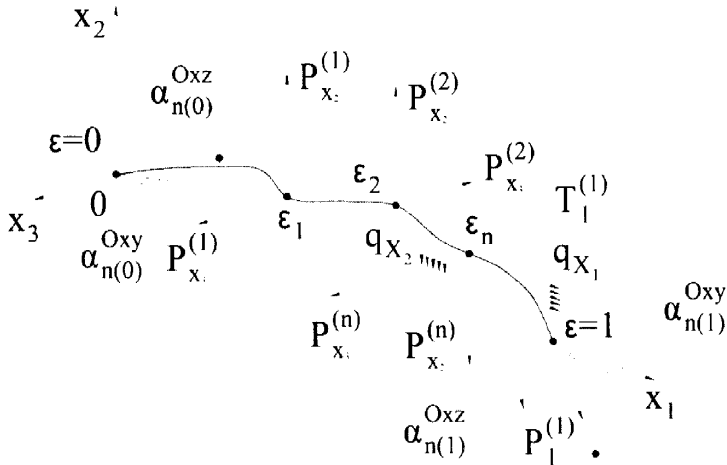


Рисунок 6 – Математична модель ділянки трубної колони

Розв'язок системи (3) – (7) проводиться шляхом її перетворення до скалярного вигляду з використанням наступних граничних умов:

$$\begin{aligned} u_1(0) = 0, \quad u_2(0) = 0, \quad u_3(0) = 0, \\ \vartheta_1(0) = 0, \quad \vartheta_2(0) = -\alpha_{n(0)}^{Oxz}, \quad \vartheta_3(0) = \alpha_{n(0)}^{Oxy}, \\ Q_1(1) = P_1^{(1)}, \quad u_2(1) = 0, \quad u_3(1) = 0, \\ \vartheta_1(1) = 0, \quad \vartheta_2(1) = -\alpha_{n(1)}^{Oxz}, \quad \vartheta_3(1) = \alpha_{n(1)}^{Oxy}, \end{aligned} \quad (8)$$

де $u_i(\varepsilon)$, $Q_i(\varepsilon)$, $M_i(\varepsilon)$ – проєкції вектора переміщення, поперечної сили та згинального моменту на осі рухомої системи координат; $i = 1, 2, 3$.

Якщо до колони прикладений крутний момент, то його дія враховується шляхом заміни в системі (8) рівності $\vartheta_1(1) = 0$ на рівність $M_1(1) = T_1^{(1)}$.

Тож для визначення нормальних напружень навколо головних осей інерції поперечного перерізу бурильних або насосно-компресорних труб, який тут і надалі будемо вважати кільцевим, використано формулу

$$\sigma_i(l_h) = \frac{E M_i(\varepsilon) d_c}{2l_b}, \quad i = 1, 2,$$

де l_b , d_c – довжина й зовнішній діаметр труб відповідно.

З метою врахування під час аналізу обмежень, які накладаються стінкою свердловини на прогин пружної осі колони, отримано наступну нерівність

$$(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b) - x_{1(l)})^2 + (u_{x2}(\varepsilon_b) - x_{2(l)})^2 + (u_{x3}(\varepsilon_b) - x_{3(l)})^2 < r_{adm}^2, \quad (9)$$

де $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ – координати точки пружної осі трубної колони, що лежить в площині поперечного перерізу свердловини; $(x_{1(l)}, x_{2(l)}, x_{3(l)})$ – координати точки інклінометрії, в околі якої проводиться аналіз.

Величина r_{adm} є стрілою прогину та визначається за формулою

$$r_{adm} = R_H - r_c,$$

де R_H – радіус стовбура свердловини, який визначається за результатами профілеметрії; r_c – зовнішній радіус колони.

Таким чином, виконання умови (9) свідчить, що в околі даної точки інклінометрії колони труб не буде контактувати із внутрішньою поверхнею свердловини. Якщо ж нерівність (9) не виконується, колона труб, навпаки, доторкатиметься до стінки стовбура.

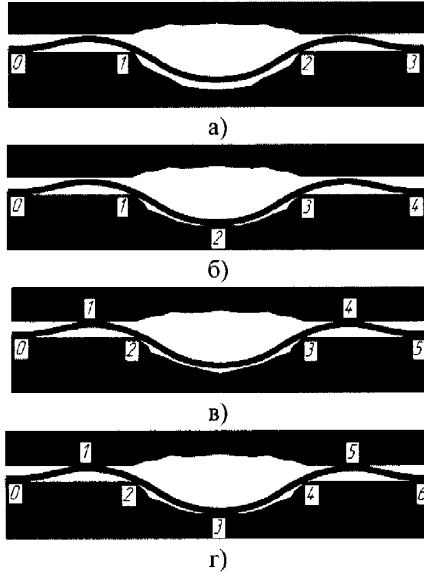
В аналітичному вигляді розв'язок системи (3) – (7) отримати надзвичайно важко, особливо враховуючи той факт, що вектори сил $P_{x2}^{(i)}$ та $P_{x3}^{(i)}$, які відображають реакції стінки свердловини, залишаються невідомими. Для їх визначення запропоновано спеціальний алгоритм. Його суть полягає в наступному: за допомогою системи вкладених циклів шляхом чисельного розв'язку рівнянь (3) – (7) отримується певна кількість функцій пружної осі трубної колони, що в певній послідовності та кількості навантажується змінними за модулем зосередженими силами $P_{x2}^{(i)}$ та $P_{x3}^{(i)}$. Далі визначається потенціальна енергія згину для тих форм пружної осі, прогини яких в околі точок інклінометрії не перевищують радіальний зазор. І, насамкінець, за шукану приймається та функція, для якої потенціальна енергія згину є мінімальною.

Четвертий розділ присвячено розробленню методу оцінки напружено-деформованого стану колони бурильних труб у ділянці свердловини із каверною (жолобом) [6, 9, 19, 23] опираючись на узагальнену математичну та відображені на рисунку 7 моделі.

Додатково, з метою аналітичних досліджень для криволінійних ділянок свердловин при збільшенні чи зменшенні зенітного кута зі сталою інтенсивністю, розроблено розрахункові схеми, проілюстровані на рисунку 8.

В результаті, для кожного з чотирьох положень (див. рисунок 7) визначено функції пружної осі бурильної колони, отримано формули для обчислення нормальних напружень в її поперечному перерізі та реакцій зі стінкою свердловини.

Також, розроблено критерій, за допомогою якого можна встановити, яке саме положення займатиме бурильна колона в заданих геолого-технічних умовах.



- а) – бурильна колона доторкається до стовбура свердловини у 4-х точках;
 б) – бурильна колона доторкається до стовбура свердловини у 5-ти точках;
 в) – бурильна колона доторкається до стовбура свердловини у 6-ти точках;
 г) – бурильна колона доторкається до стовбура свердловини у 7-ми точках

Рисунок 7 – Положення бурильної колони в стовбурі свердловини з каверною (жолобом)

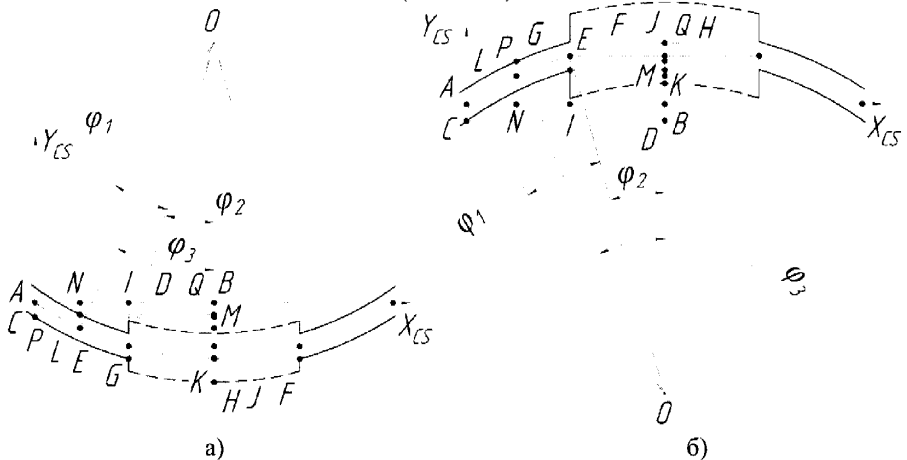


Рисунок 8 – Розрахункові схеми для визначення допустимих прогинів бурильної колони над каверною (жолобом) при збільшенні (а) та зменшенні (б) зенітного кута

Результати проведених розрахунків для прямолінійних ділянок свердловин засвідчили, що збільшення довжини каверни (жолоба), зенітного кута й коефіцієнту кавернозності зумовлює зростання величини нормального напруження від згину. Натомість притиск осевої сили розтягу, при інших незмінних умовах, навпаки, зменшує його рівень.

Для криволінійних ділянок свердловин встановлено, що величина нормального напруження від згину також зростає зі збільшенням довжини каверни (жолоба) при незмінній глибині. Однак, це має місце тільки у випадку, коли бурильна колона не контактує із дном виробки стінки. Коли ж труби доторкаються до дна каверни (жолоба), спостерігається зворотній ефект. Очевидно, це можна пояснити збільшенням радіуса кола, що є геометричним місцем точок початку, закінчення та середини дна каверни (жолоба).

Зміна величини сили притискання бурильної колони до стінки свердловини в місці порушення її цілісності носить чітко виражений характер. Так, збільшення довжини каверни (жолоба) та зенітного кута свердловини призводить до зростання реакції і, навпаки. Проведені аналітичні дослідження також показують, що при значних коефіцієнтах кавернозності стовбурів криволінійних ділянок свердловин, максимальні напруження від згину можуть бути вдвічі більші від границі втомної міцності матеріалу бурильних труб. При цьому сила притискання колони до стінки свердловини здатна сягати понад 2 кН.

З метою оцінки напружено-деформованого стану стисненої бурильної колони в горизонтальному стовбурі свердловини розроблено ряд методів, один із яких базується на узагальненій математичній моделі та розрахунковій схемі, що зображена на рисунку 9 [10, 15]. Використано наступні позначення: S – осеова сила стиску; $R_1, R_3, R_5, \dots, R_n$ – реакції нижньої частини стінки свердловини; R_2, R_4, \dots, R_{n-1} – реакції верхньої частини стінки свердловини; l – довжина півхвилі; Δ – максимально допустимий прогин пружної осі; $y_1(z_1), y_2(z_2), y_3(z_3), \dots, y_n(z_n)$ – функції пружних осей півхвиль.

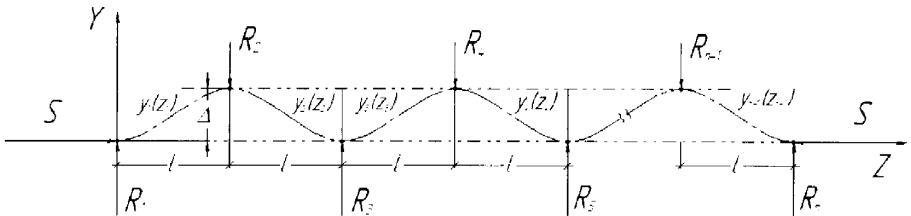


Рисунок 9 – Розрахункова схема стисненої бурильної колони

Рівності для визначення реакцій і функції зміни нормальних напружень від згину в поперечному перерізі бурильних труб подані нижче:

$$R_1 = EI_x y_1''(0), R_2 = EI_x y_2''(l), R_3 = EI_x y_3''(2l), R_4 = EI_x y_4''(3l),$$

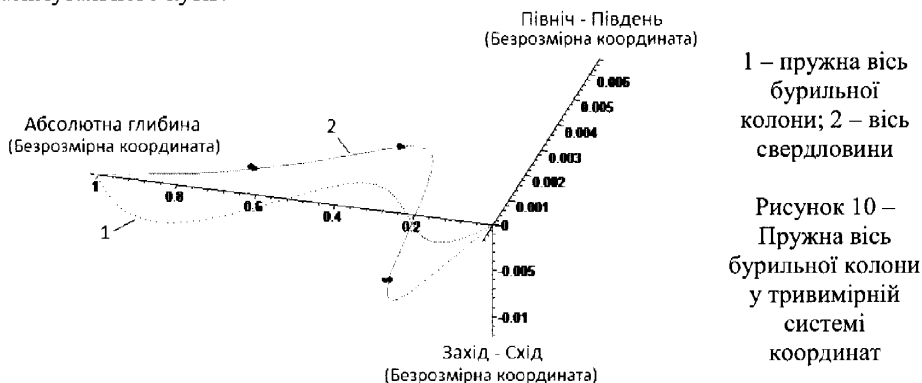
$$\sigma_m(z_m) = \frac{M_m(z_m)d}{2I_x},$$

де $\sigma_m(z_m)$ – функція зміни нормального напруження від згину; $M_m(z_m)$ – функція зміни згинального моменту; d – зовнішній діаметр бурильної колони; I_x – момент інерції поперечного перерізу бурильної колони.

Аналітичні дослідження показали, що в експлуатаційних умовах величина осьової сили S може бути більшою від критичної. В результаті, пружна вісь колони набуватиме хвилеподібної форми від втрати стійкості. Це, в свою чергу, зумовлюватиме появу додаткових нормальних напружень від згину та сили опору переміщенню бурильних труб у свердловині. Так, розрахунки свідчать, що при збільшенні осьового зусилля стиску від 50 до 150 кН, форма пружної осі колони змінюється з прямолінійної на хвилеподібну і, як наслідок, сила опору переміщенню труб у свердловині зростає майже вдвічі.

У п'ятому розділі наведено метод оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони в локальному перегині свердловини [12, 26, 27]. При цьому використано математичну модель, що базується на положеннях механіки гнучких стрижнів (див. рисунок 6) у сукупності з алгоритмом чисельного розв'язку системи диференціальних рівнянь пружної рівноваги.

Підхід проілюстровано на основі результатів інклінометричних і профілетричних досліджень свердловини № 10 Одеського родовища (див. рисунок 10), де на криволінійному інтервалі глибин 990 – 1065 м виявлено ділянку з локальним перегином, на якому відбувається різка зміна як зенітного так і азимутального кутів.

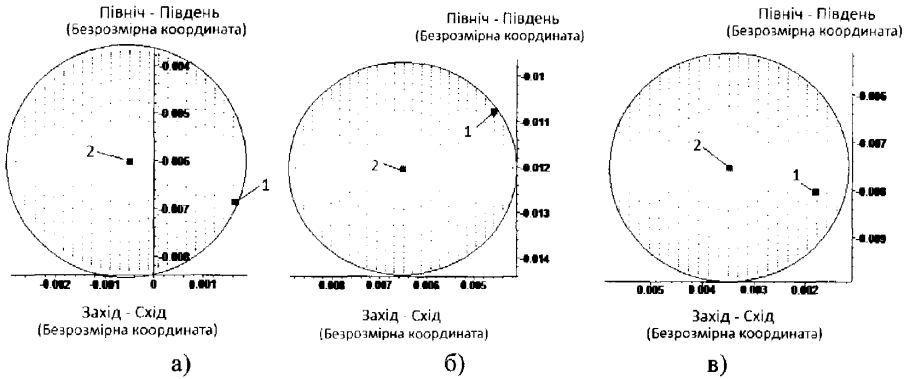


1 – пружна вісь бурильної колони; 2 – вісь свердловини

Рисунок 10 – Пружна вісь бурильної колони у тривимірній системі координат

Розрахунки проведено для бурильних труб зовнішнім і внутрішнім діаметрами 127 мм і 111 мм відповідно. Діаметр стовбура в місті локального перегину становить 219 мм.

Аналітичні дослідження дозволили: встановити функцію пружної осі колони; визначити положення точки перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильних труб (див. рисунок 11); отримати графіки зміни нормальних напружень від згину (див. рисунок 12).



- а) – поперечний переріз свердловини № 1;
 б) – поперечний переріз свердловини № 2;
 в) – поперечний переріз свердловини № 3

1 – точка перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильних труб; 2 – точка, через яку проходить вісь свердловини

Рисунок 11 – Положення точки перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильних труб

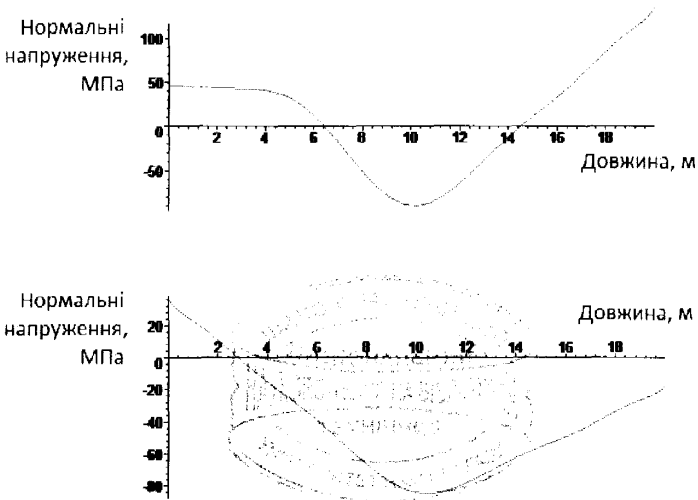
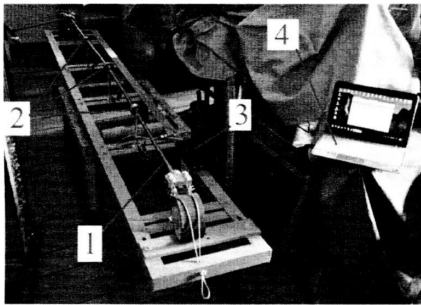


Рисунок 12 –
 Графіки зміни нормальних напружень від згину навколо головних осей інерції поперечного перерізу бурильних труб

Як видно із рисунка 12, максимальна величина нормальних напружень сягає понад 100 МПа, а її значення по середині ділянки бурильної колони становить приблизно 90 МПа.

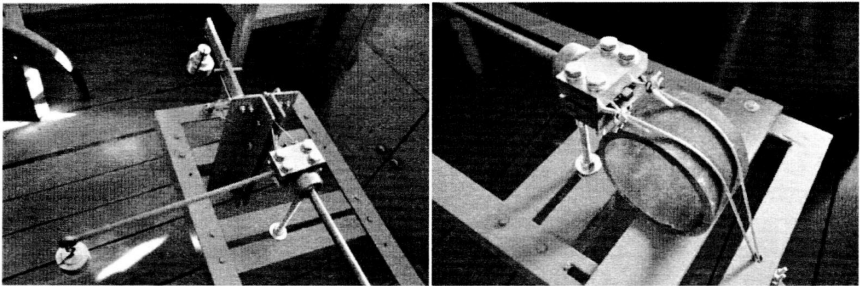
В дисертаційній роботі зазначено, що фізичне моделювання дозволяє уникнути цілого ряду методичних труднощів, пов'язаних із використанням теоретичних підходів. Тож, використовуючи критерії подібності (1), експериментальний стенд (див. рисунок 1) і результати інклінометрії та профілометрії локального перегину свердловини № 10 Одеського родовища, проведено лабораторні дослідження напружено-деформованого стану моделі бурильної колони діаметром 127 мм.

Загальний вигляд обладнання разом із фото навантажувального та опорного вузлів подано на рисунках 13 і 14.



1 – модель бурильної колони; 2 – імітатори стінки свердловини; 3 – аналого-цифровий перетворювач; 4 – персональний комп'ютер

Рисунок 13 – Загальний вигляд експериментального стенду



а)

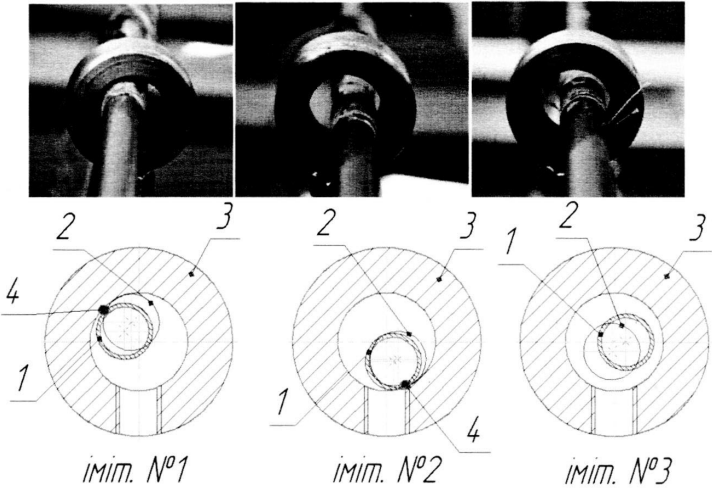
б)

а) – навантажувальний вузол; б) – опорний вузол

Рисунок 14 – Окремі вузли експериментального стенду

В якості моделі бурильної колони використано мідну трубку із наповнювачем, на поверхню якої в місцях контакту з імітаторами стінки свердловини наклеєні тензодавачі.

Після налаштування експериментального стенду в відповідності з експлуатаційними умовами, було отримано розташування моделі бурильної колони відносно імітаторів стінки свердловини подані на рисунку 15. На цьому ж рисунку відображено результати порівняння деформацій її пружної осі, що отримані за допомогою математичного та фізичного моделювання.



1 – поперечний переріз моделі бурильної колони; 2 – контур поперечного перерізу бурильної колони отриманий аналітичним шляхом; 3 – поперечний переріз імітатора стінки свердловини; 4 – точка контакту між моделлю бурильної колони та імітатором

Рисунок 15 – Взаємне розташування поперечних перерізів моделі бурильної колони та імітаторів стінки свердловини

В якісному аспекті результати теоретичних розрахунків і лабораторних досліджень співпадають. У всіх трьох випадках перерізи бурильної колони лежать в однакових чвертях: імітатор № 1 – 2-га чверть; імітатор № 2 – 4-та чверть; імітатор № 3 – 4-та чверть. Причому, як видно з рисунка 15, модель бурильної колони контактує тільки із 1-м та 2-м імітаторами.

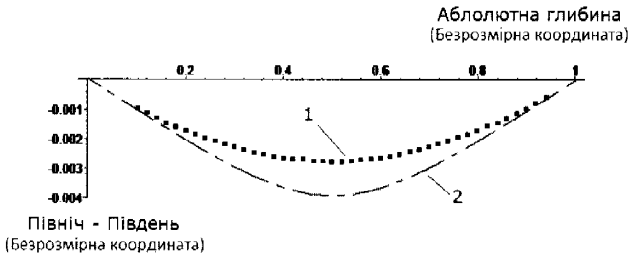
Для кількісної оцінки відмінності між підсумками математичного та фізичного моделювання, були виміряні відхилення між центрами поперечних перерізів бурильної колони 1 і 2 (див. рисунок 15). Отримано 2,9 мм, 1,3 мм і 4,5 мм біля кожного з імітаторів відповідно. Загалом різниця між теоретичними та лабораторними результатами становить до 26 %.

Також, в процесі тензометричних досліджень і використання критеріїв подібності (1), були визначені нормальні напруження від згину в бурильній колоні. Потім їх величини співставили з даними, одержаними аналітичним шляхом. В результаті встановлено, що здійснені в роботі математичне та фізичне моделювання дають схожий результат. Тож, знайшла підтвердження теза про те, що локальний перегин свердловини № 10 Одеського родовища зумовлює зростання рівня нормальних напружень від згину в бурильній колоні діаметром 127 мм від 3-х до 4-х

разів порівняно із значеннями, що отримуються за використання загальноприйнятих методів розрахунку.

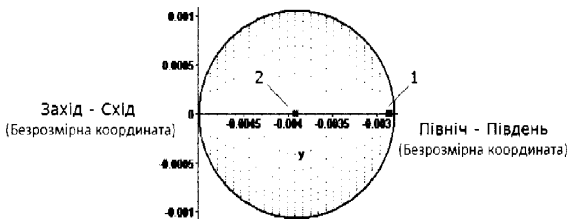
Дослідження будь-якого технічного об'єкту безпосередньо під час експлуатації, безумовно, є найбільш достовірним шляхом отримання інформації про нього. Отже, у рамках дисертаційної роботи, проведено випробування пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб (див. рисунок 2). Дослідний зразок відпрацював заданий період часу в криволінійній ділянці свердловини Орховичі № 31 Стрийського відділення бурових робіт. Далі пристрій було демонтовано та зчитано інформацію з його внутрішнього аналого-цифрового перетворювача з допомогою персонального комп'ютера. Опрацювання результатів вимірювань із використанням формули (2) дозволило визначити величину нормального напруження від згину в поперечному перерізі бурильної колони – 42,6 МПа.

З метою порівняльного аналізу, була проведена оцінка напружено-деформованого стану цієї ж бурильної колони з пристроєм згідно із системою рівнянь (3) – (7) (див. рисунок 16). Розрахунки також здійснено для криволінійного інтервалу свердловини Орховичі № 31 Стрийського відділення бурових робіт.



1 – пружна вісь бурильної колони; 2 – вісь свердловини
Рисунок 16 – Проекція пружної осі бурильної колони з пристроєм

Переріз стовбура свердловини в місці контакту з бурильною колоною відображений на рисунку 17.



1 – точка перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильної колони; 2 – точка, через яку проходить вісь свердловини

Рисунок 17 – Положення точки перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильної колони з пристроєм

Графік зміни нормальних напружень від згину проілюстровано на рисунку 18.

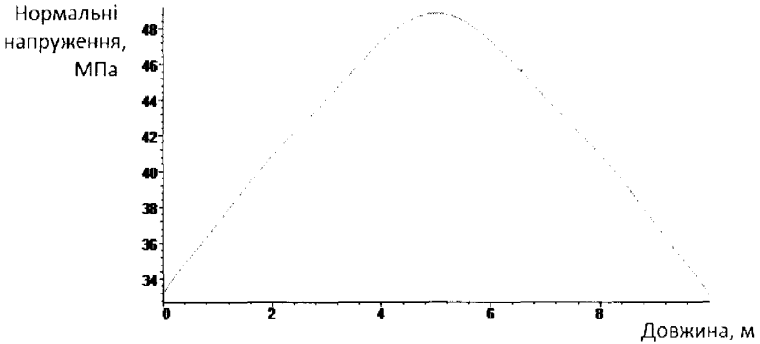


Рисунок 18 – Графік зміни нормальних напружень від згину в пристрої для вимірювання зусиль у буринній колоні

Як бачимо, максимальна величина, згідно із рисунком 18, становить 48,8 МПа. Відтак відмінність між напруженнями від згину отриманими експериментальним (42,6 МПа) і теоретичним (48,8 МПа) методами становить 15 %. Це може слугувати підтвердженням адекватності запропонованих у дисертації підходів.

Відомо, що значна увага науковців приділялася проблемі коливань колони насосно-компресорних труб у прямолінійних ділянках свердловин. Натомість питання її згину в криволінійних інтервалах із одночасною зміною як зенітного так і азимутального кутів висвітлено не так широко, тож в даній роботі зосереджено увагу саме на ньому [20].

Відтак, для оцінки напружено-деформованого стану колони насосно-компресорних труб розроблено метод із використанням математичної моделі, що ґрунтується на положеннях механіки стрижнів (див. рисунок 6). Розрахунки здійснено використовуючи систему рівнянь (3) – (7). Її розв'язок проведено з наступними граничними умовами

$$\begin{aligned} u_1(0) &= 0, u_2(0) = 0, u_3(0) = 0, \\ \vartheta_1(0) &= 0, \vartheta_2(0) = -\alpha_{n(0)}^{\text{Oz}}, \vartheta_3(0) = \alpha_{n(0)}^{\text{Oy}}, \\ Q(1) &= P_1^{(1)}, u_2(1) = 0, u_3(1) = 0, \\ \vartheta_1(1) &= 0, \vartheta_2(1) = -\alpha_{n(1)}^{\text{Oz}}, \vartheta_3(1) = \alpha_{n(1)}^{\text{Oy}}. \end{aligned}$$

В даному випадку слідкуюча зосереджена сила $P_1^{(1)}$ змінюється за періодичним законом і відображає вплив ваги від колони насосно-компресорних труб, яка знаходиться нижче перерізу $\varepsilon = 1$, та стовпа рідини над плунжером глибокого насосу.

Виконання даного завдання проілюстроване на прикладі просторово викривленої ділянки свердловини № 52 Довбушанського родовища Надвірнянського

нафтогазовидобувного управління. У результаті аналітичних досліджень отримано в дискретному вигляді функцію пружної осі колони насосно-компресорних труб для мінімальної та максимальної величин сили $P_1^{(1)}$ (див. рисунок 19). Візуальна відмінність між графіками не значна, тому наведено лише один.



Рисунок 19 – Пружна вісь колони насосно-компресорних труб у просторово викривленій ділянці свердловини

Також, одержано графіки зміни нормальних напружень від згину. Як вже зазначалося, розрахунок проведений як для випадку руху полірованого штока вгору, так і вниз. Візуальні відмінності знову ж таки не помітні, тож для ілюстрації загальної тенденції наведені графічні залежності, що відповідають випадку $P_1^{(1)} = 0$ (див. рисунок 20).

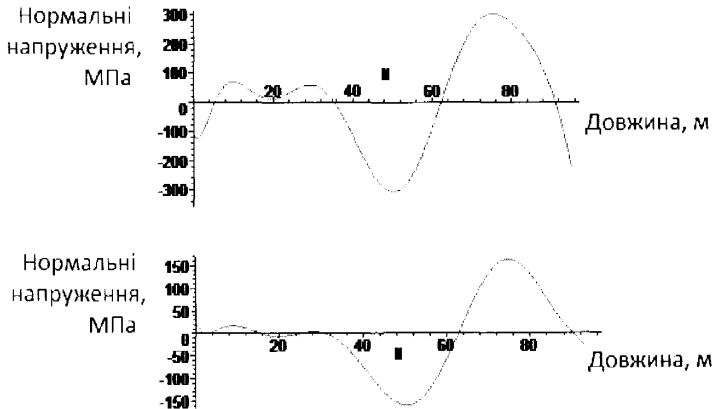


Рисунок 20 – Графіки зміни нормальних напружень від згину навколо головних осей інерції поперечного перерізу насосно-компресорних труб

Із рисунка 20 можна побачити, що максимальна величина нормальних напружень від згину становить приблизно 300 МПа. Втім, їх значення розраховане за загальноприйнятими методами рівне всього 34 МПа. З іншого боку, спостерігається відмінність у максимальній величині напружень, отриманих при ході полірованого штока вгору та вниз. Опрацювавши їх з позиції циклічності отримаємо наступне: мінімальне напруження циклу $\sigma_{min} = 303$ МПа; максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = 346$ МПа; амплітуда напружень циклу $\sigma_a = 43$ МПа; коефіцієнт асиметрії циклу навантаження $R_\sigma = 0,88$.

Отже, можна зробити висновок, що використання розробленого методу дозволяє більш повно оцінити вплив на напружено-деформований стан колони насосно-компресорних труб геометричних особливостей просторово викривленої ділянки свердловини, визначених за результатами її інклінометрії та профілометрії.

На даний час, ставляться надзвичайно високі вимоги до дотримання проектного профілю стовбура похило-скерованих і горизонтальних свердловин. І це не в останню чергу пов'язано з втратою працездатності трубних колон, які експлуатуються в таких умовах. Відтак можна стверджувати, що заходи, спрямовані на контроль і корегування траєкторії свердловини з метою запобігання «непроектного» викривлення її осі видаються надзвичайно важливими.

Відомо, що серед основних чинників, які впливають на напрям руху долота в пласті є відхиляюче зусилля. Саме його величина та напрям суттєво обумовлюють форму осі свердловини. Тому оцінка та керування даним параметром є надзвичайно важливою практичною задачею [17, 18, 29].

Для її вирішення в даній роботі запропоновано метод оцінки напружено-деформованого стану низу бурильної колони [28], що базується на математичній моделі зображеній на рисунку 6. Таким чином, для аналізу пружної рівноваги труб розв'язано систему рівнянь (3) – (7) із наступними граничними умовами:

$$u_1(0) = 0, u_2(0) = 0, u_3(0) = 0, \mathcal{Q}_1(0) = 0, \mathcal{Q}_2(0) = 0, \mathcal{Q}_3(0) = 0,$$

$$\mathcal{Q}_1(1) = P_1^{(1)}, \mathcal{Q}_2(1) = P_2^{(1)}, \mathcal{Q}_3(1) = P_3^{(1)}, M_1(1) = T_1^{(1)}, M_2(1) = 0, M_3(1) = 0.$$

Через $T_1^{(1)}$ позначено реактивний крутний момент на долоті.

Розрахунок проведено для компонувань низу бурильної колони без та із одним опорно-центрувальним елементом.

Встановлено, що величина $T_1^{(1)}$ зумовлює появу додаткової горизонтальної проекції відхиляючого зусилля на долоті, величина якої може становити приблизно 10 % від значення вертикальної. До того ж, аналітичні дослідження показали, що використання опорно-центрувального елемента в компонуванні низу бурильної колони зменшує вертикальну складову відхиляючого зусилля приблизно на 70 %, а горизонтальну – на 21 %.

Отже, можемо зробити висновок, що розроблений метод дає можливість врахувати вплив величини реактивного крутного моменту на значення та напрям відхиляючого зусилля на долоті.

У шостому розділі дістав подальший розвиток метод прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильних і насосно-компресорних труб на основі С-критерію опору втомі. Для цього, в рівнянні згаданого критерію використано максимальне напруження циклу навантаження, визначене безпосередньо перед

фронтом втомної тріщини, що є причиною руйнування [5, 22]. З цією метою застосовано метод скінчених елементів (див. рисунок 21).

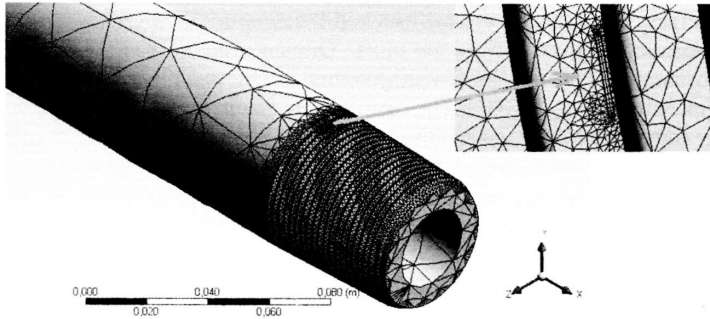


Рисунок 21 – Тривимірна твердотільна модель різьбового з'єднання бурильної труби умовним діаметром 50 мм з напівеліптичною тріщиною

Для апробації запропонованого методу використано результати експериментальних досліджень кінетики поширення напівеліптичних втомних тріщин у різьбових з'єднаннях бурильних труб умовним діаметром 50 мм. Встановлено, що застосування локальних напружень перед фронтом втомної тріщини, в якості одного з аргументів функції С-критерію, дозволяє на 25 % підвищити точність розрахунку кількості циклів навантаження до настання граничного пошкодження.

З метою прогнозування втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб за дії нормальних і дотичних напружень вперше використано їх еквівалентне значення η_{eqv} в трипараметричному рівнянні кривої втоми [21]:

$$N = N_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\eta_{eqv} - \sigma_{rR}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (10)$$

де N – розрахункова довговічність; N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми; σ_{rR} – частинне значення границі втоми, що відповідає певній імовірності не руйнування; V – параметр з розмірністю напруження.

Величина η_{eqv} визначається згідно з узагальненим критерієм міцності.

Застосовуючи формулу (10) було побудовано поверхні втоми для деяких елементів бурильних труб (див. рисунок 22).

Особливістю запропонованого методу є можливість прогнозування втомної довговічності елементів трубних колон за складного напруженого стану використовуючи трипараметричне рівняння з параметрами, що отримуються шляхом лабораторних випробувань за дії тільки нормальних напружень.

Для апробації розробленого підходу здійснено порівняння величин границь втомної міцності сталей 40Х та 45, визначених використовуючи рівність (10) і

приведено до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних. В результаті отримано блок напружень із максимальною величиною 56,5 МПа й кількістю циклів 21801. Використовуючи його здійснено прогнозування втомної довговічності ТБВ 114х10 Д. Відтак одержано 17379 годин механічного буріння, або, приблизно, 2 роки.

Далі, обчислено втомну довговічність цих же бурильних труб за умови дії нормальних напружень, зумовлених тільки змінною осьовою силою. Результат становить $4,41 \times 10^{10}$ годин механічного буріння та є цілком очікуваним, адже, навіть враховуючи зменшення границі втоми, блок навантаження з максимальним напруженням 2 МПа не може чинити суттєвого впливу на втому матеріалу ТБВ 114х10 Д.

І, насамкінець, було визначено кількість циклів до руйнування ТБВ 114х10 Д за дії тільки нормальних напружень від згинального моменту. Отримано $1,44 \times 10^5$ годин механічного буріння чи, приблизно, 16 років.

Як бачимо, результуючий вплив на втомну довговічність колон бурильних труб нерегулярного навантаження від дії осьової сили та регулярного навантаження від дії згинального моменту не еквівалентний сумі впливів кожного із згаданих силових факторів зокрема.

З метою визначення кількості циклів навантаження до настання граничного пошкодження бурильної колони, зумовленого втомою чи абразивним зношуванням, запропоновано метод, в результаті якого отримуються номограми на кшталт зображеної на рисунку 23.

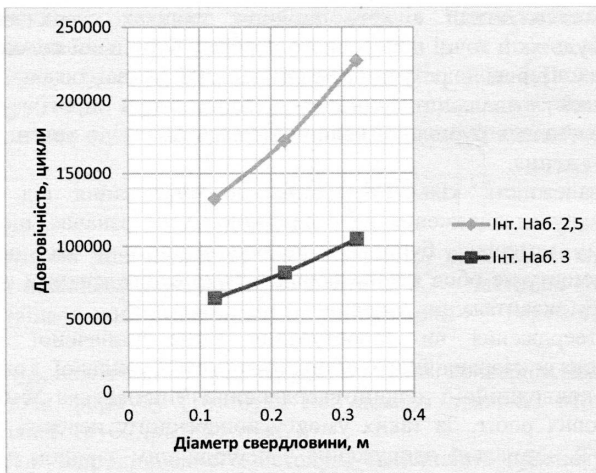


Рисунок 23 – Залежності довговічності бурильних труб ТБВК 114х10 Д від діаметра криволінійної ділянки свердловини при початковому зенітному куту 45 град. та інтенсивності набору зенітного кута 2,5 та 3 град./10 м

Як бачимо, це є графічні залежності довговічності певного типорозміру бурильних труб від інтенсивності викривлення, діаметру та початкового зенітного кута свердловини.

В процесі теоретичних досліджень, встановлено суттєву залежність кількості циклів навантаження до настання граничного стану бурильних труб від величини початкового зенітного кута та діаметру криволінійної ділянки свердловини. Наприклад, відмінність між значеннями довговічності для початкових зенітних кутів 0 град. та 81 град., при сталій інтенсивності їх зміни, становить 20 %. До того ж, при інших незмінних умовах, збільшення діаметру свердловини від 0,1206 м до 0,320 м зумовлює різницю в розрахунковій довговічності до 3-х разів.

Втім, домінуючий вплив на характер пошкодження бурильних труб чинить інтенсивність викривлення свердловини. При її значенні до 1 град./10 м переважає абразивне зношування, при більшій – втома матеріалу.

Перевагою такого методу є можливість проводити розрахунки безпосередньо на промислі без використання громіздких формул і обчислювальної техніки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-технічну проблему забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб шляхом оцінки їх напружено-деформованого стану та втомної довговічності на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями. Висновки, які узагальнюють результати виконаних досліджень, полягають у наступному:

1. За підсумками аналізу аварійності відзначено, що частка корозійно-втомних відмов бурильних колон із часом суттєво не зменшується та становить понад 46 %. Кількість свердловин на яких, при видобуванні вуглеводнів, зафіксовано порушення роботи колон насосно-компресорних труб змінюється в межах від 12 % до 45 %.

Зроблено висновок про те, що для забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб потребують подальшого розвитку як аналітичні так і експериментальні методи оцінки їх напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями.

2. Запропоновано узагальнену математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану бурильних колон із заданою кількістю ділянок з різними геометрично-ваговими характеристиками приймаючи до уваги необмежене число точок контакту із стінкою свердловини за дії поперечних і осьових зусиль.

Розроблено математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб у просторовій постановці, що дозволяє встановити форму їх пружної осі, криволінійні координати, величину та напрямок реакцій стінки свердловини, вісь та внутрішній діаметр якої задаються за результатами інклінометрії та профілометрії.

3. Спроектовано та розроблено лабораторний стенд для дослідження напружено-деформованого стану моделей колон бурильних і насосно-компресорних труб у просторово викривлених ділянках свердловин, які відтворюються за даними

промислової інклінометрії та профілеметрії. Конструктивні особливості стенду дозволяють навантажувати модель трубної колони осьювою силою та крутним моментом, забезпечувати необхідний для практичних потреб діапазон інтенсивностей зміни зенітного й азимутального кутів.

За результатами досліджень, виконаних на стенді, підтверджено адекватність запропонованих математичних моделей, методів і отриманих теоретичних результатів.

4. Розроблено конструкцію пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб під час її експлуатації. Це дало можливість вимірювати та записувати на карту пам'яті величини, які, за допомогою розробленої методики, інтерпретуються в згинальний момент у поперечному перерізі бурильної колони та часову розгортку її осьювого навантаження. На відміну від існуючих аналогів, запропонований пристрій має невелику вартість, що є передумовою для його виготовлення та використання.

5. На основі розроблених математичних моделей запропоновано методи оцінки напружено-деформованого стану:

- бурильної колони за умов каверно- та жолобоутворення враховуючи можливість одночасного контакту з верхньою та нижньою частинами стінки прямолінійного чи криволінійного стовбура свердловини за дії осьювої та поперечної сил;

- стисненої бурильної колони зі змогою визначення сили опору переміщенню труб у горизонтальній ділянці свердловини;

- бурильної колони в локальному перегині свердловини з віссю довільної просторової кривини.

6. Вперше, розроблено метод оцінки напружено-деформованого стану колони насосно-компресорних труб у ділянці свердловини, де зенітний та азимутальний кути змінюються з довільною інтенсивністю. Встановлено, що в результаті зворотно-поступального руху колони насосних штанг, нормальні напруження від згину в поперечному перерізі насосно-компресорних труб є змінними в часі та можуть бути причиною втомних відмов.

7. Отримав подальший розвиток метод прогнозування втомної довговічності різьбових з'єднань трубних колон шляхом використання в функції С-критерію максимальної величини нормального напруження перед фронтом тріщини, що є причиною руйнування. Це дало можливість підвищити точність розрахунків на 25 % в порівнянні із вже відомими варіаціями даного підходу.

З метою прогнозування втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб, враховуючи вплив нормальних і дотичних напружень, обґрунтовано застосування їх еквівалентної величини в трипараметричному рівнянні кривої втоми. При цьому можна використовувати параметри рівняння втоми, що отримані із експериментальних досліджень за дії тільки нормальних напружень.

Вказані методи та обладнання дозволять обґрунтовано планувати тривалість експлуатації колон бурильних і насосно-компресорних труб з метою забезпечення їх

працездатності у похило-скерованих і горизонтальних свердловинах із геометричними недосконаlostями.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. 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(25). С. 88 – 92.
2. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення напружень у бурильній колоні з урахуванням особливостей взаємодії зі стінкою криволінійного стовбура. *Науковий вісник Івано-Франківського Національного університету нафти і газу*. 2008. №1(17). С. 32 – 35.
3. Юрич А.Р., Чудик І.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Моделювання компоновок низу бурильної колони з опорно-центруючими елементами (ОЦЕ) в похило-скерованому стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ*. 2008. №2(27). С.51 – 55.
4. Дейнега Р., Артим В., Рачкевич Р. та ін. Урахування корозійного чинника при розрахунку довговічності деталей машин. *Вісник Тернопільського Державного технічного університету*. 2009. № 4. С. 12 – 18.
5. Артим В.І., Рачкевич Р.В., Гриців В.В., Гладкий С.І. Вплив локальних напружень на довговічність різьбових з'єднань бурильних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 1 (30). С. 29 – 31.
6. Рачкевич Р.В., Козлов А.А., Сенчішак В.М. та ін. Взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини в місцях утворення жолобів та каверн. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов*. 2010. С. 47 – 51.
7. Івасів В.М., Артим В.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В. Удосконалення методики оцінки довговічності бурильних труб з урахуванням експлуатаційних навантажень. Частина 1. Параметри кривої втоми бурильних труб при мало- і багатоциклових навантаженнях. *Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу*. 2010. № 2 (24). С. 41 – 45.
8. Артим В.І., Яциняк І.І., Гриців В.В., Юрич А.Р., Рачкевич Р.В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2 (43). С. 197 – 202.
9. Рачкевич Р.В., Величкович А.С., Гриців В.В. та ін. Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини із виробками стінок. *Збірник наукових праць НГУ*. 2012. № 37. С. 124 – 134.
10. Рачкевич Р.В. Напружено-деформований стан стисненої бурильної колони у горизонтальному стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 3 (44). С. 70 – 77.
11. Пат. № 103338 Україна. Пристрій для регулювання змінних навантажень при випробуванні зразка на втому при згині. Опубл. 12.11.2012.

12. Rachkevych R.V. Drill string intense-deformed state on well section with “dog-legs”. *JOURNAL OF HYDROCARBON POWER ENGINEERING*. 2014. Vol. 1, Issue 2. P. 89 – 95.

13. Рачкевич Р.В. Лабораторне моделювання деформації трубної колони в криволінійному стовбурі свердловини. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2014. № 2(37). С. 68 – 75.

14. Яцыняк И.И., Ивасив В.М., Артым В.И., Грыцив В.В., Рачкевич Р.В. Оценка выносливости резьбовых соединений элементов бурильной колонны. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. № 10. С. 4 – 8.

15. Rachkevich R.V. In-Plane Bending of a Drill String During its Compression in a Horizontal Borehole. *Strength of Materials*. 2014. Vol. 46, Issue 6. P. 843 – 847.

16. Крижанівський С.І. Івасів В.М., Рачкевич Р.В. та ін. Втомна довговічність різьбових з'єднань насосно-компресорних труб в криволінійних ділянках свердловин. *Науковий вісник Національного гірничого університету*. 2015. № 5. С. 14 – 21.

17. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Юрич Л.Р. Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2015. № 57 (1166). С. 45 – 48.

18. Юрич Л.Р. Івасив В.М., Рачкевич Р.В. и др. Использование упругих элементов для управления траекторией скважины. *Нефтяное хозяйство*. 2016. № 2. С. 36 – 37.

19. Rachkevych R., Rachkevych I. The Stress-Strain State of the Drill String at the Section of the Borehole with a Cavern. *JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE RESEARCH*. 2016. No. 1, Vol. 5. P. 128 – 146.

20. Рачкевич Р.В. Применение положений механики стержней для анализа напряженно-деформированного состояния насосно-компрессорной колонны. *Технологический аудит и резервы производства*. 2016. № 5/1 (31). С. 35 – 44.

21. Рачкевич Р.В., Слободян В.І., Івасів В.М., Артим В.І. Довговічність трубних колон за складного напружено-деформованого стану. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 4 (61). С. 25 – 33.

22. Грицив В.В., Артим В.І., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Вдосконалення методу прогнозування довговічності бурильних труб на основі С-критерію. *Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії: Тези доповідей Міжн. наук.-практ. конф. молодих учених. (Івано-Франківськ, 15 – 20 вер. 2008) Івано-Франківськ, 2008. С. 28.*

23. Рачкевич Руслан. Вплив особливостей профілю свердловини та її стінок на напружено-деформований стан бурильної колони. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доповідей 3-тньої наук.-техн. конф. (Львів, 7 – 9 лист. 2012). Львів, 2012. С. 48 – 49.*

24. Артим Володимир, Рачкевич Руслан, Буй Василь. Особливості використання кінетичної теорії втоми з урахуванням корозійного чинника. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації*

машинобудівних конструкцій: Тези доповідей 3-тньої наук.-техн. конф. (Львів, 7 – 9 лист. 2012). Львів, 2012. С. 15 – 16.

25. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Процюк Г.Я. Вибір та коригування конструктивних параметрів неорієнтованих компоновок низу бурильної колони. *Нафтогазова енергетика 2013*: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 118 – 122.

26. Рачкевич Р.В. Буй В.В., Дейнега Р.О. Напруження в бурильній колоні при просторовому викривленні свердловини. *Нафтогазова енергетика 2013*: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 86 – 89.

27. Рачкевич Р.В. Івасів В.М., Буй В.В. Определение положения бурильной колонны при пространственном искривлении ствола скважины – залог соблюдения ее проектного профиля. *Интеграция и повышение качества образовательных процессов как фактор модернизации экономики и промышленности Союзного государства*: Матеріали Межд. научн.-практ. форума, Том2. (Минск, окт. 2013). Минск, 2013. С.93 – 97.

28. Рачкевич Руслан. Просторовий згин низу бурильної колони з опорно-центрувальним елементом. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Тези доповідей 4-тої наук.-техн. конф. (Львів, 30 – 31 жовт. 2014). Львів, 2014. С. 36 – 37.

29. Пат. 62165 Україна. Пружна муфта бурильної колони. Опубл. 10.08.2011.

30. Пат. на корисну модель № 88307 Україна. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. Опубл. 11.03.2014.

АНОТАЦІЯ

Рачкевич Р.В. Розвиток наукових основ забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук (доктора наук) за спеціальністю 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» (133 – Галузеве машинобудування). – Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2017.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках похило-скерованих і горизонтальних свердловин із геометричними недосконаlostями у вигляді локальних перегинів та каверн (жолобів) на стінках.

В роботі набув подальшого розвитку метод оцінки впливу розмірів каверн (жолобів) на напружено-деформований стан бурильної колони враховуючи особливості її контакту зі стінками прямолінійних і криволінійних ділянок свердловин за дії як поперечних так і осьових зусиль. Вперше, запропоновано методи та лабораторне обладнання для встановлення напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб у свердловинах із довільною

просторовою кривиною. Запропоновано конструкцію та виготовлено пристрій для промислового дослідження навантажень і напружень, яких зазнають колони бурильних труб під час експлуатації на викривлених ділянках свердловин. Для прогнозування довговічності елементів колон бурильних і насосно-компресорних труб набув подальшого розвитку С-критерій опору втомі шляхом використання локальних напружень перед фронтом тріщини та обґрунтовано застосування в кінетичному рівнянні кривої втомі еквівалентного напруження, що враховує як нормальну так і дотичну його складові. Для визначення параметрів втомної міцності елементів бурильних і насосно-компресорних труб за випадкового навантажування, розроблено та виготовлено силову головку, яка забезпечує перехід між рівнями блоку навантаження без зупинки випробувань.

Ключові слова: працездатність, бурильні труби, насосно-компресорні труби, напружено-деформований стан, втомна довговічність, ділянки свердловин із геометричними недосконаlostями.

АННОТАЦІЯ

Рачкевич Р.В. Развитие научных основ обеспечения работоспособности колонн бурильных и насосно-компрессорных труб на участках скважин с геометрическими несовершенствами. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук (доктора наук) по специальности 05.05.12 «Машины нефтяной и газовой промышленности» (133 – Отраслевое машиностроение). – Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, 2017.

Диссертация посвящена решению важной научно-технической проблемы обеспечения работоспособности колонн бурильных и насосно-компрессорных труб на участках наклонно-направленных и горизонтальных скважин с геометрическими несовершенствами в виде локальных перегибов их осей и каверн (желобов) на стенках.

Одним из путей достижения поставленной цели является развитие существующих, а также разработка новых методов и оборудования для оценки деформаций, напряжений и прогнозирования усталостной долговечности упомянутых трубных колонн с целью предотвращения их отказов.

В частности, получили дальнейшее развитие математическая модель и методы для анализа напряженно-деформированного состояния бурильной колонны, состоящей из неограниченного количества участков с различными геометрически-весовыми характеристиками, в стволе скважины с каверной (желобом) и горизонтальном стволе значительной длины. В расчетах есть возможность учитывать действие как перерезывающих, так и осевых усилий, а также принимать во внимание необходимое количество реакций со стенкой скважины.

Впервые, на основании механики стержней, разработана математическая модель, соответствующие методы и лабораторное оборудование для оценки напряженно-деформированного состояния колонн бурильных и насосно-

компрессорных труб в пространственной постановке, что позволяют установить форму их упругой оси, криволинейные координаты, величину и направление реакций стенки скважины в местах локальных перегибов и искривления ее оси с произвольной интенсивностью изменения зенитного и азимутального углов. Важной особенностью предложенного подхода является использование результатов инклинометрии и профилометрии скважины в качестве исходных данных для задания ее геометрических параметров использующихся в расчетах.

Предложена конструкция и изготовлен образец устройства для промышленного исследования нагрузок и напряжений, которые испытывают колонны бурильных труб при эксплуатации на искривленных участках скважин. Дополнительно, разработана методика обработки показаний данного устройства с целью их интерпретации в значения изгибающего момента.

Для прогнозирования долговечности элементов колонн бурильных и насосно-компрессорных труб получил дальнейшее развитие С-критерий сопротивления усталости путем обоснования использования в расчетах локального напряжения непосредственно перед фронтом трещины. Также предложено и обосновано применение эквивалентного напряжения в кинетическом уравнении кривой усталости, с целью прогнозирования долговечности элементов колонн бурильных и насосно-компрессорных труб учитывая сложное напряженное состояние в их поперечном сечении. На основе обработки промысловых данных установлено, что результирующее влияние на усталостную долговечность колонн бурильных труб нагрузки, полученной путем наложения переменной осевой силы и циклического изгибающего момента, не эквивалентно сумме воздействий каждой из упомянутых нагрузок в частности.

Для определения параметров усталостной прочности элементов бурильных и насосно-компрессорных труб при действии случайных нагрузок, разработана и изготовлена специальная силовая головка, которая обеспечивает переход между уровнями блока нагрузки без остановки испытаний.

Ключевые слова: работоспособность, бурильные трубы, насосно-компрессорные трубы, напряженно-деформированное состояние, усталостная долговечность, участки скважин с геометрическими несовершенствами.

ANNOTATION

Rachkevych R.V. Development of scientific fundamentals for ensuring the operability of columns of drill and pumping pipes in the well sections with geometrical imperfections. – Academic qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for obtaining the academic degree of the Doctor of Technical Sciences in specialty 05.05.12 «Machines for oil and gas industry» (133 – Industrial machinery engineering). – Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas, Ivano – Frankivsk, 2017.

Dissertation is about solving of important scientific-technical problem of ensuring the operability of columns of drill and pumping pipes in the directed and horizontally well

sections with geometrical imperfections in the form of local curvature (dog-legs) and defects of boreholes wall in the form of cavern.

Method of evaluation of influence of dimensions of defects of borehole wall on stress-deformed state of drill string was gotten development. This method considers features of contact between drill string and borehole walls in rectilinear and curvilinear well sections under the tangential and axial loadings. Methods and laboratory equipment for determination of stress-deformed state of columns of drill and pumping pipes in wells with three dimensional curvature is proposed first time. Device for research loads and stresses in the drill pipes during their working in the curvilinear well sections is designed and made. C-criteria of fracture for prediction of drill and pumping pipes fatigue life was developed by the using of local stresses before front of fatigue crack. Also using of equivalent stress that considers normal and tangential stresses, in S-N curve with three parameters is substantiated. Special power mechanism that ensures change between levels of loading block without pause of test for determination of fatigue strength parameters for elements of drill and pumping pipes under the irregular loading was designed and produced.

Key words: operability, drill pipes, pumping pipes, stress-deformed state, fatigue longevity, sections of wells with geometrical imperfections.