

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

ЛЕВЧУК КАТЕРИНА ГРИГОРІВНА

Левчук

УДК 622.24.05:622.276

**УДОСКОНАЛЕННЯ НАУКОВИХ ОСНОВ МОДЕЛЮВАННЯ
ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ
БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА**

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Івано-Франківськ – 2019

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу
Міністерство освіти і науки України

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Мойсишин Василь Михайлович,
Івано-Франківський національний
технічний університет нафти і газу,
завідувач кафедри вищої математики

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Яким Роман Степанович,
Дрогобицький державний педагогічний
університет ім. Івана Франка,
професор кафедри технологічної
та професійної освіти

доктор технічних наук, професор
Харченко Євген Валентинович,
Національний університет
«Львівська політехніка»,
завідувач кафедри опору матеріалів та
будівельної механіки

доктор фізико-математичних наук,
старший науковий співробітник
Нікітіна Нелі Володимирівна,
Інститут механіки
ім. С. П. Тимошенка НАН України,
провідний науковий співробітник
відділу стійкості процесів

Захист відбудеться 24 вересня 2019 р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 при Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитись у науковій бібліотеці Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Автореферат розісланий 17 липня 2019 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04
к.т.н., доцент

Л. Д. Пилипів

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми дослідження. Проблема пошуку ефективних засобів для ліквідації прихоплень бурильного інструмента була та залишається актуальною, адже прихоплення складають понад 30% аварій при бурінні нафтогазових свердловин та є причиною не лише зупинок у процесі буріння, але у деяких випадках до повної ліквідації свердловини. Прихоплення бурильного інструмента може статися під час буріння або з'єднання труб секцій, спуско-підйомних операцій, каротажу, відбору керна. Це вимагає подальшого удосконалення способів та технічних засобів вивільнення прихоплених бурильних труб.

Варто зазначити, що цілий ряд питань, пов'язаних з механічними способами ліквідації прихоплень бурильного інструмента залишаються недостатньо розробленими, а власне не мають математичного підґрунтя. Відсутній обґрунтований методичний підхід до великого обсягу накопиченого статистичного матеріалу щодо ефективності застосування ударних і вібраційних пристроїв, вибору їх фізичних параметрів для вивільнення прихопленої бурильної колони у породах з різними механічними властивостями. Нині не розроблено математичних моделей, що описують динаміку систем «бурильна вежа–ударний механізм–гірська порода» та «бурильна вежа–вібратор–гірська порода» з метою ліквідації різного роду ускладнень у процесі спорудження свердловини. До того ж відсутня методика моделювання інтегральної сили прихоплення, що залежить від виду і меж прихоплень, а також відповідно опору рухові при вивільненні прихопленої бурильної колони.

Недостатньо повно вивчено деякі важливі особливості функціонування механічних пристроїв на великих глибинах, в умовах підвищених навантажень. Отже, зусилля для вивчення даних питань є наразі не лише актуальними, а й взагалі потребують ще більшої потуги. Актуальність даної роботи обумовлена необхідністю розвитку існуючих та створення нових високоефективних методів і технологій, пов'язаних з використанням імпульсу і енергії, що накопичуються механічними пристроями у процесі спорудження свердловин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу та є фрагментом комплексної цільової програми «Науково-організаційні засади нарощення видобутку вітчизняних нафти і газу та диверсифікація постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України», спрямованої на реалізацію «Програми енергоощадливості», складової Стратегії сталого розвитку «Україна–2020».

Мета і завдання дослідження. *Метою роботи* є створення наукових основ моделювання динамічних процесів під час ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним та вібраційним способами на основі розвитку теоретичних досліджень та узагальнення промислових даних.

Для досягнення поставленої мети було визначено такі *основні завдання*:

- вивчення сучасного стану технічних засобів і технологій ліквідації прихоплень бурильного інструмента механічними способами та *аналіз* промисло-

вих даних про ускладнення при бурінні свердловин;

- *створення* методики інтерполяції інтегральної сили прихоплення та сил опору рухові бурильної колони;
- *розробка* дискретно-континуальної моделі вивільнення прихопленого бурильного інструмента в похило-скерованій свердловині;
- *створення* математичної моделі процесу вивільнення прихопленого бурильного інструмента ударним способом;
- *створення* математичних моделей процесів вивільнення бурильного інструмента вібраційними методами;
- *оцінка* рівня навантаженості бурильних труб під час ліквідації прихоплення бурильного інструмента;
- *розробка* рекомендацій та інструкцій щодо техніки і технології вивільнення прихопленого бурильного інструмента механічними способами.

Об'єктом дослідження в дисертаційній роботі є динамічні процеси вивільнення дискретно-континуальної прихопленої бурильної колони, що містить у своєму компонуванні ударні та вібраційні механізми.

Предметом дослідження в дисертації є математичні моделі дослідження динамічних процесів у багаторозмірній бурильній колоні при ліквідації прихоплення бурильного інструмента ударними та вібраційними способами.

Методи дослідження. Вибір *методу дослідження* обумовлено поставленими задачами. Для розв'язування цих задач у дисертації використано: методи математичного моделювання динамічних систем; методи хвильової теорії та теорії локальних деформацій; методи апроксимації — інтерполяційні поліноми Лагранжа і Чебишова; закон Г. Герца; метод плоскої хвилі Сен-Венана; методи обчислювальної математики; методи організації комп'ютерних систем моделювання складних динамічних об'єктів; методи обчислювального експерименту для числового дослідження різних форм моделей.

Встановлення закономірностей впливу параметрів бурильної колони, ударних і вібраційних пристроїв, що використовують для вивільнення прихопленого бурильного інструмента, на ефективність ліквідації прихоплення, а також дослідження побудованих аналітичних моделей проводились у середовищі комп'ютерної алгебри.

Наукова новизна одержаних у дисертації результатів полягає у *вперше* одержаному комплексі математичних моделей для дослідження динамічних процесів ліквідації прихоплення бурильного інструмента, які охоплюють всі елементи бурової вежі та механічні пристрої, вмонтовані в неї. На основі розроблених моделей і проведених досліджень було сформульовано наступні висновки й наукові положення.

1. На основі *удосконаленого* методу визначення меж зон прихоплення та виділення ділянок з різним ступенем обтиснення колони бурильних труб гірською породою по довжині прихоплення отримано аналітичні залежності для утримувальних сил.

2. Вперше *сформульовано і розроблено* метод фрикційних автоколиваний щодо ліквідації прихоплення бурильного інструмента у похило-скерованих свердловинах з урахуванням багаторозмірності бурильної колони з розподі-

леними параметрами.

3. При моделюванні та дослідженні динаміки ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним способом *вперше* робочий цикл процесу *розбито* на чотири етапи: *перший* – натягування компоновок бурильної колони, що з'єднано замковою парою; *другий* – розгін бойка; *третій* – ударна взаємодія компоновок бурильної колони; *четвертий* – відновлення після удару.

4. *Розроблено нові* математичні моделі для дослідження динаміки вивільнення прихопленого бурильного інструмента при збуренні фрикційних автоколивань, нанесенні удару, або дії вібрації, які враховують конструктивні та технологічні особливості динаміки механічної системи «бурова вежа–бурильна колона–механізм для ліквідації прихоплень–гірська порода».

5. *Досліджено і уточнено оцінку* впливу параметрів механічних пристроїв на статичні та динамічні складові сил і напружень в поперечних перерізах бурильних труб та ефективність вивільнення бурильного інструмента.

6. *Створено* алгоритмічні основи власноруч розроблених комп'ютерних програм для дослідження динамічних процесів механічних систем на основі структурно-орієнтованого підходу при реалізації динамічних моделей за заданими критеріями якості, зокрема методики вибору методів і стандартних процедур числового розв'язування диференціальних рівнянь, а також швидкодіючих рекурентних та високоточних ітераційних алгоритмів числової реалізації задіяних інтегральних динамічних моделей.

7. Розроблені методи та одержані закономірності лягли в основу *створення* програмного комплексу для дослідження динаміки механічних систем із структурою і набором модулів, що забезпечують оперативну побудову фізичних характеристик конкретної механічної конструкції із цілеспрямованим вибором видів механічних пристроїв.

Достовірність результатів дисертації забезпечується коректністю постановки задач, використанням обґрунтованих моделей і методів розв'язування диференціальних рівнянь, ретельним розробленням алгоритмів, постановкою числових експериментів, перевіркою практичної збіжності одержаних результатів при розв'язуванні конкретних задач, зіставленням з експериментальними даними, відповідністю висновків та оцінок фізичній суті досліджуваних явищ.

Практичне значення одержаних результатів. Розвинені у роботі методики та математичні моделі динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента можна застосовувати для подальших досліджень і розробок технічних засобів.

1. *Розроблено* комплекс технічних і технологічних рішень, спрямованих на підвищення ефективності застосування механічних способів вивільнення прихопленого бурильного інструмента у свердловинах.

2. *Розроблено і впроваджено* у практику ліквідації аварій інструктивні документи, які регламентують використання ударних і вібраційних пристроїв.

3. *Розроблено і передано для дослідно-конструкторських робіт* на рівні корисної моделі випрямляч стовбура свердловин, шарошковий калібратор та два пристрої для ліквідації прихоплень. *Одержано* чотири патенти (№ 104433,

№ 108599, № 129396, № 130707).

4. Основні результати роботи *впроваджено у навчальний процес* Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 185 «Нафтогазова інженерія та технології».

5. За результатами дисертаційної роботи *створено* регламентні документи — Інструкції з використання ударних пристроїв та осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструмента, які застосовують при прокладанні нафтових і газових свердловин, та *передано* для використання в ТзОВ «Інтербур» ЛТД, ПНДП «ІНТТЕХ» і ТзОВ «Нафтогазтехнологія».

Положення, що виносяться на захист:

1) методологія та результати досліджень динаміки бурильної колони при ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударними пристроями;

2) методологія та результати аналітично-чисельних досліджень динаміки бурильної колони при вивільненні прихопленого бурильного інструмента вібраторами;

3) метод фрикційних автоколивань з вібраційним вирівнюванням для вивільнення прихоплених ділянок бурильних труб.

Особистий внесок здобувача. Матеріали дисертаційної роботи ґрунтуються на результатах теоретичних і експериментальних досліджень, одержаних за безпосередньої участі здобувачки. Ідеї, вибір методів дослідження, наукові висновки та положення, винесені на захист, належать особисто авторці. В усіх опублікованих працях здобувачка брала участь на всіх етапах дослідження: в аналізі та узагальненні літературних даних і постановці завдань, складанні комп'ютерних програм, в обговоренні й інтерпретації одержаних результатів. У дисертації представлено результати досліджень, які авторка виконала самостійно або зі співавторами, насамперед, з науковим консультантом д.т.н., проф. В. М. Мойсишином, д.т.н., проф. В. І. Векериком. Авторка здійснила апробацію ідей, розробила математичні й фізичні моделі, побудувала алгоритми і програмні коди для проведення досліджень, які одержала як особисто, так і в співпраці з колегами (к.ф.-м.н., доцент кафедри технічної механіки І. В. Цідило; к.ф.-м.н., доцент Л. М. Шегда, к.ф.-м.н., доцент І. М. Гураль і асистент В. В. Рис кафедри вищої математики, к.т.н., доцент Л. Я. Роп'як і асп. К. І. Цідило кафедри комп'ютеризованого машинобудування Івано-Франківського НТУ нафти і газу).

Авторка *одноосібно* опублікувала:

– у статті [1] постановку задачі математичного моделювання динаміки бурильної колони, прихопленої у похило-скерованій свердловині, результати параметричних досліджень і аналіз фізичних характеристик процесів;

– у статті [2] власноруч розроблену методику оцінювання напружено-деформованого стану прихопленої металеві труби у глибокій похило-скерованій свердловині, що дозволяє обґрунтовано обирати спосіб ліквідації прихоплень бурильного інструмента;

– у статті [3] огляд літературних джерел щодо існуючих засобів і технологій ліквідації прихоплень бурильного інструмента;

- у статті [4] розроблено алгоритм дослідження коливань багаторозмірних конструкцій прихоплених бурильних колон зі змінними пружно-інерційними параметрами, аналіз та обґрунтування необхідності згладжування вібрацій бурильної колони, викликаних навантаженнями, що її утримують;
- у статті [5] математичну модель динаміки прихопленої бурильної колони з глибинним вібраційним механізмом, у якій враховано вплив поперечних вібрацій на розподілену утримувальну силу;
- у статті [8] результати досліджень, аналіз та обґрунтування вибору режиму роботи та налаштування поверхневого вібраційного пристрою для ефективного вивільнення прихопленої бурильної труби;
- у статті [10] реалізовану математичну модель вивільнення прихопленого бурильного інструмента методом поперечних вібрацій, а також дослідження, проведені за допомогою розробленої комп'ютерної програми;
- у статті [15] числову оцінку залежності місця установки амортизатора і його жорсткості від величини ударної сили та ударного імпульсу при вивільненні прихопленої бурильної труби;
- у статті [16] власноруч розроблену методику побудови хвильової діаграми для покрокового обчислення ударного імпульсу при вивільненні бурильного інструмента, а також результати моделювання динаміки бурильної колони з ударним пристроєм;
- у статті [17] дослідження залежності ударних характеристик роботи бурильної колони від жорсткості амортизатора, вмонтованого в середину обважненої бурильної труби;
- у статті [21] результати оцінювання впливу вибору діаметра і довжини секції із обважнених бурильних труб на зміну спектра поздовжніх коливань бурильного інструмента;
- у статті [46] описано програму для дослідження частотного спектра поздовжніх коливань багаторозмірної прихопленої бурильної колони.

За результатами математичного моделювання і експериментальних досліджень здобувачка отримала свідоцтво про авторське право [28] на комп'ютерну програму для одержання частотного спектра коливань багаторозмірної бурильної колони, розробила інструкції [44, 45] щодо використання ударних пристроїв та осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструмента.

Особистий внесок у публікації [7, 14, 18–20, 22, 24–27, 29, 30], виконаних у співавторстві, потребує конкретизації:

- у роботах [7, 14, 18, 25] за участю здобувачки відбувався вибір методів для опису удару пружних тіл і предметів досліджень, обґрунтовувалися одержані в них результати обчислень тривалості удару, імпульсів ударних сил, енергії, що передається в зону прихоплення, і перспективи цілеспрямованого застосування механічних ясів для їх ефективного застосування;
- у статті [19] авторці належить дослідження роботи механічного яса YS 178B в залежності від його розташування в обважненій бурильній трубі та ходу бойка, досліджено залежність величини ударного імпульсу для різних порід;

- у роботі [20] було особисто за теорією Г. Герца оцінено вплив конструктивних параметрів частин БК на ударні характеристики ударного механізму;
- у статті [22], окрім її оформлення, авторці дисертації належить удосконалення математичної моделі В. М. Мойсишина стаціонарних і нестаціонарних поздовжніх коливань дискретно-континуальної прихопленої бурильної колони;
- у роботі [24] за публікаціями й консультацією щодо конструкції бурильної вежі В. І. Векерика авторкою складено математичну модель параметричних коливань бурильної вежі з урахуванням всіх її елементів та одержано частотний спектр коливань бурильної колони;
- у патентах на корисну модель [26, 27, 29, 30] за результатами теоретичних досліджень авторкою запропоновано конструкції пристроїв.

Внесок авторки в решту статей [6, 9, 11–13, 23, 47] є ще вагомішим: услід настановам свого наукового консультанта, здобувачка здійснювала пошук й аналіз літератури, формулювала постановку задач та генерувала ідеї для їх розв'язання, обробляла експериментальні дані, створювала й імплементувала аналітичні й числові моделі, здійснювала аналітичні викладки та розв'язувала системи диференціальних рівнянь, аналізувала і обґрунтовувала одержані результати, писала зазначені статті, оформивши їх у відповідності до вимог наукових видань, та вносила корективи на зауваження та запитання рецензентів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи, її результати та висновки було висвітлено й обговорено на таких наукових конференціях і семінарах: серед них — XIII і XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Львів і м. Дніпропетровськ, Україна, 2014 і 2015 рр.), X Міжнародна науково-технічна конференція «Гіротехнології, навігація, керування рухом і конструювання авіаційно-космічної техніки» (НТУУ «Київський політехнічний інститут» імені Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна, 2015 р.), II Всеукраїнська науково-практична конференція «Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості» (м. Івано-Франківськ, Україна, 2015 р.); Міжнародна наукова конференція «Перспективні напрями наукових досліджень – 2015» (м. Братислава-Відень-Будапешт, Словаччина-Австрія-Угорщина, 2015 р.); Міжнародна науково-практична конференція «Modern scientific researches and development: theoretical value and practical results» (м. Братислава, Словаччина, 2016 р.); I Міжнародна науково-технічна конференція та виставка «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу» (м. Івано-Франківськ, Україна, 2016 р.); X Міжнародна науково-практична конференція «Школа підземної розробки-2016» (м. Бердянськ, Україна, 2016 р.); Друга Всеукраїнська наукова конференція «Прикладні задачі математики» (м. Івано-Франківськ, Україна, 2016 р.); 6-та Міжнародна науково-технічна конференція «Нафтогазова енергетика-2017» (м. Івано-Франківськ, Україна, 2017 р.); Міжнародна конференція «Differential Equations, Mathematical Physics and Applications» (м. Черкаси, 2017); II Міжнародна науково-технічна конференція «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE-2018» (м. Івано-Франківськ, Україна, 2018 р.); семінари кафедри ма-

шини нафтової та газової промисловості Івано-Франківського НТУ нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2013–2017 рр.).

Публікації. За результатами дисертації опубліковано 47 наукових праць, серед них: 23 статті у фахових виданнях України [1–6, 9–25] і 2 статті у галузевих закордонних журналах [7, 8], із яких 9 включено до міжнародних науково-метричних баз (1 статтю проіндексовано базами Scopus і Web of Science Core Collection [7], 1 – Web of Science Core Collection [13], 4 – Scopus [2, 3, 8, 12], 3 – Copernicus International [11, 15, 21]); 4 патенти на корисну модель [26, 27, 29, 30]; 1 свідоцтво про реєстрацію авторського права [28]; 2 інструкції [44, 45]; 1 стаття у матеріалах конференцій [47]; 1 стаття в каталозі винаходів [46]. Окрім статей, дисертаційні результати стисло містяться ще й у 13 тезах [31–43], опублікованих в збірниках матеріалів вищезазначених конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота містить вступ, сім розділів, загальні результати і висновки, список використаних джерел та шість додатків. Роботу викладено на 449 сторінках машинописного тексту, обсяг основного тексту дисертації складає 282 сторінки. Роботу проілюстровано 101 рисунком та 39 таблицями. Список використаних джерел містить 318 найменувань.

Авторка висловлює щире подяку науковому консультанту докт. техн. наук, проф. В. М. Мойсину, докт. техн. наук, проф. В. І. Векерику, канд. фіз.-мат. наук, доц. І. В. Цідилі за надання професійних консультацій і допомоги в розробці й організації виготовлення корисних моделей випрямлячів стовбура свердловин і ударних пристроїв.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ

У вступі авторка обґрунтовує актуальність дисертаційної теми, приводить зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами, визначає мету, об'єкт і предмет дослідження та його завдання, які обумовили вибір методу досліджень. Наукову новизну одержаних результатів дисертантка відобразила у вперше сформульованих на їх основі висновках і наукових положеннях, яких винесено на захист. Зазначено також практичну цінність дисертаційних результатів і вказано особистий внесок у них здобувачки.

Перший дисертаційний розділ містить три підрозділи.

У *першому підрозділі* оглянуто літературні дані щодо причин виникнення, виду прихоплень, фізичної суті та огляду способів ліквідації прихоплень бурильного інструмента (А. М. Абдулзаде, Ф. А. Абдулзаде, Н. І. Антонова, М. А. Галімов, С. В. Гошовський, Ш. Х. Джанмамедов, Н. Н. Кошелєв, І. П. Пустовойтенко, А. К. Самотой). З'ясовано місце прихоплень бурильного інструмента серед аварій і ускладнень бурильної колони та огляд способів їх ліквідації.

У *другому підрозділі* розглянуто бібліографічний огляд технічних засобів і технологій ліквідації прихоплень бурильної колони механічними способами (Є. В. Александров, М. А. Мислюк, М. М. Оринчак, І. Й. Рибчич, В. Б. Соколинський, В. В. Ткачук, Р. С. Яремійчук).

У *третьому підрозділі* розглянуто існуючі математичні моделі динаміч-

них процесів бурильної колони у процесі ліквідації прихоплень механічними способами (А. В. Гутий, С. Г. Калінін, П. І. Огородніков, В. М. Світлицький, Є. В. Харченко, В. М. Чарковський). З'ясовано шляхи їх удосконалення, зазначено про відсутність обґрунтованого методичного підходу до визначення параметричних характеристик механічних пристроїв для вивільнення труб, прихоплених гірськими породами з різними механічними властивостями. Сформульовано постановку задачі досліджень та методи їх вирішення.

Оскільки рухові бурильної колони перешкоджають утримувальні сили, то для створення математичних моделей динамічної системи «бурильна вежа–пристрій для ліквідації прихоплень–гірська порода», виникла необхідність розробки методики одержання аналітичних залежностей для утримувальних сил. Удосконаленню методів і технічних засобів визначення меж прихоплення бурильної колони, моделюванню залежностей утримувальних сил по довжині прихоплення та узагальненню рекомендацій щодо попередження різних видів прихоплень присвячено **другий** розділ дисертації, який містить чотири підрозділи.

У *першому підрозділі* розглянуто природу виникнення сил опору в зоні прихоплення, які змінюють свої фізично-механічні або фізико-хімічні властивості під дією навантажень, сформованих зовнішніми чинниками. При цьому необхідно враховувати функціональну залежність коефіцієнта тертя від швидкості та сили тиску породи на стінки бурильних труб.

Показано, що зі зростанням швидкості сила опору руху бурильних труб збільшується. Тобто, якщо мастила достатньо, то мають місце всі три механізми: сила статичного опору зрушення $F_{ст}$, сила сухого тертя F_c і сила в'язкого опору $F_{тр}$ – *стрібек-ефект*. Згідно даних трибології, яка об'єднує механіку, фізику поверхні і хімію, сила $F_{тр}$ визначається залежністю:

$$F_{тр} = \frac{2\mu N \arctg(\varepsilon v)}{\pi(1 + \delta|v|)}, \quad (1)$$

де $\varepsilon = 10^6$ – параметр точності, який контролює форму гладкого наближення від статичного тертя до динамічного тертя μ . Константа δ враховує змащувальний ефект у коефіцієнті динамічного тертя. Зрозуміло, що для сухого тертя $\delta = 0$.

У *другому підрозділі* розглянуто існуючу техніку і методику робіт щодо визначення місця прихоплення бурильного інструмента. Найпростішим способом визначення верхньої межі прихоплення є наближений розрахунок. Відому формулу визначення верхньої межі місця прихоплення для однорозмірної бурильної колони узагальнено для багаторозмірної колони у вигляді:

$$L = \sum_{i=1}^{j-1} l_i + m_j \left(\frac{1,05 E_j \Delta l}{\rho_j (P_1 - P_2)} - \sum_{i=1}^{j-1} \frac{l_i}{m_i} \right), \quad (2)$$

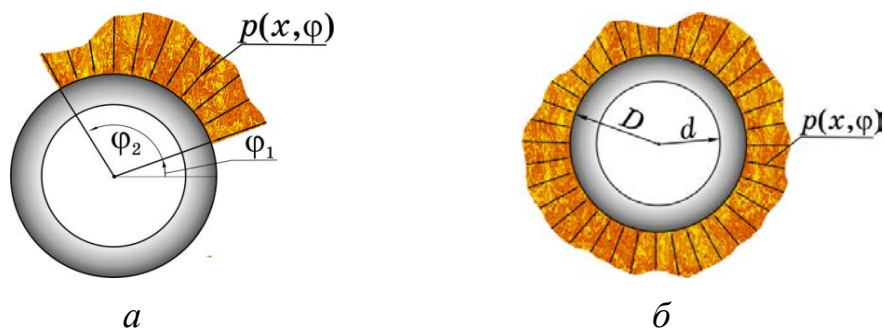
де 1,05 – коефіцієнт, що враховує наявність жорстких замків, l_i і m_i – довжина і маса одного погонного метра секцій вільної компоновки бурильної колони; m_j , ρ_j та E_j – маса одного погонного метра, модуль пружності та густина матеріа-

лу, з якого виготовлено бурильні труби прихопленої j -ої секції бурильної колони; P_1, P_2 – розтягувальні сили; Δl – видовження вільної компоновки бурильної колони.

Точніше місце прихоплення бурильної колони визначають за допомогою визначника прихоплень. Свердловинний визначник прихоплень використовують для визначення місця прихоплення в колонах бурильних труб методом, побудованим на властивостях розмагнічування феромагнітних матеріалів у випадку пружної деформації. Досконалішими методами, що дозволяють визначати місця знаходження прихоплень бурильної колони та виділення ділянок з різним ступенем притискання, є акустичні цементоміри. При акустичному каротажі вимірюють амплітуду та тривалість поширення заломленої хвилі. Пружні коливання через буровий розчин передаються на колону, по якій хвилі поширюються зі швидкістю звуку. Розташування прихоплення знаходять за місцями втрати енергії, що не повертається до приймача. Інтенсивність прихоплювальної сили оцінюється за величиною енергії, яка поглинається породою. У результаті *геофізичних досліджень* свердловин вдається отримати криву, яка дає змогу виділити ділянки прихоплення колони та інтенсивність розподіленої сили тиску породи на труби. За результатами промислових досліджень також рекомендовано застосовувати акустичний метод, що дозволяє визначити не тільки межі однієї чи кількох зон прихоплення, але й виділяти ділянки колони з різним ступенем обтиснення труб.

У результаті комплексного використання геолого-геофізичної та технологічної інформації будують літологічну колону свердловини з виділенням можливих зон прихоплення бурильної колони і отримують криві $p(x, \varphi)$ – інтенсивності сил прихоплення по довжині $x = 0 - l_{\text{пр}}$ та кутів охоплення бурильної труби: $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ (рис. 1 – а), або $\varphi = 0 - 2\pi$ (рис. 1 – б).

У *третьому підрозділі* розроблено методику інтерполяції утримувальних сил, які прихоплюють бурильну колону. За геофізичними промисловими даними цементограм, кавернограм і товщинограм, зареєстрованими акустичними і ядерно-фізичними методами одержують дані про контактний тиск $p_i(\varphi)$ в перерізах x_i вздовж зони прихоплення і у радіальному напрямі φ . Для побудови функції $p(x, \varphi)$, яка б у вузлах x_i приймала значення $p_i(\varphi)$, необхідно скористатись інтерполяційним поліномом Лагранжа або ортогональними по-



а – частково прихоплена бурильна труба,

б – бурильна труба, прихоплена по всьому периметру

Рисунок 1 – Поперечний переріз прихопленої бурильної труби

ліномами Чебишова відповідно:

$$p(x, \varphi) = \sum_{i=0}^n \left(p_i(\varphi) \prod_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{x - x_j}{x_i - x_j} \right); \quad p(x, \varphi) = \sum_{k=0}^N \left(\frac{\sum_{i=1}^n x_i^k p_i(\varphi)}{\sum_{i=1}^n (x_i^k)^2} \right) x^k. \quad (3)$$

За відомою інтенсивністю сили прихоплення $p(x, \varphi)$ у поперечному перерізі бурильної труби (рис. 1), визначають інтегральну утримувальну силу $P_{\text{пр}}$ тиску породи, в якій застрягла бурильна труба:

$$P_{\text{пр}} = \int_0^{l_{\text{пр}}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(x, \varphi) d\varphi dx, \quad (4)$$

У четвертому підрозділі узагальнено рекомендації щодо попередження всіх трьох видів прихоплень: перепаду тиску, прилипання до стінок свердловини, затяжок та заклинювань, осипань, обвалів, плинності пластичних порід,

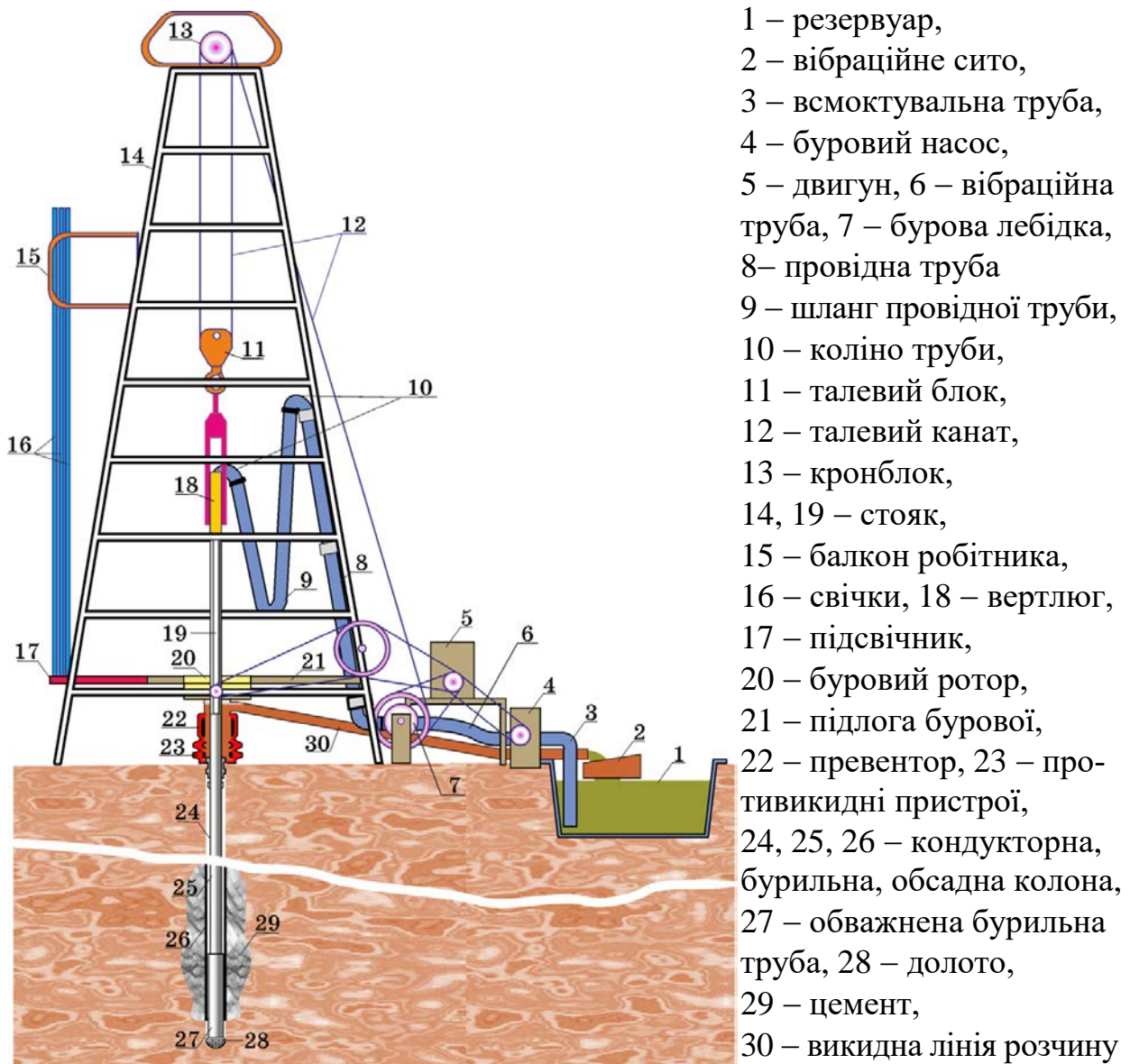


Рисунок 2 – Схема бурової установки

[https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Oil_Rig_NT8.jpg]

сальників тощо. Розроблені рекомендації стали підґрунтям для створення у співавторстві конструкцій шарошкового калібратора [26] і випрямляча стовбура свердловини [27], принцип роботи яких описано у розділі 7.

У **третьому** розділі удосконалено наукові основи моделювання динамічних процесів механічної системи «бурова вежа–механізм для ліквідації прихоплення–бурильна колона–гірська порода», вперше розроблено алгоритм дослідження коливальних рухів прихопленої бурильної колони зі змінними пружно-інерційними характеристиками, розподіленими параметрами та зосередженими масами способом фрикційних автоколивань.

У *першому підрозділі*, скориставшись методом перерізів, розчленуємо механічну систему бурової вежі (рис. 2) на окремі частини по внутрішнім в'язям. Зусилля, що виникають у в'язях, замінюємо їхніми реакціями, таким чином, перевівши їх у зовнішні сили.

Для усіх елементів бурової вежі: основи (рис. 3 – *а*), лебідки (рис. 3 – *б*), кронблока (рис. 3 – *в*), талевого блока (рис. 3 – *з*) складено динамічні рівняння

$$m_{oc} \ddot{w}_{oc}(t) + \alpha_{oc} \dot{w}_{oc}(t) + c_{oc} w_{oc}(t) = m_{oc} g - R_{леб}^y - (c_{к1} + 4c_s \sin \alpha) [w_{oc}(t) - w_{кр}(t)], \quad (5)$$

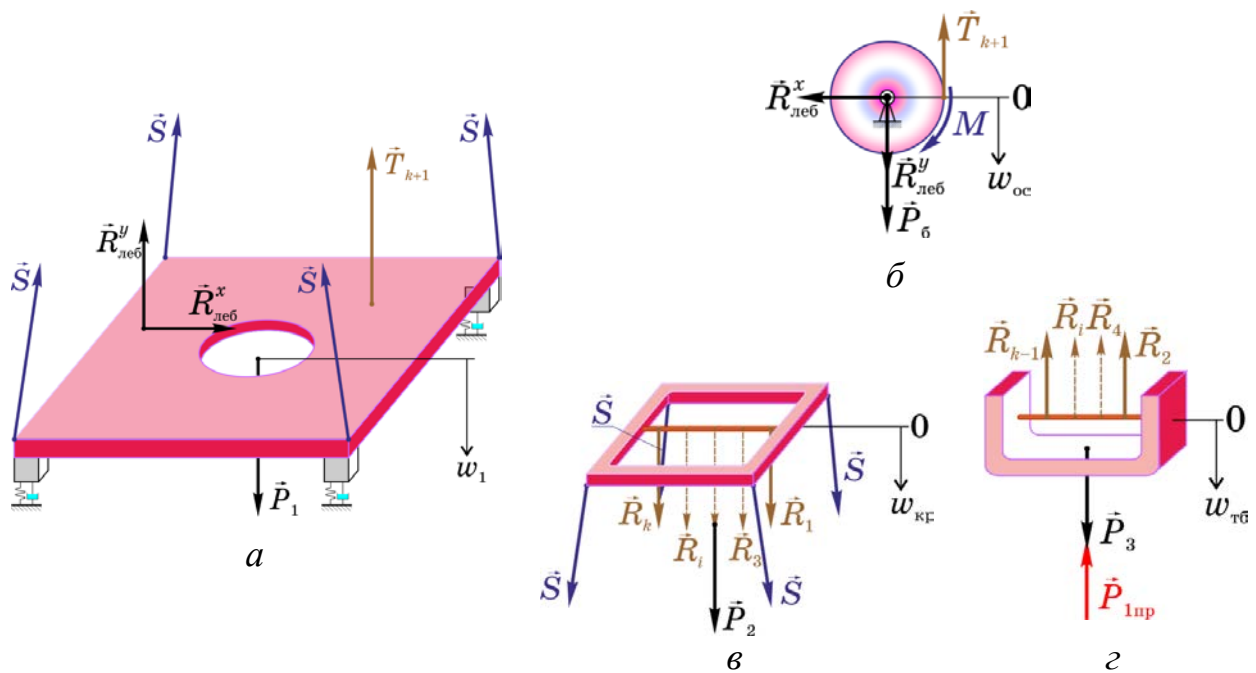
$$m_{\phi} \ddot{w}_{oc}(t) = m_{\phi} g + R_{леб}^y - c_{к1} [w_{oc}(t) - w_{кр}(t)]; \quad (6)$$

$$J_{\phi} \ddot{\phi}_{\phi}(t) + \dot{J}_{\phi} \dot{\phi}_{\phi}(t) = -c_{к1} [w_{oc}(t) - w_{кр}(t) + \phi_{\phi}(t) r_{\phi}] r_{\phi} - M(t),$$

$$m_{кр} \ddot{w}_{кр}(t) = m_{кр} g + 4c_s \sin \alpha [w_{oc}(t) - w_{кр}(t)] + \sum_{i=1}^{0,5(k+1)} R_{2i-1}, \quad (7)$$

$$m_{т\phi} [\ddot{w}_{т\phi}(t) + \ddot{\phi}_{\phi}(t) r_{\phi} / (k-1)] = m_{т\phi} g - E_1 F_1 u_1'(0, t) - \sum_{i=1}^{0,5(k-1)} R_{2i}, \quad (8)$$

а також шківів кронблока (рис. 4):



а – основа бурової установки, *б* – лебідка, *в* – кронблок, *г* – талевий блок

Рисунок 3 – Розрахункова схема

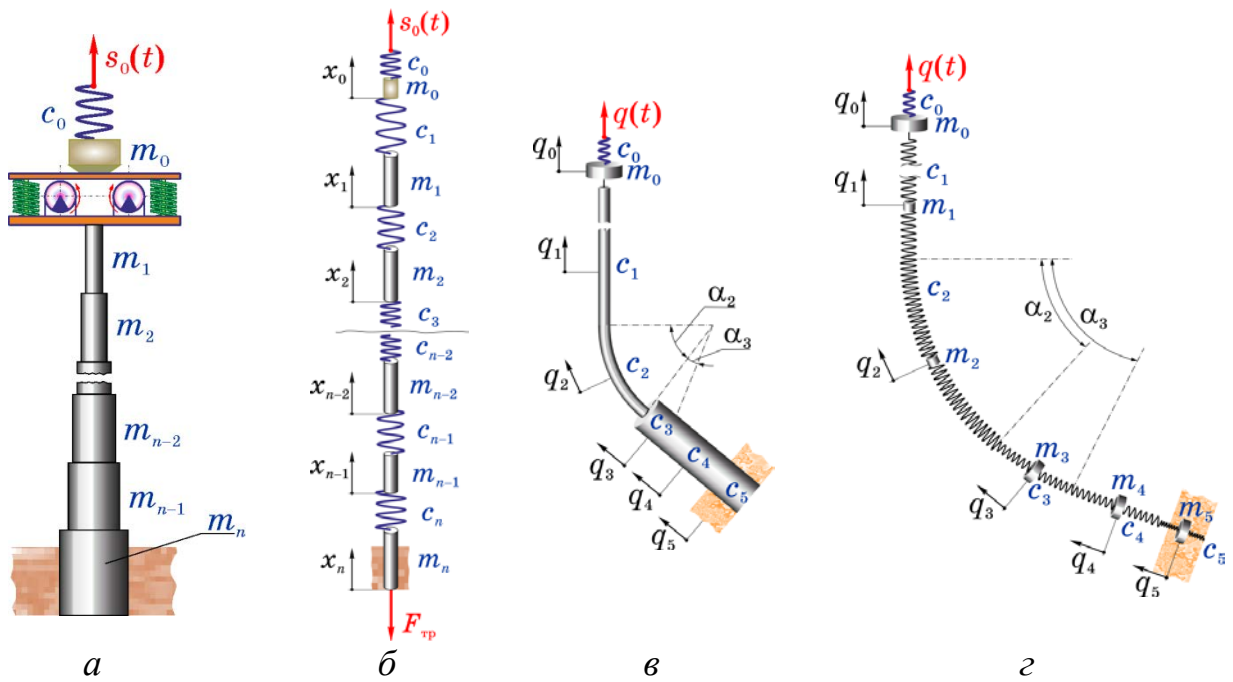


Рисунок 5 – Схема (а, в) і розрахункова модель (б, з) прихопленої бурильної колони у вертикальній (а, б) і похило-скерованій (в, з) свердловинах

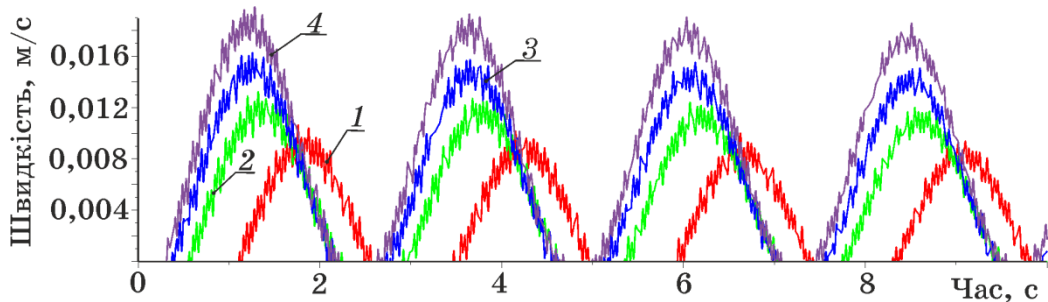
де Δ_j – статична деформація секцій колони, $\alpha_{бр}$ – коефіцієнт в'язкості бурового розчину, $F_d = fp_d(l_n - x_n) \text{sign } \dot{x}_n$ – динамічна сила тертя (p_d – динамічне розподілене навантаження тиску гірської породи на прихоплену трубу).

Якщо врахувати ефект Стрібека, то згідно (1):

$$F_d = f(p_{ст} \text{sign } \dot{x}_n + (p_d - p_{ст})e^{-(\dot{x}_n/v_s)^2} \text{sign } \dot{x}_n + \mu \dot{x}_n)(l_n - x_n), \quad (12)$$

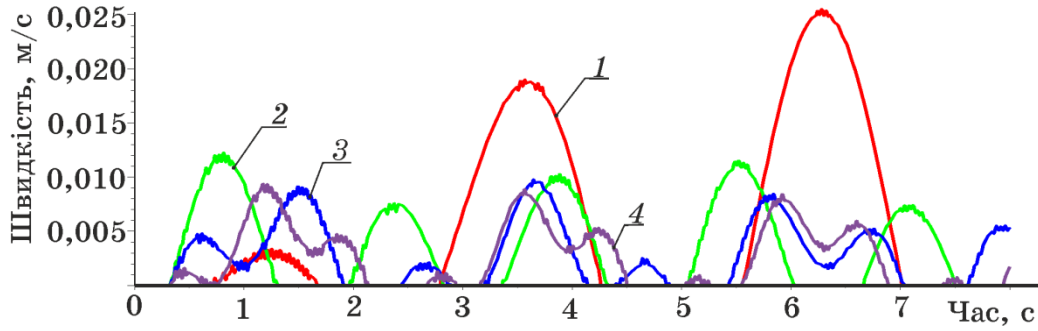
де $p_{ст}$ – статичне розподілене навантаження тиску гірської породи на прихоплену трубу ($p_{ст} > p_d$), μ – коефіцієнт в'язкості, v_s – швидкість Стрібека.

На основі проведених досліджень впливу швидкості підймання талевого каната на гаку, встановлено, що збільшення швидкості підймання від 0,2 м/с до 1 м/с призводить до зростання амплітуди швидкості «голови» прихоплення у 1,5–1,75 разів (рис. 6), а збільшення частоти збурювальної сили вібраційного пристрою з 2 Гц до 8 Гц — до зменшення цієї ж амплітуди у 3–3,5 рази (рис. 7).



1 – швидкість 0,2 м/с на гаку талевого каната, 2 – швидкість 0,4 м/с на гаку талевого каната, 3 – швидкість 0,6 м/с на гаку талевого каната, 4 – швидкість 0,8 м/с на гаку талевого каната

Рисунок 6 – Швидкість руху прихопленої бурильної труби



1 – частота збурення 2 Гц, 2 – частота збурення 4 Гц,
3 – частота збурення 6 Гц, 4 – частота збурення 8 Гц

Рисунок 7 – Швидкість руху прихопленої бурильної труби при швидкості 0,2 м/с на гаку талевого каната

У *третьому підрозділі* вперше розроблено наукові основи моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента способом фрикційних автоколиваний у похило-скерованих свердловинах (рис. 5 – в, з).

На прикладі п'ятирозмірної моделі бурильної колони (рис. 5 – з) за допомогою системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 m_0 \ddot{q}_0 &= -c_0(q_0 - q(t)) + c_1(q_1 - q_0) - \beta_1 \dot{q}_0; \\
 m_1 \ddot{q}_1 &= -c_1(q_1 - q_0) + c_2(q_2 - q_1) - \beta_1 \dot{q}_1; \\
 m_2 \ddot{\varphi}_2 R &= -c_2(\varphi_2 R - q_1) \cos(\alpha_2/4 - \varphi_2/2 - \theta_2) + c_3(\varphi_3 - \varphi_2) R \times \\
 &\times \cos(\alpha_3/4 + (\varphi_2 - \varphi_3)/2) + \mu_2 N_2 \sin(\alpha_2/2) - \beta_2 \dot{\varphi}_2 R; \\
 m_3 \ddot{\varphi}_3 R &= -c_3(\varphi_3 - \varphi_2) R \cos(\alpha_3/4 + (\varphi_2 - \varphi_3)/2) + c_4(q_4 - \varphi_3 R) \times \\
 &\times \cos(\alpha_{3-}/4 + \varphi_3/2 + \theta_3) + \mu_3 N_3 \sin(\alpha_{3+}/2) - \beta_3 \dot{\varphi}_3 R; \\
 m_4 \ddot{q}_4 &= -c_4(q_4 - \varphi_3 R) \cos(\alpha_{3-}/4 + \varphi_3/2 + \theta_3) + c_5(q_5 - q_4) - \beta_4 \dot{q}_4; \\
 m_5 \ddot{q}_5 &= -c_5(q_5 - q_4) - \beta_5 \dot{q}_5 - f p_d(l_5 - q_5),
 \end{aligned} \tag{13}$$

до яких необхідно додати вирази, що описуються рівняннями Ньютона-Ейлера, для бокового тиску на труби на криволінійних ділянках:

$$\begin{aligned}
 N_2 &= \rho F_2 l_2 [g \sin(\alpha_2/2 - q_2/R) + \dot{q}_2^2/R] + c_2(q_1 - q_2) \times \\
 &\times \sin[\alpha_2/4 - q_2/(2R) - \theta_2] - c_3(q_2 - q_3) \sin[\alpha_2/4 + (q_2 - q_3)/(2R)]; \\
 N_3 &= \rho F_3 l_3 [g \sin(\alpha_{3+}/2 - q_3/R) + \dot{q}_3^2/R] + c_3(q_2 - q_3) \times \\
 &\times \sin[\alpha_3/4 + (q_2 - q_3)/(2R)] - c_4(q_3 - q_4) \sin[\alpha_{3-}/4 + q_3/(2R) + \theta_3]
 \end{aligned} \tag{14}$$

і на тангенціальних ділянках:

$$\begin{aligned}
 N_4 &= \rho F_4 l_4 g \cos \alpha_4 + c_4(q_3 - q_4) \sin[\alpha_{3-}/2 + q_3/(2R) + \theta_3]; \\
 N_5 &= \rho F_5 l_5 g \cos \alpha_4 + P_{\text{пр}}(t, q_5),
 \end{aligned} \tag{15}$$

де $P_{\text{пр}}(t, q_5)$ – інтегральна сила прихоплення бурильної труби, що згідно (4) набула вигляду:

$$P_{\text{пр}}(t, q_5) = \int_0^{l_5 - q_5} \int_0^{\varphi_{\text{нор}}} p(t, q_5, \varphi) d\varphi dq_5. \tag{16}$$

Досліджено залежності швидкості, сили контактної та фрикційної взаємодії бурильних труб з кіркою свердловини від швидкості талевого каната на гаку, а також спрогнозовано критичні ситуації, пов'язані з прихопленнями (рис. 8).

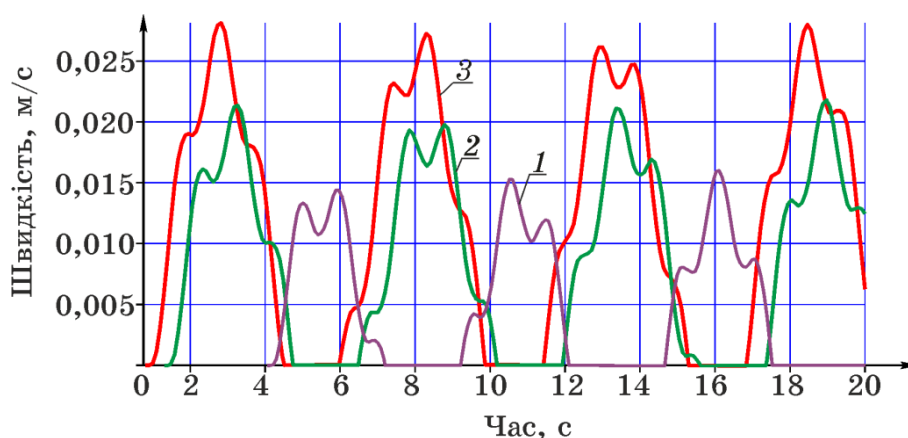
Проведені дослідження дозволили встановити залежність швидкості талевого каната на гаку від моменту зрушення та характеру процесу витягування прихопленого бурильного інструмента. Навіть якщо швидкість на гакоблоці є сталою величиною, прихоплена бурильна труба періодично струшується. Доти, поки динамічна сила опору ковзанню менша за статичну, у зоні прихоплення виникає імпульс цих сил, що розтягує бурильні труби. Після чого прихоплена бурильна труба стискається, що приводить до зменшення пружної сили і гальмування переміщення.

Отже, рух прихопленої бурильної труби має коливальний характер, у якому періодично змінюються фази прилипання і ковзання-висмикування. Такі поштовхи викликані внутрішніми властивостями механічної системи, джерелом яких є тертя. Дослідження показали, що плавність руху та вібраційні тремтіння бурильної колони можна регулювати швидкістю на гакоблоці. З'ясовано, що варіюванням швидкості та частоти коливань талевого каната можна налаштовувати частоти коливань, інтервали руху і спокою, силу висмикування прихопленої бурильної труби.

Надано обґрунтовані рекомендації зі згладжування вібрацій бурильної колони, викликаних навантаженнями, що її утримують, шляхом підживлення автоколивань гармонічним збуренням талевого каната на гаку.

У четвертому розділі удосконалено наукові основи моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним способом (рис. 9). Дослідження проведено за теорією Г. Герца та комбінованим методом, який запропоновано вперше.

Під час проведення досліджень створеної математичної моделі механічної системи, у якій використовують ударні механізми, динамічний процес вперше розбито на чотири етапи: *перший* — натяг аварійної компоновки, що



1 – швидкість 0,2 м/с на гаку талевого каната, 2 – швидкість 0,6 м/с на гаку талевого каната, 3 – швидкість 1 м/с на гаку талевого каната,
Рисунок 8 – Швидкість руху прихопленої бурильної труби у похило-скерованій свердловині

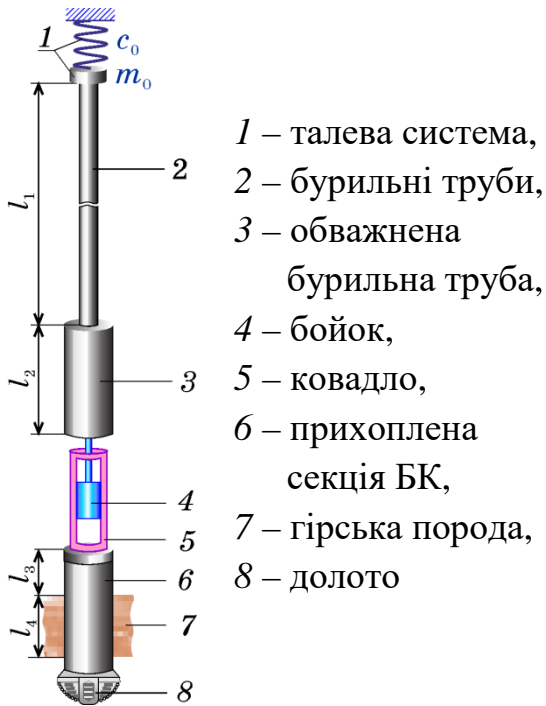


Рисунок 9 – Розрахункова схема бурильної колони з вмонтованим ударним механізмом

триває до роз'єднання замкової пари; *другий* — розгін обох (вільної–бойка і прихопленої–ковадла) компоновок бурильної колони до моменту спрацювання ударного пристрою; *третій* — з моменту зустрічі обох компоновок бурильної колони до закінчення передачі потенціальної енергії, накопиченої бурильною колоною, кінетичній «голові» прихоплення; *четвертий* — післяударний рух компоновок бурильної колони.

У *першому підрозділі* третій етап динамічного процесу досліджено за методом Г. Герца. Зокрема, теорія Г. Герца враховує пружність зони контакту бойка і ковадла, але бурильні труби протягом третього етапу вважаються непружними. Новий метод, розроблений для опису процесу вивільнення прихопленого бурильного інструмента,

поєднує застосування теорії пружності з методом плоскої хвилі Сен-Венана, в основі якого лежить побудова хвильової діаграми, вперше розроблена для бурильної колони.

На першому етапі динамічного процесу згідно теорії пружності рух секцій бурильної колони у поздовжньому напрямі описано системою рівнянь:

$$\ddot{u}_j(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_j(x_j, t) - a_j^2 u_j''(x_j, t) = g_j, \quad j = 1, \dots, k+2, \quad (17)$$

де $\ddot{u}_j(x_j, t) = \partial^2 u_j(x_j, t) / \partial t^2$, $\dot{u}_j(x_j, t) = \partial u_j(x_j, t) / \partial t$, $u_j''(x_j, t) = \partial^2 u_j(x_j, t) / \partial x_j^2$, $a_j = [E_j F_j / (\rho_j F_j + \rho_{\text{рід}} F_{\text{канал}})]^{1/2}$ — швидкість поширення пружних хвиль в матеріалі бурильних труб (ρ_j , $\rho_{\text{рід}}$ — густина матеріалу, з якого виготовлено труби, та промивальної рідини відповідно, F_j , $F_{\text{канал}}$ — площа поперечного перерізу і внутрішнього каналу бурильної труби відповідно, зокрема для циліндричної труби $F_j = \pi(D_j^2 - d_j^2)/4$, $F_{\text{канал}} = \pi d_j^2/4$), $g_j = g$ — прискорення вільного падіння, $g_{k+2} = g - f \mu_{\text{пор}} x_{k+2}^2 \text{sign} \dot{u}_{k+2}(x_{k+2}, t)$ (f — коефіцієнт тертя бурильної труби об кірку свердловини; $\mu_{\text{пор}} = \mu_0 / [(\rho_{k+2} F_{k+2} + \rho_{\text{рід}} F_{(k+2)\text{канал}}) l_{k+2}]$ — зведений коефіцієнт тертя труби об стінку свердловини, $\mu_0 = \rho_{k+2} L_{\text{пр}} \text{tg}^2(45^\circ + \beta/2) g/2$, $L_{\text{пр}}$ — периметр прихопленої труби, β — кут внутрішнього тертя породи), $h_j = \alpha_j \eta_j / [2(\rho_j F_j + \rho_{\text{рід}} F_{\text{канал}}) l_j]$ — зведений коефіцієнт в'язкого опору (α_j — коефіцієнт в'язкого тертя взаємодії бурового розчину з j -ою секцією аварійної бурильної колони).

На другому етапі динамічного процесу — розгін бойка $t \in [0, t_{\text{уд}}]$, який триває до моменту спрацювання ударного пристрою, тобто передуює удару, до динамічних рівнянь руху (17) додаємо крайові умови (рис. 10) на кінцях і

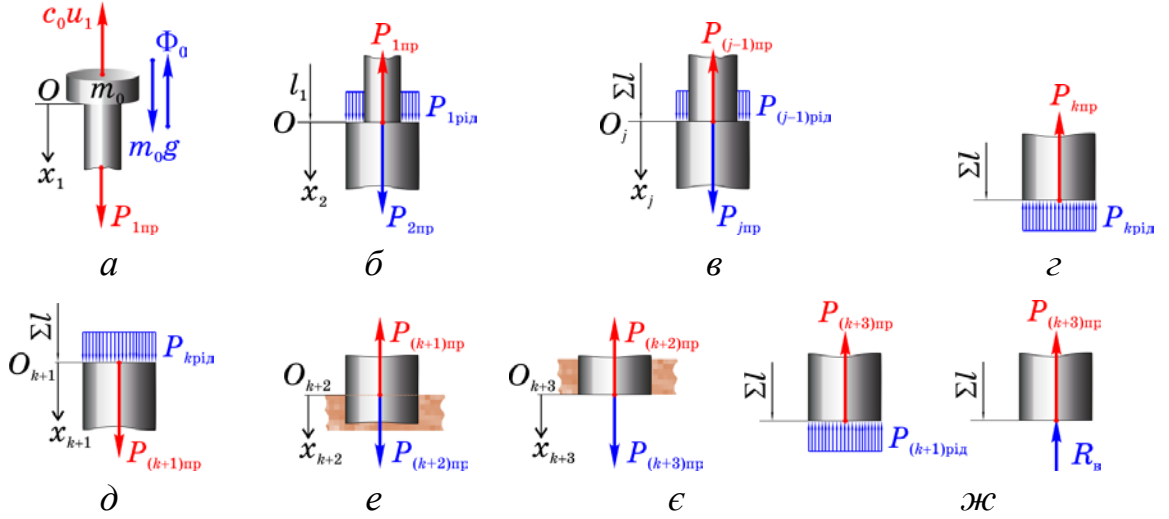


Рисунок 10 – Крайові умови бурильної колони з вмонтованим ударним механізмом: вільна (а–г), прихоплена (д–ж) компоновка бурильної колони

стику секцій бурильних труб та у місці установки ударного механізму:

$$\begin{aligned}
 E_1 F_1 u_1'(0, t) - c_0 u_1(0, t) &= m_0 [\ddot{u}_1(0, t) - g]; \\
 u_1(l_1, t) &= u_2(0, t); \quad E_1 F_1 u_1'(l_1, t) = E_2 F_2 u_2'(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1; \\
 u_{j-1}(l_{j-1}, t) &= u_j(0, t); \quad E_{j-1} F_{j-1} u_{j-1}'(l_{j-1}, t) = E_j F_j u_j'(0, t) + q(F_j - F_{j-1}) g \sum_{j_2=1}^{j-1} l_{j_2}; \\
 E_k u_k'(l_k, t) &= -qg \sum_{j=1}^k l_j; \quad E_{k+1} u_{k+1}'(0, t) = -qg \sum_{j=1}^k l_j; \quad u_{k+1}(l_{k+1}, t) = u_{k+2}(0, t); \\
 u_{k+1}'(l_{k+1}, t) &= u_{k+2}'(0, t); \quad u_{k+2}(l_{k+2}, t) = u_{k+3}(0, t); \quad u_{k+2}'(l_{k+2}, t) = u_{k+3}'(0, t); \\
 E_{k+1} u_{k+3}'(l_{k+3}, t) &= -qg \sum_{j=1}^{k+3} l_j; \quad \text{або} \quad E_{k+1} F_{k+1} u_{k+3}'(l_{k+3}, t) = -R_B,
 \end{aligned} \tag{18}$$

де R_B – реакція вибою на тиск долота на породу.

На третьому етапі динамічного процесу удар відбудеться, якщо відносне переміщення нижнього кінця вільної (бойок) і верхнього кінця прихопленої (ковадло) компоновок бурильної колони у будь-який момент часу не перевищує переміщення, викликане їхньою відносною швидкістю:

$$u_k(l_k, t) - u_{k+1}(0, t) \leq [\dot{u}_{k+1}(0, t) - \dot{u}_k(l_k, t)] t. \tag{19}$$

Момент зустрічі бойка і ковадла $t_{уд}$ визначають з виразу:

$$u_k(l_k, t_{уд}) - u_k(l_k, 0) = s + [u_{k+1}(0, t_{уд}) - u_{k+1}(0, 0)], \tag{20}$$

де s – вільний хід ударного механізму.

Зближення кінців обох компоновок бурильної колони відбувається за рахунок контактних деформацій w , яке можна визначити з рівності:

$$w(t + t_{уд}) = [\dot{u}_{k+1}(0, t_{уд}) - \dot{u}_k(l_k, t_{уд})](t + t_{уд}) - [u_k(l_k, t + t_{уд}) - u_{k+1}(0, t + t_{уд})]. \tag{21}$$

З моменту зустрічі аварійної й прихопленої компоновок бурильної колони, або бойка з ковадлом вони здійснюватимуть сумісний рух. На цьому етапі кінетична енергія ударних мас зменшується до нуля, а сила контакту (уда-

рна сила) миттєво збільшується

$$\begin{cases} \dot{u}_k(l_k, t + t_{\text{уд}}) \sum_{j_2=1}^k \int_0^{l_{j_2}} \rho_{j_2} F_{j_2} dx_{j_2} = -P_{\text{уд}}(t + t_{\text{уд}}); \\ \dot{u}_{k+1}(0, t + t_{\text{уд}}) \left(\int_0^{l_{k+1}} \rho_{k+1} F_{k+1} dx_{k+1} + \int_0^{l_{k+2}} \rho_{k+2} F_{k+2} dx_{k+2} \right) = P_{\text{уд}}(t + t_{\text{уд}}), \end{cases} \quad (22)$$

де $P_{\text{уд}}(t + t_{\text{уд}}) = kw^{3/2}(t + t_{\text{уд}})$ – контактна сила, k – коефіцієнт Герца, що залежить від кривизни поверхонь тіл у точці контакту і від властивостей матеріалу:

$$k = \frac{4}{3\sqrt{R_1 + R_2}} \frac{E_1 E_2 \sqrt{R_1 R_2}}{E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)}. \quad (23)$$

Залежність величини коефіцієнта Герца від геометричних і фізичних характеристик бойка і ковадла (22) лягли в основу створення у співавторстві конструкції пристрою для ліквідації прихоплень [30] при бурінні зі зміненою геометрією бойка і торця перехідника, принцип роботи якого описано у розділі 7.

За дослідженнями динамічних характеристик, що відбуваються в процесі вивільнення прихопленої бурильної колони ударним способом, проведеними на дворовірній і тривірній аварійній компоновці бурильної колони показано, що час розгону компоновок колони бурильних труб практично пропорційно залежить від ходу ударного механізму s і мало залежить від довжини колони. Таким чином, хвиля деформацій проходить від верхнього кінця бурильної колони до місця удару для дворовірної колони швидше, ніж для тривірної лише для малих значень ходу бойка. Однак тривалість удару у дворовірній колоні (1,5–2 мс) значно менша порівняно з тривірною (3,5–4 мс), оскільки довша колона встигає накопичити значно більше енергії і як наслідок розвинути більшу ударну силу (рис. 11). Тривалість удару мало залежить від ходу бойка, а визначається параметрами бурильної колони. Якщо енергія, що накопичується бурильною колоною на другому етапі динамічного процесу, зростає пропорційно зі збільшенням ходу бойка, то найбільше значення сили удару також зростає, але нелінійно.

Так як ефективність ліквідації прихоплень аварійної компоновки бурильної колони визначається ударним імпульсом (рис. 11), то хід бойка s необхідно вибирати таким, що забезпечує допустимий напружено-деформований стан бурильних труб при максимально можливому ударному імпульсі. Проведені дослідження величини ударної сили за методом Г. Герца показали, що вона перевищує фізичну на 20–30%, тобто оцінити її можна досить наближено, оскільки розповсюдження напружень вздовж бурильних труб вважалися миттєвими. Представлений метод добре відображає величину ударного імпульсу в місці зустрічі бойка із ковадлом, однак не враховує вплив фізичних властивостей гірських порід на зміну ударної сили в часі біля «голови» прихоплення.

Оскільки метод Г. Герца враховує пружність контактних ділянок, але тіла залишаються абсолютно твердими, то у *другому підрозділі* запропоновано новий комбінований метод, що поєднує статичні розв'язки теорії пружності

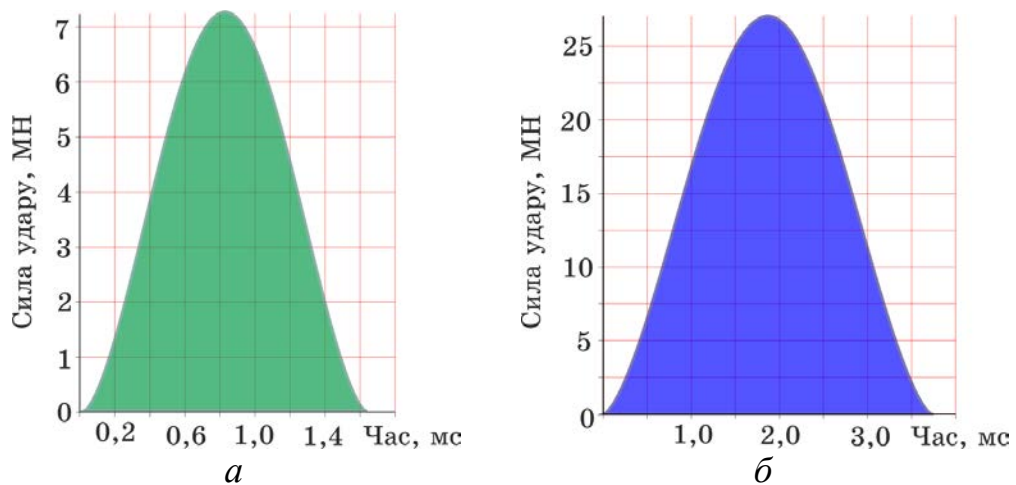
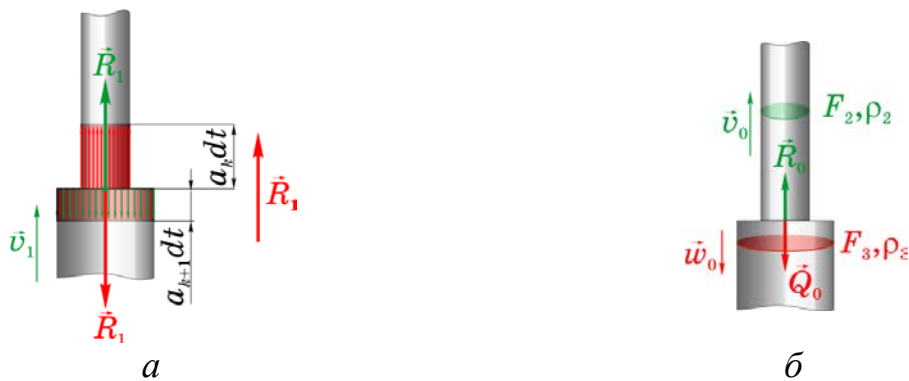


Рисунок 11 – Ударний імпульс дворовмірної (а) і трирозмірної (б) бурильної колони (третій етап динамічного процесу)

для приконтактної зони та метод плоскої хвилі Сен-Венана.

За цим методом робота ударного пристрою полягає у динамічній передачі енергії деформації, яку накопичує бурильна колона, прихоплений ділянці труби. Тобто, ударний пристрій концентрує кінетичну енергію у місці зустрічі бойка з ковадлом. Сучасна теорія удару визначає існування в бурильних трубах поряд з кінетичною й потенціальною енергією після удару, водночас як класична теорія удару це заперечує. Наявність одночасного існування зазначених енергій можливе завдяки тому, що рівномірно розподілене ударне навантаження і деформації від місця контакту розповсюджуються по бурильним трубам не миттєво, а з хвильовою швидкістю. Після удару та частина бурильної труби, яка охоплена ударною хвилею, отримує потенціальну енергію, а та частина, яку ударна хвиля ще не досягла, зберігає початкову кінетичну енергію (рис. 12 – а).

У момент закінчення удару припиняється дія ударного навантаження, частина бурильної труби не встигає повністю розвантажитись і, як наслідок, від частини потенціальної енергії. Внаслідок нанесеного удару одна секція бурильної колони стискається, а інша — розтягується. Деформації труби призводять до зміни миттєвих швидкостей, а завдяки хвильовому характеру розповсюдження деформацій поле швидкостей втрачає однорідність. Ті обла-



а – до удару, б – після удару

Рисунок 12 – Плоский удар двох компоновок бурильної колони

сті, що охоплені хвилею деформацій, змінюють власну швидкість, а ті області, яких хвиля ще не досягла, — зберігають попередню швидкість.

Для описаного методу вперше розроблено методіку побудови хвильової діаграми, перевагою якої є наочність хвильових процесів, що відбуваються у бурильній колоні під час її вивільнення. Граничними поверхнями для досліджуваної ударної системи є торці секцій, припасовані одна до одної, та прихоплена поверхня бурильної колоні. Як наслідок можливе багаторазове відбиття, переломлення і накладання ударних хвиль, внаслідок чого загальна картина хвильового процесу може ускладнюватися. Сили удару на поверхнях зустрічі бойка з ковадлом і прихопленої ділянки (рис. 12 – б) визначають згідно закону збереження кількості руху з наступних систем рівнянь:

$$\begin{cases} R_{j_2} - R_{j_2-1} = A_2 F_2 (v_{j_2-1} - v_{j_2}); & \begin{cases} Q_{j_1} - R_{j_2-1} = A_3 F_3 (v_{j_2-1} - w_{j_1}); \\ Q_{j_1} - Q_{j_1-1} = A_4 F_4 (w_{j_1-1} - w_{j_1}), \end{cases} \\ R_{j_2} - Q_{j_1} = A_3 F_3 (w_{j_1} - v_{j_2}), & \end{cases} \quad (24)$$

де $A_i = \sqrt{\rho_i E_i}$ – імпеданс.

Для дворовірної компоновки бурильної колоні досліджено ударні імпульси, що виникають у місці зустрічі бойка з ковадлом і у місці прихоплення бурильної колоні (рис. 13), для бурових стовбурів при різних силах при-

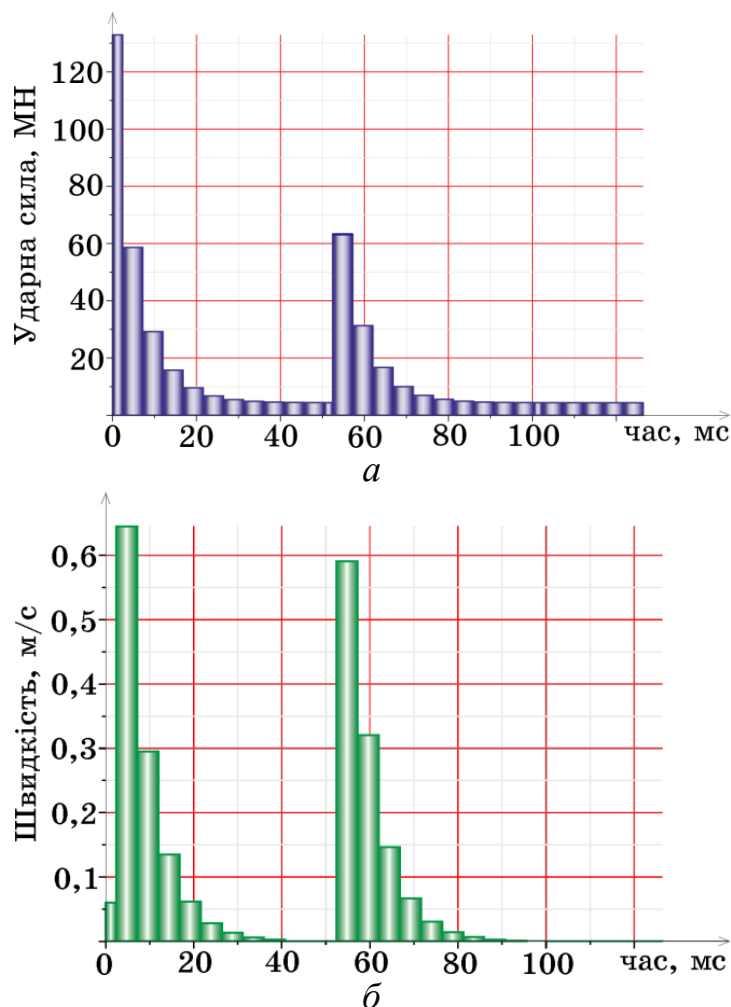


Рисунок 13 – Закони зміни ударної сили (а) й швидкості руху (б) «голови» прихоплення бурильної колоні

тискання породою, а також динамічні характеристики гідравлічних ударних механізмів ГУМД 195, ZSJ/ZXJ 70B і 80B — час розгону компоновок бурильної колони (0,5–2 с.); тривалість удару (50–200 мс.); ударну силу (1–50 МН); енергію, одержану прихопленою компоновкою бурильної колони (>70%) і втрачену вільною компоновкою бурильної колони (2,5–12%).

На прикладі механічних ясів YS 178B і YS 203B встановлено вплив параметричних характеристик ударних механізмів: ходу бойка (для YS 178B 40–1,5 м, для YS 203B 10–30 см), довжини і діаметра бойка і місце його розташування на ефективність роботи цих ясів.

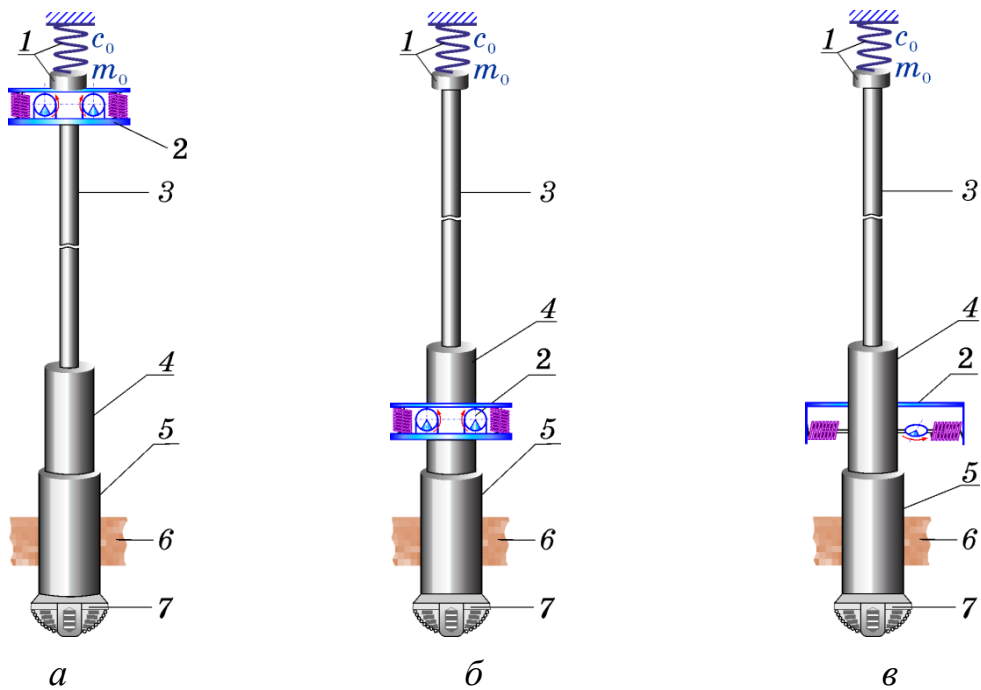
У *третьому* підрозділі запропоновано з метою збільшення ударного імпульсу за рахунок тривалості удару вмонтувати в обважнену бурильну трубу амортизатор. Встановлено, якщо амортизатор вмонтовано у верхній частині обважненої бурильної труби, то ударний імпульс має один максимум на початку і з часом швидко згасає. У випадку опускання амортизатора максимальна ударна сила зменшується, а нижче за 0,35 довжини обважненої бурильної труби максимум настає пізніше, більше того з'являється ще і другий максимум в кінці другого етапу динамічного процесу. З'ясовано, що збільшення жорсткості амортизатора від 5 МН/м до 40 МН/м призводить до збільшення частот вільних коливань вільної компоновки бурильної колони на 9,8–13,7%. На основі проведених досліджень показано, що найдоцільніше амортизатор розміщувати на відстані 0,4–0,45 довжини, відрахованого від верху вільної частини обважненої бурильної труби. У цьому випадку максимальна ударна сила задовольнятиме умову міцності бурильних труб і понад 85% ударного імпульсу передаватиметься від місця встановлення ударного пристрою до місця прихоплення.

Одержані залежності й закономірності лягли в основу розробки пристрою для усунення прихоплень при бурінні [29] з тензодатчиком для запису інформації про фізичні характеристики удару.

П'ятий розділ присвячено вібраційним методам ліквідації прихоплень бурильного інструмента (рис. 14). Метою даного розділу було удосконалення наукових основ моделювання динамічного процесу передачі вібропристроєм коливань у місце прихоплення бурильної колони, розроблення рекомендацій щодо застосування вібраторів (налаштування резонансу на одну із власних частот бурильної колони, вибору амплітуди збурювальної сили, тривалості роботи) для ліквідації прихоплень бурильного інструмента.

У *першому* підрозділі обґрунтовано способи вибору осциляторів, місця їх встановлення та методів передачі коливань, збурюваних ними, у зону прихоплення бурильної колони. За допомогою розроблених розрахункових схем бурильних колон з поверхневими (рис. 14 – а) і глибинними (рис. 14 – б, в) осциляторами для збурення вібрацій як поздовжніх (рис. 14 – а, б), так і поперечних (рис. 14 – в), одержаних математичних моделей та комплексу програм проведено параметричні дослідження динамічних процесів.

У *другому* підрозділі розроблено нові математичні моделі бурової вежі з поздовжньою вібрацією (рис. 14 – а, б), що не вимагає роз'єднання бурильної колони, а у *третьому* — поперечною вібрацією (рис. 14 – в).



a – поверхневий осцилятор; *б, в* – глибокий осцилятор;
a, б – поздовжні коливання; *в* – поперечні коливання

Рисунок 14 – Розрахункова схема прихопленої бурильної колони

У результаті розв'язку системи хвильових рівнянь (13) з неоднорідними крайовими умовами і числових досліджень за допомогою комп'ютерних програм побудовано переміщення перерізів бурильної колони (рис. 15–19). Проведені дослідження підтвердили, що за наявності в'язкого опору вільні коливання згасають за експоненціальним законом (рис. 15). Швидкість зменшення амплітуди таких коливань визначається в'язкістю промивальної рідини.

Дослідження динамічних процесів під час ліквідації прихоплень бурильного інструмента показали, що під дією вібрацій у бурильній колоні виникають дві складові вимушених коливань: додаткові — з частотою збурювальної сили й амплітудою, яка не залежить від власних частот бурильної колони, та фундаментальні — з частотою збурювальної сили й амплітудою, яка є функ-

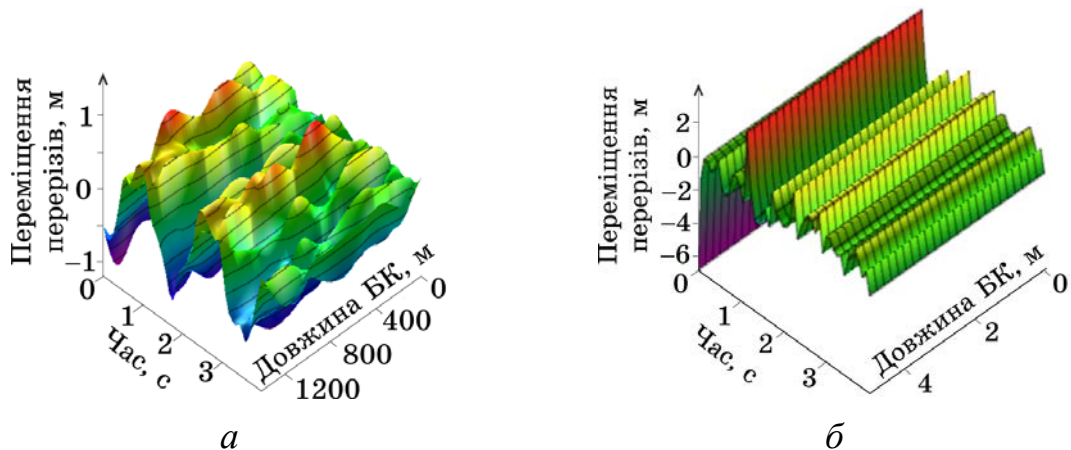


Рисунок 15 – Поздовжні вільні коливання в перерізах бурильних труб першої секції (*a*) та поблизу зони прихоплення (*б*)

цією власних частот бурильної колони.

У випадку збурення поздовжніх вібрацій додаткова складова вимушених коливань має форму стоячих хвиль (рис. 16) і не переносить енергію вздовж бурильних труб. До того ж, коливання нерухомих хвиль низькоамплітудні, а тому їхнім впливом на вібрацію бурильної колони можна знехтувати. Фундаментальна складова вимушених коливань має форму біжучих хвиль (рис. 17 і 18) і внаслідок розповсюдження вздовж бурильних труб переносить енергію (на відміну від нерухомих хвиль).

Таким чином, для ефективного вивільнення прихопленого бурильного інструмента, необхідно забезпечити оптимальні параметри саме біжучим хвилям. На рис. 17 зображено вимушені коливання у випадку застосування поверхневого осцилятора, а на рис. 18 — глибинного осцилятора.

Проведені аналітичні та числові дослідження показали, що у випадку збурення поперечних вібрацій власні коливання низькочастотні (рис. 19 – а), а додаткова (рис. 19 – б) і фундаментальна (рис. 19 – в) складові вимушених коливань характеризуються співмірними амплітудами і тому підсилюють одна одну.

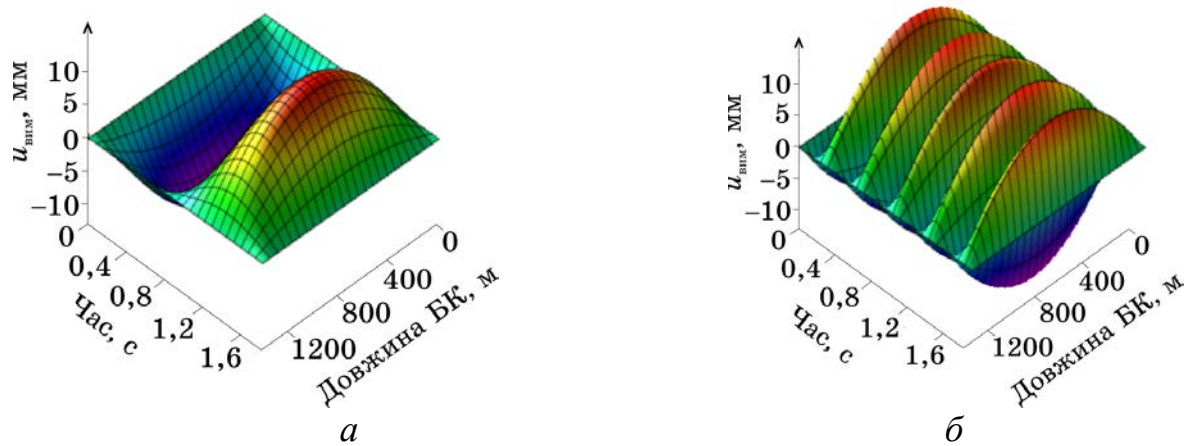


Рисунок 16 – Вимушені поздовжні коливання перерізів бурильних труб (нерухомі хвилі), збурених поверхневим вібропристроєм, при налаштуванні на першу (а) і п'яту (б) власну частоту

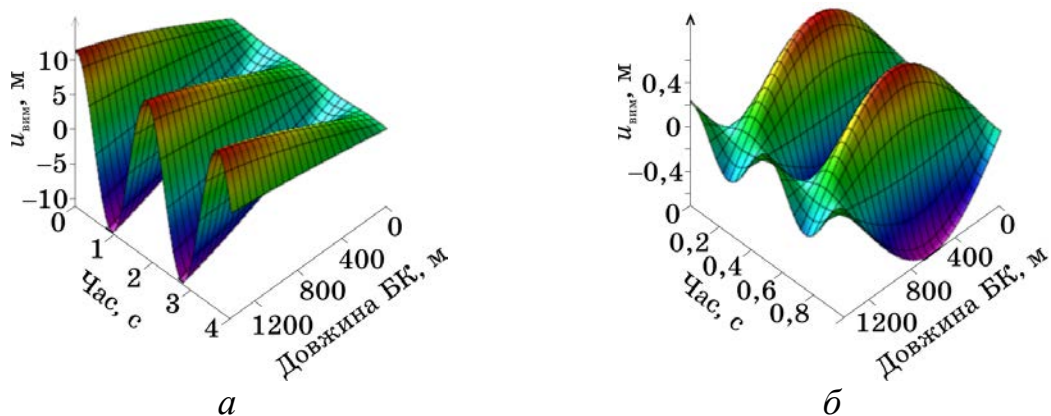


Рисунок 17 – Вимушені поздовжні коливання перерізів бурильних труб (біжучі хвилі), збурених поверхневим вібропристроєм, при налаштуванні на першу (а) і другу (б) власну частоту

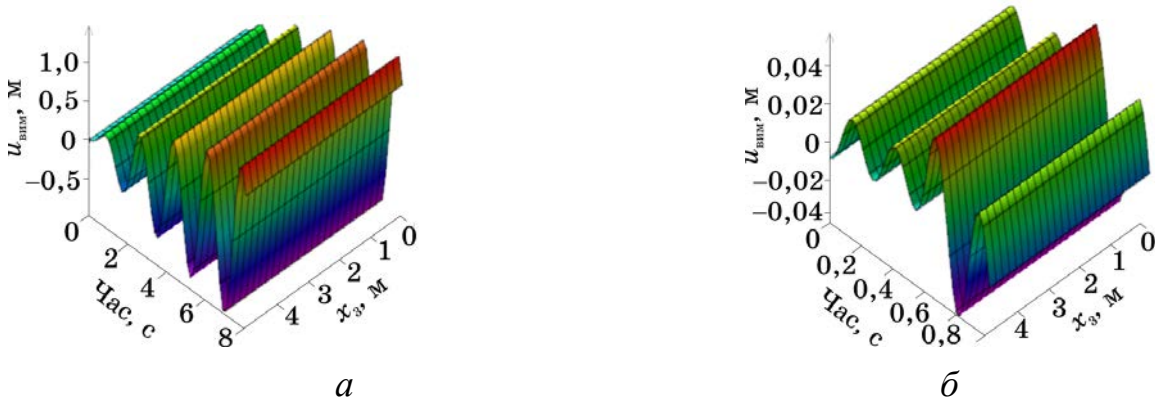
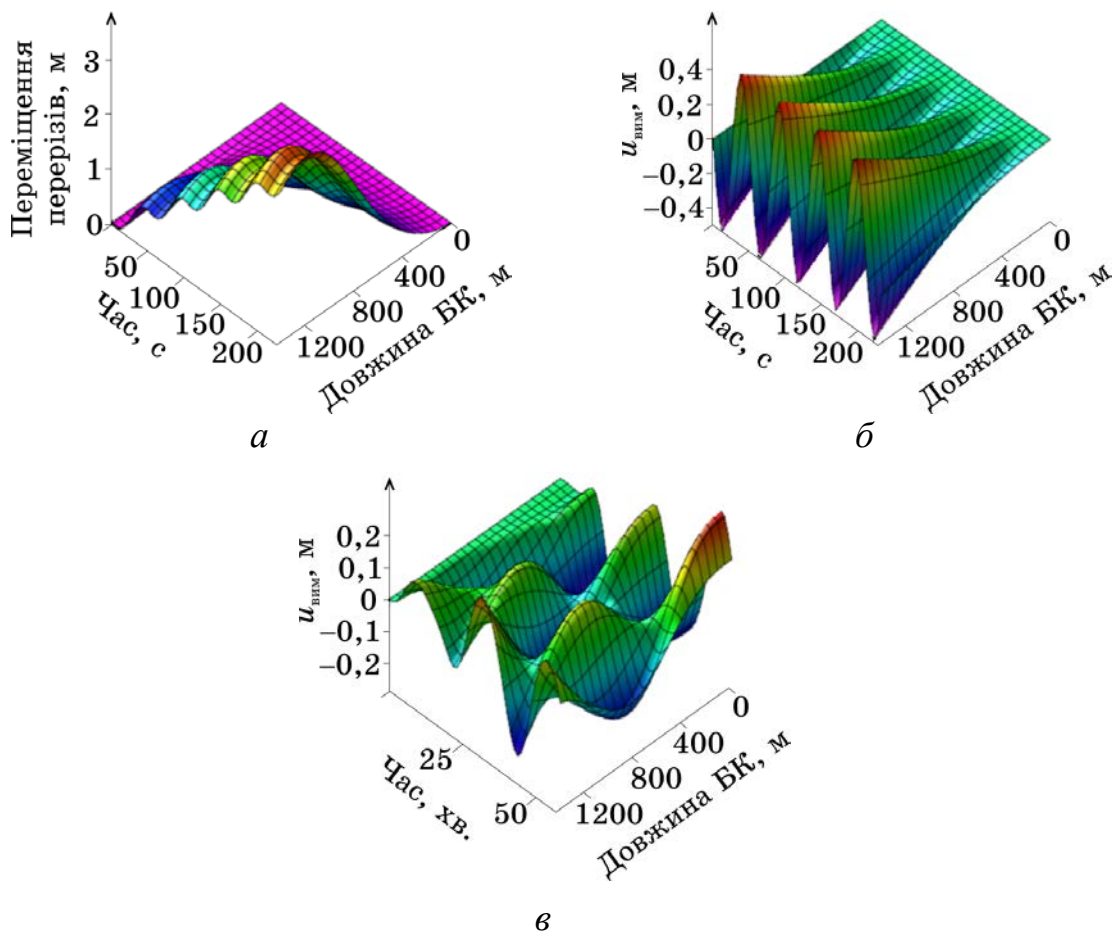


Рисунок 18 – Вимушені поздовжні коливання перерізів бурильних труб, збудених глибинним вібропристроєм, при налаштуванні на першу (а) і третю (б) власну частоту



a – власні коливання, *б* – вимушені коливання (стояча хвиля),
в – вимушені коливання (біжуча хвиля)

Рисунок 19 – Поперечні коливання перерізів бурильних труб

Отже, осцилятор поперечної дії доцільно розміщувати поблизу «голови» прихоплення, щоб коливання нерухомих хвиль приводили до безпосереднього руйнування неголономних реономних в'язей — зміни фізично-механічних та фізико-хімічних властивостей гірської породи.

Моделювання динамічних процесів вивільнення прихопленого буриль-

ного інструмента дозволило за допомогою комп'ютерної програми шляхом числового інтегрування з достатньою точністю побудувати амплітудно-частотні (рис. 20) та фазово-частотні характеристики бурильної колони, розробити методику одержання передавальної функції коливань системи «бурова вежа–вібропристрій–прихоплення». Побудовані амплітудно-частотні характеристики для прихопленої бурильної колони з поверхневим вібропристроєм, які залежать від в'язкості промивальної рідини, наведено на рис. 20 – *а* (фіолетова крива для обраної в'язкості, *рожева* крива — для в'язкості, яка перевищує обрану удвічі, *зеленою* — утричі), для бурильної колони з глибинним вібропристроєм — на рис. 20 – *б*. Досліджено вплив параметрів осцилятора (амплітуди, частоти, конструктивних особливостей, що визначають вид збурювальної сили) та місця його установки на ефективність вивільнення прихопленої бурильної труби.

У випадку ліквідації прихоплення бурильного інструмента вібраційним способом рекомендовано застосовувати: на глибинах до 200 м — поверхневі вібропристрої поздовжньої вібрації і налаштовувати осцилятор на першу резонансну частоту, на глибинах до 2000 м — глибинні вібропристрої поздовжньої

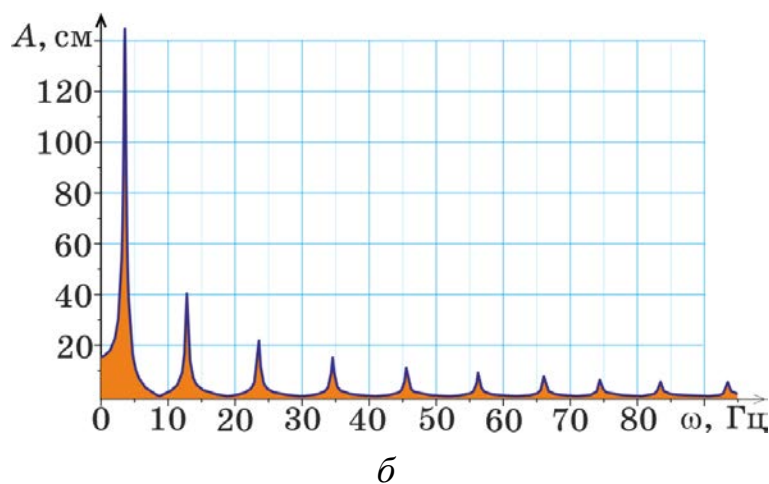
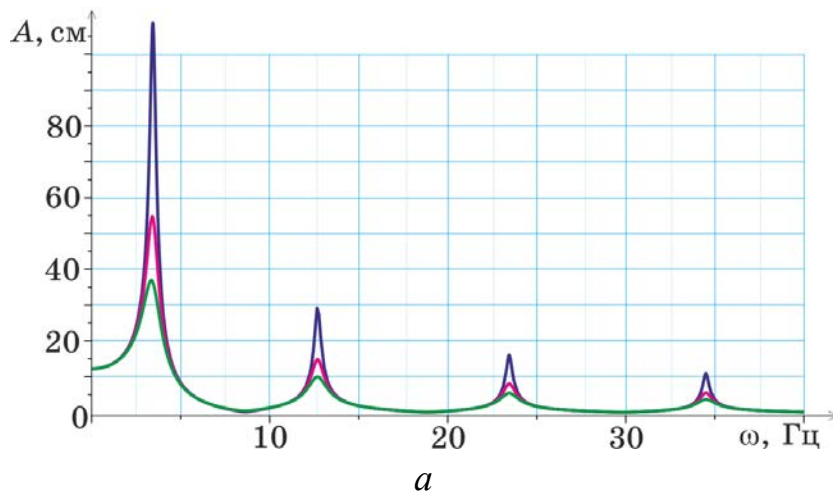


Рисунок 20 – Амплітудно-частотні характеристики коливань бурильної колони з поверхневим осцилятором (*а*) для різних значень в'язкого опору і з глибинним вібратором (*б*)

вібрації і налаштовувати осцилятор на другу резонансну частоту, а на глибинах понад 2000 м — глибинні вібропристрої поперечної вібрації.

У шостому розділі розглянуто вплив механічних властивостей матеріалів, з яких виготовляють бурильні труби, і гірських порід, що їх прихоплюють під час прокладання свердловин, на динамічні процеси ліквідації прихоплень бурильного інструмента. Проведено оцінку міцності перерізів бурильних труб з урахуванням пружно-пластичних властивостей матеріалу. Наведено рекомендації з підбору матеріалу для трубопроводу.

Враховано, що стінки бурильних труб у похило-скерованій свердловині зазнають додаткових стискаючих контактних розподілених навантажень, зумовлених їх взаємодією із кіркою свердловини, і перебувають під дією фрикційних сил, викликаних тиском бурового розчину, який циркулює всередині та ззовні труб. Зазначено, що при бурінні викривлених свердловин необхідно враховувати ефект Стрібека, оскільки контакт між бурильною колоною і свердловиною відбувається через змащення буровим розчином. Це призводить до зниження сили тертя при ковзанні залежно від міри взаємодії контактуючих поверхонь та наявності змащувальної плівки. На криволінійних ділянках радіальні тиски є змінними величинами, що залежать від положення труб на свердловині та швидкості їхнього руху. Оскільки всі сили діють сумісно, доводиться враховувати інтегральну силу опору руху бурильної колони.

Оскільки навантаження різко зростають із набором зенітного кута свердловини за експонентою, а у випадку виникнення прихоплень внаслідок обвалів або налипання гірських порід можливе значне зростання сил опору, що перешкоджають переміщенню прихопленої бурильної труби і може привести до зупинки основних технологічних операцій буріння, розроблена методика оцінювання напружено-деформованого стану труб, тобто аналітичного дослідження динамічного процесу вивільнення прихоплених бурильних труб на викривлених ділянках свердловин.

Отже, проведення попередніх досліджень і оперативний контроль експлуатаційної міцності прихоплених бурильних труб сприяє запобіганню аварійним ситуаціям і зниженню непродуктивних витрат. Застосування ударних пристроїв для вивільнення прихопленого бурильного інструмента вимагає нанесення інтенсивних зовнішніх навантажень. У роботі проведено оцінювання напружено-деформованого стану бурильних труб у залежності від матеріалу, з якого вони виготовлені.

Напруження, що виникають у поперечних перерізах прихопленої бурильної труби, одержано у вигляді:

$$\sigma(x,t) = E \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} = \left(2 \frac{x}{l} - 1 \right) \frac{1}{F} P(t) - \sum_{n=1}^{\infty} e^{-h_n} \left[E(D_n \sin p_{1n} t + G_n \cos p_{1n} t) - \frac{32(-1)^n P(t)}{(2n-1)^3 \pi^3 F} \right] p_n \sin p_n x. \quad (25)$$

Під дією ударної сили досліджено напруження в зоні прихоплення бурильних труб, що виготовлені з різних металевих сплавів. За результатами

досліджень прикладена ударна сила $P(t)$ зумовлює найбільше напруження у трубах зі сталевих сплавів, а найменше — з алюмінієвих.

На рисунку 21 – а зображено діаграму деформації аварійної компоновки бурильної колони, труби якої виготовлено з різних сталевих сплавів (марок сталі), а на рис. 21 – б — з алюмінієвих та титанових сплавів. Діаграми починаються прямолінійними ділянками, на яких деформація зростає пропорційно напруженню за законом Гука:

$$\sigma = E\varepsilon, \quad \sigma \leq \sigma_{\text{pp}} (\varepsilon \leq \varepsilon_{\text{pp}}), \quad (26)$$

де $\sigma_{\text{pp}} = [\sigma_{\text{п}} / (0,006\mu + \sigma_{\text{п}})^m]^{1/m}$ – границя плинності; $\mu = E/[2(1+\nu)]$ – модуль зсуву, m – коефіцієнт деформаційного зміцнення.

За результатами дослідження напружень в зоні прихоплення бурильних труб, що виготовлені з різних металевих сплавів, що виникають під дією ударної сили, показано, що прикладена ударна сила зумовлює найбільше напруження у трубах зі сталевих сплавів (більше 1,4–1,5 рази, ніж у труб із титанових сплавів і у 2,8–3 рази, ніж у трубах з алюмінієвих сплавів). Величини цих

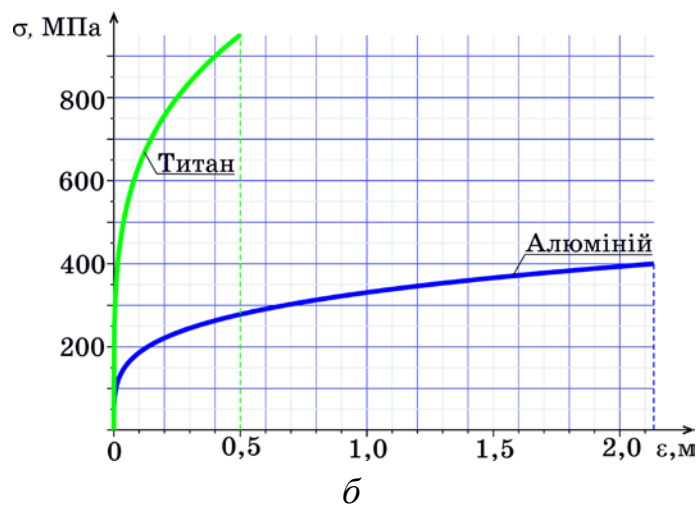
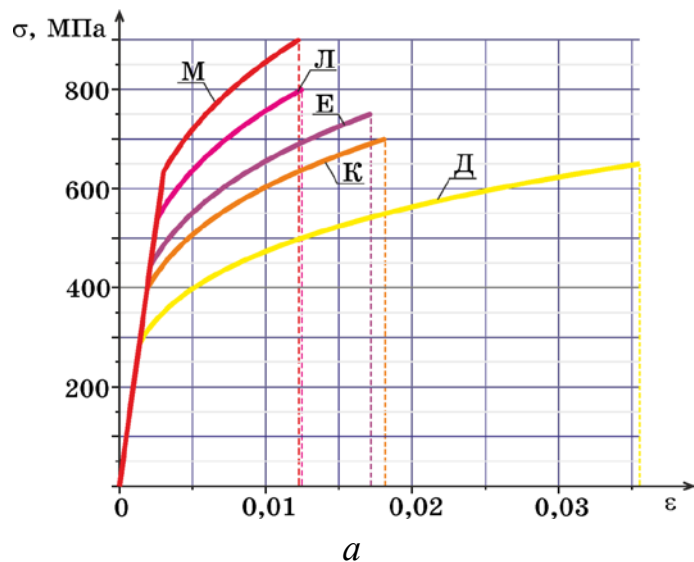


Рисунок 21 – Діаграма «напруження — деформація» бурильних труб, виготовлених зі сплавів, що містять різні марки сталі (а), титан і алюміній (б)

напружень повинні задовольняти умову міцності.

Шляхом розв'язку задачі теорії пружності бурильних труб, що взаємодіють з породою, одержано аналітичні залежності для визначення радіальних зміцнень стінок прихопленої труби під дією удару й вібрації. Це дозволило обґрунтовано підбирати фізичні та конструктивні параметри, місце розташування механічних пристроїв, щоб уникнути залишкових деформацій при звільненні бурильного інструмента і не дозволити останнім перевищити допустимий рівень міцності. Якщо ударна сила має таку величину, що напруження у бурильній трубі перевищує границю міцності, то необхідно розглянути її пружно-пластичний стан.

У шостому розділі також проведено зіставлення роботи вібраційних, ударних та віброударних пристроїв у разі використання механічних пристроїв, в яких керують безпосередньо частотою ν за допомогою датчиків, що дозволяють вимірювати частоту в режимі реального часу. При цьому частотою ν для ударника є кількість ударів бойка по ковадлу, а для осцилятора — кількість циклів за одиницю часу.

У процесі вивільнення прихопленого бурильного інструмента необхідно подолати силу притискання бурильної труби гірською породою або силу тертя, яка залежить від неї і коефіцієнта тертя. Отже, послабити силу тертя можливо за рахунок зменшення утримувальної сили за рахунок застосування поперечної вібрації, кута тертя — додавання в зону прихоплення мастила (нафти, води), прикладання до бурильної колони механічних коливань, які приводить породу у неперервний рух. Якщо породою є піщаник, то завдяки збуренню вібраційного руху піщинок сила тертя спокою замінюється силою тертя ковзання. Процес надання піщинкам хаотичного коливального руху ще називають псевдозрідженням породи.

З міркувань забезпечення величини імпульсу ударної сили $I_{\text{уд}}$ і сили, збуреної осцилятором поздовжньої $I_{\parallel\text{віб}}$ або поперечної дії $I_{\perp\text{віб}}$, (рис. 22):

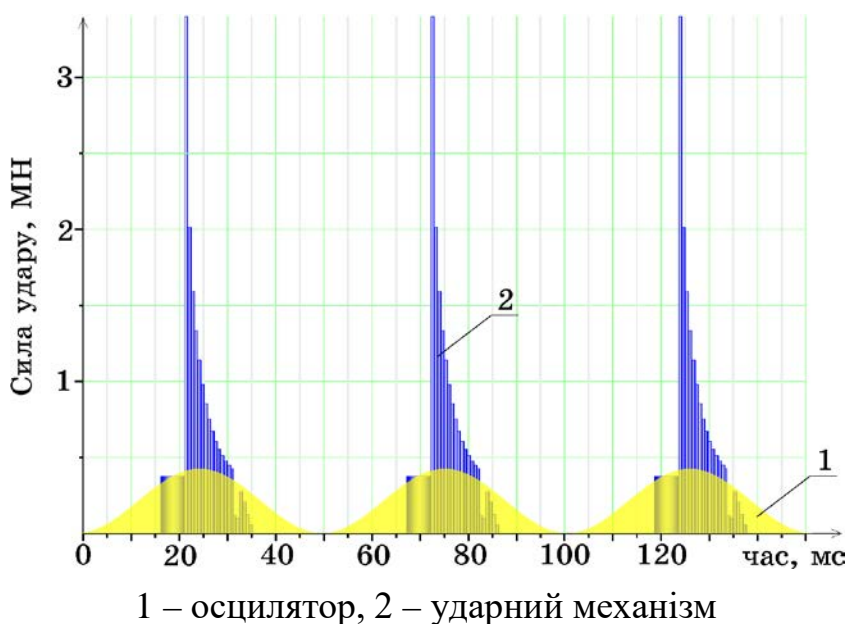


Рисунок 22 – Порівняння роботи механічних пристроїв, що використовують для вивільнення прихопленого бурильного інструмента

$$I_{\text{уд}} = n \int_{t_{\text{уд}}}^{t_{\text{уд}}+\tau} P_{\text{уд}}(l_n, t) dt; \quad I_{\parallel \text{вібр}} = EF \int_0^{t_{\text{в}}} |u'_{\text{вим}}(l_n, t)| dt; \quad I_{\perp \text{вібр}} = EJ \int_0^{t_{\text{в}}} |w'''_{\text{вим}}(l_n, t)| dt, \quad (26)$$

де $t_{\text{уд}}$ – час розгону до зустрічі бойка з ковадлом, τ – тривалість удару, $t_{\text{в}}$ – час роботи осцилятора, одержано залежності для підбору частоти і амплітуди коливань осциляторів з міркувань збереження міцності бурильних труб, визначення необхідної тривалості вібрацій для вивільнення бурильного інструмента.

Останній **сьомий розділ** присвячено знаходженню шляхів використання запропонованої методики вибору експлуатаційних параметрів ударних і вібраційних пристроїв для промислового застосування.

У *першому* і *другому* підрозділах описано роботу розроблених конструкцій, які рекомендовано до впровадження у практику аварійних робіт, — калібратора шарошкового [26] і випрямляча стовбура свердловини [27], а також двох пристроїв для усунення прихоплень при бурінні (рис. 23): зі зміненою геометрією бойка і торця перехідника [30]; з тензодатчиком для запису інформації про фізичні характеристики удару [29]. У *третьому* і *четвертому* підрозділах на основі проведених досліджень наведено рекомендації з вибору параметрів і місця розташування ударних і вібраційних пристроїв для зменшення тривалості та вартості ліквідації найскладніших аварій, що стало підґрунтям для розроблення інструктивних документів [44, 45].

Порівняння результатів числових експериментальних і промислових даних свідчить про те, що розроблені математичні моделі роботи механічних пристроїв достатньо точно відтворюють динамічні процеси, які відбуваються

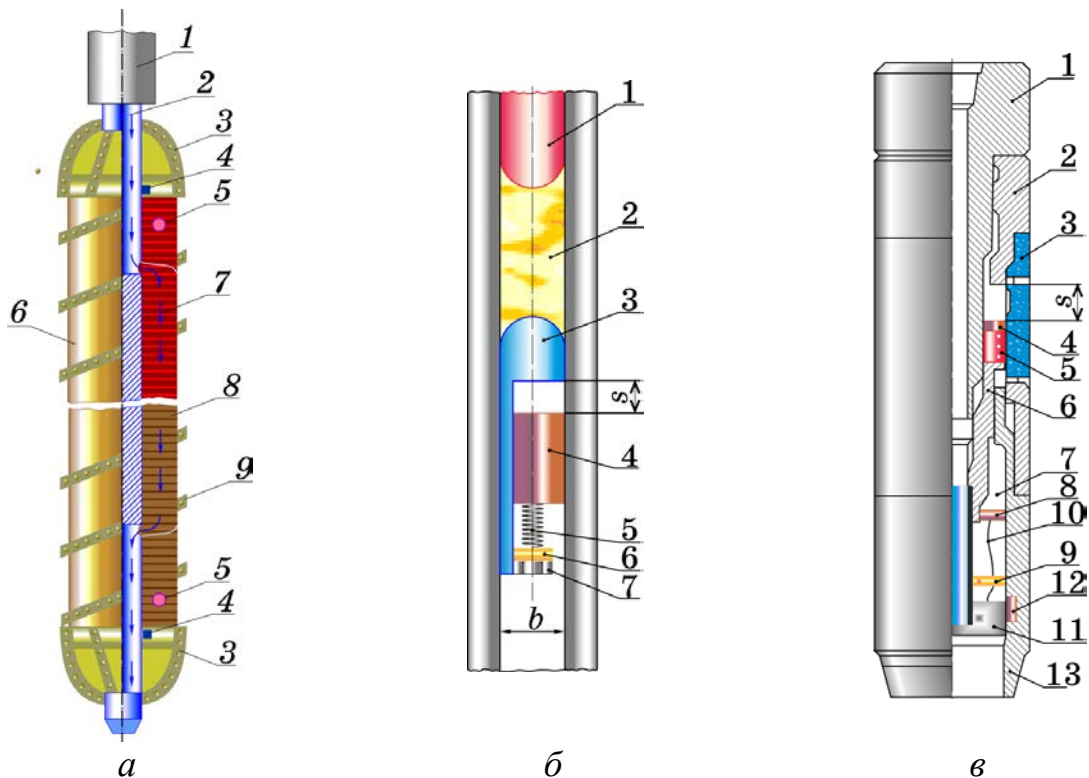


Рисунок 23 – Випрямляч стовбура свердловин (а), пристрої для усунення прихоплень бурильного інструмента: зі зміненою геометрією бойка і торця перехідника (б), з тензодатчиком (в)

у бурильній колоні при вивільненні бурильного інструмента. Отримані залежності дозволяють підбирати конструктивні параметри ударних і вібраційних пристроїв, і проводити оцінку ефективності їхньої роботи.

ЗАГАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язано науково-технічну проблему створення та розвитку методів математичного моделювання і комп'ютерного числового дослідження динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента у випадку використання механічних способів (ударних механізмів, осциляторів або віброударників) на основі розширення класу задіяних видів динамічних моделей із залученням інтегральних операторів та теорії хвильових рівнянь. А саме, багатомасову систему рівнянь для дослідження процесів у похило-скерованих свердловинах, поздовжніх і поперечних коливань стрижня — у вертикальних свердловинах. Розроблено в рамках структурно-орієнтованого підходу розгалужене алгоритмічне забезпечення процесів математичного моделювання та побудови програмних моделюючих засобів. На основі теоретичних і експериментальних досліджень отримано наукове обґрунтування і подальший розвиток технології використання механічних способів при ліквідації прихоплень бурильної колони, що можна кваліфікувати як нові перспективні досягнення, реалізація яких вносить помітний вклад у науково-технічний прогрес при бурінні та освоєнні свердловин. Зокрема, отримано наступні наукові результати.

1. Узагальнено і систематизовано промислові дані про аварії та ускладнення при прокладанні свердловин, проаналізовано основні види прихоплень бурильного інструмента.

З'ясовано фізичну суть способів ліквідації прихоплень бурильного інструмента, місце прихоплень бурильного інструмента серед аварій і ускладнень бурильної колони, оглянуто способи їх ліквідації. Проведено бібліографічний огляд технічних засобів і технологій ліквідації прихоплень бурильного інструмента механічними способами. Розглянуто існуючі математичні моделі процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента механічними способами, з'ясовано шляхи їх удосконалення та сформульовано мету і завдання досліджень.

2. Створено узагальнену математичну модель утримувальної сили та сили опору рухові бурильної колони.

Запропоновано для визначення меж однієї або декількох зон прихоплень, виділення ділянок з різним ступенем обтиснення колони труб використовувати геофізичні (акустичні та ядерно-фізичні) методи. Розроблено нову методику одержання розподіленої утримувальної сили та сили опору рухові прихоплених бурильних труб на основі поліномів Лагранжа і Чебишова. Узагальнено рекомендації щодо попередження всіх трьох видів прихоплень: перепаду тиску, прилипання до стінок свердловини, осипання порід тощо.

3. Розроблено узагальнені дискретно-континуальні моделі вивільнення прихопленого бурильного інструмента.

Вперше розроблено методику математичного моделювання динаміки багатомасової механічної системи «бурова вежа–механізм для ліквідації прихоплень–гірська порода». Запропоновано алгоритм моделювання динаміки системи з розподіленими параметрами та зосередженими масами багаторозмірних конструкцій прихопленої бурильної колони зі змінними пружно-інерційними характеристиками.

Вперше сформульовано та розв’язано задачу ліквідації прихоплень колони бурильних труб при бурінні нафтових і газових свердловин способом фрикційних автоколивань. Проаналізовано та дано обґрунтування необхідності згладжування вібрацій колони бурильних труб, викликаних навантаженнями, що утримують бурильну колону. Показано, що варіюванням швидкості, частоти та амплітуди коливальних талевих канатів на гаку можна налаштувати інтервали руху і спокою, силу висмикування прихопленого бурильного інструмента, гасити високочастотні тремтіння бурильної колони.

На основі проведених досліджень впливу швидкості підймання талевого блока на гаку, амплітуди і частоти збурювальної сили у верхньому перерізі аварійного компонування бурильної колони встановлено, що збільшення швидкості підймання від 0,2 м/с до 1 м/с призводить до зростання амплітуди швидкості «голови» прихоплення у 1,5–1,75 разів, а збільшення частоти збурювальної сили вібраційного пристрою з 2 Гц до 8 Гц — до зменшення цієї ж амплітуди у 3–3,5 рази.

Запропоновано алгоритм дослідження динамічних процесів вивільнення пружно-деформованих прихоплених бурильних труб у похило-скерованих свердловинах. Надано обґрунтовані рекомендації зі згладжування вібрацій бурильної колони, викликаних навантаженнями, що її утримують.

4. Розроблено нову математичну модель динаміки бурильної колони ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударними пристроями.

Динамічний процес ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним способом вперше розбито на чотири етапи: *перший* — натяг аварійної компоновки, що триває до роз’єднання замкової пари; *другий* — розгін обох (вільної і прихопленої) компоновок бурильної колони до моменту спрацювання ударного пристрою; *третій* — з моменту зустрічі обох компоновок бурильної колони до закінчення передачі потенціальної енергії, накопиченої бурильною колоною, кінетичній «голові» прихоплення; *четвертий* — після-ударний рух.

Вперше запропоновано комбінований метод для моделювання ударного процесу, який поєднує застосування теорії пружності з методом плоскої хвилі Сен-Венана, в основі якого лежить побудова хвильової діаграми.

Встановлено основні динамічні характеристики гідравлічних ударних механізмів ГУМД 195, ZSJ/ZXJ 70B і 80B — час розгону компоновок бурильної колони (0,5–2 с.), тривалість удару (50–200 мс.), ударну силу (1–50 МН) і ударний імпульс, енергію, одержану прихопленою компоновкою бурильної колони (>70%) і втрачену вільною компоновкою бурильної колони (2,5–12%). За результатами досліджень на прикладі механічних ясів YS 178B і YS 203B

встановлено вплив параметричних характеристик ударних механізмів: хід (для YS 178B 40–1,5 м, для YS 203B 10–30 см), довжина і діаметр бойка, місце розташування на ефективність їхньої роботи.

Оцінено вплив фізичних характеристик і місця встановлення амортизатора на динамічні параметри ударних пристроїв. Встановлено, що збільшення жорсткості амортизатора (5–40 МН/м) призводить до зростання частот власних коливань бурильної колони (9,8–13,7%). Найдоцільніше амортизатор розміщувати на відстані 0,4–0,45 довжини вільної частини бурильної труби, що відраховується від її верху. У цьому випадку максимальна ударна сила задовольняє умову міцності і понад 85% ударного імпульсу передається від місця удару до «голови» прихоплення.

5. Розроблено нові математичні моделі динаміки бурильної колони ліквідації прихоплень бурильного інструмента вібраційними методами.

Запропоновано математичну модель бурової вежі з поверхневим вібратором, що не вимагає роз'єднання бурильної колони. Розроблено методику одержання передавальної функції та побудови амплітудно-частотних характеристик для різних компоновок бурильної колони. Рекомендовано застосовувати цей спосіб на глибинах до 200 м і налаштувати осцилятор на першу резонансну частоту.

Розроблена математична модель бурової вежі з глибинним вібратором лягла в основу досліджень впливу параметрів вібратора (амплітуди, частоти, конструктивних особливостей) та місця його установки на ефективність вивільнення прихоплень. Рекомендовано застосовувати цей спосіб у випадку виникнення прихоплень на глибинах понад 200 м і налаштувати вібропристрій на другу власну частоту бурильної колони, а на глибинах понад 2000 м використовувати осцилятори, що збуджують поперечні нутаційні коливання.

6. Проведено оцінку напружено-деформованого стану прихоплених бурильних труб з урахуванням пружно-пластичних властивостей матеріалу при нанесенні ударів та збуренні вібрацій.

Знайдено динамічні складові сил та напружень в поперечних перерізах труб з метою визначення запасу міцності компоновок бурильної колони при ударних і вібраційних роботах у свердловині. Для бурильних труб зі сталевих сплавів динамічні складові сил в зоні прихоплення перевищують відповідні складові для труб з алюмінієвих сплавів у 2,8–3 рази, а для труб із титанових сплавів у 1,4–1,5 рази.

Шляхом розв'язку задачі теорії пружності труби, що взаємодіє з породою, одержано залежності для визначення радіальних зміцнень стінок прихопленої бурильної труби під дією удару й вібрації. Це дозволило обґрунтовано підбирати конструктивні параметри, місце розташування механічних пристроїв, щоб уникнути залишкових деформацій при вивільненні бурильного інструмента. Отримано залежності для підбору частоти і амплітуди коливань осциляторів з міркувань збереження міцності бурильних труб, визначення необхідної тривалості вібрацій для ліквідації прихоплень бурильного інструмента.

7. Запропоновано конструкції пристроїв для попередження та усунення прихоплень бурильного інструмента, розроблено рекомендації та інструктивні документи щодо їх використання.

Розроблено і рекомендовано до впровадження у практику аварійних робіт випрямляч стовбура свердловин і калібратор шарошковий, а також два пристрої для усунення прихоплень при бурінні: зі зміненою геометрією бойка і торця перехідника; з тензодатчиком для запису інформації про фізичні характеристики удару.

Створено інструктивні документи, які регламентують використання нових технічних рішень щодо ударних і вібраційних пристроїв для зменшення тривалості та вартості ліквідації прихоплень бурильного інструмента.

Порівняння результатів експериментальних і промислових даних свідчить про те, що розроблені математичні моделі достатньо точно відтворюють динамічні процеси, що відбуваються при вивільненні прихопленого бурильного інструмента. Отримані залежності дозволили розробити рекомендації щодо підбору конструктивних параметрів ударних і вібраційних пристроїв, і проводити оцінку ефективності їхньої роботи.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати

1. Левчук К. Г. Моделювання вібраційного способу ліквідації прихоплень бурильної колони у похило-скерованій свердловині. *Нафтогазова галузь України*. 2018. № 6. С. 24–27.
2. Левчук К. Г. Діагностування прихоплень металевих бурильних труб за їхнім напружено-деформованим станом у похило-скерованій свердловині. *Металофізика та новітні технології*. 2018. Т. 40. Вип. 5. С. 701–712. DOI: <http://dx.doi.org/10.15407/mfint.40.05.0701> (Scopus).
3. Левчук К. Г. Технічні засоби і технології вивільнення прихопленої металеві бурильної колони. *Металофізика та новітні технології*. 2018. Т. 40. Вип. 1. С. 45–137. DOI: <http://dx.doi.org/10.15407/mfint.40.01.0045> (Scopus).
4. Левчук К. Г. Вивільнення прихопленої бурильної колони способом фрикційних автоколивань. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. № 1 (44). С. 72–80.
5. Левчук К. Г. Дискретно-континуальна модель вивільнення прихопленої бурильної колони вібраційним методом. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2018. № 1 (66). С. 53–59.
6. Левчук К. Г., Векерик В. І., Мойсишин В. М. Прихоплення бурильної колони: визначення меж і утримувальних сил, рекомендації щодо їх уникнення під час буріння свердловин. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2018. № 1 (45). С. 171–181.
7. Moisyshyn V., Levchuk K. Investigation on Releasing of a Stuck Drill String by Means of a Mechanical Jar. *Oil and Gas Science and Technology*. 2017. Vol. 72. Iss. 5. Article Number 27 (8 p.). DOI: <http://dx.doi.org/10.2516/ogst/2017024> (Scopus, Web of Science Core Collection).

8. **Левчук К. Г.** Исследование процесса передачи вибратором колебаний прихваченной бурильной колонне. *SOCAR Proceedings*. 2017. № 2. С. 23–33. DOI: <http://dx.doi.org/10.5510/OGP20170200312> (*Scopus*).
9. **Левчук К. Г.,** Мойсишин В. М., Рис В. В., Гураль І. М. Механічні способи вивільнення прихопленого бурильного інструменту (огляд). *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2017. № 2 (38). С. 196–235.
10. **Левчук К. Г.** Процес руйнування неголономних в'язей прихопленої бурильної колони методом поперечних вібрацій. *Вісник Черкаського університету: Фізико-математичні науки*. 2017. № 1. С. 97–106.
11. **Левчук К. Г.,** Мойсишин В. М., Векерик В. І. Гідравлічний ударний механізм для усунення прихоплень бурильного інструменту та запису динамічних характеристик удару. *Інформаційні системи, механіка та керування*. 2016. № 15. С. 69–76. DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2219-380415201688790> (*Copernicus International*).
12. **Левчук К. Г.,** Мойсишин В. М., Цідило І. В. Вплив механічних властивостей матеріалу на динаміку прихоплених бурильних труб. *Металофізика та новітні технології*. 2016. № 12 (38). С. 1655–1668. DOI: <http://dx.doi.org/10.15407/mfint.38.12.1655> (*Scopus*).
13. Moisyshyn V., **Levchuk K.** The Impact of Vibration Mechanism' Zone Installation on the Process of Retrieving Stuck Drill Pipes. *Mining of Mineral Deposits*. 2016. Vol. 10. Iss. 3. P. 65–76. DOI: <http://dx.doi.org/10.15407/mining10.03.065> (*Web of Science Core Collection*).
14. **Левчук К. Г.,** Цідило І. В. Дослідження процесу звільнення прихоплення бурильної колони ударним пристроєм. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2016. № 1 (33). С. 248–253.
15. **Левчук К. Г.** Вплив місця установки амортизатора на показники ударного імпульсу аварійного компонування бурильної колони. *Інформаційні системи, механіка та керування*. 2015. № 12. С. 72–83. DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2219-380412201551404> (*Copernicus International*).
16. **Левчук К. Г.** Нелінійна математична модель роботи бурильної колони під час ліквідації прихоплень ударним способом. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. № 3 (56). С. 57–65.
17. **Левчук К. Г.** Вплив жорсткості амортизатора на дискретний ударний імпульс під час ліквідації прихоплень бурильної колони. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2015. № 2 (39). С. 71–77.
18. Мойсишин В. М., **Левчук К. Г.,** Шегда Л. М., Клімковський А. Р. Математичне моделювання та параметричні дослідження роботи механічного яса під час ліквідації прихоплень бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. № 1 (54). С. 49–56.
19. Мойсишин В. М., **Левчук К. Г.** Дослідження процесу звільнення прихоплення бурильної колони ударним пристроєм. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2015. Вип. 4 (80). С. 147–150.
20. Векерик В. І., **Левчук К. Г.** Взаємодія аварійної й прихопленої компоновок бурильної колони при ліквідації аварій ударним способом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2014.

№ 48. С. 144–152.

21. **Левчук К. Г.** Вплив обважнених бурильних труб на спектр поздовжніх коливань бурильного інструменту. *Механіка гіроскопічних систем*. 2014. Вип. 28. С. 82–91. DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/0203-377128201436750>.

(*Copernicus International*).

22. Мойсишин В. М., **Левчук К. Г.** Математична модель ліквідації прихоплень бурильної колони ударним способом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. Вип. 3 (75). С. 84–93.

23. Роп'як Л. Я., **Левчук К. Г.**, Цідило К. І. Вплив ейлерових сил на точність механічної обробки при свердлінні. *Високі технології в машинобудуванні*. 2014. Вип. 1 (24). С. 139–147.

24. Векерик В. І., Мойсишин В. М., **Левчук К. Г.** Спектр поздовжніх коливань бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2014. № 1 (50). С. 59–65.

25. Мойсишин В. М., **Левчук К. Г.** Динамічні характеристики ударного інструменту для ліквідації прихоплень бурильної колони. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2014. № 1 (25). С. 101–113.

Патенти, свідоцтва

26. *Калібратор шарошковий*: пат. 130707 Україна. №201805706; заявл. 22.05.2018; опубл. 26.12.2018, Бюл. № 24/2018. 4 с. Автори: **Левчук К. Г.**, Цідило І. В., Мойсишин В. М., Векерик В. І.

27. *Випрямляч стовбура свердловини*: пат. 129396 Україна. №201805432; заявл. 16.05.2018; опубл. 25.10.2018, Бюл. № 20/2018. 5 с. Автори: **Левчук К. Г.**, Мойсишин В. М., Векерик В. І.

28. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 76636 Україна. *Комп'ютерна програма «Програма для розрахунку спектра бурильної колони (RangeDrillString)»*: дата реєстрації 06.02.2018, Бюл. «Авторське право і суміжні права» № 48/2018. С. 372. Автор: **Левчук К. Г.**

29. *Пристрій для усунення прихоплень при бурінні*: пат. 108599 Україна. № 201600336; заявл. 15.01.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14/2016. 4 с. Автори: **Левчук К. Г.**, Векерик В. І., Мойсишин В. М.

30. *Пристрій для усунення прихоплень при бурінні*: пат. 104433 Україна. № 201508373; заявл. 25.08.2015; опубл. 25.01.2016, Бюл. №2/2016. 4 с. Автори: **Левчук К. Г.**, Векерик В. І., Мойсишин В. М.

Наукові праці апробаційного характеру

31. **Левчук К. Г.**, Цідило І. В. Удосконалення технології ліквідації прихоплень бурового інструменту у похило-скерованих свердловинах. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018*: матеріали II Міжнар. наук.-техн. конф., 24–27 квітня 2018 р. Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2018. С. 133–137.

32. **Levchuk K.** Frees Stuck Pipe Strings by Means Mechanical Transverse Oscillator. *Differential Equations, Mathematical Physics and Applications: book of Abstracts International Conference, 17–19 October 2017*. Vinnytsia: Vasyl' Stus Donetsk National University, 2017. P. 126–127.

33. **Левчук К. Г.** Динамічна модель вивільнення прихопленої бурильної колони методом вібрацій. *Нафтогазова енергетика-2017*: тези доп. 6-тої Міжнар. наук.-техн. конф., 15–19 травня 2017 р. Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2017. С. 148–149.

34. Мойсишин В. М., **Левчук К. Г.** Використання енергії віброударних пристроїв для вивільнення прихопленого бурильного інструменту. *Прикладні задачі математики*: матеріали Другої Всеукр. наук. конф., 13–15 жовтня 2016 р. Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2016. С. 58–60.

35. Мойсишин В. М., **Левчук К. Г.** Використання вібраторів для вивільнення прихопленого бурильного інструмента. *Школа підземної розробки-2016*: тези доп. X Міжнар. наук.-практ. конф., 15–18 серпня 2016 р. Бердянськ: Держ. вищий навч. заклад «Нац. гірничий ун-т», 2016. С. 35–36.

36. **Левчук К. Г.** Дослідження процесу вивільнення прихопленої бурильної колони вібраційним методом. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16–20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2016. С. 123–127.

37. **Левчук К. Г.**, Цідило І. В. Звільнення бурильної колони від прихоплень ударним пристроєм. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16–20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2016. С. 120–123.

38. **Levchuk K.** Modeling technologies dismissal jammed drill pipes with vibratory systems. *Modern Scientific Researches and Development: Theoretical Value and Practical Results*: materials of International Scientific and Practical Conference, 15–18 March 2016. Bratislava, Slovak Republic, 2016. Vol. 4. P. 74–75.

39. **Левчук К. Г.** Дослідження впливу параметрів амортизатора на ударний імпульс яса під час вивільнення прихопленої бурильної колони. *Перспективні напрями наукових досліджень*: матеріали Міжнар. наук.-практ. конф., 17–22 жовтня 2015 р. Братислава, Словаччина, 2015. Т. 2. С. 133–134.

40. **Левчук К. Г.**, Цідило І. В. Вплив жорсткості амортизатора на силу удару при ліквідації прихоплень бурильної колони. *Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості*: зб. тез доп. II Всеукр. наук.-практ. конф., 6–9 жовтня 2015 р. Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2015. С. 214–215.

41. **Левчук К. Г.**, Цідило І. В. Математична і комп'ютерна модель ліквідації прихоплень бурильного інструменту вібраційним методом. *Вібрації в техніці та технологіях*: матеріали XIV Міжнар. наук.-техн. конф., 21–25 вересня 2015 р. Дніпропетровськ: Держ. вищий навч. заклад «Нац. гірничий університет», 2015. С. 9.

42. **Левчук К. Г.** Дослідження залежності ударних характеристик бурового ясу від місця установки амортизатора на обважнених бурильних трубах. *Вібрації в техніці та технологіях*: матеріали XIV Міжнар. наук.-техн. конф., 21–25 вересня 2015 р. Дніпропетровськ: Держ. вищий навч. заклад «Нац. гірничий університет», 2015. С. 11.

43. **Левчук К. Г.** Хвильова модель поздовжнього удару прихопленої бурильної колони. *Вібрації в техніці та технологіях*: матеріали XIII Міжнар. наук.-техн. конф., 14–16 жовтня 2014 р. Львів: Нац. ун-т «Львівська політехніка», 2014. С. 9.

Праці, що додатково відображають наукові результати

44. **Левчук К. Г.** Інструкція з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструмента: узгоджено НДІ нафтогазової енергетики і екології. Затверджено 04.03.2019. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2019. 21 с.

45. **Левчук К. Г.** Інструкція з використання осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструмента: узгоджено НДІ нафтогазової енергетики і екології. Затверджено 04.03.2019. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2019. 22 с.

46. **Левчук К. Г.** Програма для розрахунку спектра коливань бурильної колони. *Інтелектуальний продукт вчених, винахідників і раціоналізаторів Прикарпаття*. 2017. С. 87–89.

47. **Левчук К. Г.** Вплив гіроскопічного ефекту на точність буріння свердловин. *Гіротехнології, навігація, керування рухом і конструювання авіаційно-космічної техніки*: зб. доп. X Міжнар. наук.-техн. конф., 16–17 квітня 2015 р. Київ: НТУУ «КПІ», 2015. С. 447-453.

АНОТАЦІЯ

Левчук Катерина Григорівна. Удосконалення наукових основ моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента. — Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук зі спеціальності 05.15.12 – машини нафтової та газової промисловості. — Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2019.

Дисертація присвячена удосконаленню техніки і технології механічних способів ліквідації прихоплень бурильного інструмента, що базується на використанні енергії, яка накопичується в бурильній колоні внаслідок дії удару або вібрацій. У дисертаційній роботі розроблено методику інтерполяції кривої розподіленого прихоплення за геофізичними промисловими даними цементограм, кавернограм і товщинограм. Створено математичні моделі динаміки ліквідації прихоплень бурильного інструмента механічними способами у вертикальних та похило-скерованих свердловинах. Авторкою запропоновано новий спосіб фрикційних автоколивань для ліквідації прихоплень бурильного інструмента при бурінні свердловин. За результатами досліджень запропоновано методику раціонального вибору основних геометричних параметрів, визначення фізичних характеристик та місця розташування механічного яса і осцилятора. Результати проведених досліджень лягли в основу програмного комплексу для проведення досліджень динамічних процесів ви-

вільнення прихопленого бурильного інструмента способом фрикційних автоколиваний, ударним та вібраційним способами. Розроблено нові конструкції випрямляча стовбура свердловин, шарошкового калібратора та двох пристроїв для усунення прихоплень, а також Інструкцій щодо застосування ударних механізмів і осциляторів.

Ключові слова: механічний яс, осцилятор, прихоплення бурильного інструмента, фрикційні автоколивання, хвильова діаграма.

АННОТАЦІЯ

Левчук Катерина Григорьевна. Усовершенствование научных основ моделирования динамических процессов ликвидации прихватов бурильного инструмента. — Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 05.15.12 – машины нефтяной и газовой промышленности. — Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, 2019.

Диссертация посвящена усовершенствованию техники и технологии механических способов ликвидации прихватов бурильного инструмента, которые базируются на использовании энергии, накапливаемой в бурильной колонне вследствие удара или вибрации. В диссертационной работе разработана методика интерполяции кривой распределённого прихвата по геофизическим промышленным данным цементограмм, кавернограмм и толщинограмм. Созданы математические модели динамики ликвидации прихватов механическими способами в вертикальных и наклонно-направленных скважинах. Автор предложила новый способ фрикционных автоколебаний для ликвидации прихватов бурильного инструмента при бурении скважин. По результатам исследований предложена методика рационального выбора основных геометрических параметров, определения физических характеристик и места установки механического яса и осцилятора. Результаты проведённых исследований послужили основанием программного комплекса для проведения исследований динамических процессов, возникающих при освобождении прихватов бурильного инструмента способом фрикционных автоколебаний, ударным и вибрационным способами. Разработаны новые конструкции выпрямителя ствола скважин, шарошечного калибратора и двух устройств для ликвидации прихватов, а также Инструкций для использования ударных механизмов и осциляторов.

Ключевые слова: механический яс, осцилятор, прихват бурильного инструмента, фрикционные автоколебания, волновая диаграмма.

ABSTRACT

Levchuk Kateryna Hryhorivna. Improving the Scientific Basis for Modelling the Dynamic Processes of the Liquidation of Stuck Drilling Tools. — Qualification scientific work with the manuscript copyright.

The dissertation for a doctor technical sciences degree in speciality 05.05.12 – ‘Machines of oil and gas industry’. — Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ministry of Education and Science of Ukraine, Ivano-Frankivsk, 2019.

The dissertation is devoted to the improvement of technique and technology a mechanical methods of elimination the stuck tools, based on the use an energy accumulated in the drilling string due to impact or vibration. To solve the tasks in the dissertation, the following methods were used methods: mathematical modelling dynamic systems; wave theory and the theory of local deformations; approximation — interpolation Lagrange and Chebyshev polynomial; computational mathematics; methods of organization computer systems for simulation a complex dynamic objects. The method a calculating the location and boundaries the stuck a drilling tool, depending on their type, is given. There was generalized accumulated statistical material and industrial data on the effectiveness the use an impact and vibration devices, the choice of their physical parameters for the release the stuck drilling string in rocks with different mechanical properties.

The dissertation has developed mathematical models for removing stuck by mechanical methods for different layouts of the drilling string in vertical and direction wells, with mechanical devices that do not require the disassemble the drilling string, and with integrated ones. The method a determination the rational basic geometrical parameters, physical characteristics and location a mechanical jar and oscillator are proposed. Numerical experimental studies the influence of parametric and physical characteristics for combined systems have been carried out: ‘drilling rig–impact mechanism–rock’ and ‘drilling rig–vibrating mechanism–rock’ on the effectiveness of eliminating accidents.

The study a dynamic process of oscillatory motion a stuck drilling string with impact mechanism is based on the application a numerical methods of the solution and methods of mathematical and functional analysis. The author chose the methods a conducting research are: Hertz’s, taking into account the elastic deformation of the contact zone of the buoy and the anvil, and Saint-Venant’s, taking into account the elastic deformation of not only the contact zone, but also the drilling pipes. In order to increase the impact impulse, it is suggested, due to the duration of the impact, to be fitted into a weighted drilling pipe the shock absorber. For such a mechanical system, research was carried out to improve the performance the mechanical jars. The dependences the main impact characteristics on the parameters and location of the shock absorber are determined. The results of the conducted research served as the basis for the author’s development in co-authorship the devices for removing stuck during drilling.

As a result of studies the process a transferring by vibration device the oscilla-

tion to the location the stuck drilling string, were developed recommendations for the use oscillators for eliminate the stuck drilling pipes. In order to carry out parametric studies, mathematical models of a drilling string with a vibration device installed from above, as well as with a built in into it, were developed. A mathematical model allowed building with sufficient precision amplitude-frequency and phase-frequency characteristics, transferring functions the mechanical oscillation system. In addition, the influence the place installation of the vibration device on the speed of the release the drilling tool was determined.

The author proposes a new way an eliminating the stuck drilling pipes during drilling oil and gas wells by the method of frictional self-oscillations. The algorithm for calculation a fluctuations multivariate constructions of a stuck drilling string with variable elastic-inertial parameters is developed. The need to smooth the vibrations the drilling pipes caused by loads that hold the drilling string was analyzed and substantiated. The influence an important indicators perturbation of vibrations on the effectiveness the liquidation of stuck is determined on the basis the analysis of the influence different modes of lifting the drilling string from the well. It is shown how variations in speed and frequency of oscillations the trailing rope on the hook tune motion intervals and rest, the force of pulling the stuck pipe.

When drilling deep, super-deep, directional wells and, especially, horizontal, it is extremely important to reduce the stress-strain state of the drilling string, to provide trouble-free operation in extreme loads that have to be applied in the event emergence an accident. The developed recommendations allow us to choose the method for eliminating the stuck, taking into account the stress-strain state of the metallic drilling pipes. Recommendations on the choice the type of mechanical devices and the mode of their work are developed to accelerate and reduce the cost the release of the drilling string. The new technical solutions aimed at increasing the efficiency of job mechanical devices in wells are well-known and offered. On the basis of which developed guidance documents and recommendations for choosing the parameters and location of these devices to reduce the duration and cost of liquidation the most severe accidents.

The theoretical investigations obtained in the work became the basis for next *practical results*: development a complex of technical and technological solutions aimed at increasing the efficiency the application of mechanical methods for the release a stuck drilling tool in wells; the development and introduction into practice instructional documents for elimination a accident which regulating the use the impact and vibration devices; the development and transmission to research and development works at the level of inventions devices for the elimination stuck a drilling tool by mechanical means.

Key words: mechanical jar, oscillator, stuck a drilling tool, shock wave, friction self-oscillations, wave chart.