

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЛЕВЧУК КАТЕРИНА ГРИГОРІВНА

УДК 622.24.05:622.276

ДИСЕРТАЦІЯ

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

05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

013 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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



Левчук К.Г.

Науковий консультант:

Мойсишин Василь Михайлович,
доктор технічних наук, професор

Івано-Франківськ – 2019

АНОТАЦІЯ

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

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» (013 – Механічна інженерія). – 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.

Мета досліджень — 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 промислових 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 прихоплень

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 прихоплень бурильного інструмента ударними та вібраційними способами.

Для розв'язування поставлених 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.

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 теоретичних і експериментальних досліджень отримано наукове обґрунтування подальшого розвитку технології використання механічних способів при ліквідації прихоплень бурильної колони.

У роботі з'ясовано фізичну суть способів ліквідації прихоплень бурильного інструмента, місце прихоплень серед аварій і ускладнень при бурінні, оглянуто способи їх ліквідації, проведено бібліографічний огляд технічних засобів і технологій, а також розглянуто існуючі математичні моделі динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента механічними способами.

Автором створено узагальнену математичну модель утримувальної сили та сили опору рухові бурильної колони. Для визначення меж однієї або декількох

зон прихоплень, виділення ділянок з різним ступенем обтиснення колони труб запропоновано використовувати геофізичні (акустичні та ядерно-фізичні) методи. За новою методикою розподілену утримувальну силу та сили опору рухові прихоплених бурильних труб запропоновано визначати шляхом інтерполяції на основі поліномів Лагранжа і Чебишова. У результаті проведених досліджень узагальнено рекомендації щодо попередження всіх трьох видів прихоплень: перепаду тиску, прилипання до стінок свердловини, осипання порід тощо. Розроблені рекомендації стали підґрунтям для створення у співавторстві конструкцій шарошкового калібратора і випрямляча стовбура свердловин.

У роботі представлено вперше розроблену методику математичного моделювання динаміки багатомасової механічної системи «бурова вежа–механізм для ліквідації прихоплень–гірська порода», запропоновано алгоритм моделювання динаміки систем з розподіленими параметрами та зосередженими масами багаторозмірних конструкцій прихопленої бурильної колони зі змінними пружно-інерційними характеристиками.

На основі вперше сформульованої та розв’язаної задачі ліквідації прихоплень колони бурильних труб при бурінні нафтових і газових свердловин способом фрикційних автоколивань показано, що варіюванням швидкості, частоти та амплітуди коливань талевого каната на гаку можна налаштовувати інтервали руху і спокою, силу висмикування прихопленого бурильного інструмента, гасити високочастотні тремтіння бурильної колони. Запропонований спосіб дозволяє досліджувати динамічні процеси вивільнення пружно-деформованих прихоплених бурильних труб у похило-скерованих свердловинах.

У процесі дослідження динамічних процесів під час ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним способом вперше його 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 — післяударний рух. У праці 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. За допомогою цього методу встановлено основні динамічні характеристики гідравлічних ударних механізмів ГУМД 195, ZSJ/ZXJ 70B і 80B та механічних ясів YS 178B і YS 203B.

Оцінено вплив фізичних характеристик і місця встановлення амортизатора на динамічні параметри ударних пристроїв. Встановлено, що збільшення жорсткості амортизатора призводить до зростання частот власних коливань бурильної колони, вибір оптимального місця встановлення амортизатора до підвищення ефективності роботи ударного пристрою.

У роботі представлено розроблені автором нових математичних моделей, що використано для дослідження динаміки бурильної колони під час ліквідації прихоплень бурильного інструмента вібраційними методами: з поверхневим вібратором, що не вимагає роз'єднання бурильної колони, та з глибинним вібратором, з осциляторами, що збуджують поздовжні або поперечні коливання. Отримані залежності лягли в основу досліджень впливу параметрів вібратора та місця його установки на ефективність вивільнення прихоплень, за якими розроблено рекомендації щодо застосування цього способу.

Проведено динамічну оцінку запасу міцності бурильних труб, виготовлених з різних металів. Розроблено рекомендації щодо вибору типу механічних пристроїв і режиму їхньої роботи для зменшення тривалості та здешевлення ліквідації аварій. Удосконалено відомі і запропоновано нові технічні рішення, спрямовані на підвищення ефективності роботи механічних пристроїв у свердловинах.

За результатами проведених досліджень запропоновано шляхи використання запропонованої методики дослідження експлуатаційних параметрів ударних і вібраційних пристроїв для промислового застосування, на основі яких розроблено інструктивні документи і рекомендації по вибору параметрів і місця розташування цих пристроїв для зменшення тривалості та вартості ліквідації аварій.

Наукова новизна одержаних у дисертації результатів полягає у *вперше* одержаному комплексі математичних моделей для дослідження динамічних процесів ліквідації прихоплень 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 прихоплень бурильного інструмента у похило-скерованих свердловинах з урахуванням багаторозмірності бурильної колони з розподіленими 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 автоколиваний, 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 зада-

ними 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.

Практичне значення одержаних результатів. Одержані в 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» та при виконанні магістерських робіт за освітньо-професійною програмою «Обладнання нафтових і газових промислів».

5. За результатами досліджень, одержаних у дисертаційній роботі *створено* регламентні документи — Інструкції з використання ударних пристроїв та осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним і віб-

раційним способами, які застосовують при прокладанні нафтових і газових свердловин, та *передано* для використання в ТзОВ «Інтербур» ЛТД, ПНДП «ІНТ-ТЕХ» і «Нафтогазтехнологія».

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

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 металевої 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*. № 1 (44). 2018. 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. 189–199.
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 i 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 матеріялу 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 прихоплення 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 прихоплення бурильної колони. *Науковий вісник ІФН-ТУНГ*. 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 прихоплення 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 компонент 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 прихоплення 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 й інструкції

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.

Опубліковані 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.

Додаткові публікації

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.

ANNOTATION

Levchuk K. G. 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.

The ***purpose a research*** is to create the scientific basis for the simulation dynamic processes during the elimination the stuck drilling tool by impact and vibration methods on the foundation the development of theoretical studies and generalization of industrial data.

To achieve this purpose, the following ***main tasks*** were identified:

- *study* the modern state of technical means and technologies for eliminating the stuck drilling tool by mechanical means and by analysis an industrial data on the complications during drilling of wells;
- *creation* the method of interpolation of the integral sticking force and the forces of resistance the motion drill string;
- *development* of a discrete-continuity model for the release stuck drilling tool in a sloping well;
- *creation* of a mathematical model for the process release a stuck drilling tool by a shock method;
- *creation* of mathematical models for processes release of a stuck drilling tool by

vibration methods;

- *estimation* the level of loading the drilling pipes during the elimination a stuck drilling tool;
- *development* the recommendations and instructions on the technique and technology for releasing the stuck drilling tool mechanical methods.

The *object the research* in the dissertation is the dynamic processes of the release a discrete-continuum stuck drill string, which contains in its layout the impact and vibration mechanisms.

The *subject the research* in the dissertation is the mathematical models for the study of dynamic processes in a multidimensional drill string in the elimination of stuck drill tool by impact and vibration methods.

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; approximations — interpolation Lagrange and Chebyshev polynomials; Hertz's law; plane wave of Saint-Venant; computational mathematics; methods of organization computer systems for simulation a complex dynamic objects; computational experiment for numerical research at various models' forms.

In the dissertation the scientific and technical problem of creation and development the methods of mathematical modeling and computer numerical research the dynamic processes liquidation the sticking of a drill tool in case use a mechanical methods (impact mechanisms, oscillators or vibration hammers) is solved. On the basis the theoretical and experimental researches have been obtained the scientific substantiation for further development the technology use the mechanical methods in the elimination the sticking of a drill tool.

In the paper the physical essence of the methods the liquidation of the stuck drill tool, the place sticking up among accidents and complications while drilling, methods of their elimination were explored, bibliographic review of technical means and technologies was carried out, and were explored existing mathematical models for the dynamic processes of the elimination the sticking of a drill tool by mechanical methods.

The author created a generalized mathematical model of the retaining force and

the forces of resistance of the drill string movement. Geophysical (acoustic and nuclear-physical) methods are proposed to determine the boundaries of one or more zones of sticking, allocation of sections with different degrees a curvature of the pipe's column. Under the new method retaining distributed force and the resistance movement stuck drill pipe offered by interpolation to determine based on the polynomials of Lagrange and Chebyshev.

As a result of the conducted studies, recommendations for the prevention all three types sticking are summarized: pressure drop, adherence to the walls of the well, shedding of rocks, etc. The developed recommendations became the foundation for the creation in co-authorship the constructions of the roller-bit calibrator and the borehole straightener.

The work presents for the first time developed method the mathematical modelling for the dynamics a multivariate mechanical system 'drill rig—a mechanism for elimination sticking—rock', the algorithm for modelling the dynamics of systems with distributed parameters and lumped masses of multidimensional structures of a stuck drill string with variable elastic and inertial characteristics is presented.

For the first time, the problem eliminating the stuck drill pipe string during drilling an oil and gas wells by the method of frictional self-oscillations has been formulated and solved. With the help of the presented method it is shown that it is possible to adjust the intervals of motion and rest, the force pulling out the stuck drill string, and to quench the high-frequency tremors of the drill string, by selecting the velocity, frequency and amplitude of the fluctuations the travelling block on the hook. The proposed method allows us to investigate the dynamic processes the release elastically deformed stuck drill pipes in sloping wells.

In the process studying dynamic processes during the liquidation the sticking of a drill string impact method for the first time it is divided into four stages: the first - the tension of the accident layout, which lasts until the separation of the lock's pair; the second is the over clocking of both (free and sticking) layouts of the drill string until the triggering the impact device; the third - from the moment of meeting both layers of the drill string to the ending of the transfer of potential energy accumulated

by the drill string, the kinetic on the 'head' of sticking; the fourth - post-impact movement. In the work for the first time a combined method for simulation of the impact process is proposed, which combines the application the theory the elasticity with the method the plane wave of Saint-Venant, which is based on the construction a wave diagram. With this method, the basic dynamic characteristics of the hydraulic impact mechanisms GUMD 195, ZSJ/ZXJ 70B and ZSJ/ZXJ 80B and mechanical yars YS 178B and YS 203B were established.

The influence a physical characteristics and place installation a shock absorber on dynamical parameters the impact devices is estimated. It was established that the increase in the stiffness the shock absorber leads to an increase in the frequencies of the proper oscillations the drill string, choice the place of the shock absorber leads to increase the effectiveness operation the impact device.

The author presents new mathematical models used for studying the dynamics a drill string during the elimination sticking of a drill tool by vibration methods: with a surface vibrator, which requires no disassembly the drill string, and with a immersion vibrator, with vibrators that excite longitudinal or transverse oscillations. The obtained dependences formed the basis research on the influence the parameters of the vibrator and the location of its installation on the efficiency the release sticking, on which the recommendations for the application this method have been developed.

Dynamic estimation the safety margin of drill pipes made from different metals is carried out. Recommendations on the choice the type of mechanical devices and their mode of operation have been developed to reduce the duration and reduce the cost of the accident. Known and proposed new technical solutions aimed at increasing the efficiency of mechanical devices in wells is improved.

According to the results of the conducted researches, ways of using the proposed method calculating the operating parameters of impact and vibration devices for industrial application are proposed, on the basis of which developed instructional documents and recommendations for choosing the parameters and location these devices to reduce the duration and cost accidents prevention.

The *scientific novelty* of the results obtained in the dissertation consists for the

first time obtained complex mathematical models for research of dynamic processes liquidation the sticking of a drill tool, which cover all elements of the drill rig and the mechanical devices embedded in it. Based on the developed models, the following conclusions and scientific provisions were formulated.

1. Based on the *improved* method for determining the boundary of sticking zones and allocation areas with different degrees compression of drilling tubes of rocks in length sticking received analytical dependencies for retaining forces.

2. For *the first time formulated and developed* a method of frictional self-oscillations for the elimination the sticking a drill tool in sloping-oriented rigs on the foundation multidimensional of drilling string with distributed parameters.

3. When simulating and studying the dynamics the elimination sticking of a drilling tool by impact method for the first time, the operating cycle of the process is divided into four stages: *the first one* is tensioning the layout of the drill string connected by the locking steam; *the second one* is dispersal of firing pin; *the third* is the shock interaction of the layouts the drill string; *fourth* is recovery after impact.

4. New mathematical models for studying the dynamics release stuck drill tool *have been developed* at disturbing frictional self-oscillations, impact or vibration actions, which take into account the structural and technological features of the dynamics the mechanical system ‘drill rig–drill string–mechanism for the elimination sticking–rock’.

5. The *estimation of influence* the parameters of mechanical devices on static and dynamic components of forces and stresses in transversal sections of drill strings and efficiency the release the stuck drill tool *is explored and specified*.

6. The algorithmic foundations of self-developed computer programs for calculation the dynamic processes in mechanical systems on the basis of a structural-oriented approach *are have created* in the implementation of dynamic models based on specified quality criteria, in particular methods a selecting means and standard procedures for numerical solving the differential equations, as well as high-speed recurrence and high-precision iterative algorithms the numerical realization of the involved integral dynamic models.

7. A software complex for modeling the mechanical systems with a structure and a set of modules that provide operative construction of mathematical models for a specific mechanical construction with a purposeful selection of types models and computational algorithms while respecting the software compatibility the modules *is created*.

The *practical value* of the results obtained. The methods and mathematical models the dynamic processes the elimination a sticking of drilling tool obtained in work can be used for further research and development of technical means.

1. A complex of technical and technological solutions aimed at increasing the efficiency of the application mechanical methods for the release the stuck drilling tool in wells *is developed*.

2. An instructional documentation for regulating the use impact and vibration devices *is developed and implemented* in accidents elimination practice.

3. The Borehole Straightener, the Roller-Bit Calibrator and two devices for removing sticking *have been developed* at the level of the utility model and *transferred for research and development activities*. Four patents were obtained (Nos. 104433, 108599, 129396, 130707).

4. The main results the work *were introduced into the learning* the Ivano-Frankivsk National Technical University for the training of specialists in the educational and qualification level of the bachelor in specialty 185 ‘Oil and Gas Engineering and Technology’ and during the master's degree work on the educational and professional program ‘Equipment of Oil and Gas Crafts’.

5. According to the results of the dissertation, *regulatory documents* have been created — Instructions for the use impact devices for the elimination stuck the drill tool and Instructions for the use oscillators for the elimination stuck the drill tool, which are used for the laying oil and gas wells, and have been transferred for use in the Limited Liability Company ‘Interbur’ LTD and ‘OilGasTechnology’.

Key words: mechanical jar, vibrating device, stuck a drilling tool, friction self-oscillations, wave chart, impact absorber.

ЗМІСТ

ВСТУП		24
РОЗДІЛ 1	СУЧАСНІ МЕХАНІЧНІ СПОСОБИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА	34
1.1	Причини виникнення, види і механічні способи ліквідації прихоплень	35
1.2	Технології і технічні засоби ліквідації прихоплень механічними способами	51
1.3	Формування задач досліджень напружено-деформованого стану прихопленого бурильного інструмента	64
1.4	Висновки до розділу 1	74
РОЗДІЛ 2	МОДЕЛЮВАННЯ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОЇ ТРУБИ	77
2.1	Сили взаємодії бурильної колони зі свердловиною	77
2.2	Розподіл утримувальних сил по довжині прихоплення ділянки бурильної колони	79
2.3	Інтерполяція утримувальних сил по довжині зони прихоплення	84
2.4	Рекомендації щодо попередження прихоплень	86
2.5	Висновки до розділу 2	88
РОЗДІЛ 3	РОЗРОБКА ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ МОДЕЛЕЙ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОГО БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА	90
3.1	Моделювання роботи бурової вежі	90
3.2	Фрикційні автоколивання прихопленої бурильної колони у вертикальній свердловині	97
3.3	Моделювання процесу ліквідації прихоплень бурильної колони у похило-скерованій свердловині	108
3.4	Висновки до розділу 3	113
РОЗДІЛ 4	МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ УДАРНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ	116
4.1	Математичне моделювання удару за Г. Герцем	117

4.1.1	Динамічна модель бурильної колони з вмонтованим ударним механізмом	118
4.1.2	Визначення числових характеристик удару	128
4.2	Математична модель, що поєднує метод плоскої хвилі Сен-Венана з теорією пружності	133
4.2.1	Динамічна модель бурильної колони з вмонтованим ударним механізмом	135
4.2.2	Визначення числових характеристик удару	142
4.3	Вплив жорсткості та місця встановлення амортизатора на ефективність ліквідації прихоплень бурильної колони	149
4.4	Висновки до розділу 4	160
РОЗДІЛ 5	МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ ЗА ДОПОМОГОЮ ОСЦИЛЯТОРІВ	165
5.1	Обґрунтування розрахункових схем бурильної колони з вібраційним механізмом	168
5.2	Дослідження процесу ліквідації прихоплень бурильного інструмента за допомогою повздовжньої вібрації	171
5.3	Дослідження процесу ліквідації прихоплень бурильного інструмента за допомогою поперечної вібрації	193
5.4	Висновки до розділу 5	202
РОЗДІЛ 6	ВПЛИВ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН ПРИХОПЛЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ	205
6.1	Вплив механічних властивостей металів та гірських порід на динаміку прихопленого бурильного інструмента	205
6.2	Оцінка характеристик міцності бурильних труб у вертикальній свердловині	207
6.3	Оцінка характеристик міцності бурильних труб у похило-скерованій свердловині	217
6.4	Зіставлення роботи вібраційних, ударних та віброударних пристроїв	221
6.5	Висновки до розділу 6	224

		22
РОЗДІЛ 7	ШЛЯХИ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА	227
7.1	Випрямляч стовбура свердловин та шарошковий калібратор	228
7.2	Розробка пристроїв для усунення прихоплень при бурінні	234
7.2.1	Пристрій для усунення прихоплень	235
7.2.2	Гідравлічний ударний пристрій	238
7.3	Рекомендації з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструмента	243
7.4	Рекомендації з використання осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструмента	261
7.5	Реєстрація прихоплень	273
7.6	Висновки до розділу 7	276
	ЗАГАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ	278
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	283
ДОДАТОК А	Список публікацій за темою дисертації	314
ДОДАТОК Б	Програми моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента способом фрикційних автоколиваний	321
ДОДАТОК В	Програми моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним способом	332
ДОДАТОК Г	Програми моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента вібраційним способом	368
ДОДАТОК Д	Інструкції з використання механічних способів ліквідації прихоплень бурильного інструмента	408
ДОДАТОК Е	Акти впровадження результатів дисертаційної роботи	443

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- АЦ – акустичний цементомір;
БІ – бурильний інструмент;
БК – бурильна колона;
БР – буровий розчин (рідина);
БТ – бурильна труба;
БЯ – бурильний яс;
ВП – віброприлад;
ГВМ – гідравлічний вібраційний механізм;
ГУМ – гідравлічний ударний механізм;
ГУП – гідравлічний ударний пристрій;
ЗПК – збудник пружних коливань;
ОБТ – обважнена бурильна труба;
ОК – обсадна колона;
ПВ – пристрій-випрямляч
ПМ – прихопленомір;
ПУП – пристрій для усунення прихоплень;
ТДШ – торпеда з детонуючий шнуром;
УКШ – удосконалений калібратор шарошковий
УМ – ударний механізм
ЯГ – гідравлічний бурильний яс
ЯГМ – гідромеханічний бурильний яс
ЯМ – механічний бурильний яс

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Проблема пошуку ефективних засобів для ліквідації прихоплень бурильного інструмента (БІ) 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 БІ 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 бурильних труб (БТ).

Варто зазначити, що цілий ряд питань, пов'язаних з механічними способами ліквідації прихоплень БІ 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 (на думку дисертанта) 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 дисертаційного дослідження 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 промислових 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 прихоплень 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 (БК), 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 прихоплень бурильного інструмента ударними та вібраційними способами.

Предметом дослідження в дисертації є математичні моделі дослідження динамічних процесів у багаторозмірній бурильній колоні при ліквідації прихоплень 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* — інтерполяційний поліном 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 БК, ударних і вібраційних пристроїв, що використовують для вивільнення прихопленого БІ, на ефективність ліквідації прихоплень, 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 прихоплень БІ, 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 автоколивань щодо ліквідації прихоплень бурильного інструмента у похило-скерованих свердловинах з урахуванням багаторозмірності бурильної колони з розподіленими параметрами.

3. При моделюванні та дослідженні динаміки ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним способом *вперше* робочий цикл процесу *розбито* на чотири етапи: *перший* – натягування компоновок БК, 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 поста-

новки 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» та при виконанні магістерських робіт за освітньо-професійною програмою «Обладнання нафтових і газових промислів».

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 «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 [177] 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 [179] дослідження залежності ударних характеристик роботи бурильної колони від жорсткості амортизатора, вмонтованого в середину обважненої бурильної труби (ОБТ);

- у статті [180] числову оцінку залежності місця установки амортизатора і його жорсткості від величини ударної сили та ударного імпульсу при вивільненні прихопленої бурильної труби;
- у статті [181] результати оцінювання впливу вибору діаметра і довжини секції із обважнених бурильних труб на зміну спектра поздовжніх коливань бурильного інструмента;
- у статті [183] математичну модель динаміки прихопленої бурильної колони з глибинним вібраційним механізмом, у якій враховано вплив поперечних вібрацій на розподілену утримувальну силу;
- у статті [184] власноруч розроблену методику оцінювання напружено-деформованого стану прихопленої металеві бурильної труби у глибокій похило-скерованій свердловині, що дозволяє обґрунтовано обирати спосіб ліквідації прихоплень бурильного інструмента;
- у статті [188] результати досліджень, аналіз та обґрунтування вибору режиму роботи та налаштування поверхневого вібраційного пристрою для ефективного вивільнення прихопленої бурильної труби;
- у статті [191] постановку задачі математичного моделювання динаміки бурильної колони, прихопленої у похило-скерованій свердловині, результати параметричних досліджень і аналіз фізичних характеристик процесів;
- у статті [195] 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 [196] описано програму для дослідження частотного спектра поздовжніх коливань багаторозмірної прихопленої бурильної колони в залежності від параметрів усіх елементів бурової вежі.
- у статті [197] реалізовану математичну модель вивільнення прихопленого бурильного інструмента методом поперечних вібрацій, а також дослідження, проведені за допомогою розробленої комп'ютерної програми;
- у статті [198] огляд літературних джерел щодо існуючих засобів і технологій

ліквідації прихоплень бурильного інструмента;

За результатами математичного моделювання і експериментальних досліджень здобувачка розробила інструкції [189; 190] щодо використання ударних пристроїв та осциляторів для ліквідації прихоплень БІ, отримала свідоцтво про авторське право [274] на комп'ютерну програму для одержання частотного спектра коливань багаторозмірної бурильної колони.

Особистий внесок у публікації [42; 105; 106; 114; 153; 201], [226]–[229]; [252; 253], виконаних у співавторстві, потребує конкретизації:

- у роботах [42; 201; 226; 228] за участю здобувачки відбувся вибір методів для опису удару пружних тіл і предметів досліджень, обґрунтовувалися одержані в них результати визначення тривалості удару, імпульсів ударних сил, енергії, що передається в зону прихоплення, і перспективи цілеспрямованого застосування механічних бурильних ясів для їх ефективного застосування;
- у роботі [105] було особисто за теорією Г. Герца оцінено вплив конструктивних параметрів частин БК на ударні характеристики ударного механізму;
- у роботі [106] 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 статті [227] авторці належить дослідження роботи механічного яса YS 178B в залежності від його розташування в обваженій бурильній трубі та ходу бойка;
- у статті [229], окрім її оформлення, авторці дисертації належить удосконалення математичної моделі В. М. Мойсишина стаціонарних і нестаціонарних поздовжніх коливань дискретно-континуальної прихопленої бурильної колони;
- у патентах на корисну модель [114; 153; 252; 253] за результатами теоретичних досліджень авторкою запропоновано конструкції пристроїв.

Внесок авторки в решту статей [43; 178; 183], [192]–[194], [262] є ще вагомішим: усвідомивши настанови свого наукового консультанта та співавторів, здобувачка здійснювала пошук й аналіз літератури, формулювала постановку задач та генерувала ідеї для їх розв'язання, обробляла експериментальні дані, ство-

рювала й імплементувала аналітичні й чисельні моделі, здійснювала аналітичні викладки та розв'язувала системи диференціальних рівнянь, проводила комп'ютерні експерименти, аналізувала і обґрунтовувала одержані результати, безпосередньо писала зазначені статті, оформивши їх у відповідності до вимог вітчизняних і закордонних наукових видань, та вносила корективи на слушні 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 машини нафтової та газової промисловості ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, 2013–2017 рр.).

Публікації. За результатами дисертації опубліковано 47 наукових праць, серед них: 23 статті у фахових виданнях України [43; 105; 106; 176; 177], [179]–[181]; [183; 184], [191]–[195], [197; 198; 201], [226]–[229], [262] і 2 статті у галузевих закордонних журналах [42; 188], із яких 9 включено до міжнародних наукометричних баз (1 статтю проіндексовано базами Scopus і Web of Science Core Collection [42], 1 – Web of Science Core Collection [43], 4 – Scopus [184; 188; 194; 198], 3 – Copernicus International [180; 181; 192]); 4 патенти на корисну модель [114; 153; 252; 253]; 1 свідоцтво про реєстрацію авторського права [274]; 2 інструкції [189; 190]; 1 стаття у матеріалах конференцій [178]; 1 стаття в каталозі винаходів [196]. Окрім статей, дисертаційні результати стисло містяться ще й у 13 тезах [33; 34; 182], [185]–[187], [199; 200], [202]–[204], [224; 225], 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.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНІ МЕХАНІЧНІ СПОСОБИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА

Ускладнення в бурінні – відхилення технології проведення робіт від проекту або зупинка технологічного циклу робіт, відновлення котрого можливе після усунення причин, що викликали його [313].

Ускладнення можуть бути викликані геологічними й організаційно-технологічними причинами. Геологічні ускладнення виникають у випадку прокладання свердловини у маловивчених горизонтах, на нових майданчиках, на ділянках покладів, де раніше даний вид ускладнень не зустрічався [63]. Організаційно-технологічні ускладнення викликані насамперед порушенням технології проведення робіт, незадовільною організацією виробництва робіт, застосуванням неякісного технологічного обладнання і матеріалів [87].

Інцидент — відмова або пошкодження технічних пристроїв, що використовують на небезпечному виробничому об'єкті, відхилення від режиму технологічного процесу, а *аварія* — руйнування обладнання або викид небезпечних речовин [174; 263].

Аварія на нафтовій або газовій свердловині — непередбачене порушення безперервних технологічних процесів прокладання, випробування або експлуатації свердловин, що вимагає для його ліквідації проведення спеціальних робіт, не передбачених проектом із залученням додаткових ресурсів.

Таким чином, в практиці ведення бурових робіт всі види ускладнень, тривалість яких перевищують 48 годин, переходять у розряд аварій, оскільки їх ліквідація пов'язана із збільшенням економічних і екологічних втрат. Нафтогазовий викид або відкрите фонтанування також відносять до аварій [65; 248].

Особливості і параметри джерел виникнення аварій визначають характер та масштаби засобів протидії [308]. Джерелом аварії може стати бурове обладнання, природні катаклізми (несприятливі гірничо-геологічні умови буріння); або суб'єктивні фактори. Аналіз розподілу аварій при геологорозвідувальному бурінні за окремими видами [169] показав, що доля аварій, пов'язаних з БК,

складає 35-71% від загальної кількості аварій, а прихоплень — 20-27%. Аналіз показників аварійності під час буріння геологорозвідувальних та експлуатаційних свердловин на площах бурильного управління «Укрбургаз» виявив, що майже 85% всіх випадків припадає на аварії з елементами бурильної колони та прихоплення [258].

Аналіз розподілу аварій при прокладанні й експлуатації свердловин за видами свідчить про те, що найчастіше виникають прихоплення бурильних і обсадних колон (35–45% від загальної кількості аварій). Таким чином, при бурінні експлуатаційних і розвідувальних свердловин найрозповсюдженішими і найважчими аваріями залишається прихоплення бурильних і обсадних колон (ОК). Щорічно в управліннях бурових робіт Тюменської області Російської Федерації виникає 70-80 прихоплень БТ, а при розвідці — 40-43 прихоплень БТ і 2-5 випадків прихоплень ОК. Аварії такого виду — найтриваліші, вони займають 35-45% загального часу, витраченого на ліквідацію аварій.

Зростання за останні роки аварійності з БК та її елементами відбувалось внаслідок збільшення обсягу буріння глибоких похило-скерованих і горизонтальних свердловин, тобто за більш важких умов експлуатації. Відсутність аварій із вибійними двигунами пояснюється низькою часткою буріння свердловин даним методом — 7-8% на початку 90-х років і близько 3% у теперішній час [261]. Варто зазначити, що раніше аварії з долотами складали понад 10% від загальної аварійності, на даний час — зменшилася до 3-4%. Це пояснюється збільшенням обсягів впровадження доліт із високою стійкістю опор і оснастки, зокрема виробництва американських компаній, а також підвищенням якості доліт українського виробництва.

1.1 Причини виникнення, види і механічні способи ліквідації прихоплень

Прихоплення — непередбачене при бурінні свердловини порушення процесу, яке характеризується втратою рухомості колони і не може бути ліквідовано шляхом прикладення допустимих навантажень.

Ознакою виникнення прихоплення БК у випадку руху в стовбурі свердловини служать її *затяжки* і *посадки*. Нерідко для піднімання колони зі свердло-

вини необхідно прикласти зусилля на гаку, що значно перевищує вагу колони. Таке ускладнення називають *затяжкою*. Якщо для струшування колони з місця необхідно прикласти зусилля, при якому напруження у трубах близьке до границі їхньої міцності, або до границі допустимого для вежі чи талевої системи, то виникає *посадка*. Посадка бурильного інструмента відбувається у випадку його спускання і характеризується суттєвим зниженням навантаження на гаку, показання якого фіксується гідравлічним індикатором ваги. При проходженні звужень, жолобних виробок, уступів іноді виникають ситуації, коли колона при допустимому розвантаженні на гаку не переміщається вниз. Зазвичай, прихоплення труб виникає не миттєво, тому його можна запобігти. Основною причиною утворення прихоплення труб варто вважати порушення правил технології буріння персоналом.

Причини виникнення прихоплень бурильних і обсадних колон [205; 275] розділяють на три групи: *технічні* — несприятливі гірничо-геологічні умови буріння; *технологічні* — недосконалість і різноманітні порушення технології буріння; *організаційно-технічні* — недосконалість організації бурових робіт, недосконалість і неправильне використання бурової техніки.

Перерахуємо причини виникнення прихоплень [313]:

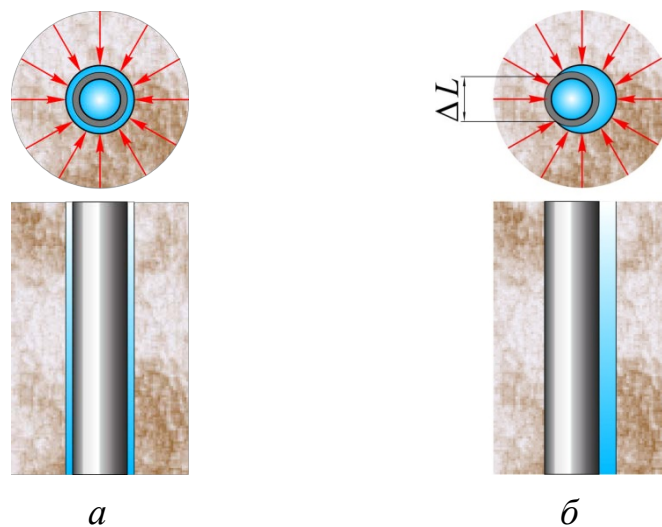
- перепад тисків стовпа промивальної рідини у свердловині та пластового тиску в породах з високою проникністю;
- утворення жолобів у стінках свердловини на ділянках викривлення достатньо міцними породами;
- обвалення гірських порід;
- утворення сальників з кусків товстих фільтраційних кірок, здертих зі стінок свердловини при переміщенні колони, або з частинок порід, що осипались і були розбурені;
- налипання фільтраційних кірок;
- заклинювання в результаті падіння у свердловину сторонніх предметів.

За характеристикою сили прихоплення та обставин [8], що передували їх виникненню, *прихоплення* поділяють на **три види**:

- прихоплення, викликані перепадом тиску, або диференціальні;
- прихоплення, викликані затяжкою у жолобній виробці, заклинювання колони труб у звуженій частині стовбура свердловини і заклинювання стороннім предметом;
- прихоплення, викликані осипанням і обвалом, плинністю пластичних порід, утворення сальника, осіданням твердої фази або шламу.

До *першого* виду відносять *диференціальні прихоплення* — прилипання до стінки свердловини під дією перепаду тиску між гідростатичним і пластовим тиском (рис. 1.1 – *а* і *б*).

Основні причини виникнення перепаду тиску [86] наступні: низька густина бурового розчину (БР) через недостатність геологічної інформації; недостатня кількість бурового розчину при підніманні БІ, внаслідок чого зменшується висота стовпа розчину; поглинання розчину з пониженням його рівня у свердловині; дифузія газу у розчині при тривалій відсутності циркуляції; великі швидкості піднімання БІ при високих значеннях реологічних показників бурового розчину; свабування свердловини під час піднімання БІ при наявності сальника; збільшення вмісту у розчині нафти; інтенсивне надходження газу з розбурюваної породи при високих механічних швидкостях буріння; спінення розчину при використанні піноутворюючих реагентів.



а – неприхоплена бурильна колона; *б* – прихоплена бурильна колона

Рисунок 1.1 — Диференціальне прихоплення

Умови виникнення перепаду тиску в стовбурі свердловини [25] такі: у процесі механічного буріння пластовий флюїд поступає у свердловину, коли пластовий тиск перевищує тиск гідростатичного стовпа бурового розчину і гідравлічних опорів у затрубному просторі:

$$P_{\text{пл}} > P_{\text{г}} + P_{\text{оп}}, \quad (1.1)$$

де $P_{\text{пл}}$ — пластовий тиск; $P_{\text{г}}$ — гідростатичний тиск стовпа бурового розчину; $P_{\text{оп}}$ — гідравлічний опір у затрубному просторі.

Процес може розпочатись раптово після припинення промивання під час буріння, наприклад, при нарощуванні бурильної колони, ремонті насоса, через закінчення буріння тощо. Це означає, що пластовий тиск у відкритому пласті врівноважувався при бурінні. Однак після припинення циркуляції протитиск виявився недостатнім. Умова виникнення процесу в такому випадку має вигляд:

$$P_{\text{пл}} > P_{\text{г}}. \quad (1.2)$$

Під час підйому БК перепад тиску виникає в результаті зниження вибієного тиску, зумовленого коливаннями гідродинамічного тиску [212] внаслідок переміщення колони труб $P_{\text{гт}}$, явищ фільтрації, контракції, седиментації й температурних змін у нерухомій частині бурового розчину $\Delta P_{\text{ст}}$, опорожнення свердловини за рахунок недоливання (на величину Δh) її буровим розчином $\rho g \Delta h$ (g – прискорення вільного падіння, ρ – густина бурового розчину). При цьому умова виникнення зазначеного процесу приймає вигляд:

$$P_{\text{пл}} > P_{\text{г}} - P_{\text{гт}} - \Delta P_{\text{ст}} - \rho g \Delta h. \quad (1.3)$$

У випадку спускання колони труб перепад тиску може бути викликаний зниженням гідростатичного тиску внаслідок фільтраційно-контракційного та інших ефектів у нерухомій частині бурового розчину нижче долота і від'ємній складовій гідродинамічного тиску, що виникає під час гальмування колони $\Delta P_{\text{гк}}$:

$$P_{\text{пл}} > P_{\text{г}} - \Delta P_{\text{ст}} - P_{\text{гк}}. \quad (1.4)$$

У випадку тривалої відсутності циркуляції, навіть якщо БК піднята на поверхню, перепад тиску зумовлений зниженням гідростатичного тиску у нерухомому буровому розчині в результаті впливу вищезгаданих факторів.

Отже, можна записати умову:

$$P_{пл} > P_r - \Delta P_{ст}. \quad (1.5)$$

При промиванні свердловини після спускання БК вибійний тиск може зменшуватись за рахунок насичення стовбура газованими пачками бурового розчину і різкого збільшення їхнього об'єму, особливо при наближенні до гирла свердловини. У процесі проведення промислово-геофізичних робіт і перфорації колони на зниження вибійного тиску впливає тривала відсутність промивання і гідродинамічний тиск, що виникає при підніманні інструмента і насосно-компресорних труб.

Практикою буріння встановлено наступні ознаки перепадів тиску:

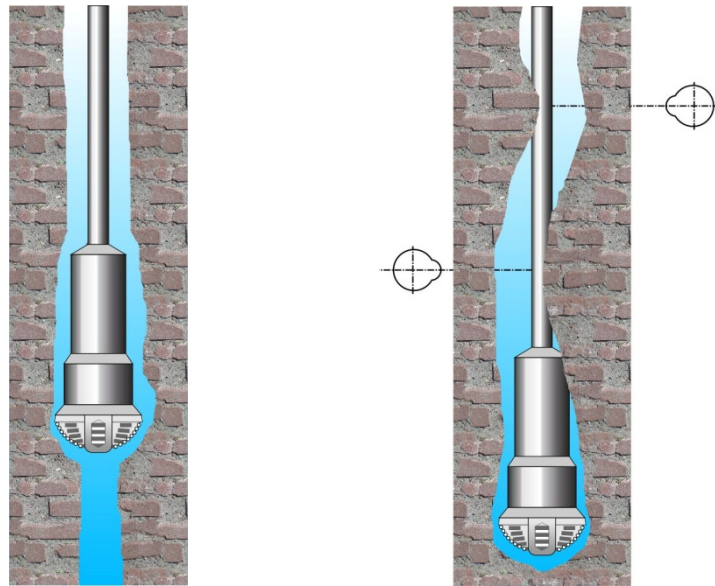
- збільшення об'єму (рівня) бурового розчину;
- підвищення витрачання (швидкості) вихідного потоку бурового розчину із свердловини при однаковій подачі бурових насосів;
- зменшення порівняно з розрахунковим об'ємом бурового розчину, що доливають у свердловину при підніманні бурильної колони;
- збільшення порівняно з розрахунковим об'ємом бурового розчину в приймальному баку при спусканні бурильної колони;
- підвищення вмісту газу в буровому розчині;
- зростання механічної швидкості буріння;
- зміна показників бурового розчину;
- зміна тиску на бурових насосах.

Прихоплення виникне також при наявності у розрізі порід (піщаників, алевролітів, вапняків) з проникністю до $0,6-0,8 \text{ м}^2$. Іншими умовами виникнення диференціального прихоплення — утворення липкої фільтраційної кірки на стінці свердловини, внаслідок чого утворюється механічна сила тиску на стінки свердловини в похило спрямованих свердловинах і у викривлених ділянках стовбура вертикальних свердловин.

До *другого виду* відносять *жолобоутворення* (рис. 1.2 – а); *заклинювання низу колони* — жорсткий опір колони поздовжньому переміщенню і обертанню, яке виникає у випадку різкої посадки інструмента в жолобну виробку; *звужен-*

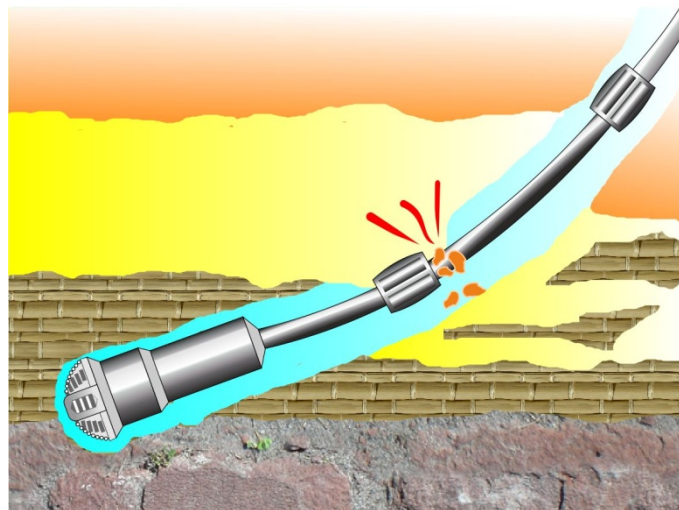
ня (рис. 1.2 – б), сильно *викривлену* ділянку стовбура (рис. 1.2 – в).

Найскладнішим різновидом прихоплення є заклинювання інструмента у стінці свердловини поздовжньої виробки — жолобі [306]. Жолоб з'являється внаслідок механічної дії замків БК. При русі колони відбувається руйнування порід типу різання замками, притиснутими до стінки горизонтальної складової ваги частини БК. Ознаками утворення жолобів слугують виникнення миттєвих значних зтяжок при підйомі колони. Як правило, додаткові зтяжки ведуть до



а

б



в

а – жолобоутворення, *б* –звуження стовбура свердловини,
в – уступ у стінці свердловини

Рисунок 1.2– Прихоплення бурильної колони

ускладнень аварій. Інструмент при цьому ще більше зтягується у жолоб, а циркуляція, що постійно відновлюється, перешкоджає вивільненню колони. У випадку збереження циркуляції заклинювання колон відбувається миттєво.

Заклинювання переважають у звуженій частині стовбура, а також у жолобних виробках, на відрізках різкої зміни осі свердловини, на відтинках інтенсивного зростання фільтраційних кірок, при заклинюванні труб сторонніми предметами (рис. 1.3 – а), шламом і обважнювачем, шматками породи або цементного каменю, що обвалилися (рис. 1.3 – б). У випадку невеликих перевищень навантажень або крутного моменту при натягу або обертанні колони явище жорсткого опору називають підклинюванням. Заклинювання низу колони труб характерне для зон звуження стовбура свердловини, викликаних інтенсивним зростанням фільтраційних кірок, для інтервалів різкої зміни осі стовбура, для відрізків твердих і абразивних порід, пройдених долотом із втратою діаметра, а також при заміні компоновки низу БК на більш жорстку в похило-спрямованих і горизонтальних свердловинах. Зазвичай, цей тип прихоплення виникає при спуску, рідше — при підйомі інструмента. Ознакою прихоплення у випадку спуску — розвантаження інструмента, а у випадку підйому — зтяжка [68].

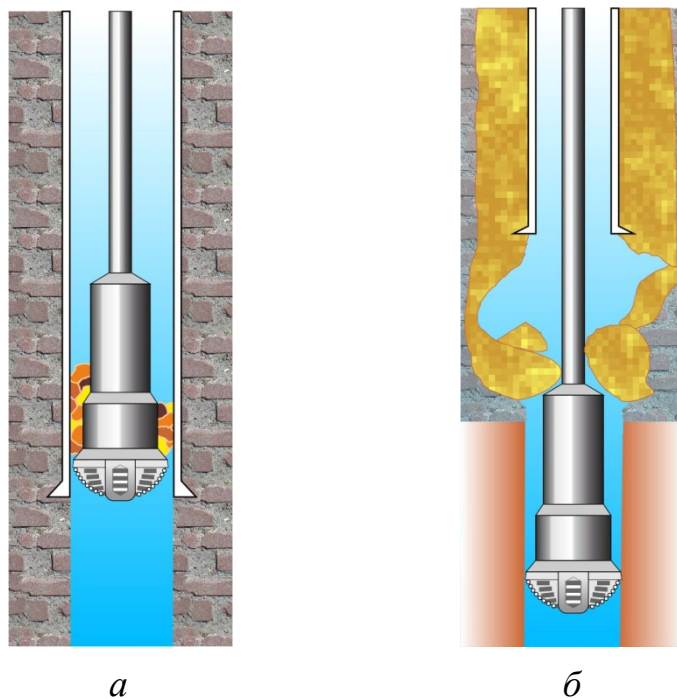


Рисунок 1.3 – Заклинювання бурильної колони або долота стороннім предметом (а) або обломками цементного каменю (б)

Заклинювання інструмента *сторонніми предметами* трапляється внаслідок помилок працівників бурової вахти. У свердловину потрапляють робочі інструменти у вигляді ланцюгових ключів, кувалд, ломів, клинів ротора тощо. Заклинювання БК можливе при її спусканні з великою швидкістю у викривлених інтервалах стовбура при наявності сильно тріщинуватих перем'ятих порід. Замки збивають окремі шматки порід, котрі при падінні по затрубному просторі заклинюють труби. Прихоплення колони при заклинюванні її *шлямом* або *обважнювачем* викликані порушенням режиму промивання свердловини. Накопичування осаду з частинок шламу або обважнювача в кільцевому просторі може привести до заклинювання бурильної колони. Ознаки такого заклинювання: поступове підвищення тиску у нагнітальній лінії, поява затяжок інструмента, поступове припинення циркуляції.

До *третього виду* відносять *осипання* — систематичне відокремлення частинок породи від стінок свердловини (рис. 1.4 – *а*), *обвали* — періодичне випадання в свердловину значної маси породи, що перекриває кільцевий простір або

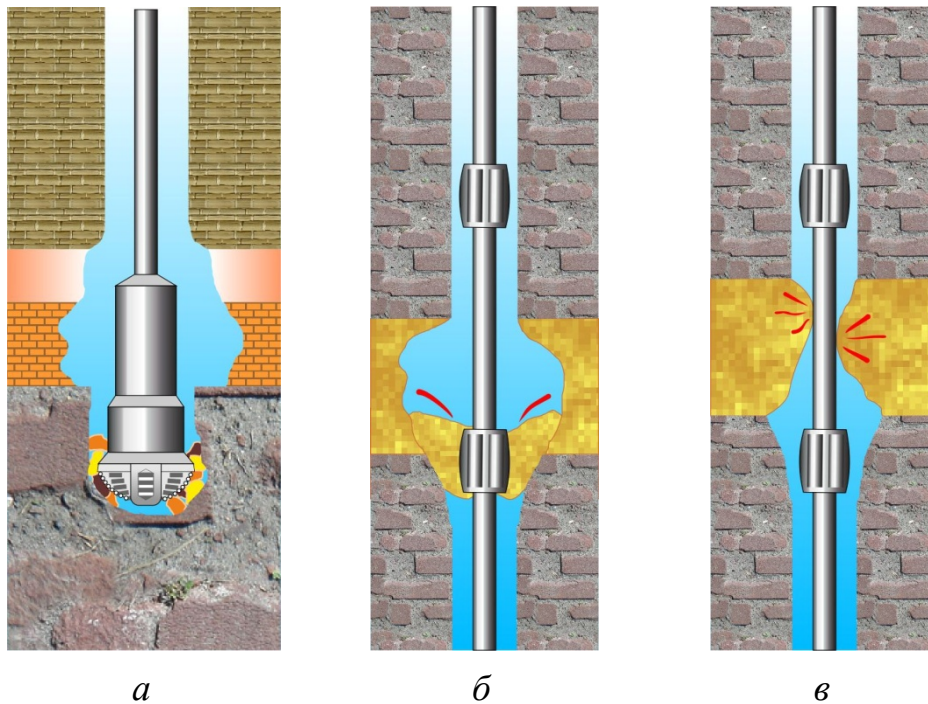


Рисунок 1.4– Заклинювання бурильної колони або долота, викликане осипанням тріщинуватих порід (*а*), обвалами незцементованих порід (*б*), плинністю порід (*в*)

весь переріз стовбура (рис. 1.4 – б), каверноутворення, плинність породи — звуження стовбура свердловини (рис. 1.4 – в), утворення сальника, осідання твердої фази або шламу.

Зазвичай, очевидною ознакою *обвалу породи* є різке підвищення тиску в насосах (рис. 1.5 – а). Обвали порід виникають внаслідок їх нестійкості (тріщинуватості, схильності набухати під впливом води). Характерні ознаки обвалів:

- значне підвищення тиску на викиді бурових насосів;
- різке підвищення в'язкості промивальної рідини;
- винесення великої кількості обломків порід, що обвалилися.

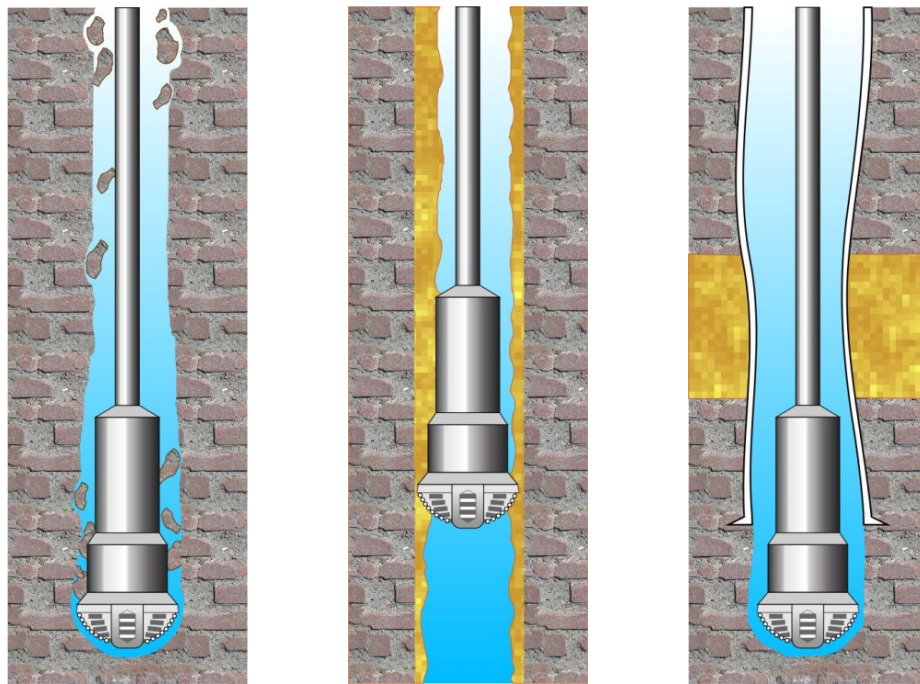
Прихоплення бурильної колони *нестійкими породами*, що обвалюються, характерні для глинистих порід (рис. 1.5 – б), схильних до осипання й обвалів, а також до плинності. Із геологічних факторів, що сприяють втраті стійкості порід, необхідно відзначити наявність в розрізі перем'ятих, тріщинуватих, тектонічно порушених порід, схильних до швидкого набрякання під дією фільтрату бурового розчину.

До технологічних причин виникнення прихоплень *третього виду* відносять:

- низька якість бурового розчину;
- невідповідність типу бурового розчину гірським породам, які бурять;
- значні коливання тиску промивальної рідини у відкритому стовбурі свердловини, що приводить до поглинання розчину й гідророзриву пластів;
- тривале зберігання малостійких відкладень без кріплення їх обсадних труб;
- механічний вплив замкових з'єднань БК на стінки свердловини.

Ознаки осипань наступні:

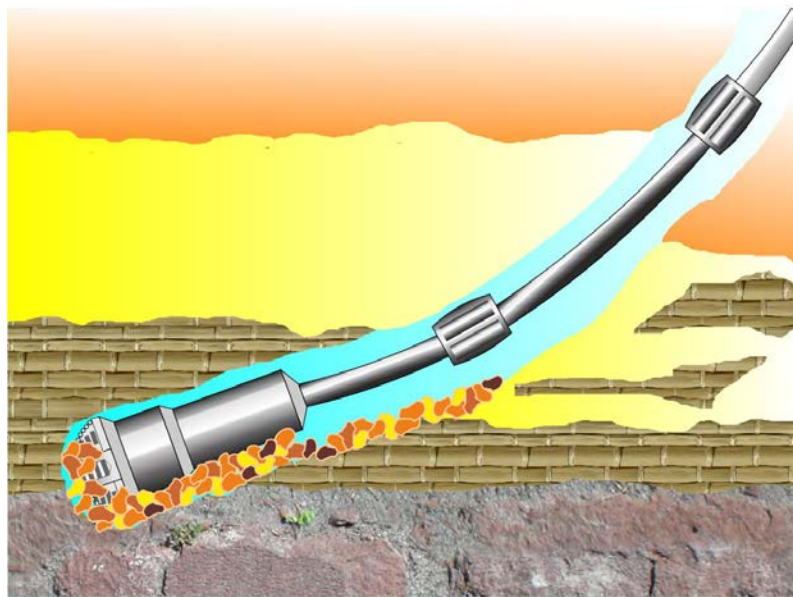
- винесення під час циркуляції уламків шламу, необроблених озброєнням бурових доліт;
- посадки і затяжки інструмента, недоходження долота до вибою, викликане накопиченням осаду після проведення спуску колони і нарощувань;
- підвищення тиску на насосах при поглибленні свердловини й опрацювання стовбура;



а

б

в



z

Рисунок 1.5 – Заклинювання бурильної колони або долота, викликане розвантаженням від гірського тиску і обрушенням порід (а), розсипчастою й липкою фільтраційною кіркою (б), зминання обсадної колони (в), неефективним очищенням стовбура свердловини (z)

- інтенсивне зростання в'язкості та наявність шматків породи у буровому розчині.

Обвали, на відміну від осипань, мають більш об'ємний характер.

Ознаки *обвалів* наступні:

- різке підвищення тиску в нагнітальній лінії, що супроводжується іноді поглинанням розчину або втратою циркуляції;
- тривале недоходження інструмента до вибою;
- мала швидкість опрацювання стовбура.

Сальник — щільно спресовані глиняні частинки, що обхоплюють трубу, або інший елемент БК меншого діаметра за нижче розміщений, або крупні пластичні шматки бурового глиняного шламу в буровому розчині. Вони утворюються в місцях різкої зміни діаметра елементів БК, тобто у місцях суттєвого зниження швидкості течії потоку в місцях завихрень. Таким чином, сальники утворюються над долотом, над замками, над турбобуром. Найнебезпечнішим є наддолотний сальник, діаметр якого досяг діаметра долота. Сальники виникають, зазвичай, при здиранні зі стінок свердловини замками колони товстих пухких глиняних кірок, що відкладаються на високопроникних породах. Утворенню сальників сприяє забруднення стовбура свердловини частинками вибуреної породи при недостатній швидкості висхідного потоку рідини. При цьому в зоні роботи долота виникає концентрація частинок шламу й злипання їх при умові низької здатності розчину до змащування і значного вмісту в ньому твердої фази. У процесі піднімання БК по стовбуру маса сальника збільшується, а швидкість піднімання падає. Сальники накопичують у місцях збільшення поперечного перерізу кільцевого простору, прилипаючи до елементів низу БК над долотом, вище від турбобура або обважненої бурильної труби.

Утворення сальників не є ускладненнями, але стають причинами виникнення прихоплень БК, які найчастіше виникають у випадку піднімання інструмента, коли формуються умови перекриття затрубного простору крупними сальниками в місцях звуження стовбура. Прихоплення труб може супроводжуватись втратою циркуляції.

Ознаки появи *сальників* наступні:

- виникнення посадок інструмента при спусканні або затяжці при підніманні;
- зменшення механічної швидкості проходження долотом при збереженні пра-

цездатності всіх вузлів;

- зростання крутного моменту при роторному способі буріння;
- підвищення тиску в нагнітальній лінії в процесі проходження і під час промивання;
- зменшення ваги колони на гаку при спусканні та відновленні циркуляції;
- виявлення щільних шматків глини на замках та інших елементах бурильної колони під час її піднімання;
- наявність шматків породи й глиняної кірки в жолобах і на віброситах.

Ознаками утворення *шламових пробок* наступні:

- відсутність шламу на сітці вібросита в процесі буріння свердловини;
- невідповідність величини механічної швидкості кількості шламу на сітці вібросита;
- пульсація тиску в стояку при бурінні або промиванні свердловини;
- підіймання бурильної колони із затяжками у кавернозній частині стовбура;
- спускання інструмента з посадками в кавернозній частині стовбура;
- зниження механічної швидкості буріння на однорідних відрізках.

Систематизація різновидів прихоплень, наведена вище, зовсім не означає, що причиною тієї або іншої аварії може бути тільки один із факторів. Зазвичай, виникненню прихоплень може сприяти який-небудь один фактор — визначальний. У процесі розвитку прихоплень може проявитись дія й інших факторів. Зокрема, виникло прихоплення низу БК під дією перепаду тиску, але через погіршення промивання відбулося осадження частинок шламу зі збільшенням сили прихоплення. Для вибору способу ліквідації прихоплень необхідно вивчити всі обставини, при яких виникла аварійна ситуація.

Прихоплення *обсадних колон* займає вагоме місце в практиці буріння (рис. 1.5 – в). Найчастіше прихоплення виникають при бурінні на розвідувальних майданчиках, родовищах, в розрізах яких є породи, схильні до набрякання, звуження стовбура і обвали (рис. 1.5 – г). Будівництво опорних, параметричних, структурно-пошукових, розвідувальних свердловин на нових майданчиках ведеться при досить малій інформації про гірничо-геологічні умови буріння. Тому

конструкції свердловин часто нераціональні, бурові розчини не за всіма параметрами відповідають умовам буріння. Внаслідок цього породи набрякають і обвалюються в процесі поглиблення свердловини.

Основні фактори, що сприяють виникненню прихоплень ОК, носять організаційно-технічний характер:

- нечіткий план робіт по спусканню колони, який не повністю враховує результати підсумкових геофізичних досліджень про затяжки й посадки в інтервалах звужень стовбура, уступах, об'ємі свердловини;
- незадовільна підготовка стовбура перед спуском колони, у т. ч. проробка, промивання і калібрування;
- тривалі зупинки при спусканні, викликані поломками і несправностями бурової вежі та її елементів, обладнання та інструментів для спуско-підіймальних операцій, контрольно-вимірювальних приладів;
- відмова від передбачених планом проміжних промивань;
- недосконала технологія буріння стовбура під ОК, яку спускають, використання бурового розчину низької якості, малий вміст змашувальних добавок, недотримання параметрів режиму буріння в породах, що часто чергуються за твердістю, які призводить нерідко до різких перегинів стовбура свердловини.

За механізмом виникнення прихоплень ОК аналогічні до прихоплень БК.

Способи ліквідації прихоплень полягають в усуненні або зменшенні сили, що утримує БІ, до рівня, при якому її можна здолати. Ефективність ліквідації прихоплень визначається правильністю вибору способу, який би відповідав виду прихоплення, чи набору способів, починаючи від найпростішого [255; 266]. Вибору технологічного рішення передують визначення кількості прихоплень, верхньої межі зон цих прихоплень і визначення виду прихоплення [176], або характеру утримувальної сили. Час, що пройшов з початку прихоплення, зазвичай, посилює ускладнення. Тому всі необхідні виміри варто проводити швидко, а до початку вивільнення БК проводити роботи з перешкоджання аварійної ситуації: промивання, розходжування тощо [95; 144].

У складній обстановці, коли передбачення прихоплень неоднозначне або

вірогідність аварії недостатньо висока, не завжди вдається прийняти надійне рішення, яке б забезпечило мінімальні витрати часу і засобів.

Існуючі способи ліквідації прихоплень засновані на застосуванні фізико-хімічних, гідравлічних і механічних впливів на зону прихоплення [95; 255; 260]:

- встановлення рідинних ванн [7];
- зниження рівня бурового розчину в стовбурі свердловини [32];
- відновлення циркуляції та промивання свердловини [49; 249];
- застосування гідроімпульсного способу [77; 121];
- розходження і обертання колони ротором;
- застосування ударних механізмів [144];
- гідровібрування колони труб [15; 145];
- імпульсно-хвильовий вплив на труби в зоні прихоплення;
- струшування прихопленої ділянки колони вибухом торпед;
- встановлення цементного моста і нарізування нового стовбура;
- оббурювання або фрезерування прихопленої ділянки колони;
- розгвинчування БК і піднімання труб частинами;
- використання випробувачів пластів.

Механічні способи ліквідації прихоплень БІ засновані на створенні квазістатичних (розходження інструмента і відбиття ротором), вібраційних або ударних навантажень [122], у тому числі за рахунок вибуху, на бурильну колону і тим самим впливають на зону прихоплення [39]. До того ж розходження інструмента і відбиття ротором не вважають самостійним способом [193].

Затяжки і невеликі прихоплення зазвичай ліквідовують шляхом розходження — багаторазового опускання і підймання колони і провертанню ротором БК. Якщо ж не вдається ліквідувати прихоплення бурильного інструмента вище описаними способами, то БК вивільняють за допомогою:

- різкого струшування БК ударними або гідроударними пристроями;
- вібраторів поздовжньої, поперечної або крутильної дії [45];
- вибуху торпеди із детонуючого шнура методом «струшування» [146].

Ударні пристрої призначені для вивільнення прихоплених БК ударами

вгору або вниз. Найефективніше їх застосовувати для ліквідації прихоплень типу заклинювання. Усі бурильні яси (БЯ) мають бойок, який переміщається в корпусі й наносить удари по ковадлу, жорстко зв'язаного з прихопленою частиною БК. Розрізняють ударні механізми:

- з вільним бойком, яким наносять послідовно удари по ковадлу із силою, пропорційною власній масі. Такі БЯ відомі як гідрударні (ГУМ) або гідровібраційні (ГВМ) механізми;
- з бойком, приєднаним до ОБТ.

Маса бойка не повинна перевищувати 5000 кг, а довжину бойка рекомендують визначати за формулою Г. Кемпа

$$l = 360d , \quad (1.6)$$

де d — діаметр бойка.

Ударний механізм (УМ) з вільним бойком генерує вібрації з частотою 25 Гц [26], що передаються до ділянки контакту труб з глинистою кіркою, сальником або шламом. Під дією вібрації відбувається розрідження породи в зоні її контакту з БІ, зменшується її міцність на зсув, і як наслідок, зменшується опір переміщенню прихопленої колони [29]. Пристрої даного типу не знайшли широкого застосування. У цьому випадку ударний пристрій разом з ОБТ спускають до місця прихоплення.

Ударні механізми з бойком, приєднаним до ОБТ, яси бувають неперервної або одиничної дії. Механізми неперервної дії знаходяться на стадії лабораторних розробок, а пристрої одиничної дії знайшли широке застосування: гідравлічний ударний механізм [123], ударно-вібраційний БЯ, пристрій для ліквідації прихоплень, БЯ механічний [105; 255; 304]. До конструкції бурильних ясів входять корпус, бойок, ковадло і замок або пристрій, що захоплює і вивільняє БК [35]. Бойок жорстко з'єднано з колоною труб, на яких спускають УМ, а корпус і ковадло з'єднано з прихопленими трубами. Замки у всіх перерахованих механізмах мають різну конструкцію, але однакове призначення: при замиканні замка створюються умови пружного поздовжнього деформування частини БК, а після розмикання замка бойок вивільняється і разом з приєднаною компоновкою БК

вдаряє по ковадлу. Ударно-вібраційний БЯ [43] вивільняє БК шляхом нанесення осьового удару, спрямованого зверху вниз, або створення вібрації у колоні обертанням БІ під натягом.

Ударні механізми рекомендують використовувати переважно у вертикальних свердловинах, а межі застосування визначаються величиною сили притискання БК до стінок свердловини та міцністю бурильних труб [39].

Вибуховий спосіб ліквідації прихоплень отримав назву «струшування». Вибух торпеди із детонуючого шнура в зоні прихоплення створює ударну хвилю, яка відокремлює труби від стінки свердловини або сальника [146]. При цьому відбувається послаблення сил зчеплення колони із затрубним середовищем. У випадку притискання інструмента до стінки свердловини перепадом тиску «струшування» може призвести до короткотривалого вирівнювання тиску навколо труби і зняття притискання. Далі розходженням або відбиванням ротором колону можна вивільнити.

Торпедуванням можна також відновити циркуляцію бурового розчину, що повинно полегшити ліквідацію прихоплення. У випадку заклинювання долота при роторному бурінні проводять вибух фугасної торпеди, опущеної до долота.

Вибуховий спосіб при ліквідації прихоплень застосовують також для:

- від'єднання неприхопленої частини колони труб ослабленням різьбового з'єднання за допомогою розгвинчування;
- вивільнення вільної частини колони обриванням труб.

Для вивільнення прихопленої БК використовують *вібрацію* — вимушені коливання широкого діапазону частот з малими амплітудами. Механізми, призначені для збурення вібрацій, називають вібраторами [211]. Залежно від методу передачі обертання неврівноваженої маси вібратори ділять на *дебалансні* (ексцентрикові) — зі зміщенням центра мас вала; *бігункові* — з вантажем, що рухається по внутрішній поверхні вала; та *планетарні* — неврівноважені планетарні редуктори [15]. Дебалансні вібратори, що збурюють поздовжні, поперечні, або крутильні коливання, називають вібромолотами [16]. Такі вібратори також можуть створювати складну комбінацію коливальних рухів — фігури Ліссажу.

Залежно від розміщення відносно прихопленої частини БК вібратори розрізняють *поверхневі* й *глибинні* (опускають ближче до зони прихоплення або вмонтовуються в БК). За типом приводу вібратори ділять на механічні, електричні, електромеханічні, гідравлічні, електрогідравлічні, пневматичні, вакуумно-компресорні, електромагнітні та магнітострикційні.

На практиці поєднують різні способи у будь-якій комбінації. Практика бурових робіт показує, що використовувати їх окремо малоефективно [266; 272]. Найбільше розповсюдження у практиці буріння отримало поєднання фізико-хімічного і механічного способів. Наприклад, застосовують нафтову ванну і гідравлічний ударний механізм. Ці способи рекомендовано використовувати як першочергові засоби бурової вахти, в поєднанні з деякими іншими способами, а також для недопущення збільшення зони прихоплення вгору по стовбуру при диференціальному прихопленні. Ефективність ліквідації прихоплень, насамперед, залежить від правильності визначення типу прихоплення і обраного способу його ліквідації.

Проведений інформаційний пошук та аналіз літературних джерел показав, що математично обґрунтованих методів прогнозування прихоплень не існує. Тому автор дисертації займалась розробкою рекомендацій щодо ліквідації прихоплень бурильного інструмента ударним і вібраційним способами [189; 190].

1.2 Технології і технічні засоби ліквідації прихоплень механічними способами

Буріння нафтових і газових свердловин у сучасних умовах, а саме глибина, що може досягати до десяти кілометрів, проникнення у процесі буріння в породи з аномально високими або низькими тисками вимагають удосконалення технології й техніки буріння [198]. Найчастіше буровики стикаються з такими ускладненнями, як осипання та обвали стінок свердловини, затягування БК.

Згідно *технології ліквідації прихоплень бурильної колони* після встановлення виду прихоплення приступають до робіт із вивільнення прихопленої БК [283]. Першочергові роботи з ліквідації аварій, які виконує бурова вахта, складається з простих операцій, виконання яких не може привести до ускладнень. У

випадку виникнення прихоплень БК через прилипання бурильної труби до стінки свердловини під дією перепаду тиску або через її заклинювання при спусканні, а також у випадку прихоплень колони породами, що обвалилися, бурова вахта зобов'язана виконати розходжування колони з навантаженнями, що не перевищують 80% границі плинності матеріалу труб, і відбивку інструмента ротором. Кількість обертів колони також регламентовано. У разі обриву БК необхідно негайно приступити до ловильних робіт, не допустивши виникнення прихоплень аварійної частини колони, що може значно ускладнити ліквідацію обриву.

Якщо проведення першочергових робіт не дало ефекту, ліквідацію аварії проводять згідно виду прихоплення:

- у випадку виникнення прихоплень БК внаслідок *обвалювання шламу* або *породи* необхідно скинути тиск, який збільшився через утворення корка, а потім створити невеликий тиск (надто великий тиск зтягне БК, як поршень, далі в корок). Невеликий тиск необхідний для того, щоб відновити циркуляцію, якщо вдасться зрушити колону з місця [80]. Після цього прикласти крутний момент і нанести удар вниз ясом. Якщо БЯ не входить до компоновки або не працює, прикласти крутний момент і максимальне осьове навантаження (щоб зрушити бурильну колону в напрямі, протилежному її руху до прихоплення [83]. Якщо спробувати підняти БК, вона ще далі завантажиться в корку. Ціль полягає в тому, щоб змістити колону і відновити циркуляцію, розмити корок і винести матеріал корка вгору по стовбуру). Якщо до моменту виникнення прихоплення колону переміщали вниз у сильно нахилений свердловині, то необхідно спробувати припідняти її або нанести удар ясом вгору без обертання. Якщо вдасться відновити циркуляцію, необхідно збільшити витрати рідини до максимуму, який можливий без поглинання. Продовжити циркуляцію, поки свердловину не буде розчищено. На завершення проробляють інтервал прихоплення й інструмент повертають на вибій, промивають свердловину перед спусканням ОК або свердловинних приладів;
- у випадку виникнення *диференціального прихоплення* негайно прикладають максимальний крутний момент і доводять його до місця прихоплення [81];

продовжують циркуляцію з максимально допустимими витратами (виконують одночасно з прикладанням крутного моменту); якщо до компоновки входить БЯ, то під час нанесення удару вниз знижують подачу насоса до мінімуму, щоб не протидіяти удару [85]; підтримуючи крутний момент, різко розвантажують колону, створюючи максимальне осьове навантаження [137]. Ні в якому разі не можна намагатись піднімати колону! Це призведе лише до ускладнень, а натяг колони зменшить значення крутного моменту, котрий можна безпечно прикласти до бурильної колони. Якщо до компоновки колони входить бурильний яс, необхідно нанести удар вниз при зменшенні подачі рідини насосом до мінімуму, щоб не послабити удар;

- якщо виникне заклинювання на *викривленій ділянці свердловини*, необхідно нанести удар БЯ у напрямку, протилежному руху колони до прихоплення. Прикласти крутний момент при ударах вниз, але не прикладати крутний момент при ударах вгору [82; 89; 167]. Не варто забувати про тиск циркулюючого бурового розчину при заряджанні БЯ або нанесенні ударів. При збільшенні цього тиску удар яса вгору посилюється, а удар вниз послаблюється [219; 220]. Це заважає заряджанню бурильного яса для удару вгору і допомагає заряджанню для удару вниз.

Для вибору механічного способу ліквідації прихоплень БІ необхідно визначити *межі прихоплення бурильного інструмента*. *Верхню границю* прихоплення визначають по пружному видовженню вільної частини колони [92]–[94]. Оскільки бурова бригада при виникненні прихоплення не може негайно вжити способи, що вимагають застосування спеціальної апаратури й обладнання (при нормальному процесі прокладання свердловини таке обладнання зазвичай не зберігається на буровій, а доставка його вимагає певних витрат часу, що може значно ускладнити вивільнення БІ), тому попередньо застосовують найпростіший спосіб визначення верхньої границі прихоплення — визначення вільної частини колони по пружному видовженню її під дією навантаження, що перевищує власну вагу БК. Попередньо верхню межу прихоплення визначають за формулою [97; 125; 176]:

$$L = 1,05EF\Delta l / (P_2 - P_1), \quad (1.7)$$

де L – довжина вільної частини бурильної колони вище від місця прихоплення; 1,05 – коефіцієнт, що враховує наявність жорстких замків; E – модуль Юнга; F – площа поперечного перерізу БТ; P_2, P_1 – розтягувальні зусилля, величини яких вибирають за відомою методикою [97; 125]; Δl – видовження БК за різниці навантажень $P_2 - P_1$.

Розглянутий спосіб застосовують як наближений, особливо при проходці похилих і горизонтальних свердловин, у яких сили опору у випадку руху колон великі, тому зростання похибок при розрахунках неминучі. Точніше межі прихоплення БІ визначають за допомогою *технічних засобів*.

На практиці бурових робіт знайшли застосування прихопленоміри (ПМ), індикатори місця прихоплення, акустичні цементоміри (АЦ), які спускають на каротажному кабелі. Найбільше розповсюдження отримали ПМ (рис. 1.6). *Прихопленомір* — електромагніт з відкритим сердечником, що складається з котушки і магнітопроводу, поміщеного в герметичний корпус з немагнітної корозійностійкої сталі. Робота ПМ базується на властивостях феромагнітних матеріалів розмагнічуватись при їх деформації. Прилад складається з електромагніта, вкладеного в корпус з немагнітного матеріалу. Корпус ізольований зверху головою, а знизу підшоною. Характеристики ПМ наведено в роботах [144; 255]. Принцип дії ПМ базується на властивостях феромагнітних матеріалів (сталевих труб) намагнічуватись на тривалий час і розмагнічуватись при деформації цих ділянок труб. Послідовність робіт з ПМ складається з трьох етапів:



a – каротажний прихопленомір «Кедр», *б* – прихопленомір «Промгеофізсервіс»

Рисунок 1.6 – Прихопленомір [144]

- спочатку ПМ спускають у передбачуваний інтервал прихоплення і вимірюють природну намагніченість труб та елементів колони. Потім шляхом подачі струму через електромагніт наносять на труби контрольні магнітні мітки з кроком 10 м. При цьому намагнічують ділянку труби довжиною 0,15–0,20 м;
- фіксують криву намагніченості вздовж всієї ділянки, на якій поставлені магнітні мітки. Їх необхідно відрізнити від аномалій замкових з'єднань. Амплітуда піків магнітних міток в 4–5 разів більша за амплітуду фонові кривої намагніченості та в 2–3 рази — аномалій замкових з'єднань;
- колону розходжують з натягом рівним власній вазі, або намагаються її обернути ротором на допустиме розрахункове число обертів. БТ вище зони прихоплення, що зазнали деформацій, «гублять» магнітні мітки. У зоні прихоплення, де БТ не зазнали деформацій, мітки зберігаються, тому границя зникнення магнітних міток дозволяє зафіксувати верхню границю прихоплення.

Зазначимо, що вимірювання деформацій виконують паралельно з розходженням або обертанням колони. Зазвичай достатньо 5–6 замірів для визначення границі, на якій деформація труб не відбувається [313].

У практиці робіт зі встановлення інтервалу прихоплення знайшли розповсюдження *акустичні цементоміри*. Вони дозволяють визначати не тільки верхню, але і нижню границю прихоплення. При цьому реєструють відносну амплітуду поздовжньої хвилі ($A_{\text{хв}}$), а також час проходження поздовжньої хвилі по породі ($T_{\text{пор}}$). За даними [255], інтервал прихоплення відповідає максимальному значенню $A_{\text{хв}}$ і мінімальному часу $T_{\text{пор}}$.

Нижню границю прихоплення БІ можна визначити за допомогою АЦ (рис. 1.7). Робота акустичного цементовимірювача базується на вимірюванні характеристик хвильового поля, створеного джерелом пружних коливань з частотою випромінювання 10–30 Гц. При цьому реєструють наступні параметри: амплітуду або коефіцієнт ефективного затухання хвилі вздовж колони у фіксованому часовому вікні (положення вікна обирають за тривалістю розповсюдження хвилі вздовж колони); тривалість, амплітуду і затухання перших хвиль, що розповсюджуються в гірських породах; фазокореляційні діаграми.



1 – випромінювач, 2 – приймачі

Рисунок 1.7 – Акустичний цементомір [74]

Вибуховий спосіб ліквідації прихопленя («струшування»)

Вибух торпеди з детонуючого шнура (ТДШ) в зоні прихоплення створює ударну хвилю, що відриває труби від стінки свердловини або сальника (рис. 1.8). При цьому послаблюються сили зчеплення колони із середовищем поза трубою. У випадку притискання інструмента до стінки свердловини перепадом тиску «струшування» може привести докороткочасного вирівнювання тиску навколо труби і зніманню притиснення. А далі розходжуванням або відбиванням ротором колону можна звільнити.

Торпедування також може допомогти відновити циркуляцію бурового розчину, що сприяє процесу ліквідації прихоплення БК. У випадку заклинювання долота при роторному бурінні здійснюють вибух фугасної ТДШ, спущеної до долота. «Струшування» бурильної колони з попереднім натягом може призвести до ліквідації прихоплення БІ.

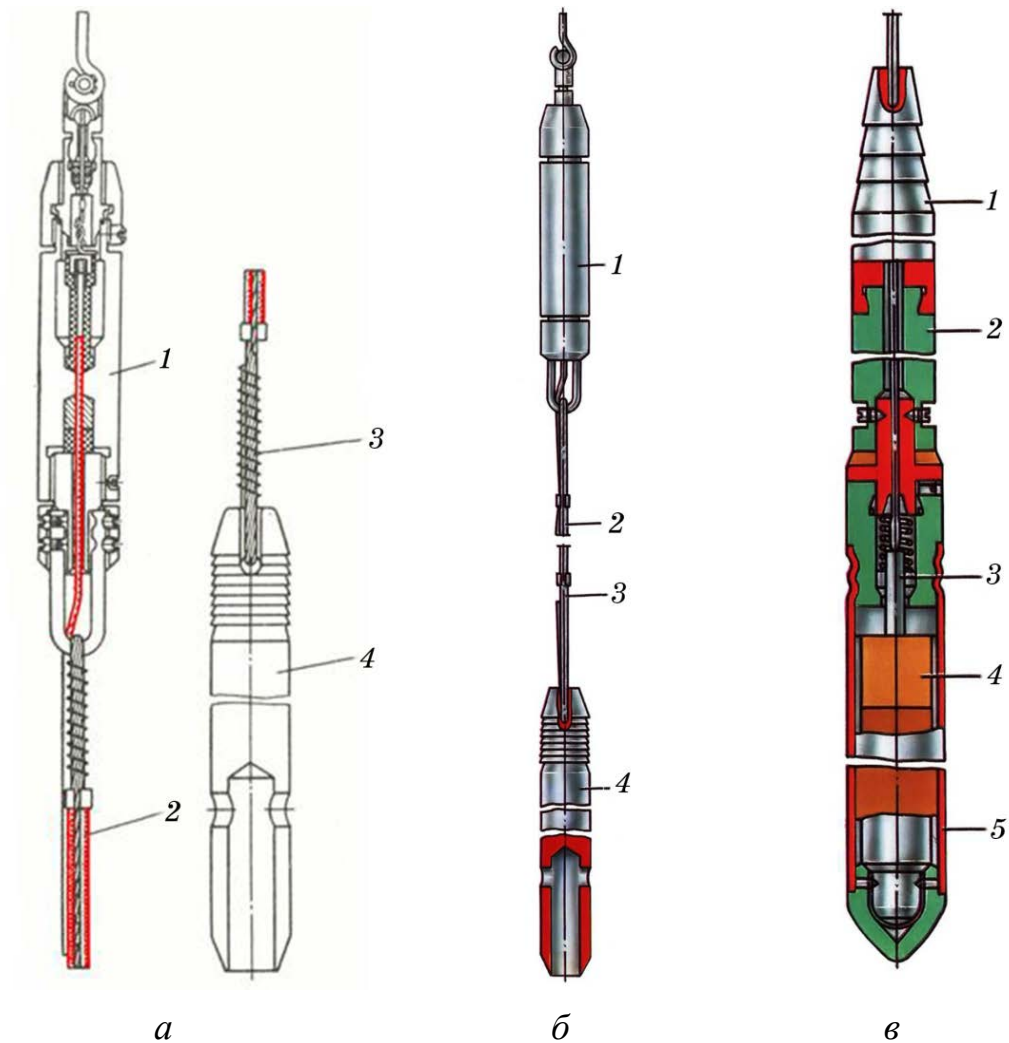
Послідовність робіт з підготовки вибуху, вибору заряду, проведенню торпедування наведено в праці [146]. Величину заряду торпеди визначають з умов забезпечення необхідного ефекту і недопущення пошкодження труб. Довжина ТДШ повинна на 5–10 м перевищувати довжину прихопленої ділянки бурильних труб, а маса заряду вибухової речовини не повинна перевищувати 5 кг [88; 100]. Якщо інтервал прихоплення перевищує 100 м, то торпедування доцільно проводити частинами. Роботи з торпедування виконують у наступній послідовності [110; 147; 164; 171]:

- з'ясовують причину виникнення прихоплення;
- проводять розходжування колони і промивають свердловину;
- визначають ділянку прихопленої колони;

- у свердловину спускають шаблон, одночасно збирають торпеду заданої довжини і спускають у свердловину напроти всієї довжини ділянки прихоплення;
- натягують колону з максимально допустимим зусиллям, при чому це не відноситься до прихоплень, що виникають у випадку затягування труб у звужену ділянку стовбура або у жолобній виробці;
- колону обертають ротором на максимально допустиме число обертів;
- здійснюють вибух;
- колону розходжують або відбивають ротором;
- кабель, вантаж і головку витягують із свердловини, її промивають, звільнену колону піднімають.

Вибуховий спосіб при ліквідації прихоплень [111; 171; 215; 239; 240] застосовують також для від'єднання неприхопленої частини колони труб шляхом послаблення різьбового з'єднання з наступним розгвинчуванням, або вивільнення вільної частини колони обриванням труб. Для розгвинчування і струшування створено ТДШ малогабаритні (рис. 1.8 – а), з детонувальним шнуром (рис. 1.8 – б) та фугасні шашкові (рис. 1.8 – в). Торпеда з детонувальним шнуром складається з головки 1, в якій знаходиться вузол основного заряду 2 і одного або декількох відрізків детонувального шнура, зв'язаних в жмут і змонтованих на несучому сталевому тросі 3. У нижній частині кріплять вантаж 4. Головка і вантаж мають діаметр 5 см. Як засіб ініціювання застосовують електродетонатор. Для збереження головки і підвищення безпеки збирання в головку вводять тільки один шнур довжиною 0,5 м. Через цей шнур детонація передається на жмут шнурів [6; 23]. Головка розрахована на багаторазове використання під тиском до 50 МПа і температурі до 100°C. Фугасна шашкова торпеда має заряд 3, який збирають із відрізків детонувального шнура, вибухового патрона 1, утримувача 2, троса 4 і вантажу 5. У вибуховий патрон поміщають електродетонатор. Торпеду можна також спустити в труби з малим прохідним діаметром [10; 12; 44].

Ударні механізми або бурильні яси призначені для вивільнення прихоплених бурильних колон ударами вгору і вниз. Найбільшу ефективність цим способом досягають при ліквідації прихоплень типу заклинювання [155]. Будь-



а – 1 – головка, 2 – заряд і детонувальні шнури, 3 – трос, 4 – вантаж;
б – 1 – головка, 2 – детонувальний шнур, 3 – трос, 4 – вантаж; *в* – 1 – головка, 2 – вантаж, 3 – вибуховий патрон, 4 – шашки вибухової речовини, 5 – корпус
Рисунок 1.8 – Малогабаритна (*а*), негерметична з детонувальним шнуром (*б*) та фугасна шашкова (*в*) торпеди [124]

який УМ має бойок, що переміщається в корпусі і наносить удар по ковадлу та жорстко зв'язаний з прихопленою частиною колони. Розрізняють наступні *види ударних механізмів* [161], [221]–[223]:

- УМ з вільним бойком, що наносить безперервно удари по ковадлу із силою, пропорційною власній масі. Такі ударні механізми відомі як гідроударники або гідровібратори. Гідроударник — гідравлічна вибійна бурильна машина, яку приводять в дію енергією потоку промивальної рідини, що нагнітають з поверхні насосом по колоні бурильних труб. Такий пристрій застосовують для буріння в породах середньої й високої міцності. ГУМ відносять до ма-

шин прямої дії з клапанною системою розподілення рідини (рис. 1.9). Розгін ударника і удар його по ковадлу, жорстко зв'язаному з БК, здійснюють потоком промивальної рідини, а повернення його у вихідне положення — пружиною, стиснутою при прямому ході. Довжина гідроударника 1,28–2,5 м (для колонкового буріння), маса 25–50 кг, енергія одиничного удару складає 8–70 Дж, частота 1100–3600 ударів/хв., перепад тиску 0,5–3,0 МПа. ГУМ призначений для створення одиничних, спрямованих вгору, ударних навантажень при ліквідації аварій у свердловинах різного призначення, пов'язаних з прихопленнями, викликаними сальникоутворенням або заклинюванням бурильних, обсадних, насосно-компресорних труб, елементів колон, випробувальних пластів, калібраторів, доліт, ловильного інструмента, фрезерів тощо.

- УМ з вільним бойком генерує вібрації з частотою 25–50 Гц (рис. 1.10), що передаються до місця контакту труб з глиняною кіркою, сальником або шламом. Під дією вібрації відбувається розрідження середовища в зоні його контакту з інструментом, зменшується його міцність на зсув, а як наслідок, зменшується опір переміщенню прихопленої колони [83; 112]. Пристрої даного типу не знайшли широкого застосування;
- яси з бойком і приєднаною до нього масою у вигляді частини бурильної колони, на котрій УМ спускають до місця прихоплення.



Рисунок 1.9 – Гідроударники [161]



Рисунок 1.10 – Гідровібратор [221]–[223]

Бурильні яси мають *два різновиди*: безперервної дії та одиничної. Механізми безперервної дії перебувають на стадії лабораторних розробок, а пристрої одиничної

дії широко застосовують у нафтовій і газовій промисловості:

- пристрій для ліквідації прихоплень (рис. 1.11);
- яс механічний (рис. 1.12 – *а*), гідравлічний ударний механізм (рис. 1.12 – *б-г*), збудник пружних коливань [95; 122; 144; 255; 267; 313];
- усі ці механізми мають корпус, бойок, ковадло і пристрій, що захоплює і вивільняє, або замок. Бойок жорстко зв'язаний з колоною труб, на яких спускають УМ, а корпус і ковадло з'єднують з прихопленими трубами. Замок у

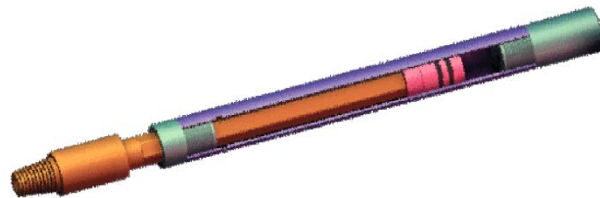
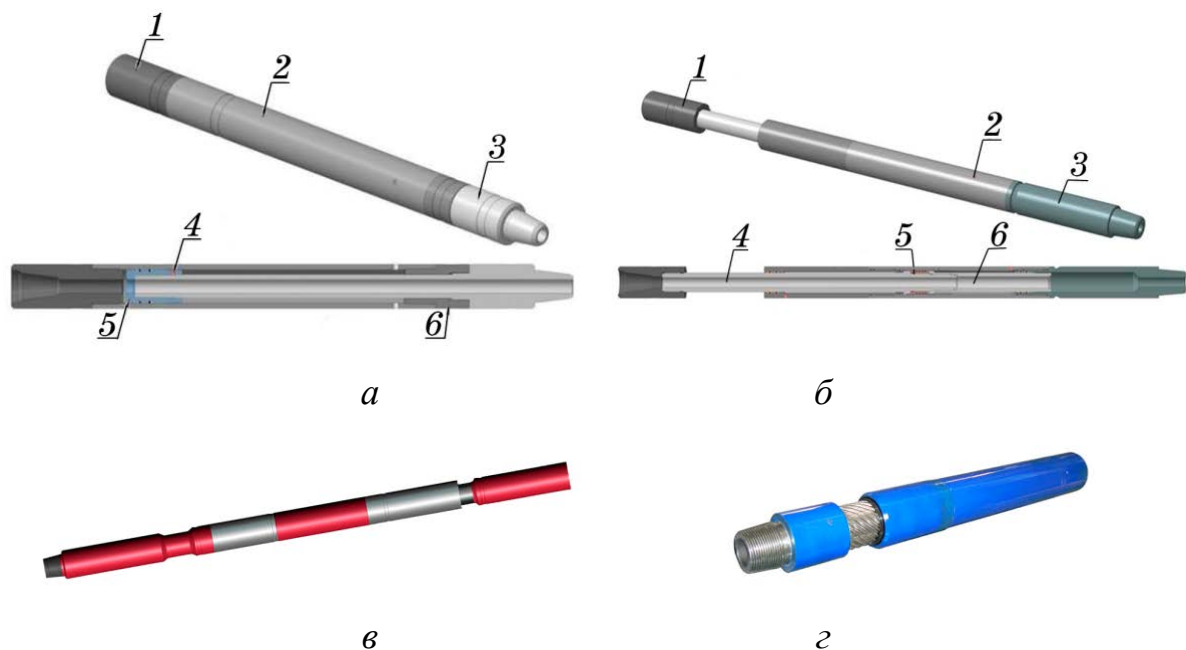


Рисунок 1.11 – Пристрій для ліквідації прихоплень [292]



а – 1 – корпус верхній, 2 – корпус, 3 – шток, 4 – шпеник,
5 – хвостовик штока, 6 – корпус нижній; *б* – 1 – перевідник,

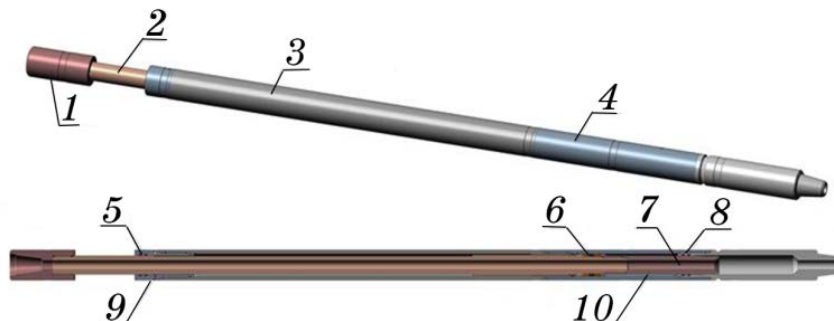
2 – корок, 3 – корпус, 4 – шток, 5 – поршень, 6 – хвостовик штока

Рисунок 1.12 – Механічний (*а*) [148], гідравлічний (*б*) [157], hydraulic-fishing-drilling (*в*) та крутильний «Shock Turn» (*г*) бурильні яси

всіх перерахованих механізмах має різну конструкцію, але його призначення однакове: після зарядки замка створюються умови пружного поздовжнього деформування частини БК, а після розряджання замка вивільнений бойок разом з приєднаною масою вдаряє по ковадлу;

- бурильні яси — інструменти для нанесення сильних ударів по прихопленій компоновці БК [18]. БЯ відомі досить давно, ще з тих часів, коли вони застосовувались в ударно-канатному бурінні для поглиблення свердловин і для ловильних робіт. Бурильні яси поділяють за цільовим призначенням на бурильні й ловильні, а за принципом дії — на механічні (рис. 1.12 – а) та гідравлічні (рис. 1.12 – б–г);
- до компоновки БК також може бути поміщено прискорювач, який називають інтенсифікатором і бустером (рис. 1.13);
- механічний БЯ — телескопічний ударний інструмент механічної дії. Удар, що передається прихопленій компоновці БК, наноситься обважненими бурильними трубами, які отримали значні передударні швидкості за рахунок пружних деформацій на шляху ходу яса.

Механічні бурильні яси також встановлюють над ловильними інструментами типу *овершот* (рис. 1.14) або *внутрішній трубловловлювач* (рис. 1.15) для їх вивільнення шляхом збивання вниз при сильному заклинюванні захоплювача. *Овершоти* призначені для захоплення за зовнішню циліндричну поверхню і вилучення елементів трубних колон (рис. 1.14 – а), або насосних штанг



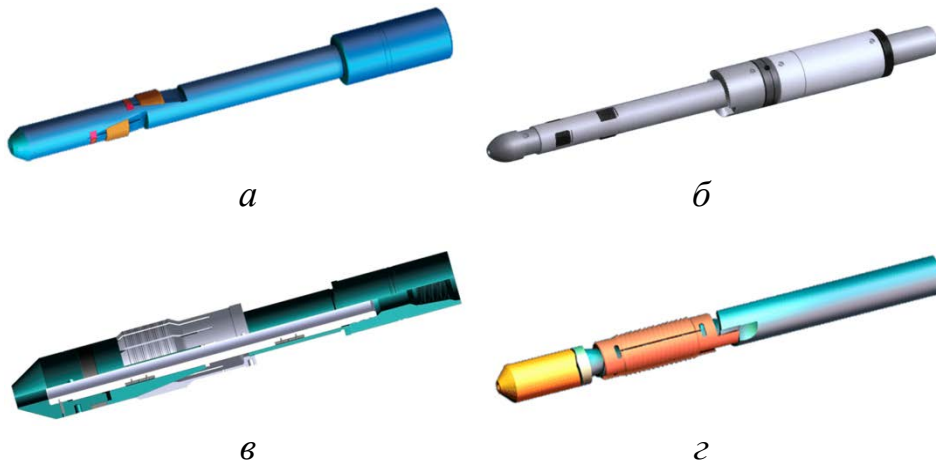
- 1 – перевідник, 2 – шток, 3 – корпус верхній, 4 – корпус нижній,
5 і 8 – ущільнювач штока, 6 – ущільнювач циліндра,
7 і 9 – заглушка, 10 – хвостовик штока

Рисунок 1.13 – Інтенсифікатор бурильного яса [148]



a – трубних колон, *б* – насосних штанг

Рисунок 1.14 – Овершот, що застосовують для вилучення [73; 159]



a – незвільняючий трубловловлювач плашкового типу, *б* – звільняючий трубловловлювач плашкового типу, *в* – звільняючий трубо вловлювач цангового типу, *г* – трубловловлювач спірального типу

Рисунок 1.15 – Трубловловлювачі внутрішні [27; 242]

(рис. 1.14 – *б*) при проведенні ловильних робіт у свердловинах різного призначення.

Трубловловлювач — ловильний інструмент, призначений для захоплення і вловлювання повністю або частинами БТ (рис. 1.15), що впали у свердловину, за їх зовнішню або внутрішню поверхню під час буріння й капітального ремонту свердловини. Незвільняючі трубловловлювачі (рис. 1.15 – *a*) та звільняючі трубловловлювачі (рис. 1.15 – *б*) механічної дії плашкового типу призначені для захоплення за внутрішню поверхню насосно-компресорних труб і вилучення їх повністю або частинами. Звільняючий трубловловлювач (рис. 1.15 – *в*) цангового типу призначений для захоплення за внутрішню поверхню аварійних обсадних труб (ОТ) і вилучення їх повністю або частинами, а трубловловлювач спірального типу (рис. 1.15 – *г*) — аварійних насосно-компресорних труб і нафтогазопромислового обладнання із свердловини.

Бурильники спускають вільну компоновку БК з вмонтованим механічним БЯ, призначену для роботи *внутрішньої труборізки*. Таким чином, поки ловильна компоновка рухається у межах ходу яса, труборізка знаходиться лише під вагою аварійної компоновки нижче яса, що забезпечує її від перенавантаження.

Гідравлічний яс — вал з поршнем, що переміщається всередині гідравлічного герметизованого циліндра, розміщеного у кожусі яса.

Циліндр має внутрішній канал змінного поперечного перерізу, заповнений мастилом. Поршень спочатку знаходиться в нижньому положенні у вузькій частині циліндра, де внаслідок невеликого кільцевого зазору його рух сповільнений. Манжети поршня мають особливу конструкцію, що дозволяє мастилу дуже повільно перетікати з порожнини над поршнем у порожнину під поршнем у той час, коли вал з поршнем рухається вгору під дією натягу вільної компоновки БК. Після проходження відстані, рівної приблизно половини ходу бурильного яса, поршень потрапляє у широку частину циліндра, опір руху миттєво зменшується, і поршень зі значною швидкістю вдаряється об верхній обмежувальний виступ кожуха. Перевагою гідравлічного яса над механічним є можливість керувати силою удару за рахунок зміни натягу колони. Переважна більшість гідравлічних ясів ефективно працює при температурах до 175°C і вище при використанні термостійких мастил.

Механічні БЯ використовують для нанесення ударів зверху вниз, а гідравлічні — знизу вгору [42]. Прискорювач накопичує потенціальну енергію, яка перетворюється у кінетичну у разі спрацювання ударного механізму і призводить до прискорення руху ОБТ вгору. До того ж за рахунок запасу вільного ходу бустер гасить ударний імпульс, який розповсюджується вгору вздовж ОБТ. Якщо встановити прискорювач над ОБТ з'являється можливість збільшувати силу удару та розвантажити вільну компоновку БК і бурову установку. Бустер є гідроаккумулятором поршневого типу, циліндр якого заповнено стискаємим робочим агентом, нейтральним газом або силіконом. У випадку натягу вільної компоновки БК поршень прискорювача стискає у циліндрі робочий реагент і накопичує потенціальну енергію. А після спрацювання яса енергія бусте-

ра прискорює рух ОБТ вгору, збільшуючи ударний імпульс. Додатковою функцією прискорювача є гасіння ударних імпульсів, які негативно впливають на стан бурильних труб, за рахунок довжини ходу вала прискорювача.

Яси гідромеханічні (рис. 1.12 – б) дозволяють наносити удари вгору, вниз або вгору і вниз, тобто вони мають два режими роботи: механічний та гідравлічний. Ударно-вібраційні яси (рис. 1.12 – в) призначені для вивільнення прихопленої БК осьовими ударами, спрямованими зверху вниз, або шляхом створення вібрацій. Очевидно, що прихоплене у свердловині обладнання легше вилучити, якщо прикладати до нього не лише ударні зусилля, але й ударний крутний момент. Для цього було розроблено і запущено у виробництво крутильні яси «Shock Turn» (рис. 1.12 – г), які дозволяють наносити на прихоплені ділянки крутні моменти за годинниковою стрілкою, проти годинникової стрілки, а також удари вгору або вниз у різних комбінаціях.

Збудник пружних коливань (ЗПК) призначений для ліквідації всіх видів прихоплень БК. Його основний елемент — гелікоїдна різьба, яка під дією пружних сил розщеплюється і бойок, який знаходиться на штоку наносить удари по ковадлу, що з'єднано з прихопленою БК. Кільцевий бойок вдаряє по виступу втулки і удар передається через перевідник прихопленому інструменту. ЗПК працює в режимі створення імпульсно-динамічної дії. Для створення ударів вгору пристрій розміщують ближче до місця прихоплення, над яким встановлюють ОБТ великого діаметра довжиною до 75 м, а для нанесення ударів вниз — на відстані 500–1500 м вище місця прихоплення [244].

1.3 Формування задач досліджень напружено-деформованого стану прихопленого бурильного інструмента

Динамічні моделі механічних систем: «бурова вежа–вільна частина БК–ударний механізм–прихоплена частина БК», «бурова вежа–вільна частина БК–вібраційний пристрій–прихоплена частина БК», що використовують для ліквідації прихоплень БК, є важливим елементом у процесі дослідження процесу їхньої роботи, однак на сьогодні публікацій щодо вивчення режимів роботи таких систем недостатньо. Переважну більшість робіт присвячено математичному

моделюванню або окремих елементів бурової вежі, або спрощеним еквівалентним моделям, які ще недостатньо точно враховують конструктивні параметри бурильної колони.

Ефективність ліквідації прихоплень БІ залежить від точності опису сил тиску породи на бурильні труби, а також виникаючих сил тертя, що перешкоджають руху БК [262]. Можливість складання аналітичної моделі сил притискування породою бурильної колони пов'язана не лише з впливом на неї потужних коливальних процесів, а також з обмеженим числом експериментальних (статистичних) даних, що спричинено труднощами вимірювання та ідентифікації. Це викликано різноманітністю засобів реєстрації і методик аналізу, оскільки одержані результати настільки взаємопов'язані, що не підлягають узагальненню.

При вивченні динаміки вивільнення БК компонування доводиться розглядати поздовжні, крутильні та поперечні коливання [178]. Усі три види коливань не є відокремленими, що ускладнює розв'язання й аналіз одержаних результатів, оскільки розв'язок потребує написання великої кількості крайових умов і вихідних даних, що вимагає значного обсягу обчислювальних робіт.

Поздовжні коливання прихопленої механічної системи колони бурильних труб аналітично описують моделлю, що складається із зосереджених точкових мас [285], напівнескінчених або нескінчених однорозмірних стрижнів [126; 132; 269; 280], багаторозмірних стрижнів [13; 55; 162; 271; 298] при різних умовах закріплення кінців компонування. Найчастіше поздовжні коливання ділянки колони бурильних труб описують [79; 128; 138; 212; 279; 309] хвильовими диференціальними рівняннями другого порядку:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = g(x,t), \quad (1.9)$$

де u – пружне зміщення, x – координата перерізу, h – коефіцієнт опору, $a = (E/\rho)^{1/2}$, E та ρ – модуль пружності та густина матеріалу труби, $g(x,t) = p(x,t)/(\rho F)$, $p(x,t)$ – інтенсивність зовнішнього навантаження, F – площа поперечного перерізу труби. Якщо в рівнянні (1.9) прийняти $h = 0$, то силами в'язкого тертя нехтують [162; 212; 281].

Оскільки залежно від вибору способу ліквідації прихоплення БК використовують різні розрахункові схеми, то і крайові умови набувають відмінного вигляду [37; 70; 71; 77; 79; 108; 109; 117; 163; 233]. Найпоширеніші варіанти закріплення верху БК зображено на рис. 1.16. Спроби записати крайові умови, що описують закріплення верху бурильної колони при поздовжніх коливаннях, реалізовано цілою низкою авторів. На рисунку 1.16 – *а* зображено вільний кінець БК, крайову умову для якого описано О. В. Воїновим, М. Г. Ескіним [117], Р. М. Ейгелесом, Р. В. Стрекаловою [315]:

$$\frac{\partial u(0,t)}{\partial x} = 0, \quad (1.10)$$

де $u(0, t)$ – зміщення поперечного перерізу БК у поточний момент часу t .

На рисунку 1.16 – *б* зображено жорстко защемлений кінець БК, описаний О. В. Воїновим [117], М. Т. Ескіним, Л. В. Ісаченком [318]:

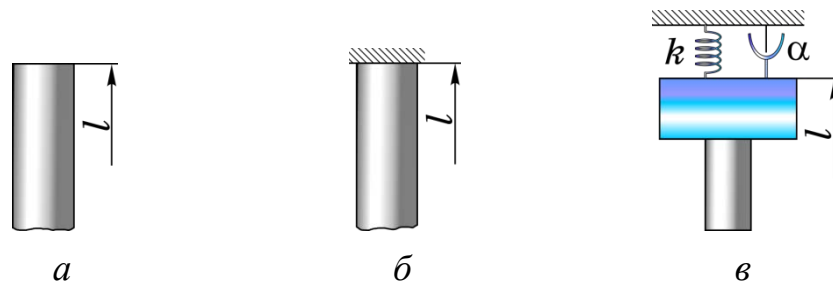
$$u(0, t) = 0, \quad (1.11)$$

В. Г. Григулецький [126], Д. В. Дерінг, Б. Дж. Лівсей [138] і Л. С. Сурнін [287] запропонували розглядати верхній кінець пружно закріпленим (рис. 1.16 – *в*):

$$m \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2} = EF \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial x^2} - \alpha \frac{\partial u(0,t)}{\partial t} - ku(0,t), \quad (1.12)$$

де m – маса рухомих частин талевої системи, E – модуль пружності матеріалу труб (Юнга), α і k – демпфування і жорсткість талевої системи.

В. І. Тарасевич [288] описав крайову умову верхнього кінця БК з урахуванням роботи лебідки і талевої системи (рис. 1.17 – *а*):



а – вільний кінець, *б* – жорстко закріплений кінець,
в – пружнозакріплений кінець з демпфером

Рисунок 1.16 – Способи закріплення верху бурильної колони [117; 126; 138; 287; 315; 318]

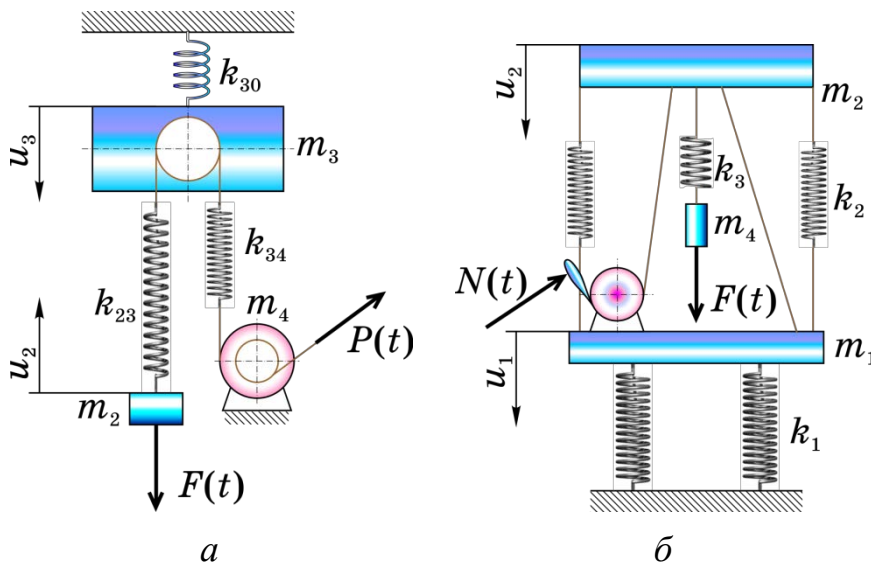
$$\begin{aligned}
 m_2 \frac{d^2 u_2}{dt^2} - nk_{34}[u_4 - nu_2 - (n+2)u_3]/(n+2) &= -F(t); \\
 m_3 \frac{d^2 u_3}{dt^2} - k_{34}[u_4 - nu_2 - (n+2)u_3] + k_{30}u_3 &= 0; \\
 m_4 \frac{d^2 u_4}{dt^2} - nk_{34}[u_4 - nu_2 - (n+2)u_3]/(n+2) &= P(t),
 \end{aligned}
 \tag{1.13}$$

де m_2, m_3, m_4 – сумарні зведені маси колони, основи і вежі, маса лебідки, u_2, u_3, u_4 – динамічні переміщення відповідних мас, k_{34} – жорсткість ходового кінця линви, k_{30} – жорсткість вежі та основи, n – число робочих линв талевої системи, $P(t), F(t)$ – закони зміни зусиль на приводі лебідки і гаку.

Аналогічні спроби здійснили також А. Х. Мірзаджанзаде, З. Г. Керимов, М. Г. Колейкіс [212] (рис. 1.17 – б):

$$\begin{aligned}
 m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} &= N(t) - k_1 u_1 + k_2(u_2 - u_1) - \frac{k_3}{n}[(u_4 + u_{34} - u_2) \sin \alpha_1 - \\
 &\quad - (u_4 - u_{34} - u_2) \sin \alpha_2]; \\
 m_2 \frac{d^2 u_2}{dt^2} &= -k_2(u_2 - u_1) - k_3(u_4 - u_{34} - u_2)[1 + (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2)/n]; \\
 m_4 \frac{d^2 u_4}{dt^2} &= -k_3(u_4 + u_{34} - u_2) + F(t),
 \end{aligned}
 \tag{1.14}$$

де m_1, m_2, m_4 – маси основи, кронблока та рухомих частин талевої системи, α_1, α_2



а – за В. І. Тарасевичем, б – за З. Г. Керімовим

Рисунок 1.17 – Способи закріплення верху бурильної колони [212; 288]

– кути нахилу до основи ходового і мертвого кінців линви, k_1, k_2, k_3 – жорсткості ґрунту, вежі, линв талевої системи, $N(t), F(t)$ – сили, що діють на лебідку і рухому масу талевої системи, а також В. Г. Юртаев [311] (рис. 1.18):

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} - k_1 \frac{n-1}{n} (u_2 - u_1/n) &= -R(t); \\ m_0 \frac{d^2 u_0}{dt^2} - k_1 (n+2) (u_2 - u_1/n) + k_0 u_0 &= 0; \\ m_2 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + m_3 \frac{d^2 u_3}{dt^2} + k_1 (n-1) (u_2 - u_1/n) - k_2 (u_3 - u_2) &= 0, \end{aligned} \quad (1.15)$$

де m_1, m_2, m_3 – маси основи, кронблока та рухомих частин талевої системи, α_1, α_2 – кути нахилу до основи ходового і мертвого кінців линви, k_1, k_2, k_3 – жорсткості ґрунту, вежі, линв талевої системи, $N(t), F(t)$ – сили, що діють на лебідку і рухому масу талевої системи.

У роботі [103] проведено аналіз моделей (рис. 1.16–1.18), що запропоновані різними авторами для верхнього закріплення БК. Усі ці моделі не відображають реальну механічну систему, оскільки бурова вежа — фермова конструкція, дослідження динаміки роботи якої відносять до задач дослідження стрижневих систем. Такі задачі розв’язують методом скінчених елементів, у якій кожний еле-

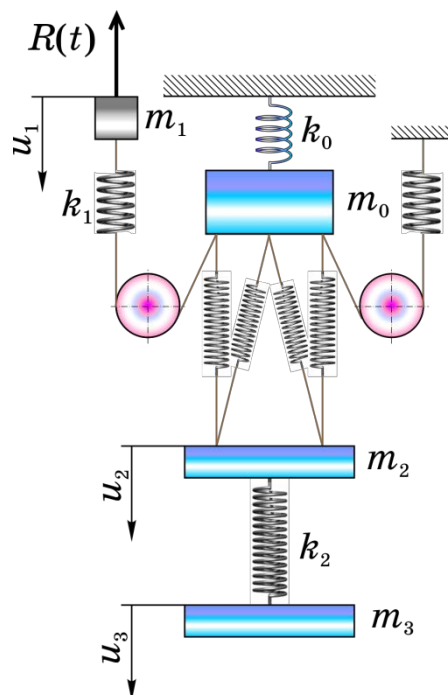


Рисунок 1.18 – Способи закріплення верху бурової колони [311]

мент конструкції подають елементом типу «стрижень», що описаний технічною теорією або теорією Тимошенко з урахуванням внутрішнього тертя та сил демпфування [19; 36]. Переважно числові розв'язки цих інтегральних та диференціальних рівнянь у частинних похідних знаходять у середовищах скінчено-елементного моделювання таких, як Ansys і Abaqus. Хоча наведені системи і дозволяють достатньо точно моделювати динаміку роботи і параметри бурових веж, проте комплексне дослідження всієї бурової системи методом скінчених елементів через обчислювальну складність, ще потребує розвитку.

Повніше динаміку механічної системи «бурова вежа — бурильна колона» розглянуто в роботах Б. В. Малька і М. М. Ляха [208], В. І. Векерика [103], С. Г. Калініна [116; 151], Є. В. Харченка [152; 300].

У більшості випадків математичні моделі не доведено до визначення числових параметрів коливального руху БК і неможливо оцінити та дослідити динамічні характеристики, що спостерігаються при експлуатації бурильної колони.

У випадку дослідження крутильних коливань, бурильну колону також розглядають як сукупність зосереджених мас, напівнескінченим або нескінченим однорозмірним стрижнем за різних умов закріплення його кінців. Такі коливання описують диференціальними рівняннями [128; 138; 162; 212; 279; 286; 300] вигляду:

$$\frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial \varphi(x,t)}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial x^2} = g(x,t), \quad (1.16)$$

де h – коефіцієнт сил опору, $a = \sqrt{G/\rho}$, G і ρ – модуль зсуву і густина матеріалу БТ, $g(x,t) = M(x,t)/J_0$, $M(x,t)$ – розподілений по довжині момент зовнішнього навантаження, J_0 – момент інерції поперечного перерізу одиниці довжини колони. За відсутності зовнішніх навантажень одержимо рівняння вільних коливань БК без урахування опору середовища:

$$\frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial x^2}, \quad (1.17)$$

Рівняння виду (1.17) використовували автори робіт [237; 270; 271]. Детальніші розрахункові схеми, що дозволяють описати динамічний стан механічної

системи з розгалуженим кінематичним ланцюгом, розробили В. І. Вежерик [103] і Є. В. Харченко [300]. Аналіз крайових умов, що описують взаємодію верху БК з привідною системою, дозволяє дослідити вплив параметрів механізмів, що застосовують для вивільнення БК, на ефективність їхньої роботи.

Спроби записати крайові умови, що описують закріплення верху бурильної колони при крутильних коливаннях, реалізовано цілою низкою авторів.

На рис. 1.19 – *а* зображено жорстко зацмлений кінець бурильної колони, крайову умову для якого описано А. Е. Сарояном [271]:

$$\varphi(0, t) = 0, \quad (1.18)$$

де $\varphi(0, t)$ – кут повороту поперечного перерізу БК у поточний момент часу t .

На рисунку 1.19 – *б* зображено вільний кінець БК, описаний А. Х. Мірзаджанзадем, З. Г. Керимовим, М. Г. Копейкісом [212], В. В. Симоновим, Є. К. Юніним [281]:

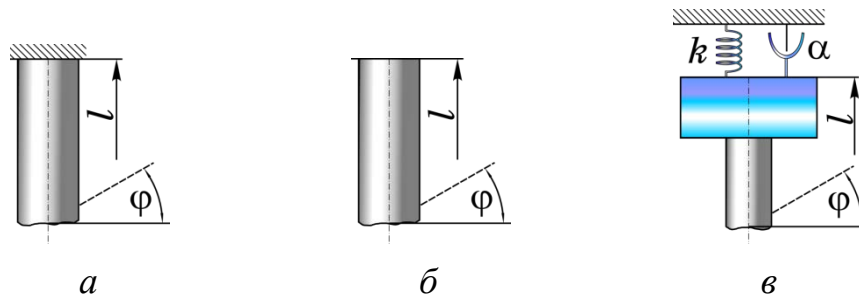
$$\frac{\partial \varphi(0, t)}{\partial x} = \omega_0, \quad (1.19)$$

де ω_0 – кутова швидкість обертання ротора.

З. Г. Керимов [163] запропонував розглядати верхній кінець пружно закріпленим (рис. 1.19 – *в*):

$$J_1 \frac{\partial^2 \varphi(0, t)}{\partial t^2} = M + J_0 G \frac{\partial \varphi(0, t)}{\partial x} - \chi \frac{\partial \varphi(0, t)}{\partial t}, \quad (1.20)$$

де J_1 – зведений момент інерції рухомих частин БК, M – момент приводу ротора, J_0 – полярний момент інерції БТ, G – модуль зсуву, χ – коефіцієнт в'язкого опору.



а – вільний кінець, *б* – жорстко закріплений кінець,
в – пружнозакріплений кінець з демпфером

Рисунок 1.19 – Способи закріплення верху бурильної колони [163; 212; 271; 279]

Найменше вивченими порівняно з поздовжніми та крутильними залишаються поперечні коливання БК, описані у роботах [126; 127; 212; 270; 271; 302]. Розглядаючи кожну секцію бурильної колони як пружний стрижень, на яку діють розподілена по довжині сила інерції та прикладена до одного з її кінців розтягувальна, або стискувальна осьова сила, диференціальне рівняння її поперечних коливань $w(x, t)$ з урахуванням в'язкого тертя подають у вигляді:

$$EJ_1 \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} \pm P \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left(T(x, t) \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right) + \frac{q}{g} \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} = 0, \quad (1.21)$$

де J_1 – осьовий момент інерції поперечного перерізу труби, P – осьове зусилля (+ P , якщо труба стиснута, $-P$, якщо розтягнута), $T(x, t)$ — осьове зусилля, що діє в перерізі бурильної труби, q – вага погонного метра труби, g – прискорення вільного падіння, c – коефіцієнт в'язкого тертя.

Якщо кінці бурильної колони защемлені, то крайові умови для такої розрахункової схеми [270; 271]:

$$w(0, t) = 0, \quad \frac{\partial w(0, t)}{\partial x} = 0; \quad w(l, t) = 0, \quad \frac{\partial w(l, t)}{\partial x} = 0. \quad (1.22)$$

Якщо верхній кінець закріплений шарнірно, а нижній защемлений, то крайові умови для такої розрахункової схеми [268]:

$$w(0, t) = 0, \quad \frac{\partial w^2(0, t)}{\partial x^2} = 0; \quad w(l, t) = 0, \quad \frac{\partial w(l, t)}{\partial x} = 0. \quad (1.23)$$

Для нижньої крайової умови С. А. Ширінзаде [214] запропонував застосувати варіаційний підхід, за яким сили, що діють на прихоплену ділянку бурильної труби, вважати заданими.

Оскільки поперечні коливання відбуваються у радіальній площині — двох координатних осях, тому для вивчення загального поперечного переміщення (1.21) В. С. Тіхонов, А. І. Сафронов, М. Я. Гельфгат [56; 278] перейшли в комплексну площину, враховуючи наступну умову:

$$r(x, t) = w(x, t) + iv(x, t), \quad (1.24)$$

де $r(x, t)$ – поточне поперечне переміщення перерізу x у радіальній площині; $w(x, t)$ – поточне поперечне переміщення перерізу x вздовж осі y ; $v(x, t)$ – поточне

поперечне переміщення перерізу x вздовж осі z .

В результаті математичних перетворень рівнянь (1.9), (1.12) і (1.17) за допомогою залежності (1.24) дослідники отримували комплексне диференціальне рівняння поздовжньо-осьових і поздовжньо-поперечних коливань БК.

У сучасній технічній літературі з буріння теоретичні питання вільних та вимушених коливань БК мало вивчені [91]. Більшість авторів за розрахункову схему вибирають невагомий пружний стрижень або важкий однорідний стрижень. Вони розглядають рівняння (1.21) у сукупності з крайовими умовами (1.22) або (1.23), які не враховують неоднорідність розподілу сили притискання БТ гірською породою, багаторозмірність компоновки БК, а також неоднорідність крайових умов. Тому подальші дослідження поздовжніх, поперечних і крутильних коливань є актуальною задачею.

Внутрішні й зовнішні тиски та інерційні складові, зумовлені рухом промивальної рідини всередині труби і у затрубному просторі, зумовлюють зміну пружної лінії бурильної колони. А. Лубінський [37] один з перших спробував з'ясувати вплив промивальної рідини на поздовжній згин бурильної колони. Він запропонував наближено враховувати вплив промивальної рідини при визначенні ваги одиниці довжини труб q_* :

$$q_* = q(1 - \rho_{\text{рід}}/\rho), \quad (1.25)$$

де q_* – вага одиниці довжини труб, $\rho_{\text{рід}}$, ρ – густина бурового розчину і матеріалу, з якого виготовлено бурильні труби.

Виходячи із поставленої задачі досліджень, різними авторами розвивались базові моделі, шляхом уточнення певних параметрів. Так, В. М. Мойсишин [230] при побудові моделі БК, для вивчення поздовжніх коливань враховував ефект гістерезисного демпфування матеріалу бурильних труб. У результаті він розробив наступна модель бурильної колони:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} - a^2(1 + i\gamma_r) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \left(1 - \frac{\rho_{\text{рід}}}{\rho}\right) g(x,t), \quad (1.26)$$

де γ_r – коефіцієнт внутрішнього гістерезисного демпфування.

G. Rashed, R. Ghajar, and S. J. Hashemi [48] врахували втрату енергії БК, в

результаті чого отримали наступну модель:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + 2(c_r + c_w) \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = g(x,t), \quad (1.27)$$

де D , d – зовнішній і внутрішній діаметри бурильної труби, c_r , c_w – коефіцієнт, який враховує втрати внаслідок випромінювання в навколишнє середовище, згадання за рахунок внутрішніх гістерезисних втрат матеріалу труб і тертя об стінки свердловини [50; 273].

Дослідженням динаміки вертикальної труби, що обертається у в'язкому середовищі і перебуває під дією скручувальних моментів, займались Т. Хуань і Д. Дерінг [302]. Рівняння коливань пружної лінії колони у двох взаємно перпендикулярних площинах автори записали у вигляді:

$$\begin{aligned} EJ_1 \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + M \frac{\partial^3 v(x,t)}{\partial x^3} - \frac{\partial}{\partial x} [q(l-x) \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}] + \frac{q}{g} \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} &= 0; \\ EJ_1 \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} - M \frac{\partial^3 w(x,t)}{\partial x^3} - \frac{\partial}{\partial x} [q(l-x) \frac{\partial v(x,t)}{\partial x}] + \frac{q}{g} \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial v(x,t)}{\partial t} &= 0, \end{aligned} \quad (1.28)$$

де $v(x, t)$ – згинальні зміщення поперечного перерізу бурильної колони, M – скручувальний момент, $\rho_{\text{рід}}$ – густина промивальної рідини, l – довжина труби, c – коефіцієнт тертя.

Є. Ф. Епштейн [317] вперше запропонував розв'язок диференціальних рівнянь руху БК під дією сил власної ваги та осьової сили P , зумовленої рухом промивальної рідини в бурильній трубі:

$$\begin{aligned} EJ_1 \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + M \frac{\partial^3 v(x,t)}{\partial x^3} - \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(P + \frac{\rho_{\text{рід}} F_B v_B^2}{g} - qx \right) \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right] &= 0; \\ EJ_1 \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} - M \frac{\partial^3 w(x,t)}{\partial x^3} - \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(P + \frac{\rho_{\text{рід}} F_B v_B^2}{g} - qx \right) \frac{\partial v(x,t)}{\partial t} \right] &= 0, \end{aligned} \quad (1.29)$$

де F_B – площа внутрішнього перерізу труби, v_B – швидкість руху рідини в трубі.

Оцінку впливу швидкості руху промивальної рідини, внутрішнього і зовнішнього тиску на динаміку бурильної колони у вертикальній свердловині провів О. Е. Сароян [269; 271] згідно рівняння:

$$EJ_1 \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \left[p_0 F_0 - q_0(l-x) + \frac{\rho_{\text{рід}}}{g} F_{\text{в}} v_{\text{в}}^2 + \frac{\rho_{\text{рід}}}{g} F_3 v_3^2 \right] \frac{\partial w^2(x,t)}{\partial x^2} + \frac{q_0}{g} \frac{\partial w^2(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (1.30)$$

де $q_0 = q + (\rho_3 + \rho_{\text{в}}/l)F_{\text{в}} - (\rho_{\text{рід}} + \rho_3/l)F_3$ – вага одиниці довжини БК у рухомій рідині, F_0 і p_0 – площа вихідного отвору і перепад тиску, $F_{\text{в}}$, $\rho_{\text{в}}$, $v_{\text{в}}$, F_3 , ρ_3 , v_3 – площа поперечного перерізу, втрати тиску та швидкість руху рідини відповідно в трубі і затрубному просторі.

1.4 Висновки до розділу 1

Огляд науково-технічної літератури показав, що існуючі ударний і вібраційний способи ліквідації прихоплень бурильного інструмента потребують удосконалення. Створені математичні моделі використовують при проектуванні, розробці та бурінні нафтових і газових свердловин, бурового обладнання і вибору оптимальних конструкцій бурильних колон [313]. Основною перешкодою в розробці математичних моделей методів ліквідації прихоплень БІ у свердловині є складний математичний апарат опису руху БК і наявність в системі неголомних реономних в'язей [209].

Автори робіт [41; 102; 231] побудували математичну модель БК на основі рівнянь Кірхгофа-Клебша. Даний підхід дозволив врахувати зусилля, прикладені до БК, її параметри та врахувати фактори, що діють на БК. Однак, щоб замкнути модель необхідно описати сили взаємодії бурильних труб зі стінкою свердловини, особливо у разі їх прихоплення. Отже, проблема визначення взаємодії гірської породи і БК залишається невирішеною [216; 232; 276].

Теорію динаміки БК у свердловині розвинуто у роботах [39; 40; 278], де за допомогою варіаційного методу мінімуму потенціальної енергії чисельними методами отримано рівняння рівноваги скручених стиснених і розтягнутих ділянок БК за різних кутів нахилу свердловини. Н. А. Сесюнін [278] також дослідив поведінку точок відриву від стінки свердловини стисненої ділянки БТ, вивчив умови взаємодії бурильної колони із стінками похило-скерованої свердловини за умов змінного діаметру свердловини. Однак досліджувані моделі БК

потребують подальшого розвитку.

Кількість вхідних параметрів системи та точність їх математичного опису визначають значною мірою ефективність складеної математичної моделі [40]. Враховуючи велику кількість параметрів механічної системи, що аналітично описуються нелінійностями, наявність недостатньо вивчених утримувальних зусиль, що перешкоджають руху БК, розв'язок системи неоднорідних диференціальних рівнянь у частинних похідних є математично складною задачею і в більшості робіт вони не розглянуті [62; 277].

Виходячи із тенденції збільшення вартості буріння нових свердловин, гостро постало питання попереднього моделювання буріння свердловини для оптимізації використання бурового обладнання. З розвитком комп'ютерної техніки в останні роки проводяться дослідження динаміки роботи бурильної колони методом кінцевих елементів [28; 31; 39]. Цей перспективний напрямок дає змогу розв'язувати як статичні, так і динамічні задачі роботи БК у вертикальних, горизонтальних і похило-скерованих свердловинах числовими методами. Постановка і вирішення таких практичних задач потребує значних обчислювальних ресурсів.

Експериментальні випробовування дороговартісні [92; 213; 291], а обчислювальні можливості комп'ютерної техніки постійно зростають. Теоретичні дослідження за допомогою побудови математичних моделей мають великий потенціал для розвитку, що сприятиме підвищенню технологічного рівня ліквідації аварій при бурінні свердловин.

Створення комплексних моделей, які б враховували всі основні елементи БК, актуальне для розв'язання важливих практичних задач. Це стало підставою для проведення аналітичних досліджень процесів, що відбуваються в буровій механічній системі.

На основі викладеного сформульовано мету і основні задачі дослідження.

Матеріали, наведені у даному розділі, відображено у таких публікаціях:

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. 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>.

5. 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.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОЇ ТРУБИ

Аналітичний опис сили тиску гірської породи на стінки бурильних труб для різних видів прихоплень БК залишається надзвичайно важливою і нерозв'язаною задачею [177]. Без вирішення цієї задачі неможливо скласти точну математичну модель динамічних систем «бурова вежа – бурильна колона – ударний механізм – гірська порода» та «бурова вежа – бурильна колона – вібраційний механізм – гірська порода». Методи отримання законів руху БК у разі її вивільнення від прихоплень значною мірою залежить від характеру в'язей. А оскільки прихоплювальна сила є неутримувальною, реономною в'яззю, то до динамічних рівнянь доведеться приєднувати рівняння в'язей.

2.1 Сили взаємодії бурильної колони зі свердловиною

При механічних способах вивільнення прихопленої БК динамічна модель системи містить модель пристрою, який забезпечує зовнішнє збурення талевої системи, бурильних труб і неголономних в'язей, що утримують БТ. Найменш вивченою залишається задача вивчення руху прихопленої БК під дією зовнішніх збурень і сил опору, що її утримують.

Сили опору в зоні прихоплення 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 труб.

Сили тертя, що зумовлені силами тиску гірської породи на прихоплену БК, утримують бурильні труби і перешкоджають руху бурильної колони.

Вперше сформулював закон тертя Леонардо да Вінчі у 1519 році, який стверджував, що сила тертя виникає у разі контакту двох поверхонь і пропорційна силі притискання тіл, не залежить від площі контакту і спрямована протилежно руху. У 1781 році Г. Амонтон і Ш. О. Кулон ввели поняття коефіцієнта тертя μ – фізичної константи, величина якого залежить від матеріалу тіл, з якого вони виготовлені, та записали формулу для сили сухого тертя:

$$F_{\text{тр}} = \mu P_{\text{пр}}, \quad (2.1)$$

Пізніше експериментальними дослідженнями було з'ясовано, що коефіцієнт тертя залежить також від степені обробки поверхонь контактуючих тіл, а сила статичного тертя перевищує силу тертя ковзання. У 1886 році О. Рейнольдс вперше описав теорію тертя змащених поверхонь — в'язке тертя. Він дослідив, що у випадку контакту тіл у рідинах, виникають значно менші сили в'язкого тертя, а сили статичного тертя відсутні. Якщо шар мастила достатньо товстий і поверхні тіл безпосередньо не контактують, то в'язкий опір визначається гідродинамічними властивостями мастила. Зі зростанням швидкості сила опору руху збільшується. Тобто, якщо мастила достатньо, то мають місце всі три механізми: сила статичного опору зрушення $F_{\text{ст}}$, сила сухого тертя F_c і сила в'язкого опору — *стрібек-ефект* (рис. 2.1 – в).

У 1886 р. О. Рейнольдс вперше описав тертя змащених поверхонь — в'язке

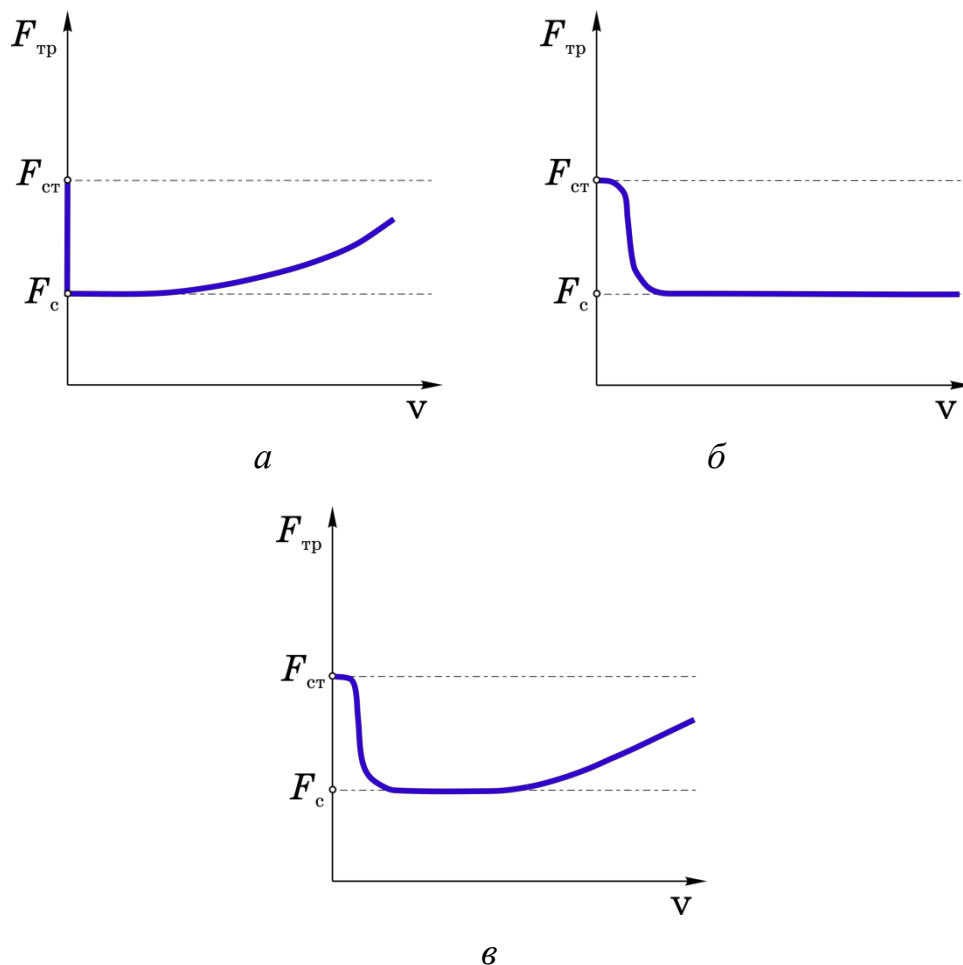


Рисунок 2.1 – Діаграма Стрібека — залежність сили тертя від швидкості [14; 22]

тертя. Він з'ясував, що у випадку контакту тіл у рідинах виникають значно менші (порівняно зі статичними) сили в'язкого тертя, а сили статичного тертя відсутні. Якщо шар мастила достатньо товстий і поверхні тіл безпосередньо не контактують, то в'язкий опір визначається гідродинамічними властивостями мастила. Зі зростанням швидкості v сила опору руху збільшується. Тобто, якщо мастила достатньо, то мають місце три механізми (рис. 2.1): сила статичного опору $F_{ст}$ зрушенню, сила сухого тертя F_c і сила в'язкого опору — стрібек-ефект (рис. 2.1 – *в*). А у 1902 р. Р. Стрібек опублікував експериментальні дані про те, що зі зростанням швидкості статична сила опору $F_{ст}$ падає миттєво до сили тертя ковзання F_c лише, якщо поверхні сухі (рис. 2.1 – *а*); плавно, якщо рідини недостатньо (рис. 2.1 – *б*). Проведені ним дослідження дали поштовх виникненню спеціальної науки — трибології, яка об'єднує механіку, фізику поверхні і хімію. Згідно даних [5; 246] цієї науки:

$$F_{тр} = \frac{2\mu N \arctg(\varepsilon v)}{\pi(1 + \delta|v|)}, \quad (2.2)$$

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 $\delta = 0$.

Якщо бурильні труби прихоплені, то $F_{тр} = 0$. У разі прилипання БТ сила тертя $F_{тр}$ знаходиться в інтервалі статичного тертя: $-F_c \leq F_{тр} \leq F_c$. Якщо сила тертя перевищує порогове значення F_c , то труби починають ковзати. Зауважимо, що в процесі ударно-вібраційної дії проявляються ефекти структурної в'язкості та тиксотропії, що веде до зниження коефіцієнта тертя ковзання.

2.2 Розподіл утримувальних сил по довжині прихоплення ділянки бурильної колони

Фундаментальними дослідженнями механічних й абразивних властивостей гірських порід займались Л. А. Шрейнер [256; 315], питаннями теорії руйнування гірських порід при бурінні — В. С. Владиславлев [115], Р. М. Ейгелес [314], В. В. Симонов [250], Б. А. Жлобинський [140], В. Д. Євсєєв [139]. У 1960-х роках

під керівництвом М. Р. Мавлютова [207] проводились дослідження на міцність гірських порід при динамічному втискуванні інденторів. Вивченням механічних, абразивних властивостей гірських порід та їх руйнуванням, а також удосконаленням конструкцій доліт займались В. Н. Виноградов, Н. А. Жи-довцев, Н. Ф. Кагарманов, А. Н. Попов [212]. Оцінка впливу пластичності й диференціального тиску руйнування гірських порід при дослідженнях стійкості, обвалоу-творень, термов'язкопружності була проведена А. Х. Мирзаджанзаде, М. К. Сеїд-Рза, Н. Н. Павловою, Т. Г. Фараджевим, Є. Г. Леоновим [212]. Експериментальні дослідження Ф. Ф. Воскресенського, М. Р. Мавлютова, А. І. Спі-вака, А. Н. Попова дозволили виявити цілу низку закономірностей і факторів, що впливають на руйнування гірських порід.

Х. Д. Оутманс [46] розробив теорію, що описує механізм виникнення утримувальної сили $P_{\text{утр}}$, яка прихоплює бурильний інструмент:

$$P_{\text{утр}} = Fp, \quad (2.3)$$

де F – площа контакту, p – контактний тиск гірської породи і прихопленої бу-рильної труби. Під час прихоплення з часом t тиск збільшується до $P_{\text{пр}}$. Контакт-ний тиск він описав залежністю:

$$p = \lambda P_{\text{пр}}. \quad (2.4)$$

Тут параметр $\lambda = [3kt/(2\mu\beta h)]^{1/2}$ на інтервалі часу $t \leq \mu\beta h/6k$ та $\lambda = 1 - 0,5 \exp[0,5 - 3kt/(2\mu\beta h)]$, якщо $t > \mu\beta h/6k$, де k – проникність гірської поро-ди, μ – в'язкість породи, β – стисливість гірської породи, h – товщина породи. Рівняння (2.4) було отримано на основі припущення, що співвідношення k/β не залежить від тиску породи на БК.

У статті [4] М. Р. Анніс і П. Х. Монаган експериментально підтвердили те-орію Х. Д. Оутманса. Вони також показали, що утримувальна сила накопичу-ється з часом до деякого значення. На ранніх стадіях стискання гірської породи зменшується швидше, ніж її проникність, а коефіцієнт прихоплення збільшу-ється зі зростанням швидкості замість того, щоб знижуватись, як передбачає теорія. Якщо порода глиняна, то утримувальна сила менш чутлива до її стис-кання, співвідношення k/β є майже сталою величиною і коефіцієнт прихоплен-

ня зростає. У статті [38] автори пропонують визначати контактний тиск породи на стінку БТ за формулою:

$$p = \frac{Q \sin \alpha}{12\pi d C_1 C_2}, \quad (2.5)$$

де Q – інтенсивність сили стискання породи і прихопленої БТ, α – кут нахилу свердловини, C_1 та C_2 – довжина контакту та периметр перерізу прихопленої бурильної труби, d – діаметр прихопленої труби.

Інтегральну силу тиску дії породи на стінку труби П. І. Огородніков і В. М. Світлицький [241] запропонували визначати наступним чином:

$$P_{\text{пр}} = 0,5\pi D \rho g H^2 \operatorname{tg}^2(45^\circ + \beta/2), \quad (2.6)$$

де D – зовнішній діаметр прихопленої БТ, ρ – густина породи в прихопленій зоні, H – довжина зони прихоплення, $\beta = 10\text{--}45^\circ$ – кут внутрішнього тертя породи.

Однак, нині відсутні методики визначення інтегральної сили прихоплення та опору рухові при вивільненні прихопленої колони БТ. Зрозуміло, що величина цієї сили суттєво залежить від виду і меж прихоплення [176].

Для багаторозмірної комбінованої БК верхню границю прихоплення (1.7) визначають за узагальненою формулою, одержаною на основі [132; 313]:

$$L = \sum_{i=1}^{j-1} l_i + m_j \left(\frac{1,05 E_j \Delta l}{\rho_j (P_2 - P_1)} - \sum_{i=1}^{j-1} \frac{l_i}{m_i} \right), \quad (2.7)$$

де l_i і m_i – довжина і маса одного погонного метра секцій вільної компоновки БК; m_j , ρ_j та E_j – маса одного погонного метра, модуль пружності та густина матеріалу, з якого виготовлено БТ прихопленої j -ої секції БК; P_1 , P_2 – розтягувальні сили; Δl – видовження вільної компоновки БК під дією розтягувальної сили $\Delta P = P_2 - P_1$ (рис. 2.2).

Визначати глибин прихоплення за формулою (2.11) дає досить наближені значення, особливо при роботах у глибоких свердловинах. Точніше верхню межу прихоплення БК можна знайти за допомогою прихоплометра [282], дія якого ґрунтується на розмагнічуванні феромагнітних матеріалів у випадку їх пружної деформації. Метод визначення глибини прихоплення труб полягає у

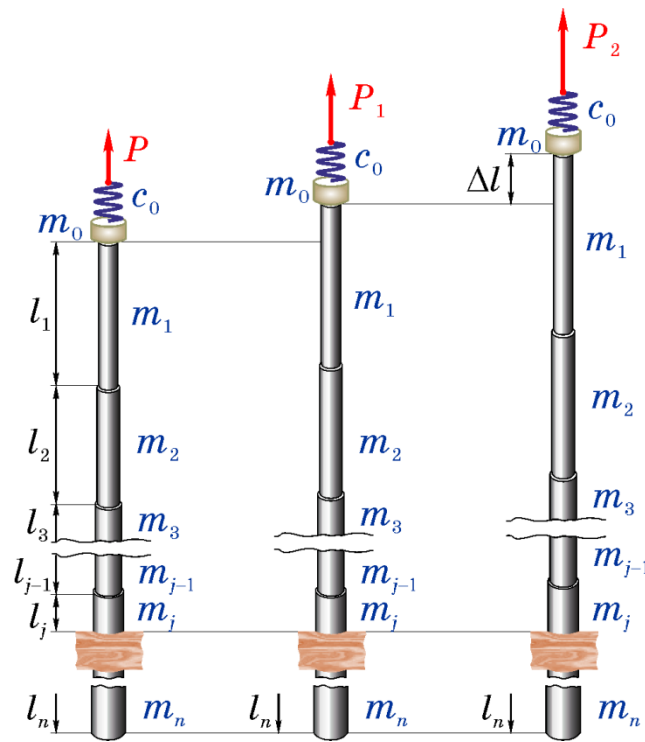


Рисунок 2.2 – Визначення верхньої межі прихоплення бурильного інструмента у свердловині

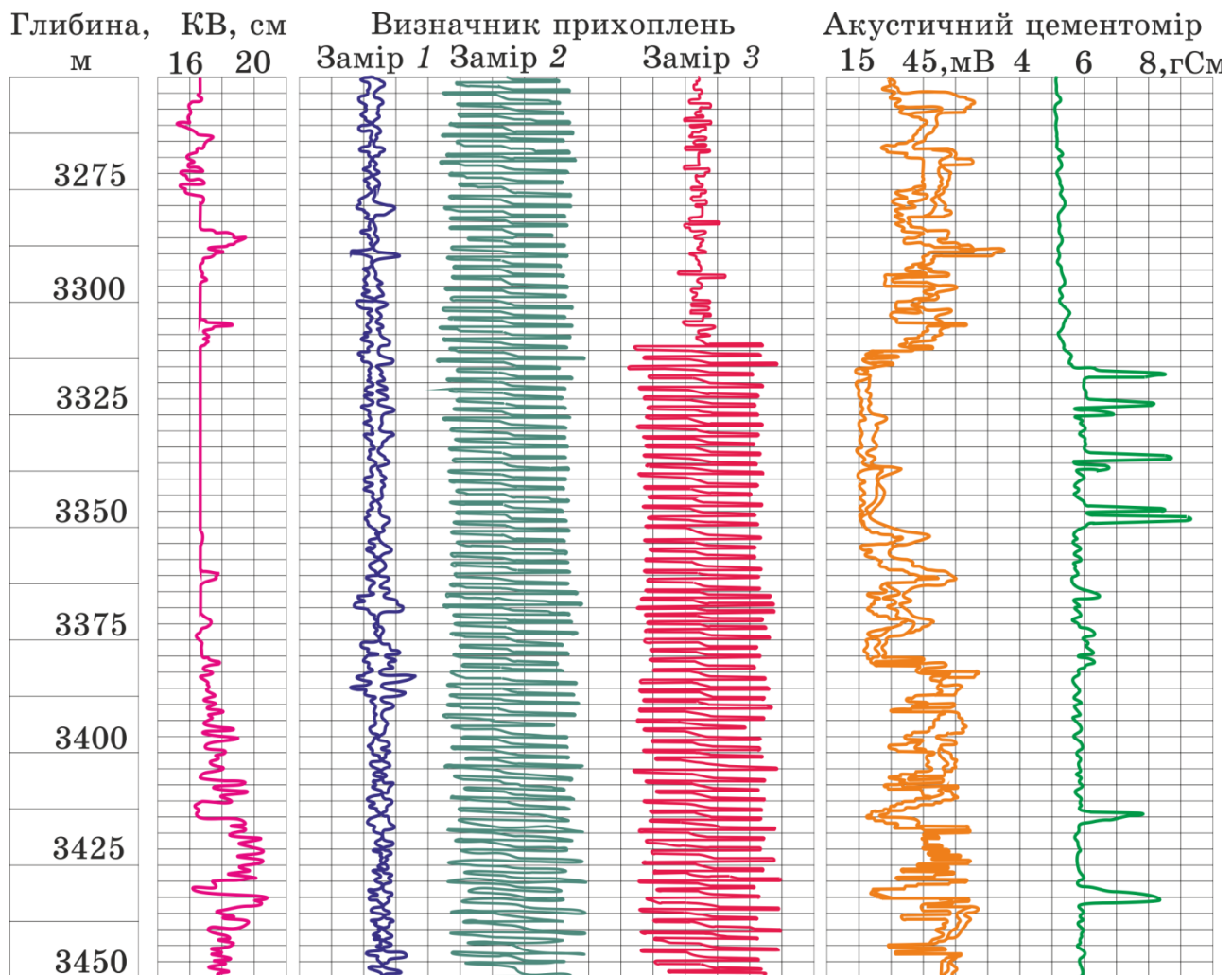
нанесенні магнітних позначок на колону труб. Далі з поверхні до колони труб прикладають навантаження, яке її розтягує або закручує. Зникнення магнітних позначок або зменшення їх амплітуди вказує на верхню межу прихоплення.

Для визначення меж зони прихоплення і виділення ділянок з різним ступенем обтиснення бурильної колони доцільно застосовувати акустичний метод, як один з найбільш ефективних [96]. Серед різних типів акустичної апаратури найчастіше використовують АЦ. Вибір ґрунтується на тому, що за окремими ознаками прихопленій БІ нагадує зацементовану ОК [125].

При акустичному каротажі вимірюють амплітуду та тривалість поширення заломленої хвилі. Пружні коливання через буровий розчин передається на бурильну колону, якою хвилі поширюються зі швидкістю звуку. Численні дослідження дозволили встановити певні закономірності: при щільному контакті гірської породи з БТ спостерігається розповсюдження хвилі по колоні з малою амплітудою, при відсутності контакту — амплітуди підвищені. Встановлено, що динамічні параметри акустичних сигналів суттєво залежать від відносної довжини дуги колони, по якій гірська порода має щільний контакт з колоною

БТ. Максимальний рівень сигналу вказує на відсутність охоплення бурильної труби породою. Розташування зон прихоплення, а також ділянок з різним ступенем обтиснення труб, знаходять за місцями втрати енергії, що не повертається до приймача. Інтенсивність прихоплювальної сили оцінюється за величиною енергії, яка поглинається породою.

У дисертації С. В. Гошовського [125] наведено приклад використання акустичних методів (рис. 2.3) для визначення інтервалу прихоплення, а також для виділення ділянок з різним ступенем обтиснення БІ у свердловині *11-Завода* з вибоєм 4454 м. Причиною аварії стало утворення потужної глинистої кірки на ділянці вигодських пісковиків з пористістю 10-14% і проникністю 5 мілідарсі.



1 – замір до нанесення, 2 – замір після нанесення магнітних позначок, 3 – замір після натягу БК 90 т

Рисунок 2.3 – Визначення меж прихоплення бурильного інструмента у свердловині *11-Завода* [125] каверноміром, прихопленоміром і акустичним цементоміром

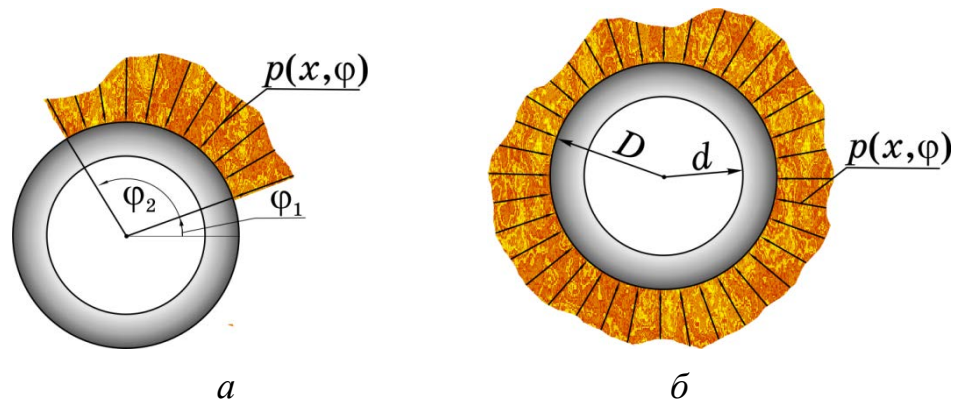


Рисунок 2.4 – Інтенсивність сили прихоплення бурильної труби у поперечному перерізі [42]

За кривою АЦ (рис. 2.3) були виділені верхня (3305 м) і нижня (3378 м) межі прихоплення, а також окремі ділянки зі значним ступенем обтиснення. Це стало основою при визначенні величин зарядів. Для «струшування» бурильного інструмента застосовувалась 5-метрова торпеда, що складалася з двох ниток детонуючого шнура ДШТТ-180. У місцях зі збільшеним ступенем обтиснення (3320 м, 3330 м, 3340 м) кількість шнурів було доведено до 4 ниток довжиною по 3-5 мм. Внаслідок проведеного торпедування відбулося розгвинчування БІ на глибині 3340 м. Після повторного вибуху торпеди аналогічної конструкції, встановленої на ділянці 3340-3380 м, прихоплення було успішно ліквідовано.

Отже, у результаті комплексного використання геолого-геофізичної та технологічної інформації вдається побудувати літологічну колону свердловини з виділенням можливих зон прихоплення БК [307] і отримати криві $p(x, \varphi)$ – інтенсивності сил прихоплення по довжині $x = 0-l_{\text{пр}}$ та кутів: $\varphi = \varphi_1-\varphi_2$ (рис. 2.4 – а), або $\varphi = 0-2\pi$ (рис. 2.4 – б) охоплення бурильної труби.

2.3 Інтерполяція утримувальних сил по довжині зони прихоплення

Якщо відома інтенсивність сили прихоплення $p(x, \varphi)$ у поперечному перерізі БТ (рис. 2.4 – а), то інтегральну утримувальну силу $P_{\text{пр}}$ тиску породи, в якій застрягла бурильна труба, визначають за формулою:

$$P_{\text{пр}} = \int_0^{l_{\text{пр}}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(x, \varphi) d\varphi dx, \quad (2.8)$$

де x – поточна координата поперечного перерізу БТ, $\varphi(\varphi_1, \varphi_2)$ – кут охоплення

(початковий, кінцевий) породою БТ, $l_{\text{пр}}$ – довжина прихоплення БК.

Якщо ж гірська порода має контакт з бурильною колоною по всій дузі кола, тобто кут φ змінюється в межах від 0 до 2π (рис. 2.4 – б), то [176]:

$$P_{\text{пр}} = \int_0^{l_{\text{пр}}} \int_0^{2\pi} p(x, \varphi) d\varphi dx. \quad (2.9)$$

Оскільки сучасні геофізичні методи не дозволяють визначати інтенсивність $p(x, \varphi)$ в залежності від кута φ , то зупинимось на випадку коли гірська порода має контакт з x -перерізом труби по всьому зовнішньому колу (φ змінюється від 0 до 2π), а інтенсивність сили прихоплення (контактний тиск гірської породи і прихопленої бурильної труби) при цьому залишається сталою, тобто $p(x, \varphi) = p(x)$. Тоді:

$$P_{\text{пр}} = 2\pi \int_0^{l_{\text{пр}}} p(x) dx. \quad (2.10)$$

Зупинимось на визначенні функції $p(x, \varphi)$. За геофізичними промисловими даними цементограм, кавернограм і товщинограм, зареєстрованими акустичними і ядерно-фізичними методами (рис. 2.3), зводимо дані про контактний тиск $p_i(\varphi)$, в перерізах x_i зони прихоплення (табл. 2.1):

Для побудови функції, яка б у вузлах x_i приймала значення $p_i(\varphi)$, скористаємось інтерполяційним поліномом Лагранжа:

$$p(x, \varphi) = \sum_{i=0}^n \left(p_i(\varphi) \prod_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{x - x_j}{x_i - x_j} \right) \quad (2.11)$$

або ортогональними поліномами Чебишова

$$p(x, \varphi) = \sum_{k=0}^N \left(\frac{\sum_{i=1}^n x_i^k p_i(\varphi)}{\sum_{i=1}^n (x_i^k)^2} \right) x^k. \quad (2.12)$$

Таблиця 2.1 – Контактний тиск у перерізах прихопленої ділянки бурильної труби

x	x_0	x_1	x_2	...	x_{n-1}	x_n
$p(x)$	p_0	p_1	p_2	...	p_{n-1}	p_n

Знайдена інтегральна вище сила $P_{пр}$ (2.14) визначає силу тертя, яка утримує бурильні труби і перешкоджає рухові бурильної колони.

Одержані аналітичні залежності (2.10)–(2.12) для утримувальних сил за вперше запропонованою методикою інтерполяції використано для математичного моделювання динаміки БК при ліквідації прихоплень.

2.4 Рекомендації щодо попередження прихоплень

Для запобігання прихоплень необхідно дотримуватись вимог «Інструкції по боротьбі з прихопленнями колони труб при бурінні свердловин» [144].

У результаті математичної апроксимації, наведеної у підрозділі 2.3 та числових досліджень розроблено наступні рекомендації для всіх трьох видів прихоплень.

Для попередження прихоплень *першого виду* (диференціальних прихоплень) рекомендації зводяться до наступного:

- знизити перепад тиску $\Delta P = P_2 - P_{пл}$, де P_2 — тиск стовбура бурового розчину, $P_{пл}$ — пластовий тиск;
- зменшити площу контакту БК зі стінкою свердловини. Для цього в компонентування низу бурильної колони включають центратори, стабілізатори, квадратні ОБТ, шестигранні ОБТ зі спіральними канавками тощо;
- бурові розчини повинні мати мінімальну водовіддачу і хороші змащувальні властивості. Ідеальними для розбурювання пластів схильних до прихоплень внаслідок перепаду тиску є бурові розчини на нафтовій основі;
- потрібно проводити відриви долота від вибою через кожні 10 хв. для формування щільної зовнішньої і непроникної внутрішньої фільтраційної кірки за рахунок механічної дії калібрувальних елементів компонентування на стінки свердловини;
- проводити відрив бурильної колони від вибою на 10-15 м через кожних 30 хв. буріння у проникних пластах;
- перед нарощуванням в інтервалі проникного пласта-колектора виконувати шаблонування пробуреного стовбура на довжину квадрата 2-3 рази з циркуляцією БР;

- при поглибленні свердловини на 100-120 м нижче залягання проникних пластів-колекторів виконати контрольні піднімання і спуск 5-6 свічок труб.

Для попередження прихоплень **другого виду** (*затяжки та заклинювання*) рекомендується:

- Використовувати компоновання низу БК, що забезпечують невеликі гідравлічні опори, буріння свердловини на оптимальних режимах та уникають викривлення стовбура свердловини.
- В умовах підвищеної небезпеки самовільного викривлення застосовувати жорсткі БК, котрі включають центрати та калібратори.
- Проти утворення жолобів ефективним є буріння з ексцентричними перевідниками, встановленими над долотом.
- Якщо при підніманні БК двічі поспіль утворились затяжки, при цьому їх інтенсивність зростає, то це вказує на утворення жолобів. Рекомендується провести профілеметрію стовбура свердловини і ліквідувати жолоб проробкою стовбура долотом зі встановленим над ним шарошковим центратором або ще краще *випрямлячем*, конструкцію якого наведемо пізніше.
- Якщо проробка БК з шарошковим центратором, *випрямлячем* або гідравлічним розширювачем не дала результатів, тоді жолоби ліквідують вибухом.
- У випадку прихоплень через заклинювання БІ у звуженій частині стовбура необхідно стежити за відпрацюванням доліт і елементів БК. У разі виникнення посадок необхідно зупинити спускання БК, підняти її на висоту 15-20 м, проробити небезпечний відрізок і лише тоді продовжити спускання колони.

Для попередження прихоплень **третього виду** (*осипання, обвали, плинність пластичних порід, сальники*) рекомендується:

- Створити умови для буріння нестійких відрізків з максимально можливими швидкостями.
- Буровий розчин повинен підтримувати стовбур в хорошому стані, тобто включати затяжки, посадки і утворення каверн.
- При звуженні стовбура свердловини внаслідок набухання порід необхідно обтяжувати буровий розчин на 10-15%.

- При підвищенні тиску на викидній лінії насосів слід припинити буріння і привести до нормального стану стовбур свердловини інтенсивним промиванням і обертанням колони труб ротором з частотою понад 80 об/хв., не допускаючи натягу колони БТ понад власну вагу.

Розроблені рекомендації стали підґрунтям для створення у співавторстві конструкцій шарошкового калібратора [153] і випрямляча стовбура свердловини [114], принцип роботи яких описано у розділі 7.

2.5 Висновки до розділу 2

1. Верхню межу прихоплення БІ наближено визначають за формулою (2.11), а потім уточнюють за допомогою прихопленоміра. Точність визначення місця прихоплення БК залежить від кроку нанесення магнітних позначок, нанесених на БТ, виготовлених зі сталевих або титанових сплавів. Якщо бурильні труби легкосплавні, то магнітні позначки наносять на муфти, місцезнаходження яких визначають з допомогою ПМ і вони не зникають у разі деформації бурильного інструмента.
2. Місце розташування та інтервал ($l_{\text{пр}}$) прихоплення БК і кут охоплення (φ) породою БТ визначають геофізичними (акустичними і ядерно-фізичними) методами. На основі отриманих даних за місцями втрати енергії, що не повертається до приймача, про ступінь обтискання БТ знаходять інтенсивність прихоплювальної сили за величиною енергії, яка поглинається породою.
3. Ці методи дозволяють отримати величину розподілених тисків обтиснення БТ $p(x, \varphi)$ в осьовому x та радіальному φ напрямках.
4. За вперше розробленою методикою інтерполяції (2.15) або (2.16) будують функцію розподіленого тиску обтиснення БТ $p(x)$ на основі даних про контактний тиск між гірською породою і прихопленими трубами у фіксованих перерізах x зони прихоплення. За формулою (2.14) одержують і оцінюють екстремальні значення інтегральних сил прихоплення $P_{\text{пр}}$ на кожній з цих ділянок.
5. За відомими методиками [193] визначають види прихоплення на виділених ділянках бурильної колони.
6. Визначають граничні значення деформації і напруженості БТ [194], насампе-

ред на небезпечних (горизонтальних та похило-скерованих) відрізках бурильної колони.

7. Після проведення детального аналізу: місця, меж і виду прихоплення БК, напружено-деформованого стану БТ обирають найефективніший спосіб ліквідації аварії. У випадку глибоких і надглибоких свердловин розробляють послідовність застосування різних способів вивільнення прихопленого бурильного інструмента.

8. Запропоновано конструкції випрямляча стовбура свердловини [114] і шарошкового калібратора [153], які дозволяють випрямляти стовбур свердловини при ускладненнях (обвалах, зтяжках), а також порушувати в'язі бурильної колони зі стінками гірської виробки при проходженнях і розходжуванні БК.

9. Узагальнено рекомендації щодо попередження різних видів прихоплень: перепадку тиску, прилипань до стінок свердловини, осипань і обвалів порід, зтяжок і заклинювань бурильних труб, плинності пластичних порід, сальників.

Результати теоретичних і практичних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. 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>.

2. Левчук К. Г. Вивільнення прихопленої бурильної колони способом фрикційних автоколивань. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. № 1 (44). С. 72–80.

3. 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.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ МОДЕЛЕЙ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОГО БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА

Переважає більшість дослідників при складанні математичної моделі та дослідження руху бурової вежі її верхню частину розглядають у вигляді зосередженої маси з еквівалентною пружиною [152; 286] (рис. 1.16 – в). Дослідження таким чином змодельованих систем не дозволяє враховувати основні параметри конструктивних елементів бурової вежі, а також дослідити вплив їхніх параметрів на динамічні характеристики бурильної колони під час ліквідації прихоплень бурильного інструмента.

Для вивчення динаміки БК, а також її взаємодії зі свердловиною у випадку прихоплення БІ виникла необхідність створення узагальненої моделі динамічного режиму роботи механічної системи бурильної колони [162; 298]. Тому подальший розвиток таких моделей для можливості ефективного оцінювання впливу параметрів механічних систем бурових веж на процес буріння має значний науковий і практичний інтерес. Незважаючи на те, що в роботах [90; 152] можна ознайомитись з постановкою даної проблеми та спробами математичного моделювання, але розв'язку таких процесів, що протікають у бурильній колоні досі не одержано.

Розв'язання поставленої задачі проведено на основі хвильової теорії та теорії локальних деформацій. З аналізу отриманих результатів приходимо до висновку, що поломки бурового обладнання можуть бути зумовлені наявністю даних коливань. Таким чином, проведені дослідження динамічних систем з використанням аналітичних й чисельних методів дозволять підвищити техніко-економічні показники буріння.

3.1 Моделювання роботи бурової вежі

З метою розробки практичних рекомендацій раціонального вибору технологічних й геометричних параметрів БК використано методи аналізу результатів моделювання динамічних процесів у прихопленій бурильній колоні [165].

На рисунку 3.1 зображено розрахункову схему бурової установки, де 1 – ре-

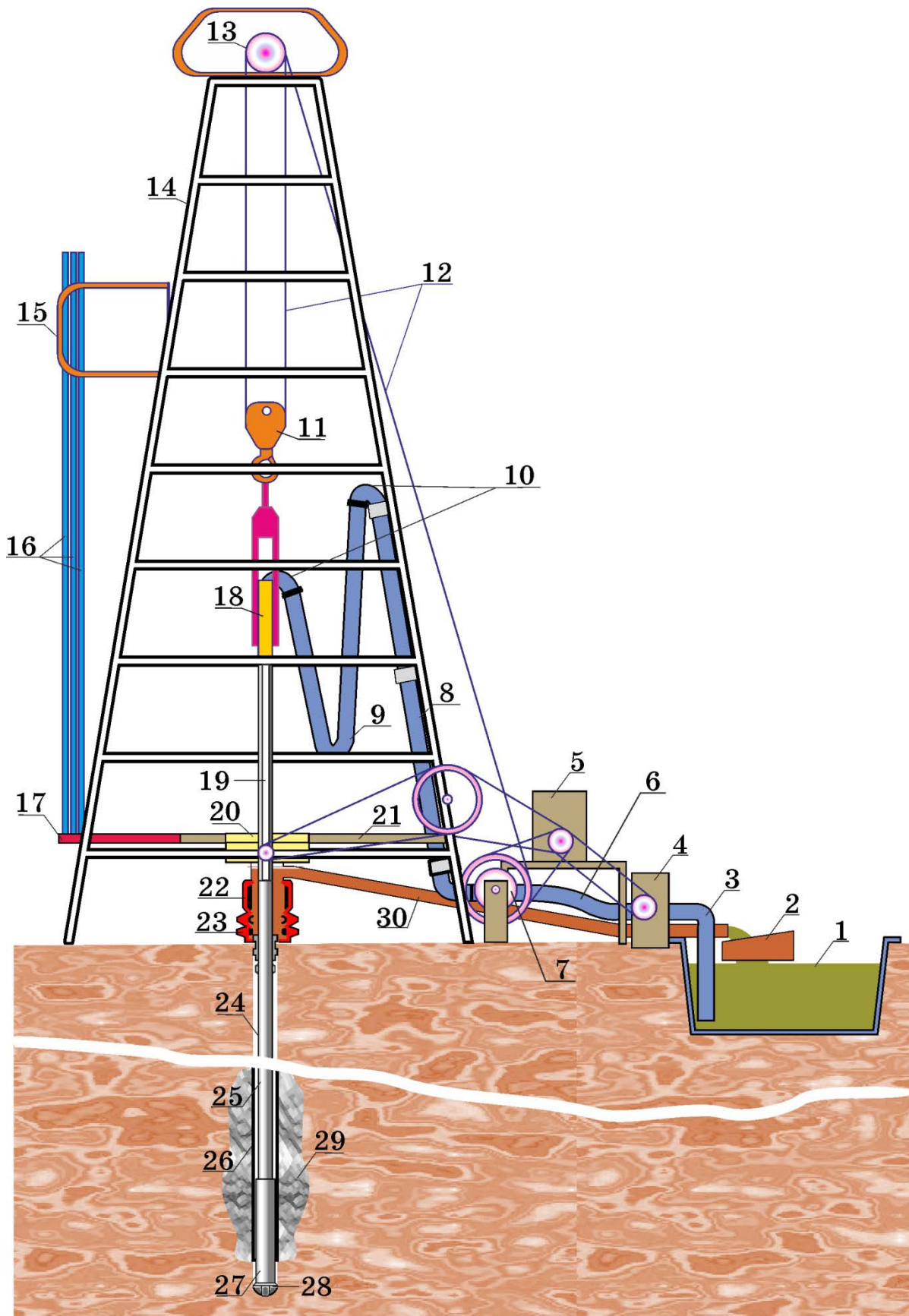


Рисунок 3.1 – Схема бурової установки [60]

зервуар для БР, 2 – вібраційне сито, 3 – всмоктувальна труба, 4 – буровий насос, 5 – двигун, 6 – вібраційна труба, 7 – бурова лебідка, 8 – провідна БТ, 9 – шланг провідної БТ, 10 – коліно труби, 11 – талевий блок, 12 – талевий канат, 13 – кронблок, 14 – стояк вежі, 15 – балкон робітника, 16 – свічки, 17 – підсвічник, 18 – вертлюг, 19 – стояк, 20 – буровий ротор, 21 – підлога бурової, 22 – превентор, 23 – противикидні пристрої, 24 – кондукторна колона, 25 – БК, 26 – ОК, 27 – ОБТ, 28 – долото, 29 – цемент, 30 – викидна лінія БР.

Основу бурової вежі 17 встановлено на поверхні пружно-в'язкого ґрунту з коефіцієнтами пружності c_{oc} і в'язкого опору α_{oc} (рис. 3.2). Шків талевого блока 11 і кронблока 13 з'єднані між собою канатами. Будемо вважати, що маса основи бурової вежі рівномірно розподілена в її об'ємі по поверхні, талеві канати шківів 12 вертикальні й паралельні між собою, а страхувальні відтяжки 14 нахилені до горизонталі під однаковими кутами α і не впливають на зміщення перерізів вежі.

Скориставшись методом перерізів розчленуємо механічну систему бурової вежі на окремі частини по внутрішнім в'язям. У свою чергу дію в'язей замінюємо реакціями в'язей [106].

На основу, що має масу m_{oc} , діють сили ваги $P_1 = m_{oc}g$ і пружності зі сторони стрижнів $S = -c_S[w_{oc}(t) - w_{кр}(t)]\cos\alpha$, сила натягу $T_1 = -c_{к1}[w_{oc}(t) - w_{кр}(t)]$ мерт-

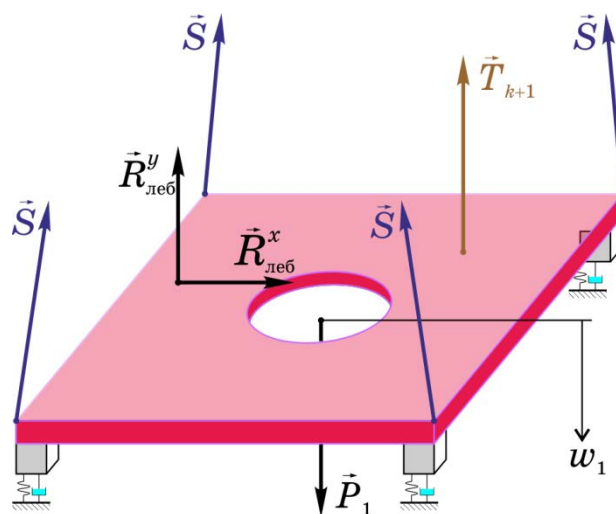


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема основи бурової установки

вого кінця талевого каната, а також реакція лебідки $R_{\text{леб}}$, котра має дві складові горизонтальну $R_{\text{леб}}^x$ і вертикальну $R_{\text{леб}}^y$.

Основне рівняння динаміки основи вежі набуває вигляду:

$$m_{\text{ос}} \ddot{w}_{\text{ос}}(t) + \alpha_{\text{ос}} \dot{w}_{\text{ос}}(t) + c_{\text{ос}} w_{\text{ос}}(t) = m_{\text{ос}} g - R_{\text{леб}}^y - (c_{\text{к1}} + 4c_s \sin \alpha) [w_{\text{ос}}(t) - w_{\text{кр}}(t)], \quad (3.1)$$

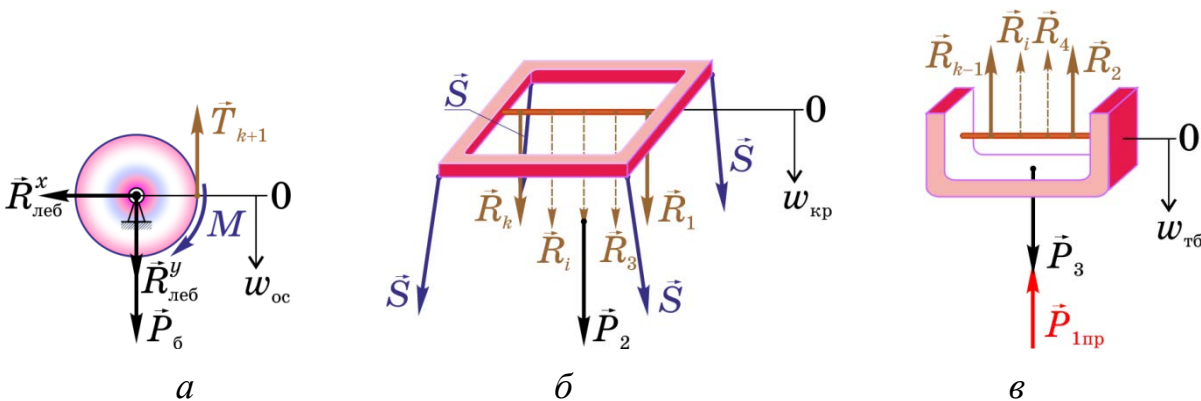
де $w_{\text{ос}}(t) - w_{\text{кр}}(t)$ – деформація стрижнів і каната, прикріпленого до основи; $\dot{w}_1(t) = \partial w_1(t) / \partial t$; $\ddot{w}_1(t) = \partial^2 w_1(t) / \partial t^2$; $F_s, F_{\text{кан}}$ – площа поперечного перерізу стрижнів і канатів; $E_s, E_{\text{кан}}$ – модуль пружності (Юнга) стрижнів і каната; L_s – довжина стрижнів; $c_s = E_s F_s \operatorname{cosec} \alpha / L_s$ і $c_{\text{к1}} = E_{\text{кан}} F_{\text{кан}} \operatorname{cosec} \alpha / L_s$ – жорсткість стрижнів і канатів.

Гальмівний барабан лебідки (рис. 3.3 – а) масою $m_{\text{б}}$ здійснює плоскопаралельний рух під дією гальмівного моменту $M(t)$, сил ваги $P_{\text{б}} = m_{\text{б}} g$, вертикальної складової реакції основи вежі $R_{\text{леб}}^y$ і пружності кінця каната $T_{k+1} = -c_{\text{к1}} [w_{\text{ос}}(t) - w_{\text{кр}}(t)]$, що з нього сходить. Диференціальні рівняння руху лебідки з урахуванням зміни її маси і моменту інерції внаслідок розкручування канату мають вигляд:

$$m_{\text{б}} \ddot{w}_{\text{ос}}(t) = m_{\text{б}} g + R_{\text{леб}}^y - c_{\text{к1}} [w_{\text{ос}}(t) - w_{\text{кр}}(t)]; \quad (3.1)$$

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

де $\phi_{\text{б}}(t)$ – кут повороту барабана лебідки в радіанах, $\ddot{\phi}_{\text{б}}(t) = d^2 \phi_{\text{б}}(t) / dt^2$,



а – лебідка, б – кронблок, в – талевий блок

Рисунок 3.3 – Розрахункові схеми

$\dot{\varphi}_6(t) = d\varphi_6(t)/dt$, $m_6 = m_0 + m_{\text{кан}}l(t)$, $J_6 = J_0 + m_{\text{кан}}l(t)r_6^2$ – момент інерції лебідки (m_0, J_0 – маса і момент інерції барабана лебідки без каната, $m_{\text{кан}}$ – маса 1 м каната, $l(t) = l_0 - r_6\varphi_6(t)$ – довжина каната на лебідці, l_0 – довжина каната, намотаного на лебідку на початку спуску БК, r_6 – радіус барабана лебідки, k – кількість шківів талевої системи).

На кронблок (рис. 3.3 – б) масою $m_{\text{кр}}$ діють сили ваги $P_2 = m_{\text{кр}}g$ і пружності $S = -c_s[w_{\text{ос}}(t) - w_{\text{кр}}(t)]\text{cosec}\alpha$, реакції шківів R_{2i-1} , $i = 1, \dots, (k+1)/2$; на вісь кронблока. Основне диференціальне рівняння руху кронблока

$$m_{\text{кр}} \ddot{w}_{\text{кр}}(t) = m_{\text{кр}}g + 4c_s \sin \alpha [w_{\text{ос}}(t) - w_{\text{кр}}(t)] + \sum_{i=1}^{0,5(k+1)} R_{2i-1}, \quad (3.2)$$

де $\dot{w}_{\text{кр}}(t) = \partial^2 w_{\text{кр}}(t) / \partial t^2$.

На талевий блок (рис. 3.3 – в) масою m_3 діють сили ваги $P_3 = m_{\text{т6}}g$ і поздовжня сила у поперечному перерізі першої ділянки БК $P_{1\text{пр}}(0,t)$, реакції шківів на його вісь R_{2i} , $i = 1, \dots, (k-1)/2$; . Диференціальне рівняння руху талевого блока:

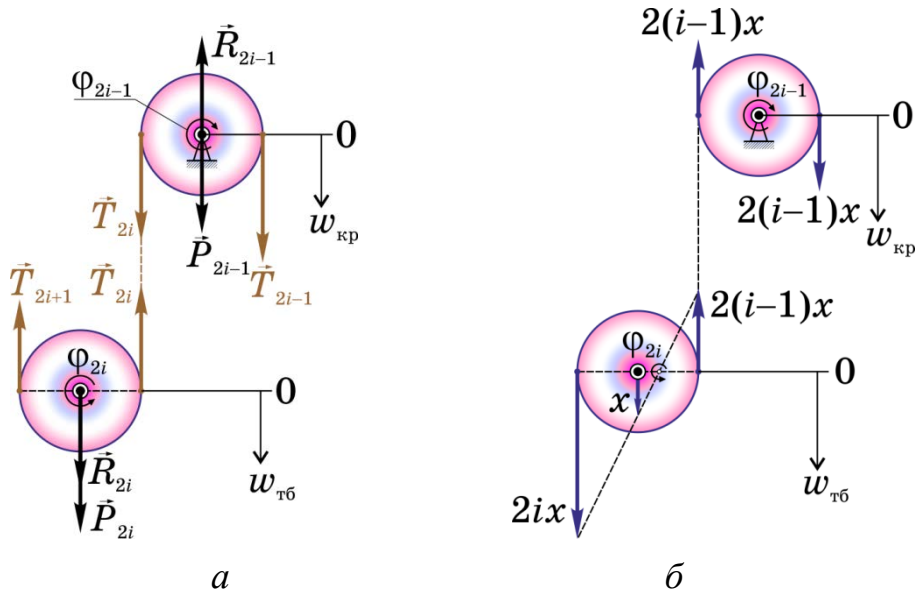
$$m_{\text{т6}} [\ddot{w}_{\text{т6}}(t) + \ddot{\varphi}_6(t)r_6 / (k-1)] = m_{\text{т6}}g - E_1 F_1 u'_1(0,t) - \sum_{i=1}^{0,5(k-1)} R_{2i}, \quad (3.3)$$

де E_1 і F_1 – модуль пружності (Юнга) і площа поперечного перерізу першої секції БК; $u'_1(0,t) = \partial u_1(0,t) / \partial x_1$ – швидкість деформації верхнього кінця БК.

Шківі кронблока і талевого блоків (рис. 3.4 – а) масою $m_i^{\text{шк}}$ здійснюють плоскопаралельний рух під дією сил ваги $P_i = m_i^{\text{шк}}g$, реакції блоків R_i і пружності канатів T_i ($i = 1, \dots, k$). Складемо диференціальні рівняння руху шківів кронблока ($i = 2, \dots, k/2$):

$$\begin{aligned} m_1^{\text{шк}} \ddot{w}_{\text{кр}}(t) &= m_{\text{ос}}g - R_1 + c_{\text{кан}}[w_{\text{ос}}(t) - 2w_{\text{кр}}(t) + w_3(t)]; \\ m_{2i-1}^{\text{шк}} \ddot{w}_{\text{кр}}(t) &= m_{2i-1}^{\text{шк}}g - R_{2i-1} - c_{\text{кан}}[w_3(t) - w_{\text{кр}}(t)]; \\ m_k^{\text{шк}} \ddot{w}_{\text{кр}}(t) &= m_k^{\text{шк}}g - R_k + c_{\text{кан}}[w_{\text{ос}}(t) - 2w_{\text{кр}}(t) + w_{\text{т6}}(t)]; \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$J_1^{\text{шк}} \ddot{\varphi}_1^{\text{шк}}(t) = 0; \quad J_{2i-1}^{\text{шк}} \ddot{\varphi}_{2i-1}^{\text{шк}}(t) = 2c_{\text{кан}} \frac{i-1}{k-1} \varphi_6(t)r_6; \quad J_k^{\text{шк}} \ddot{\varphi}_k^{\text{шк}}(t) = c_{\text{кан}} \varphi_6(t)r_6,$$



а – розрахункова схема, б – кінематична схема

Рисунок 3.4 – Схеми шківів кронблока і талевого блока

талевого блока ($i = 1, \dots, (k - 1)/2$):

$$m_{2i}[\ddot{w}_{тб}(t) + \ddot{\phi}_6(t)r_6/(k - 1)] = m_{2i}^{шк} g + R_{2i} - 2c_{кан}[w_{тб}(t) - w_{кр}(t)];$$

$$J_{2i}^{шк} \ddot{\phi}_{2i}^{шк} = c_{кан} \frac{2i - 1}{k - 1} \phi_6(t)r_6.$$

(3.5)

де $w_{тб}(t) - w_{кр}(t)$ – деформація каната; $\phi_i^{шк}$ – кут повороту шківів (рис. 3.4) талевої системи в радіанах ($i = 1, \dots, k$); $J_i^{шк}$ – момент інерції цих шківів; $r_i^{шк}$ – радіуси шківів; $c_{кан} = (E_{кан}F_{кан})/L(t)$ – жорсткість канатів талевої системи; $L(t) = L_0 - r_6\phi_6(t)/(k - 1)$ – відстань між кронблоком і талевим блоком (L_0 – початкова відстань між цими блоками).

При складанні динамічних рівнянь руху елементів механічної системи було використано кінематичні залежності між лінійними та кутовими переміщеннями, зображеними на рис. 3.4 – б. Шляхом їх диференціювання за часом було встановлено залежності між швидкостями і пришвидшеннями руху основи, кронблока, талевого блока і шківів.

Взявши до уваги, що в реальних бурових установках радіуси і маси усіх шківів талевої системи однакові: $m_i^{шк} = m$, $r_i^{шк} = r$ ($i = \overline{1, k}$), рівняння (3.1)–(3.5) зводяться до наступної системи динамічних рівнянь:

$$\begin{aligned}
& (m_{oc} + m_{\bar{6}})\ddot{w}_{oc}(t) + \alpha_{oc}\dot{w}_{oc}(t) + c_{oc}w_{oc}(t) = (m_{oc} + m_{\bar{6}})g - \\
& -2(2E_s F_s + E_{кан} F_{кан} \operatorname{cosec} \alpha)[w_{oc}(t) - w_{кр}(t)]/L_s; \\
& [J_0 + m_{кан}(l_0 - \varphi_{\bar{6}}(t)r_{\bar{6}})r_{\bar{6}}^2]\ddot{\varphi}_{\bar{6}}(t) - m_{кан}r_{\bar{6}}^3\ddot{\varphi}_{\bar{6}}^2 = -E_{кан} F_{кан} \times \\
& \times [w_{oc}(t) - w_{кр}(t) + \varphi_{\bar{6}}(t)r_{\bar{6}}]r_{\bar{6}} \operatorname{cosec} \alpha/L_s - M; \\
& [m_{кр} + 0,5(k+1)m]\ddot{w}_{кр}(t) = [m_{кр} + 0,5(k+1)m]g + 4E_s F_s \times \\
& \times [w_{oc}(t) - w_{кр}(t)]/L_s + E_{кан} F_{кан}[2w_{oc}(t) - 4w_{кр}(t) + 2w_{т\bar{6}}(t) + \varphi_{\bar{6}}(t)r_{\bar{6}}] \times \\
& \times \operatorname{cosec} \alpha/L_s - \frac{E_{кан} F_{кан}(k-3)}{l_0 + \varphi_{\bar{6}}(t)r_{\bar{6}}/(k-1)}[w_{кр}(t) - w_{т\bar{6}}(t)]; \\
& [m_{т\bar{6}} + 0,5(k-1)m](\ddot{w}_{т\bar{6}}(t) + \ddot{\varphi}_{\bar{6}}(t)r_{\bar{6}}/(k-1)) = [m_{т\bar{6}} + 0,5(k-1)m]g - \\
& -EF_1 u'(0,t) + \frac{E_{кан} F_{кан}(k-1)}{l_0 + \varphi_{\bar{6}}(t)r_{\bar{6}}/(k-1)}[w_{кр}(t) - w_{т\bar{6}}(t)].
\end{aligned} \tag{3.6}$$

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки системи диференціальних рівнянь (3.7) знаходимо зі статичного розв'язку поставленої задачі:

$$\begin{aligned}
w_{oc}(0) &= \frac{L_s \sin \alpha}{2(k-1)(2E_s F_s \sin \alpha + E_{кан} F_{кан})} \{(k-1)[(m_{oc} + m_{\bar{6}})(2E_s F_s \sin \alpha - \\
& - E_{кан} F_{кан}) - (m_{кр} + 0,5(k+1)m)(2E_s F_s \sin \alpha + E_{кан} F_{кан})]g + [(m_{т\bar{6}} + 0,5 \times \\
& \times (k+1)m)g + EF_1 u'(0,0)](2E_s F_s \sin \alpha + E_{кан} F_{кан})(2l_0 \operatorname{cosec} \alpha/L_s + k-3)\}; \\
w_{кр}(0) &= \frac{L_s \sin \alpha}{2(k-1)(2E_s F_s \sin \alpha + E_{кан} F_{кан})} \{(k-1)[(m_{oc} + m_{\bar{6}})(2E_s F_s \sin \alpha - \\
& - E_{кан} F_{кан}) - (m_{кр} + 0,5(k+1)m)(2E_s F_s \sin \alpha + E_{кан} F_{кан})]g + [(m_{т\bar{6}} + 0,5 \times \\
& \times (k+1)m)g + EF_1 u'(0,0)](2E_s F_s \sin \alpha + E_{кан} F_{кан}) \times \\
& \times (2l_0 \operatorname{cosec} \alpha/L_s - k+3)\} = w_{т\bar{6}}(0); \\
\varphi_{\bar{6}}(0) &= - \left[\frac{(m_{oc} + m_{\bar{6}})g}{2(k-1)(2E_s F_s \sin \alpha + E_{кан} F_{кан})} + \frac{M}{E_{кан} F_{кан} r_{\bar{6}}} \right] \frac{L_s}{r_{\bar{6}}} \sin \alpha.
\end{aligned} \tag{3.7}$$

Бурову колону подамо у вигляді n стрижнів циліндричної форми довжинами l_j з поперечними перерізами F_j , модулем пружності E_j (Юнга) і густиною ма-

теріалу ρ_j , з якого виготовлено бурильні труби¹. Будемо вважати, що всі сили діють вздовж осей цих стрижнів O_jx_j з початком у точках O_j – верхніх перерізах БК, а поперечні перерізи стрижнів переміщуються поступально вздовж зазначених осей. Зазвичай, це припущення справедливе, якщо поперечні розміри стрижнів малі порівняно з їхніми довжинами, а також величини сил, що діють вздовж осей стрижнів, незначні.

Рівняння руху ділянок БК у поздовжньому напрямку подамо у вигляді

$$\ddot{u}_j(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_j(x_j, t) - \frac{E_j}{\rho_j} u_j''(x_j, t) = g, \quad (3.8)$$

де j – номер секції; $h_j = \alpha_j / (2\rho_j F_j l_j)$ – зведений коефіцієнт опору (α_j – коефіцієнт опору); $\ddot{u}_j(x_j, t) = \partial^2 u_j(x_j, t) / \partial t^2$; $\dot{u}_j(x_j, t) = \partial u_j(x_j, t) / \partial t$; $u_j''(x_j, t) = \partial^2 u_j(x_j, t) / \partial x_j^2$.

3.2 Фрикційні автоколивання прихопленої бурильної колони у вертикальній свердловині

Розглянемо прихоплену бурильну колону (рис. 3.5 – а), що має дискретно-континуальну ступінчасту модель. Поздовжні коливання у БК збурюють через пружний елемент c_0 – жорсткість талевої системи, один кінець якого контактує з колоною, а другий рівномірно переміщується разом з вільною частиною БК вгору зі швидкістю v_0 . Представимо бурильну колону n -ою кількістю секцій, що мають площі поперечного перерізу $F_1, F_2, \dots, F_{n-2}, F_{n-1}, F_n$ відповідно. Поздовжню жорсткість j -ої секції БК промодельюємо пружним елементом жорсткості c_j . Жорсткість c_j визначається наступним чином: $c_j = EF_j/l_j$ (E – модуль пружності металу, з якого виготовлено бурильні труби); F_j – площа поперечного перерізу j -ої секції БК; l_j – довжина j -ої секції БК масою $m_j = \rho F_j l_j$ (ρ – густина металу, з якого виготовлено бурильні труби, $l_j = x_j - x_{j-1}$).

Розрахункову модель бурильної колони, що містить послідовно спряжені секції, зображено на рис. 3.5 – б. Отримана модель еквівалентна вихідній БК

¹ Якщо сили великі, то стрижні почнуть згинатись. Найменше значення сили P , при якій стрижень займає стійке зігнуте положення (критичне навантаження), яке визначають за формулою Ейлера $P = \pi^2 EJ/l^2$, E – модуль Юнга, J – центральний момент інерції поперечного перерізу, l – довжина стрижня.

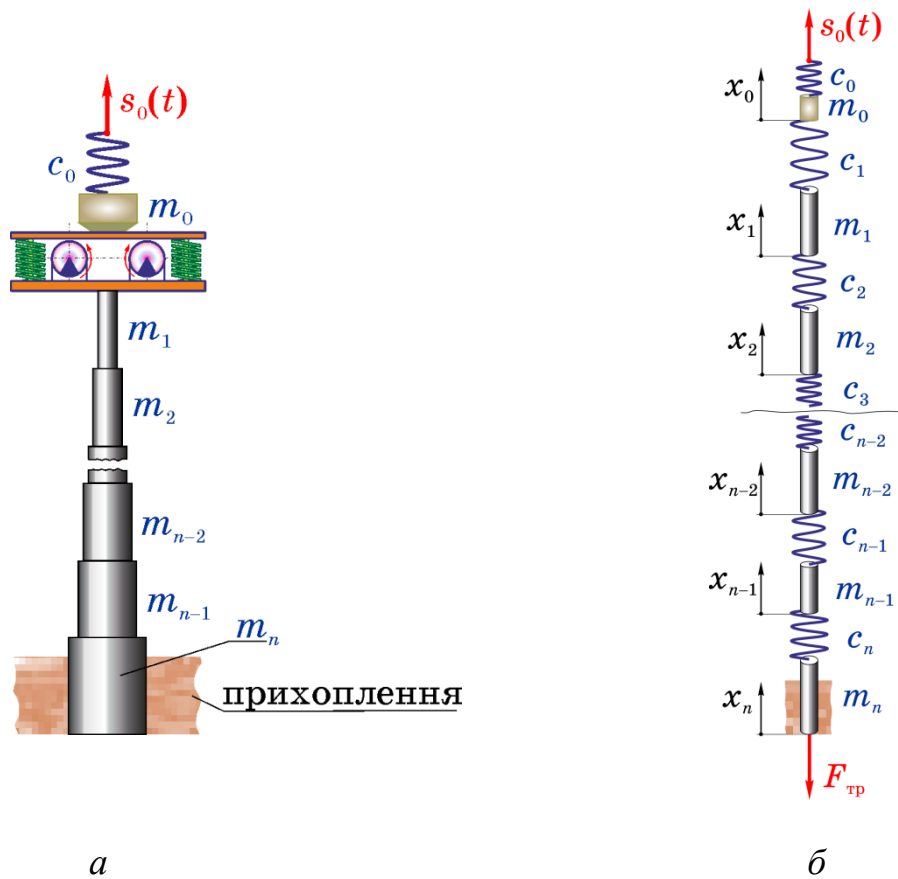


Рисунок 3.5 – Схема (а) і розрахункова модель (б) прихопленої бурильної колони

(рис. 3.5 – а) відповідно до кінетичної енергії й кількості руху механічній системі перед збуренням, а також до її пружних властивостей у процесі ліквідації аварії [177]. Розрахункову модель БК подамо сукупністю зосереджених мас $m_1, m_2, \dots, m_{n-2}, m_{n-1}, m_n$ та пружних елементів $c_1, c_2, \dots, c_{n-2}, c_{n-1}, c_n$. Для запису рівнянь руху бурильної колони скористаємось поздовжніми координатами x_j ($j=0, 1, 2, \dots, n$) з початком у нижніх перерізах секцій.

Тоді динаміку БК описуємо наступною системою динамічних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 m_0 \ddot{x}_0 &= -c_0(x_0 - s_0(t) - \Delta_0) + c_1(x_1 - x_0 - \Delta_1) - m_0 g - \alpha_{\text{бр}} \dot{x}_0; \\
 &\dots\dots\dots \\
 m_j \ddot{x}_j &= -c_j(x_j - x_{j-1} - \Delta_j) + c_{j+1}(x_{j+1} - x_j - \Delta_{j+1}) - m_j g - \alpha_{\text{бр}} \dot{x}_j; \\
 &\dots\dots\dots \\
 m_n \ddot{x}_n &= -c_n(x_n - x_{n-1} - \Delta_n) - m_n g - \alpha_{\text{бр}} \dot{x}_n - F_{\text{д}},
 \end{aligned}
 \tag{3.9}$$

де $s_0(t)$ – збурення талевого блока на гаку у випадку підйому колони, Δ_j – статична деформація секцій БК, $\alpha_{\text{бр}}$ – коефіцієнт в'язкості БР, $F_{\text{д}} = f p_{\text{д}} (l_n - x_n) \text{sign } \dot{x}_n$ —

динамічна сила тертя (p_d – динамічне розподілене навантаження тиску гірської породи на прихоплену трубу). Якщо врахувати ефект Стрібека [14], то згідно (2.6) $F_d = f(p_{ст} \text{sign } \dot{x}_n + (p_d - p_{ст})e^{-(\dot{x}_n/v_s)^2} \text{sign } \dot{x}_n + \mu\dot{x}_n)(l_n - x_n)$, де $p_{ст}$ – статичне розподілене навантаження тиску гірської породи на прихоплену БТ ($p_{ст} > p_d$), μ — коефіцієнт в'язкості, v_s — швидкість Стрібека.

З рівнянь статичної рівноваги бурильної колони визначаємо статичні деформації секцій БК:

$$\Delta_0 = \frac{g \sum_{k=0}^n m_k + F_{ст}}{c_0}; \quad \dots ; \quad \Delta_j = \frac{g \sum_{k=j}^n m_k + F_{ст}}{c_j}; \quad \dots ; \quad \Delta_n = \frac{m_n g + F_{ст}}{c_n}, \quad (3.10)$$

де $F_{ст} = fp_{ст}l_n$ – статична сила тертя.

Коефіцієнт згасань λ_k та частоти коливань ω_k системи (3.9) з урахуванням статичних деформацій знаходимо із визначника:

$$\begin{vmatrix} m_0 p^2 + \alpha_{бр} p + & & & & & \\ +c_0 + c_1 & -c_1 & \dots & \dots & \dots & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \\ \dots & -c_{j-1} & m_j p^2 + \alpha_{бр} p + & & & \\ & & +c_j + c_{j+1} & -c_{j+1} & \dots & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \\ \dots & \dots & \dots & -c_n & m_n p^2 + \alpha_{бр} p + & \\ & & & & +c_n - fp_d \text{sign } \dot{x}_n & \end{vmatrix} = 0. \quad (3.11)$$

Для наочності запропонованого методу вивільнення прихопленого БІ дослідження проведено для чотирирозмірної бурильної колони з наступними геометричними (табл. 3.1) і фізичними (табл. 3.2) параметрами, $f=0,3$; $p_{ст}=12$ кН; $p_d=10$ кН.

З огляду на (3.11) зазначимо, що від напрямку руху БК повинні залежати частоти її власних коливань. Але, оскільки коефіцієнт жорсткості прихопленої секції БК $c_3 = EF_2/l_3$ (табл. 3.2), де l_3 – довжина ділянки прихоплення, у тисячі разів перевищує розподілене навантаження p_d , то, як показали дослідження, сили прихоплення майже не впливають на значення власних частот механічної

системи. Однак частотний спектр значно змінюватиметься зі зміною довжини ділянки прихоплення. Це зумовлено зі зміною маси секцій БК $m_2 = \rho F_2 l_2$ і $m_3 = \rho F_2 l_3$ та коефіцієнтів жорсткості $c_2 = EF_2/l_2$ і $c_3 = EF_2/l_3$. Різну довжину може мати ділянка прихоплення на початку аварії і до того ж її довжина зменшується у процесі звільнення БК.

За допомогою програми, розробленої в середовищі комп'ютерної алгебри, одержано величини частот власних коливань бурильної колони в залежності від довжини ділянки прихоплення (табл. 3.3).

Варто зазначити, що бурильна колона — багатомасова механічна система, тому значення частот коливань залежать від її параметрів, а самі коливання негармонічні. До того ж, з часом вони згасають. Проведені дослідження показали, що перша і третя частоти практично не змінюються, друга — спадає, а четверта — швидко зростає у процесі вивільнення прихопленої труби. Таким чином, у випадку піднімання БК вібраційні процеси наростатимуть і постають одразу дві

Таблиця 3.1 – Геометричні параметри бурової вежі

Параметр	k	α	F_s	$F_{\text{кан}}$	F_1	F_2
Одиниця виміру	–	град	м^2			
Числове значення	13	80	$5 \cdot 10^{-3}$	$7,1 \cdot 10^{-4}$	$4,084 \cdot 10^{-3}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$
Параметр	l_0	L_0	l_1	l_2	L_s	r_6
Одиниця виміру	км		м			
Числове значення	0,8	1,0	1400	130	40	0,4

Таблиця 3.2 – Фізичні параметри бурової вежі

Параметр	$m_{\text{ос}}$	$m_{\text{кр}}$	$m_{\text{тб}}$	m_6	$m_{\text{кан}}$	J_0	$c_{\text{ос}}$
Одиниця виміру	т				кг/м	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	МН/м
Числове значення	61	4	9,855	26,547	4	2400	200
Параметр	$E = E_s$	$E_{\text{кан}}$	$\alpha_{\text{ос}}$	$\alpha_{\text{бр}}$	$\rho_{\text{ос}}$	ρ	M_{max}
Одиниця виміру	ГПа		кг/с		$\text{кг}/\text{м}^3$		Н·с
Числове значення	210	100	$2 \cdot 10^4$	1000	9011	7850	300

Таблиця 3.3 – Частоти коливань бурильної колони

Довжина прихоплення, м		0	5	10	15	20
Частоти, Гц	перша	2,607	2,601	2,601	2,601	2,601
	друга	47,289	48,222	49,205	50,230	51,289
	третя	73,796	73,796	73,796	73,796	73,796
	четверта	—	1043,78	532,766	363,047	278,777
Довжина прихоплення, м		25	30	35	40	45
Частоти, Гц	перша	2,602	2,602	2,602	2,602	2,602
	друга	52,369	53,450	54,505	55,497	56,102
	третя	73,796	73,796	73,796	73,796	73,796
	четверта	228,820	196,163	173,560	157,433	141,323

задачі: плавне витягування БК та гасіння потужних вібрацій.

Якщо бурильну колону за допомогою талевого каната піднімати рівномірно зі швидкістю v_0 , то у системі диференціальних рівнянь (3.9) закон руху набуває вигляду: $s_0(t) = v_0 t$. Тоді БК залишатиметься у стані спокою до тих пір, поки її утримує статична сила тертя $F_{ст}$. Рух почнеться з моменту часу T_1 , що визначається із системи рівнянь (3.9), коли $\ddot{x}_j(T_1) = \dot{x}_j(T_1) = 0$, а $F_{д} = F_{ст}$:

$$\begin{aligned}
 & c_0(x_{0ст} - v_0 T_1) - c_1(x_{1ст} - x_{0ст}) = 0; \\
 & \dots\dots\dots \\
 & c_j(x_{jст} - x_{(j-1)ст}) - c_{j+1}(x_{(j+1)ст} - x_{jст}) = 0; \\
 & \dots\dots\dots \\
 & c_n(x_{нст} - x_{(n-1)ст}) = fp_{ст} l_3.
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

У той момент, коли прихоплена бурильна труба нерухома, а гак починає підніматись, внаслідок розтягування БК по всій її довжині виникає пружна сила. Доки (T_1), поки пружна сила у зоні прихоплення не перевищує вагу БТ і силу пружного зчеплення контакту БТ з гірською породою (статичне тертя $F_{ст}$), вивільнення не відбувається:

$$T_1 = \frac{\sum_{j_1=0}^n \left(\prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{v_0 \prod_{j=0}^n c_j} fp_{ст} l_3. \tag{3.13}$$

Відповідно у момент зрушення прихоплена секція бурильної колони неде-

формована ($x_n(T_1) = 0$), а решта секцій будуть розтягнуті на величини:

$$x_j(T_1) = \frac{\sum_{j_1=j+1}^n \left(\prod_{j_2=j+1}^{j_1} c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{\prod_{j_1=j+1}^n c_{j_1}} fp_{ст} l_3. \quad (3.14)$$

Як тільки сила пружності подолає утримувальну силу, починається висмикування верхнього кінця прихоплених БТ — ковзання по кірці свердловини. З моменту часу $t \geq T_1$ прихоплена БК починає переміщатись за законом:

$$x_n(t) = a_n + b_n t + \sum_{k=0}^n A_{kn} e^{-\lambda_k t} \sin(\omega_{kn}(t - T_1) + \beta_{kn}), \quad (3.15)$$

де $b_n = \frac{v_0 \prod_{j=0}^n c_j (c_n - fp_{д})}{\sum_{j_1=0}^n \left(\prod_{j_2=0}^{j_1} c_{j_2} \right) / c_{j_1} - c_n^2 \sum_{j_1=0}^{n-1} \left(\prod_{j_2=0}^{j_1} c_{j_2} \right) / c_{j_1}}$, а сила тертя знижується до свого

динамічного значення $F_{д} = fp_{д}(l_n - x_n)$. Відповідно швидкість звільнення прихопленої бурильної труби від гірської породи змінюється за законом:

$$v_n(t) = b_n + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k t} [\omega_k \cos(\omega_k(t - T_1) + \beta_k) - \lambda_k \sin(\omega_k(t - T_1) + \beta_k)]. \quad (3.16)$$

Амплітуди A_k і початкові фази β_k коливань визначаються умовами початку руху: $x_j(T_1) = v_j(T_1) = 0$:

$$\begin{aligned} 0 &= a_0 + b_0 T_1 + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} \sin \beta_k, & 0 &= b_0 + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} (\omega_k \cos \beta_k - \lambda_k \sin \beta_k); \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 &= a_j + b_j T_1 + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} \sin \beta_k, & 0 &= b_j + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} (\omega_k \cos \beta_k - \lambda_k \sin \beta_k); \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 &= a_n + b_n T_1 + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} \sin \beta_k, & 0 &= b_n + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} (\omega_k \cos \beta_k - \lambda_k \sin \beta_k). \end{aligned} \quad (3.17)$$

Незважаючи на те, що ми намагаємось піднімати бурильну колону рівномірно, згідно (3.15) і (3.16) прихоплена труба переміщається поштовхами (рис. 3.6 і 3.7). Оскільки сила опору ковзанню $F_{д}$ менша за статичне тертя $F_{ст}$, то у зоні прихоплення виникає різниця цих сил, що і розганяє прихоплену БК. Далі колона БТ стискається і, як наслідок, пружна сила зменшується, а прихоп-

лена БТ гальмується, прилипаючи до поверхні свердловини. Таким чином, відбувається постійне перекачування енергії з потенціальної у кінетичну.

Проведені дослідження показали, що швидкість вивільнення прихопленої БК не залежить від довжини ділянки прихоплення, а регулюється швидкістю на гакоблоці. Переміщення колони БТ стає плавнішим у процесі руху, а вібраційні тремтіння посилюються (рис. 3.6 і 3.7).

Отже, рух прихопленої бурильної труби має коливальний характер, у якому періодично змінюються фази прилипання і ковзання — висмикування. Такий рух називають фрикційними автоколиваннями: викликані внутрішніми властивостями механічної системи, джерелом яких є тертя.

У ролі збурення є талевий канат, що рівномірно піднімає БК, тобто не здійснює коливального руху. І оскільки через канат бурильна колона підживлюється енергією, тому коливання не згасають, незважаючи на втрату енергії у контакті зі свердловиною.

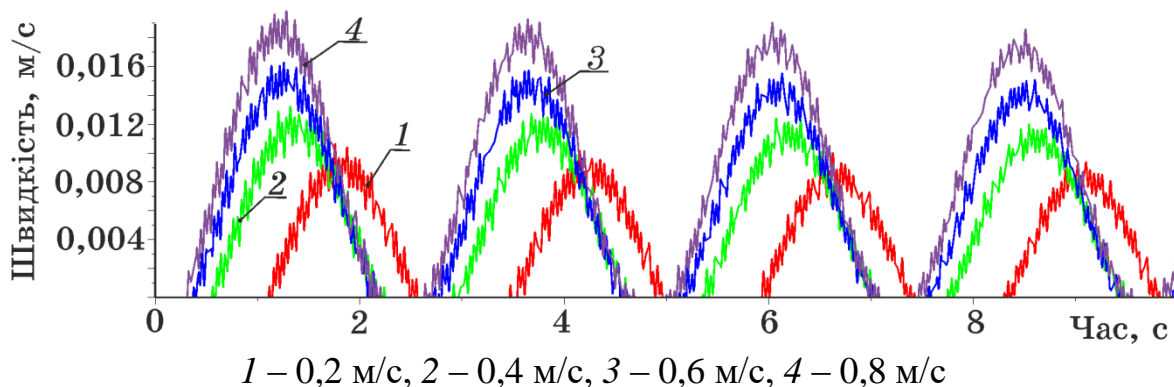


Рисунок 3.6 – Залежність швидкості руху прихопленої бурильної труби (40 м) від швидкості талевого каната на гаку

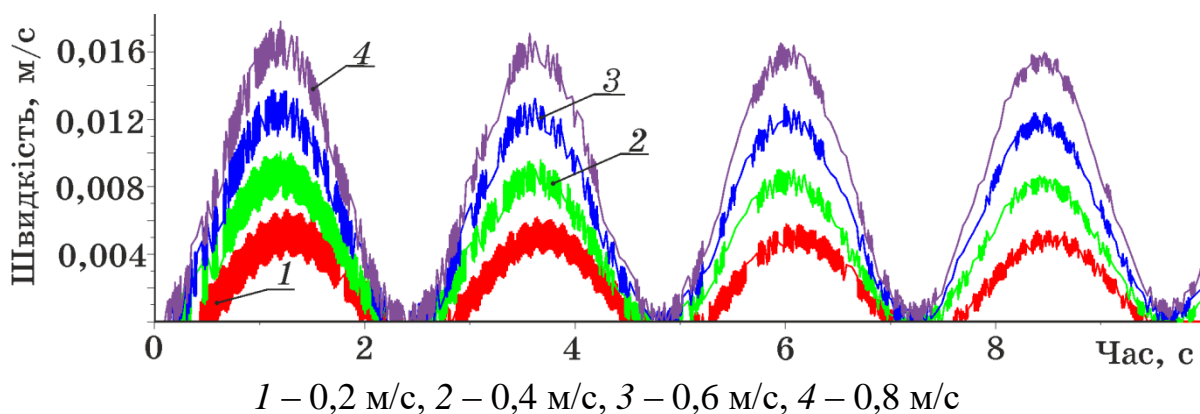


Рисунок 3.7 – Залежність швидкості руху прихопленої бурильної труби (15 м) від швидкості талевого каната на гаку

Зазначимо, що фрикційні автоколивання мають поштовхувальний характер. Тому актуальною залишається задача забезпечення плавності руху та зменшення витрат енергії при вивільненні БК. Для цього зменшують піки та силу зрушення шляхом зменшення коефіцієнта тертя, або застосування бурильного розчину.

Нині проведено достатньо експериментів, що вивчають явища, які виникають під час ліквідації прихоплень вібраційними пристроями [42; 241]. Однак теоретичних досліджень процесів, які відбуваються в зоні прихоплення у випадку вивільнення БК вібраційними методами, недостатньо.

У випадку застосування вібраційного методу — вимушених коливань для ліквідації прихоплень БК рух талевого каната збуджують за допомогою швидких коливань з малою амплітудою — високочастотних вібрацій: $s_0 = A \sin(\omega t + \beta)$. Тоді система диференціальних рівнянь (3.9) відносно положення статичної рівноваги приймає вигляд:

$$\begin{aligned}
 & m_0 \ddot{x}_0 + \alpha \dot{x}_0 + (c_0 + c_1)x_0 - c_1 x_1 = c_0 A \sin(\omega t + \beta); \\
 & \dots\dots\dots \\
 & m_j \ddot{x}_j + \alpha \dot{x}_j + (c_j + c_{j+1})x_j - c_j x_{j-1} = 0; \\
 & \dots\dots\dots \\
 & m_n \ddot{x}_n + \alpha \dot{x}_n + c_n(x_n - x_{n-1}) = -F_d.
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

У цьому випадку, щоб зрушити бурильну колону з місця, необхідно, щоб амплітуда такої вібрації задовольняла умову:

$$A \geq \frac{\sum_{j_1=0}^n \left(\prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{\prod_{j=0}^n c_j}, \tag{3.19}$$

а рух почнеться з моменту часу T_2 , що визначається рівністю:

$$T_2 = \frac{1}{\omega} \arcsin \left(\frac{\sum_{j_1=0}^n \left(\prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{A \prod_{j=0}^n c_j} f p_{\text{ст}} l_3 \right). \tag{3.20}$$

Числові дослідження показали: щоб позбутися поштовхувальних рухів, необхідно збільшувати частоту збурення (криві 1 і 4 на рис. 3.8 і 3.9), хоча вібрацій-

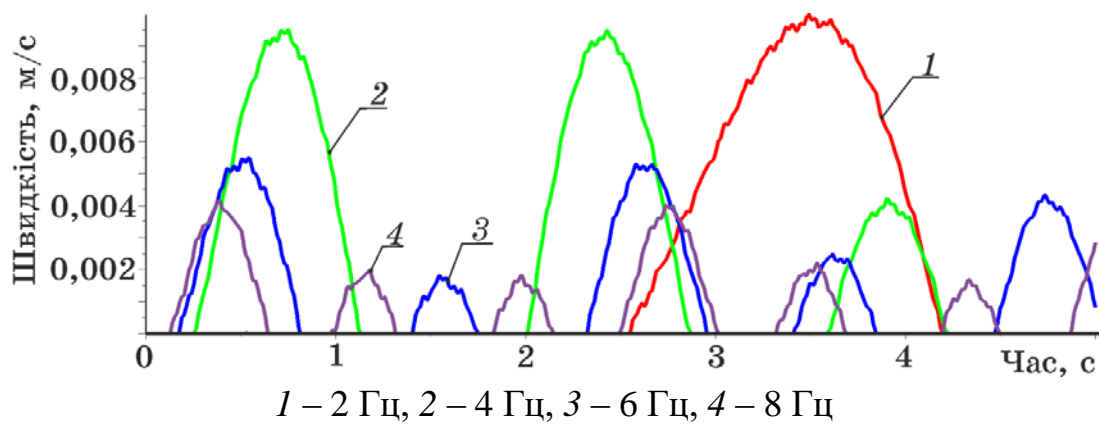


Рисунок 3.8 – Залежність швидкості руху прихопленої бурильної труби (40 м) від частоти збурення талевого каната на гаку

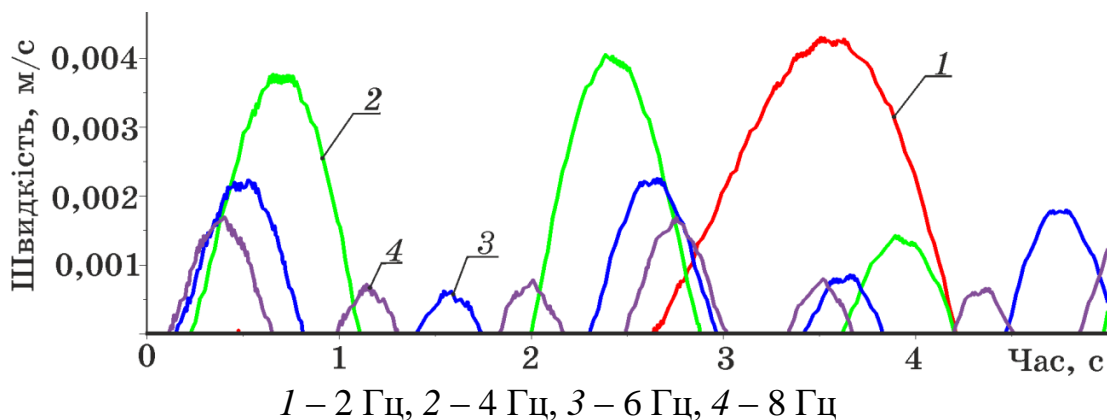


Рисунок 3.9 – Залежність швидкості руху прихопленої бурильної труби (15 м) від частоти збурення талевого каната на гаку

ні тремтіння порівняно з фрикційними автоколиваннями зникли (рис. 3.6–3.9). Зазначимо також, що амплітуда автоколивань не змінюється у процесі піднімання БК, а вимушених коливань — зменшується.

Взаємодія поверхні прихопленої труби, що здійснює вимушені коливання, з кіркою свердловини залежить від геологічних умов і фізико-механічних властивостей породи, що осипалася. Бурильні труби, що прихоплені сипучим матеріалом і піддаються дії вібрацій, призводять до зменшення сил взаємодії між окремими зернами породи. Це призводить до збільшення рухомості частинок, внаслідок чого порода, що контактує з прихопленою трубою, поводить себе як в'язке середовище. Фізико-механічні властивості цього середовища характеризуються коефіцієнтом вібров'язкості.

Якщо прихоплення БК відбулось породами, що мають тиксотропні властивості — прилипання труб до глинистої кірки, затискання в скупчених породах

глинистого комплексу, то відбувається руйнування структури і відділяється рідина у простір між стінками труби і кіркою свердловини. У результаті відбувається зміна сухого тертя на гідродинамічне, що полегшує переміщення прихопленої колони. У випадку заклинювання бурильних труб великими шматками породи, коефіцієнт сухого тертя і сили зчеплення під дією вібрації зменшуються, що полегшує вивільнення прихопленої БК.

У даній дисертаційній роботі запропоновано особливий оригінальний метод згладжування коливань, що поєднує переваги фрикційних автоколивань та вимушених коливань прихопленої БК. Для боротьби з поштовхами на основний (рівномірний) рух талевого каната накладемо швидкі коливання з малою амплітудою — високочастотні вібрації. Тоді система диференціальних рівнянь (3.9) відносно положення статичної рівноваги приймає вигляд:

$$\begin{aligned}
 & m_0 \ddot{x}_0 + \alpha \dot{x}_0 + (c_0 + c_1)x_0 - c_1 x_1 = c_0 (v_0 t + A \sin(\omega t + \beta)); \\
 & \dots\dots\dots \\
 & m_i \ddot{x}_i + \alpha \dot{x}_i + (c_i + c_{i+1})x_i - c_i x_{i-1} = 0; \\
 & \dots\dots\dots \\
 & m_n \ddot{x}_n + \alpha \dot{x}_n + c_n (x_n - x_{n-1}) = -F_d.
 \end{aligned} \tag{3.21}$$

У цьому випадку рух почнеться з моменту часу T_3 , який можна чисельно визначити з рівняння:

$$v_0 T_2 + A \sin \omega T_2 = \frac{\sum_{j_1=0}^n \left(\prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{\prod_{j=0}^n c_j} f p_{st} l_3. \tag{3.22}$$

Додаткові коливання талевого троса $A \sin(\omega t + \beta)$ збурюватимуть вібраційну силу в зоні прихоплення, яка буде виконувати роль гасника коливань. Сила зчеплення прихопленої труби з гірською породою зменшиться, БК рухатиметься більш плавно, здійснюючи лише невеликі здригування (рис. 3.10 і 3.11).

Параметричні дослідження показали, що зміною частоти збурення коливань талевого каната при вивільненні БК можна регулювати амплітуду коливань, тривалість (періоди) руху і спокою. Інтервали спокою зменшуються, а руху — зростають зі збільшенням швидкості. Миттєво прискорити вивільнення прихопленої БК може дозволити збільшення амплітуди коливань прихопленої

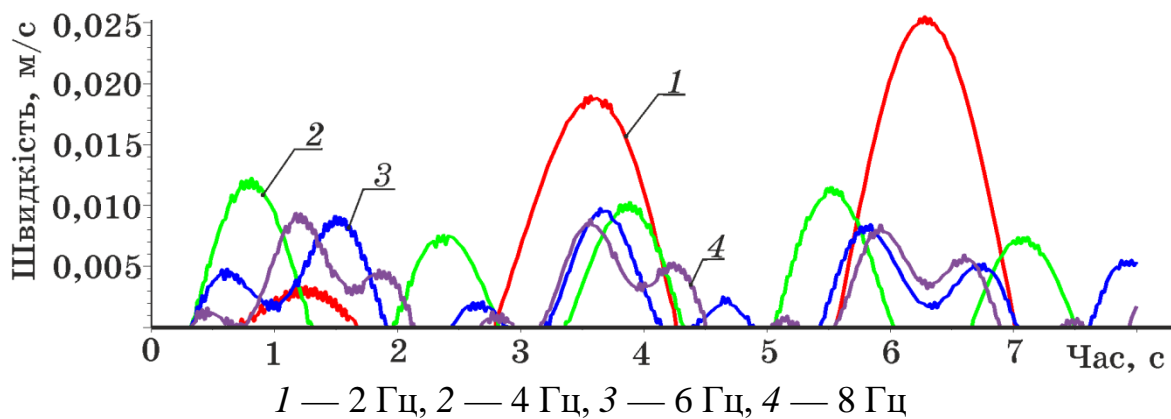


Рисунок 3.10 – Залежність швидкості прихопленої бурильної труби (40 м) при швидкості 0,2 м/с від частот збурення талевого каната на гаку

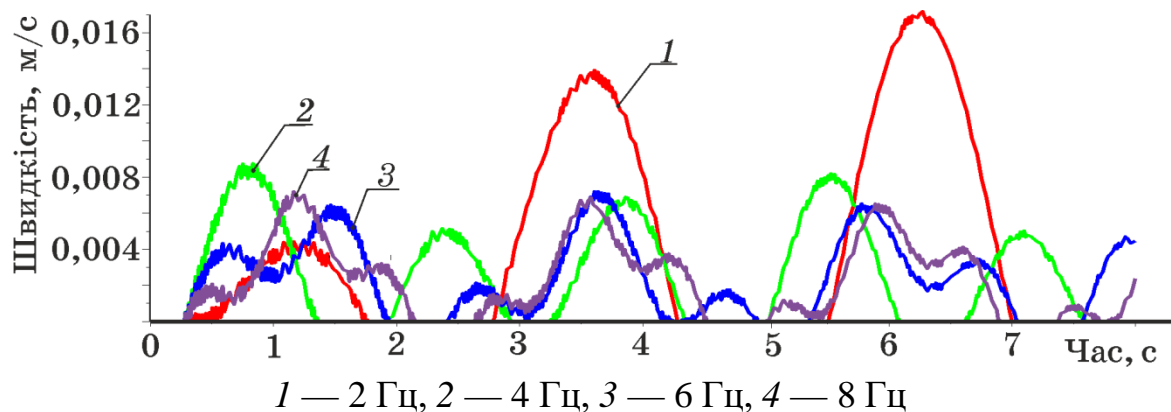


Рисунок 3.11 – Залежність швидкості прихопленої бурильної труби (15 м) при швидкості 0,2 м/с від частот збурення талевого каната на гаку

бурильної труби шляхом наближення частоти збурення до резонансної (табл. 3.3, крива 1 на рис. 3.11) [188], але при цьому поштовхи значно посиляться і слід пильнувати за збереження порогу міцності самих труб. Особливо на це необхідно зважати у випадку БК довжиною понад 1500 м, оскільки резонансні коливання створюють загрозу руйнуванню нафтопромислового обладнання та зниження рівня безпеки робітників [58].

Рівень сили $F_v = c_n(x_{n-1} - x_n)$, що висмикує прихоплену БК, зростає зі збільшенням швидкості витягування троса до рівня тертя ковзання, викликане силою прихоплення труби. Зазначимо, що зі збільшенням амплітуди вібрацій сила F_v згладжується. Таким чином, якщо швидкість піднімання БК низька, то сила тертя ковзання поводить себе як в'язке, пропорційне швидкості, а зі збільшенням амплітуди збурення — в'язкість різко падає. Такий ефект називають вібраційним згладжуванням або зрідженням сухого тертя під дією високочастотних вібрацій.

3.3 Моделювання процесу ліквідації прихоплень бурильної колони у похило-скерованій свердловині

Пошук ефективних способів вивільнення прихопленої БК потребує аналізу статичних і динамічних розв'язків системи неоднорідних нелінійних диференціальних рівнянь. Оскільки успіх ліквідації аварії залежить від тиску, що притискає труби до стінок свердловини, характеру його розподілу та площі контакту прихопленого бурильного інструмента з породою, то основну увагу необхідно звернути на задачу математичного моделювання.

Якщо бурильну колону розміщують у криволінійній або горизонтальній свердловині, то стінки бурильних труб додатково стискаються контактними, зумовленими взаємодією труб зі стінкою свердловини, і фрикційними силами, викликаними тиском бурового розчину, який циркулює всередині та зовні бурильних труб. Такі навантаження різко зростають зі збільшенням кривини свердловини. Таким чином, розробка методики аналітичного дослідження динамічного процесу вивільнення бурильного інструмента і оцінка силової взаємодії бурильних труб зі стінками свердловини на викривлених ділянках є надзвичайно актуальним завданням.

Розглянемо БК, яку подано дискретно-континуальною ступінчастою системою [191], прихопленою в похило-скерованій свердловині триінтервального типу (рис. 3.12). Профіль такої свердловини містить вертикальну ділянку, діля-

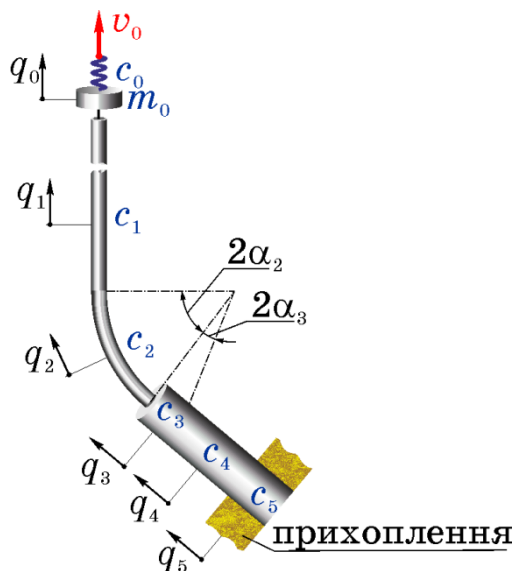


Рисунок 3.12 – Бурильна колона триінтервального типу в похило-скерованій свердловині

нки зі збільшенням зенітного кута: вільну α_2 та прихоплену α_3 , а також тангенціальну (ділянку стабілізації зенітного кута). Свердловини цього типу рекомендують застосовувати у тих випадках, коли потрібно забезпечити експлуатаційну надійність елементів, що центрують компоновку низу бурильної колони і майже не зношуються в процесі буріння. Вони дозволяють скоротити тривалість буріння з відпилювачем, при найменшому зенітному куті свердловини отримати порівняно велике відхилення від вертикалі. Вибір компоновки БК залежить від кількості інтервалів викривлення похило-скерованої свердловини у заданих умовах, геометричних параметрів її траєкторії, діаметрів і довжини секцій із БТ і ОБТ [184].

Бурильну колону будемо розглядати як дискретно-континуальну шести масову динамічну систему, яку розіб'ємо на п'ять секцій із пружних БТ довжинами l_1, \dots, l_5 , що мають площі поперечного перерізу F_1, \dots, F_5 відповідно (рис. 3.13). Радіальні коливання у БК збуджують через пружний елемент c_0 – жорсткість талевої системи, один кінець якого контактує з бурильною колоною, а другий переміщається вгору за законом $q(t)$ [3; 133].

Для запису динаміки вивільнення прихопленої БК вібраційним способом [33] скористаємось диференціальними рівняннями Ейлера-Лагранжа:

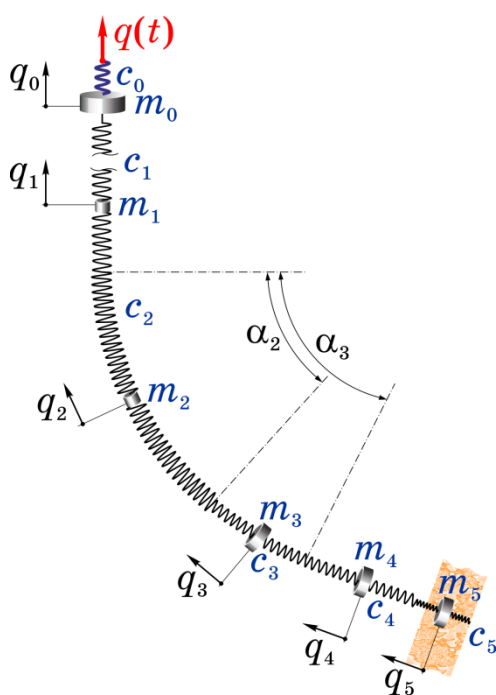


Рисунок 3.13 – Розрахункова дискретно-континуальна ступінчаста модель бурильної колони у похило-скерованій свердловині

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial L}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j}, \quad j = 0..5, \quad (3.23)$$

де $L = T - \Pi$ – функція Лагранжа, Φ – функція розсіювання; $q_0 = s_0$, $q_1 = s_1$, $q_2 = \varphi_2 R$, $q_3 = \varphi_3 R$, $q_4 = s_4$, $q_5 = s_5$ – узагальнені координати (R – радіус кривини викривлених ділянок, φ_2 і φ_3 – кути, що вказують поточне положення на криволінійній ділянці зосереджених мас m_j).

Кінетичну і потенціальну енергії БК визначаємо за формулами

$$T = \frac{1}{2} \left[m_0 \dot{q}_0^2 + \frac{\pi}{4} \sum_{j=1}^5 F_j l_j \dot{q}_j^2 \right], \quad (3.24)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \left[c_0 (q(t) - q_0 + \Delta_0)^2 + E \sum_{j=1}^5 \frac{F_j}{l_j} (q_j - q_{j-1} + \Delta_j)^2 \right] + g \left(m_0 q_0 + \rho \sum_{j=1}^5 F_j l_j q_j \right), \quad (3.25)$$

де $F_j = 0,25[D_j^2 + (\rho_{\text{бур}}/\rho - 1)d_j^2]$; Δ_j – статична деформація пружно-деформованих бурильних труб; D_j , d_j – зовнішній і внутрішній діаметри бурильних труб; m_0 – зведена маса талевої системи.

Зазначимо, що при бурінні похилих свердловин необхідно враховувати ефект Стрібека, оскільки контакт між БК і свердловиною відбувається через буровий розчин. Це призводить до зниження сили тертя при ковзанні залежно від ступеня взаємодії контактуючих поверхонь та наявності змащувальної плівки. Функція розсіювання визначається неконсервативними силами опору – демпфування бурового розчину, що спрямоване протилежно швидкості його переміщення, і силами тертя Стрібека [57], зумовленими боковим тиском зовнішніх сил та сил прихоплення на бурильну трубу, N_j :

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^5 \beta_j \dot{q}_j^2 + \frac{2}{\pi} \mu \sum_{j=2}^5 \frac{\arctg(\varepsilon \dot{q}_j)}{1 + \gamma |\dot{q}_j|} N_j \dot{q}_j \text{sign}(\dot{q}_j), \quad (3.26)$$

де β – коефіцієнт в'язкого опору бурового розчину, який залежить від його властивостей і геометричної форми бурильної труби; $\varepsilon = 10^6$ – коригувальний параметр точності, що контролює форму відхилення динамічного тертя від статичного; γ – константа, яка враховує змащувальний ефект у коефіцієнті динамічного тертя μ .

Введемо позначення $\mu_j = \frac{2}{\pi} \mu \sum_{j=2}^5 \frac{\text{arctg}(\varepsilon \dot{q}_j)}{1 + \gamma |\dot{q}_j|} \text{sign}(\dot{q}_j), j = 2-5$.

Оскільки у випадку руху бурильних труб вздовж криволінійних ділянок свердловин виникають додаткові нормальні прискорення, то боковий тиск на криволінійних ділянках є змінною величиною, що залежить від положення труб і швидкості їхнього руху (рис. 3.14). До того ж, додатковий тиск на тангенціальних і криволінійних ділянках дістають прихоплені труби за рахунок ваги самих бурильних труб.

Тому до системи диференціальних рівнянь Лагранжа II роду (3.23) необхідно додати вирази, які визначають з динамічних рівнянь Ньютона-Ейлера:

$$\begin{aligned} N_2 &= \rho F_2 l_2 [g \sin(\alpha_2/2 - \varphi_2) + \dot{\varphi}_2^2 R] + c_2 (q_1 - \varphi_2 R) \times \\ &\times \sin(\alpha_2/4 - \varphi_2/2 - \theta_2) - c_3 (\varphi_2 - \varphi_3) R \sin(\alpha_2/4 + (\varphi_2 - \varphi_3)/2); \\ N_3 &= \rho F_3 l_3 [g \sin(\alpha_{3+}/2 - \varphi_3) + \dot{\varphi}_3^2 / R] + c_3 (\varphi_2 - \varphi_3) R \times \\ &\times \sin(\alpha_3/4 + (\varphi_2 - \varphi_3)/2) - c_4 (\varphi_3 - \varphi_4) R \sin(\alpha_{3-}/4 + \varphi_3/2 + \theta_3) \end{aligned} \quad (3.27)$$

та вирази для бокового тиску на труби на тангенціальних ділянках:

$$\begin{aligned} N_4 &= \rho F_4 l_4 g \cos \alpha_4 + c_4 (\varphi_3 - \varphi_4) R \sin(\alpha_{3-}/2 + \varphi_3/2 + \theta_3); \\ N_5 &= \rho F_5 l_5 g \cos \alpha_4 + P(t, q_5). \end{aligned} \quad (3.28)$$

Тут $\alpha_{3+} = \alpha_3 + \alpha_2$, $\alpha_{3-} = \alpha_3 - \alpha_2$, $P(t, q_5)$ – інтегральна сила прихоплення БТ:

$$P(t, q_5) = \int_0^{l_5 - q_5} \int_0^{\varphi_{\text{пор}}} p(t, q_5, \varphi) d\varphi dq_5, \quad (3.29)$$

де $p(t, q_5, \varphi)$ – розподілена сила тиску гірської породи, $\varphi_{\text{пор}}$ – радіальний кут прихоплення бурильної труби породою, кути θ_2 і θ_3 визначаємо з рівнянь:

$$\begin{aligned} \text{ctg } \theta_2 &= \text{ctg}(\alpha_2/4 - \varphi_2/2) + 4R/(l_1 - 2q_1); \\ \text{ctg } \theta_3 &= \text{ctg}(\alpha_{3-}/4 - \varphi_3/2) + 4R/(l_4 - 2q_4). \end{aligned} \quad (3.30)$$

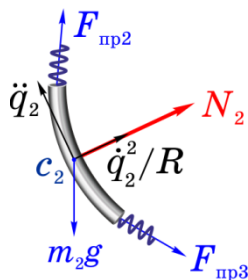


Рисунок 3.14 – Боковий тиск N_2 на бурильну трубу (друга секція бурильної колони)

З урахуванням рівнянь Ньютона–Ейлера (3.27)–(3.30) після послідовного диференціювання система динамічних рівнянь (3.23) з урахуванням статичних рівнянь відносно положення рівноваги приймає вигляд:

$$\begin{aligned}
 m_0 \ddot{q}_0 &= -c_0(q_0 - q(t)) + c_1(q_1 - q_0) - \beta_1 \dot{q}_0; \\
 m_1 \ddot{q}_1 &= -c_1(q_1 - q_0) + c_2(q_2 - q_1) - \beta_1 \dot{q}_1; \\
 m_2 \ddot{\varphi}_2 R &= -c_2(\varphi_2 R - q_1) \cos(\alpha_2/4 - \varphi_2/2 - \theta_2) + c_3(\varphi_3 - \varphi_2) R \times \\
 &\times \cos(\alpha_3/4 + (\varphi_2 - \varphi_3)/2) - \mu_2 N_2 - \beta_2 \dot{\varphi}_2 R; \\
 m_3 \ddot{\varphi}_3 R &= -c_3(\varphi_3 - \varphi_2) R \cos(\alpha_3/4 + (\varphi_2 - \varphi_3)/2) + c_4(q_4 - \varphi_3 R) \times \\
 &\times \cos(\alpha_3/4 + \varphi_3/2 + \theta_3) + \mu_3 N_3 - \beta_3 \dot{\varphi}_3 R; \\
 m_4 \ddot{q}_4 &= -c_4(q_4 - \varphi_3 R) \cos(\alpha_3/4 + \varphi_3/2 + \theta_3) + c_5(q_5 - q_4) - \\
 &- \mu_4 \rho F_4 l_4 g \cos(\alpha_4) - \beta_4 \dot{q}_4; \\
 m_5 \ddot{q}_5 &= -c_5(q_5 - q_4) - \beta_5 \dot{q}_5 - \mu_5 \rho F_5 l_5 g \cos(\alpha_4) - f p_d (l_5 - q_5),
 \end{aligned} \tag{3.31}$$

Вивільнення прихопленої бурильної труби забезпечує збурювальна радіальна сила $F_{\text{рад}} = EF_5(q_4 - q_5)/l_5$, яка повинна подолати сили опору $F_{j\text{тр}}$, викликані в'язким тертям і тертям Стрібека.

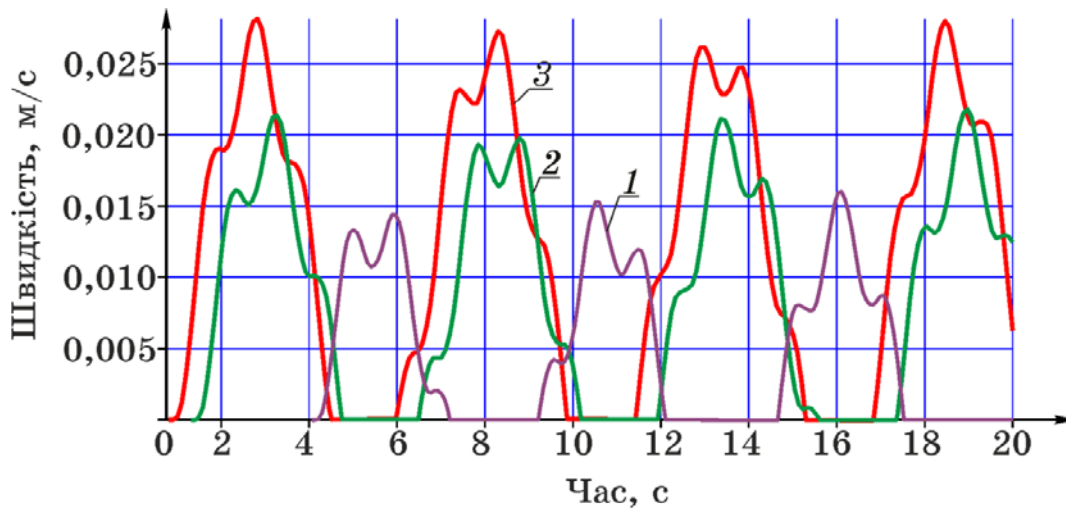
За допомогою складеної математичної моделі можна визначити закони руху, швидкості, сили контактної та фрикційної взаємодії бурильних труб з кіркою свердловини, а також спрогнозувати критичні ситуації, пов'язані з прихопленнями. На основі моделювання процесу вивільнення п'ятирозмірної прихопленої БК було проведено числові дослідження. Основні параметри БК з діамет-

Таблиця 3.4 – Геометричні параметри бурильної колони

Параметр	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	$D_{\text{тр}}$	$d_{\text{тр}}$	$D_{\text{ОБТ}}$	$d_{\text{ОБТ}}$	α_2	α_3
Одиниця виміру	м					мм				град	
Величина	4400	450	130	80	40	139,7	117,7	203,2	71,4	23	7

Таблиця 3.5 – Фізичні параметри бурової колони

Параметр	E	c_0	m_0	q	ρ	β	μ
Одиниця виміру	ГПа	МН/м	кг	кг/м ³		кг/с	–
Величина	210	53	9855	1200	7850	1000	0,3



1 – 0,2 м/с; 2 – 0,6 м/с; 3 – 1 м/с

Рисунок 3.15 – Залежність швидкості прихопленої бурильної труби від швидкості талевого каната на гаку

рами БТ: $D_1 = D_2 = D_{тр}$, $d_1 = d_2 = d_{тр}$ та ОБТ: $D_3 = D_4 = D_5 = D_{ОБТ}$, $d_3 = d_4 = d_5 = d_{ОБТ}$ зведено до табл. 3.4 і табл. 3.5.

Проведені числові дослідження дозволили встановити залежність швидкості піднімання на визначення моменту зрушення та характер процесу витягування БК (рис. 3.15). 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 БК можна регулювати швидкістю на гакоблоці.

3.4 Висновки до розділу 3

1. Вперше розроблено математичну модель динаміки багатомасової механічної системи «бурова вежа–механізм для ліквідації прихоплень–бурильна колона–гірська порода». Запропоновано алгоритм дослідження коливань системи з розподіленими параметрами та зосередженими масами багаторозмірних конструк-

цій прихопленої БК зі змінними пружно-інерційними характеристиками.

2. Показано, що у загальному випадку спектр частот коливань БК не носить кратного характеру, і як наслідок коливання неперіодичні. Порушення періодичності коливань залежить від параметрів БК (матеріалу, площі поперечного перерізу, пружності секцій БК). Показано, що варіюванням швидкості та частоти коливань талевого каната можна налаштовувати частоти коливань, інтервали руху і спокою, силу висмикування прихопленої БК.

3. Вперше сформульовано та розв'язано задачу ліквідації прихоплень колони бурильних труб при бурінні нафтових і газових свердловин способом фрикційних автоколивань.

4. Проведено аналіз та дано обґрунтування необхідності згладжування вібрацій колони БТ, викликаних навантаженнями, що утримують БК [204].

5. Запропоновано алгоритм досліджень коливань багаторозмірних пружно-деформованих прихоплених БК у похило-скерованих свердловинах. Надано обґрунтовані рекомендації зі згладжування вібрацій БК, викликаних навантаженнями, що її утримують.

6. На основі проведеного аналізу впливу швидкості підймання талевого блока, амплітуди і частоти збурювальної сили у верхньому перерізі аварійного компоненту бурильної колони встановлено, що збільшення швидкості підймання від 0,2 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 до 8 Гц — до зменшення цієї ж амплітуди у 3–3,5 рази [194].

***Результати теоретичних і практичних досліджень даного розділу
наведено в таких публікаціях:***

1. 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.*

2. 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.

3. Левчук К. Г. Вивільнення прихопленої бурильної колони способом фрикційних автоколивань. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. № 1 (44). С. 72–80.

4. Левчук К. Г., Мойсишин В. М., Цідило І. В. Вплив механічних властивостей матеріялу на динаміку прихоплених бурильних труб. *Металофізика та новітні технології*. 2016. Т. 38. № 12. С. 1655–1668.

DOI: <http://dx.doi.org/10.15407/mfint.38.12.1655>.

5. 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>.

6. Левчук К. Г. Моделювання вібраційного способу ліквідації прихоплень бурильної колони у похило-скерованій свердловині. *Нафтогазова галузь України*. 2018. № 6. С. 24–27.

7. 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.

РОЗДІЛ 4

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ УДАРНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ

У науково-технічній літературі широко висвітлено методи ліквідації прихоплень бурильного інструмента за допомогою ударних пристроїв [229; 299; 304]. У загальному випадку математичне моделювання процесу удару є доволі складним, тому для розв'язування окремих, прикладних проблем теорії удару доводиться застосовувати деякі спрощення і припущення, що задовольняють отримати зручні інженерні рішення. Надзвичайно важливим також є правильний вибір методів математичного опису конструкції, робота якої пов'язана з ударом.

До методів дослідження динамічних процесів, що відбуваються у механічних системах, під час удару відносять:

- метод Ньютона [134], що передбачає тіла й ділянки контакту твердими;
- метод Герца [135], що передбачає тіла твердими, а ділянки контакту пружними;
- метод пружності [165], що передбачає тіла пружними, але розповсюдження напруження по тілам є миттєвими;
- метод плоскої хвилі Сен-Венана [247];
- комбінований метод, що поєднує статичні розв'язки теорії пружності для приконтатної зони, та метод плоскої хвилі для решти тіл [290].

Класичний метод Ньютона дає достатньо достовірні результати, якщо тривалість удару $t_{уд}$ в декілька (3–5 разів) перевищує періоди власних коливань БТ. Але згідно проведених досліджень [67] і експериментальних даних [68] удар бойка і ковадла триває менше 0,1 секунди, а найбільший період вільних коливань бурильних труб 0,2–0,3 сек. Варто також зазначити, що із співвідношень класичної теорії удару неможливо визначити тривалість та силу удару, напруження в БТ, їхнє переміщення й пришвидшення.

У даному розділі представлено математичні моделі, що дозволяють з достатньою точністю визначати всі основні характеристики удару (час зустрічі аварійної й прихопленої компоновок БК, тривалість удару, максимальну силу удару, ударний імпульс, кінетична енергія до та після удару, енергія втрачених

швидкостей). Числові дослідження проведено для БК, прихоплених різними видами гірських і сипучих порід [247]. Для отримання чисельних значень досліджуваних параметрів була розроблена комп'ютерна програма в середовищі Maple [61; 66].

4.1 Математичне моделювання удару за Г. Герцем

Появу сучасних ударних пристроїв відносять до 30-их років XIX ст. Найсучасніші конструкції таких пристроїв складається з телескопічного штока, який ковзає всередині порожнистого корпусу, і внутрішнього стопора [17]. Шток будемо називати *бойком*, а корпус – *ковадлом* (рис. 4.1).

Робочий цикл процесу удару розіб'ємо на 4 етапи:

- *перший* – натягування обох компоновок БК (вільної і прихопленої), що з'єднані засувом замковою парою;
- *другий* – розгін бойка. Цей етап розпочинається зі стану статичної рівноваги в

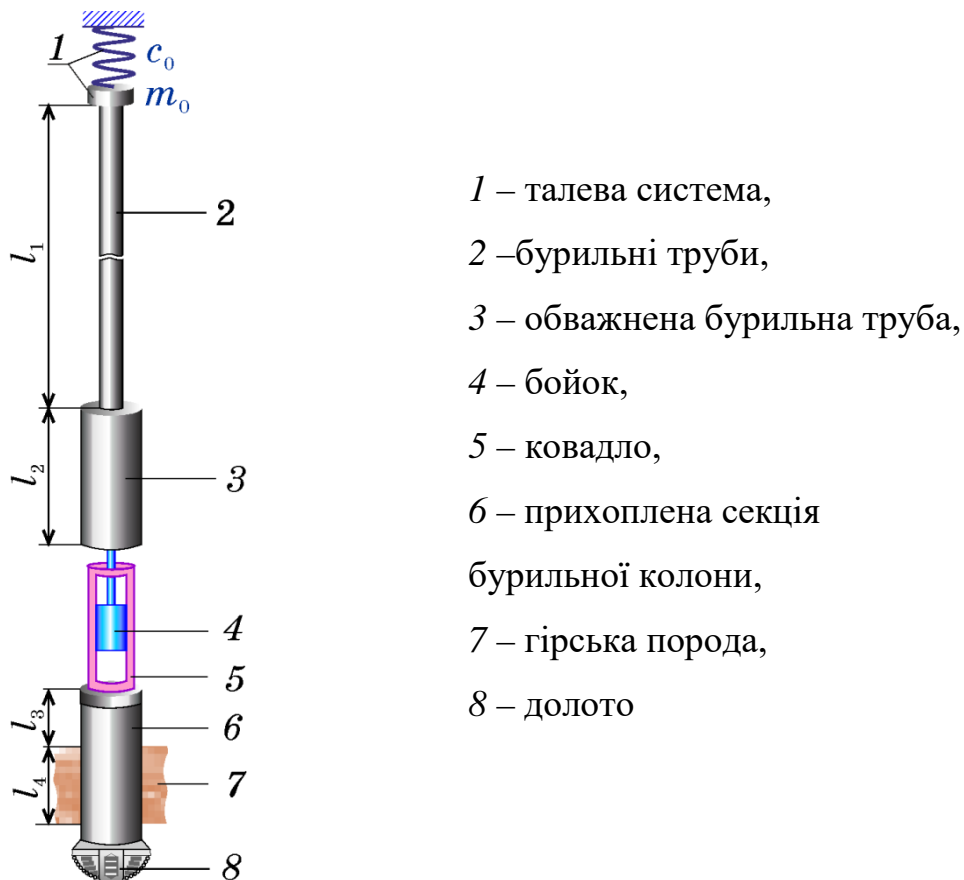


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема бурильної колони з вмонтованим ударним механізмом

момент розмикання замкової пари ($t=0$) і закінчується в момент зустрічі $t_{уд}$ бойка (вільної компоновки БК) з ковадлом (прихопленої компоновки БК). Коли сила натягу прихопленої компоновки БК перевищує попередньо встановлену величину зусилля розкриття механічного замка, засув відкривається і вільна компоновка БК рухається вгору, а прихоплена компоновка БК донизу, долаючи при цьому вільний хід бурильного яса. Тобто накопичена в БК енергія пружної деформації обох компоновок переходить в кінетичну енергію бойка;

- **третій** – ударна взаємодія обох компоновок БК [105]. Цей етап розпочинається з моменту зустрічі бойка з ковадлом $t_{уд}$ до моменту найбільшого зближення контактуючих тіл $t_{уд} + t_1$. При цьому їхня відносна швидкість зменшується до нуля, а контактна деформація зростає до максимальної. Ударна сила досягає найбільшого значення. Далі відбувається відновлення після удару — з моменту віддалення бойка від ковадла $t_{уд} + t_1$ до початку $t_{уд} + \tau$ сумісного руху аварійної і прихопленої компоновок БК.
- **четвертий** – післяударний рух — відокремлення бойка від ковадла аж до повернення у початкове положення.

Після роз'єднання вільної і прихопленої компоновок БК засув повертається у вихідне положення.

4.1.1 Динамічна модель бурильної колони з вмонтованим ударним механізмом

На *першому етапі* удару, який характеризується натягом аварійної компоновки бурильної колони, що триває до моменту роз'єднання замкової пари. Аварійна БК складається з талевої системи, вільної та прихопленої компоновок бурильної колони (рис. 4.1). До вільної компоновки входять декілька секцій БТ та ОБТ, на кінці якої знаходиться бойок ударного механізму. Аварійна компоновка бурильної колони містить вільну колону бурильних труб — бойок та прихоплену колону БТ — ковадло, по якому наносять удари, а також долото. Для спрацьовування УМ використовують енергію пружної деформації вільної компоновки БК і потоку промивальної рідини. Ефективність роботи такого пристрою істотно залежить від ходу бойка s , сили удару $P_{уд}$ і кінетичних енер-

гій, що накопичуються у вільній компоновці до удару T_1 і яка передається прихопленій компоновці відразу після удару $T_{пр}$ [199].

Математичну модель нестационарних процесів в аварійній бурильній колоні побудуємо для скінченної кількості секцій бурильних труб. Бурильну колону розглядаємо як континуально-дискретну механічну систему [265; 297; 310], для якої рухомі частини талевої системи подаємо масою m_0 , а жорсткість талевих канатів c_0 :

$$c_0 = \xi_0 c_{к1}, \quad (4.1)$$

де ξ_0 – кратність оснастки.

Секції БК будемо вважати однорідними прямолінійними стрижнями довжини l_j і площею поперечного перерізу F_j ($j = 1 \dots k+2$), де k – кількість секцій вільної компоновки аварійної БК.

Вертикальні переміщення перерізів труб визначатимемо функціями $u_j(x_j, t)$, які залежать від поточних поздовжніх координат x_j з відліком у верхніх торцях j -ої секції БК у напрямку свердловини і часу t . Рух секцій бурильних труб опишемо відомими з теорії пружності диференціальними рівняннями [152; 247]

$$\ddot{u}_j(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_j(x_j, t) - a_j^2 u_j''(x_j, t) = g_j, \quad (4.2)$$

де $\ddot{u}_j(x_j, t) = \partial^2 u_j(x_j, t) / \partial t^2$, $\dot{u}_j(x_j, t) = \partial u_j(x_j, t) / \partial t$, $u_j''(x_j, t) = \partial^2 u_j(x_j, t) / \partial x_j^2$,

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

в'язкого тертя взаємодії БР з j -ою секцією аварійної БК [212], який дорівнює:

$$\alpha_j = 4\pi\{2 + R_j^2[1 - 2R_j^2 A_1 / A_2][A_2 / (2R_j^2 A_1) - 1] \times \\ \times [(R_j^2 + R_{\text{св}}^2)A_1 - A_2]^{-1} + (2R_j^2 A_1)^{-1}\}, \quad (4.3)$$

де $A_1 = \ln(R_{\text{св}}/R_j)$, $A_2 = R_{\text{св}}^2 - R_j^2$, $R_{\text{св}}$ – радіус свердловини; η_j – в'язкість промивальної рідини). До динамічних рівнянь руху (4.2) додаємо крайові умови на кінцях і стику секцій бурильних труб та у місці установки ударного механізму на *другому етапі* удару – розгін бойка $t \in [0, t_{\text{уд}}]$, який триває до моменту спрацювання УМ, тобто передує удару:

- на верхньому торці першої секції аварійної бурильної колони (рис. 4.2 – а)

$$E_1 F_1 u_1'(0, t) - c_0 u_1(0, t) = m_0 [\ddot{u}_1(0, t) - g]; \quad (4.4)$$

- у місці контакту першої і другої секцій вільної компоновки БК (рис. 4.2 – б)

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t); \quad E_1 F_1 u_1'(l_1, t) = E_2 F_2 u_2'(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1, \quad (4.5)$$

де q – густина промивальної рідини;

- у місці контакту $(j-1)$ -ої і j -ої секцій вільної компоновки БК (рис. 4.2 – в)

$$u_{j-1}(l_{j-1}, t) = u_j(0, t); \quad E_{j-1} F_{j-1} u_{j-1}'(l_{j-1}, t) = E_j F_j u_j'(0, t) + q(F_j - F_{j-1}) g \sum_{j_2=1}^{j-1} l_{j_2}, \quad (4.6)$$

де $j = 3 \dots k$;

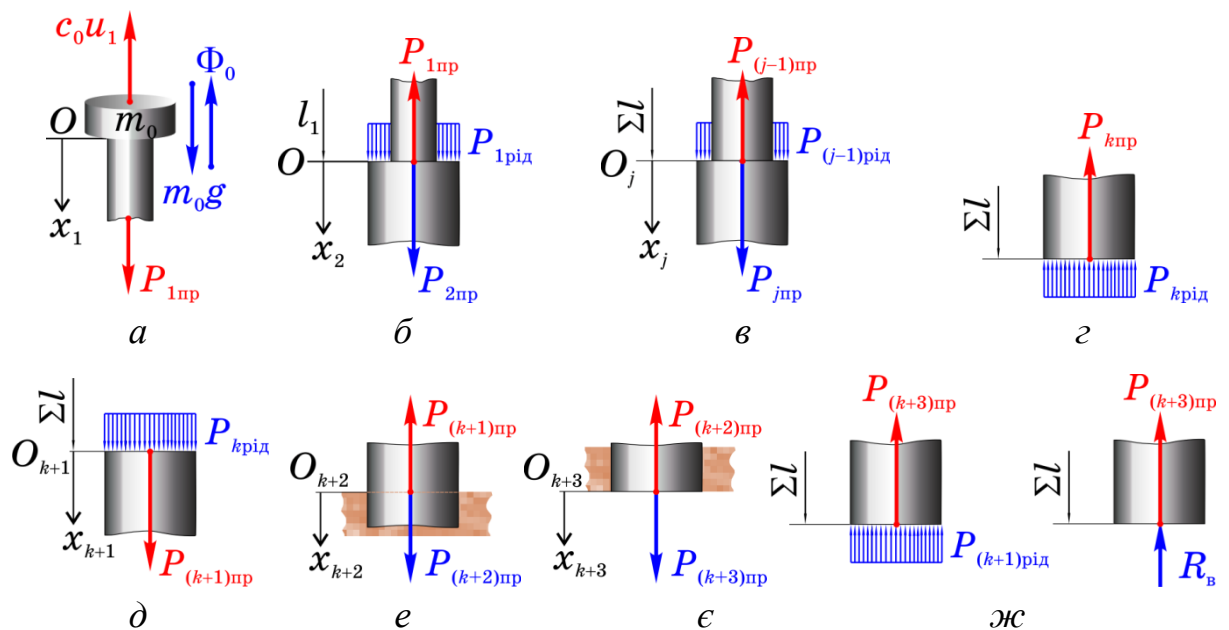


Рисунок 4.2 – Крайові умови динамічної БК з вмонтованим ударним механізмом: вільна (а–г), прихоплена (д–ж) компоновка бурильної колони

- на нижньому кінці вільної компоновки БК (рис. 4.2 – з)

$$E_k u'_k(l_k, t) = -qg \sum_{j=1}^k l_j; \quad (4.7)$$

- на верхньому торці прихопленої компоновки БК (рис. 4.2 – д)

$$E_{k+1} u'_{k+1}(0, t) = -qg \sum_{j=1}^k l_j; \quad (4.8)$$

- на верхній і нижній межах прихоплення БТ (рис. 4.2 – е і є)

$$\begin{aligned} u_{k+1}(l_{k+1}, t) &= u_{k+2}(0, t); & u'_{k+1}(l_{k+1}, t) &= u'_{k+2}(0, t); \\ u_{k+2}(l_{k+2}, t) &= u_{k+3}(0, t); & u'_{k+2}(l_{k+2}, t) &= u'_{k+3}(0, t); \end{aligned} \quad (4.9)$$

- на нижньому торці прихопленої компоновки БК (рис. 4.2 – є)

$$E_{k+1} F_{k+1} u'_{k+3}(l_{k+3}, t) = \begin{cases} -qF_{k+1} g \sum_{j=1}^{k+3} l_j; \\ -R_B, \end{cases} \quad (4.10)$$

де R_B – реакція вибою на тиск долота на породу.

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (4.2), визначають зі статичних рівнянь рівноваги балансу сил кожної секції БК, прикладених у поточних перерізах секцій бурильних труб шляхом їх інтегрування. Сталі інтегрування при цьому знаходять з крайових умов (4.4)-(4.10).

Запишемо початкові умови руху БК у перерізах усіх секцій труб:

- у перерізі $0 \leq x_1 \leq l_1$ (рис. 4.3 – а)

$$\begin{aligned} u_1(x_1, 0) &= [F_1 l_1 (\rho_1 - q)g + F_2 l_2 (\rho_2 - q)g + P_p](x_1 / (E_1 F_1) + 1/c_0) + \\ &+ m_0 g / c_0 - \rho_1 g x_1^2 / (2E_1), \end{aligned} \quad (4.11)$$

де P_p – сила розчеплення замкової пари;

- у перерізі $0 \leq x_{j-1} \leq l_{j-1}, j = 3 \dots k$ (рис. 4.3 – б)

$$\begin{aligned} u_{j-1}(x_{j-1}, 0) &= [F_{j-1} (\rho_{j-1} l_{j-1} - q \sum_{j_2=1}^{j-1} l_{j_2})g + F_j l_j (\rho_j - q)g + P_p] x_{j-1} / (E_{j-1} F_{j-1}) + \\ &+ [F_{j-2} l_{j-2} (\rho_{j-2} - q)g + F_{j-1} l_{j-1} (\rho_{j-1} - q)g + F_j l_j (\rho_j - q)g + P_p] \times \\ &\times [l_{j-2} / (E_{j-2} F_{j-2}) + 1/c_0] + m_0 g / c_0 - \rho_{j-1} g x_{j-1}^2 / (2E_{j-1}) - \rho_{j-2} g l_{j-2}^2 / (2E_{j-2}); \end{aligned} \quad (4.12)$$

- у перерізі $0 \leq x_k \leq l_k$ (рис. 4.3 – в)

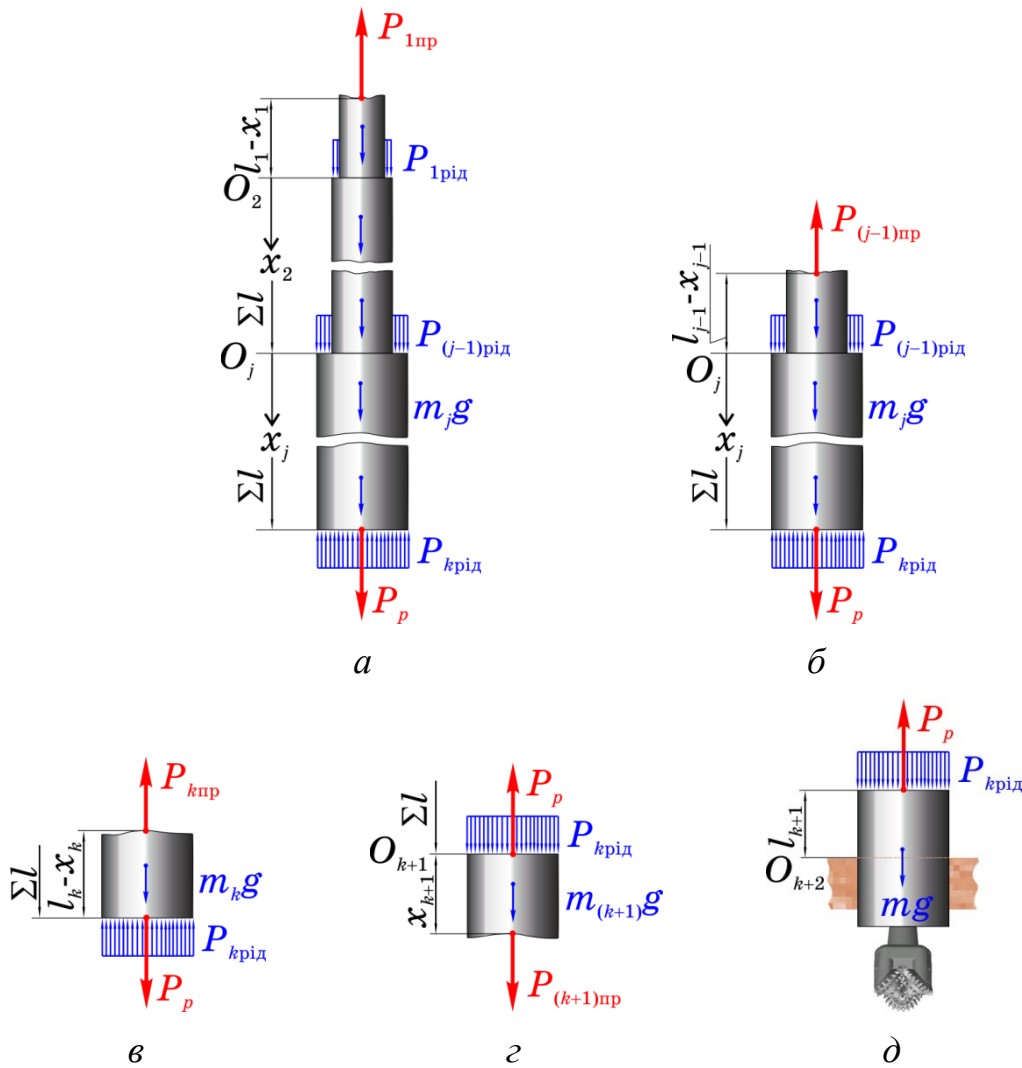


Рисунок 4.3 – Схеми балансу сил на початку руху бурильної колони з вмонтованим ударним механізмом (другий етап удару)

$$\begin{aligned}
 u_k(x_k, 0) = & [F_k(\rho_k l_k - q \sum_{j_2=1}^k l_{j_2})g + P_p]x_k / (E_{k-1}F_{k-1}) - \rho_k g x_k^2 / (2E_k) - \\
 & - \rho_{k-1} g l_{k-1}^2 / (2E_{k-1}) - \rho_{k-2} g l_{k-2}^2 / (2E_{k-2}) + [F_k l_k (\rho_k - q \sum_{j_2=1}^k l_{j_2})g + P_p] \times \\
 & \times l_{k-1} / (E_{k-1}F_{k-1}) + [F_{k-2} l_{k-2} (\rho_{k-2} - q)g + F_{k-1} l_{k-1} (\rho_{k-1} - q)g + \\
 & + F_k l_k (\rho_k - q)g + P_p][l_{k-2} / (E_{k-2}F_{k-2}) + 1/c_0] + m_0 g / c_0;
 \end{aligned} \quad (4.13)$$

- у перерізі $0 \leq x_{k+1} \leq l_{k+1}$ (рис. 4.3 – г)

$$\begin{aligned}
 u_{k+1}(x_{k+1}, 0) = & [0,5\rho_{k+1}F_{k+1}(x_{k+1} + l_{k+1})g + qF_{k+1}g - P_p](l_{k+1} - x_{k+1}) / E_{k+1} - \\
 & - [F_{k+1}l_{k+1}(\rho_{k+1} - q)g + p_{зв} - P_p]^2 / [2E_{k+1}F_{k+1}(P_0 + \rho_{k+1}F_{k+1}g)],
 \end{aligned} \quad (4.14)$$

де $p_{зв} = \begin{cases} qF_{k+1}g \sum_{j_2=1}^{k+1} l_{j_2}; \\ R_B / E_{k+1}, \end{cases}$ P_0 – інтенсивність рівномірно розподіленої по довжині

утримувальної сили;

- у місці прихоплення $x_{k+2} = 0$

$$u_{k+1}(l_{k+1}, 0) = u_{k+2}(0, 0) = 0. \quad (4.15)$$

До моменту розчеплення замкової пари БК перебувала у стані спокою

$$\dot{u}_j(x_j, 0) = 0, \quad j = \overline{1, k+2}. \quad (4.16)$$

Таким чином, дослідження залежностей основних динамічних характеристик ударного механізму на початковій стадії удару від параметрів БК полягає в інтегруванні системи гіперболічних диференціальних рівнянь (4.2) у частинних похідних з урахуванням крайових умов (4.4)–(4.10) та початкових умов руху (4.11)–(4.16). При цьому крайові й початкові умови руху усіх секцій БК взаємопов'язані. Лише розв'язавши диференціальне рівняння для попередньої секції, вдається сформулювати крайові й початкові умови для наступної секції.

Оскільки динамічні рівняння (4.2) неоднорідні, то їх розв'язок подаємо у вигляді суми *стаціонарного* і *однорідного* розв'язків

$$u_j(x_j, t) = u_{j1}(x_j) + u_{j2}(x_j, t), \quad j = \overline{1, k+1}, \quad (4.17)$$

де стаціонарні розв'язки відповідно до початкових умов (4.11)–(4.16) подамо многочленами вертикальних переміщень перерізів БК другого порядку у вигляді

$$u_{j1}(x_j) = b_{j0} + b_{j1}x_j + b_{j2}x_j^2, \quad j = \overline{1, k+1}, \quad (4.18)$$

$$u_{(k+1)1}(l_{k+1}) = 0. \quad (4.19)$$

Шляхом підстановки $u_{j1}(x_j)$ у рівняння (4.2), (4.4) і (4.10) одержуємо значення коефіцієнтів b . Тоді стаціонарні розв'язки системи рівнянь (4.2) набувають вигляду:

$$u_{11}(x_1) = m_0 g / c_0 + [F_1 l_1 (\rho_1 - q) g + F_2 l_2 (\rho_2 - q) g] (x_1 / (E_1 F_1) + 1 / c_0) - \rho_1 g x_1^2 / (2E_1); \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned} u_{(j-1)1}(x_{j-1}) = & [F_{j-1} (\rho_{j-1} l_{j-1} - q \sum_{j_2=1}^{j-1} l_{j_2}) g + F_j l_j (\rho_j - q) g] x_{j-1} / (E_{j-1} F_{j-1}) + \\ & + [F_{j-2} l_{j-2} (\rho_{j-2} - q) g + F_{j-1} l_{j-1} (\rho_{j-1} - q) g + F_j l_j (\rho_j - q) g] \times \\ & \times [l_{j-2} / (E_{j-2} F_{j-2}) + 1 / c_0] + m_0 g / c_0 - \rho_{j-1} g x_{j-1}^2 / (2E_{j-1}) - \rho_{j-2} g l_{j-2}^2 / (2E_{j-2}); \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned}
u_{k1}(x_k) = & [F_k(\rho_k l_k - q \sum_{j_2=1}^k l_{j_2})g]x_k / (E_{k-1}F_{k-1}) - \rho_{k-1}gl_{k-1}^2 / (2E_{k-1}) - \\
& - \rho_{k-2}gl_{k-2}^2 / (2E_{k-2}) + [F_k l_k (\rho_k - q \sum_{j_2=1}^k l_{j_2})g]l_{k-1} / (E_{k-1}F_{k-1}) + \\
& + [F_{k-2}l_{k-2}(\rho_{k-2} - q)g + F_{k-1}l_{k-1}(\rho_{k-1} - q)g + F_k l_k (\rho_k - q)g] \times \\
& \times [l_{k-2} / (E_{k-2}F_{k-2}) + 1/c_0] + m_0 g / c_0 - \rho_k g x_k^2 / (2E_k);
\end{aligned} \tag{4.22}$$

Таким чином, отримуємо систему однорідних диференціальних рівнянь:

$$\ddot{u}_j(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_j(x_j, t) - a_j^2 u_j''(x_j, t) = 0, \quad j = \overline{1, k+1}, \tag{4.23}$$

з початковими умовами $u_{j2}(x_j, t) = u_j(x_j, t) - u_{j1}(x_j)$:

$$u_{j2}(x_j, t) = P_p \left(\frac{1}{c_0} + \sum_{j_2=1}^j \frac{l_{j_2}}{E_{j_2} F_{j_2}} \right), \tag{4.24}$$

яким відповідають наступні однорідні крайові умови:

$$\begin{aligned}
& E_1 F_1 u'_{12}(0, t) - c_0 u_{12}(0, t) = m_0 \ddot{u}_{12}(0, t); \\
& u_{12}(l_1, t) = u_{22}(0, t); \quad E_1 F_1 u'_{12}(l_1, t) = E_2 F_2 u'_{22}(0, t); \\
& \dots\dots\dots; \\
& u_{(j-1)2}(l_{j-1}, t) = u_{j2}(0, t); \quad E_{j-1} F_{j-1} u'_{(j-1)2}(l_{j-1}, t) = E_j F_j u'_{j2}(0, t); \\
& \dots\dots\dots; \\
& u'_{k2}(l_k, t) = u'_{(k+1)2}(l_k, t); \quad u_{(k+1)2}(l_{k+1}, t) = u_{(k+2)2}(0, t); \\
& u'_{(k+1)2}(l_{k+1}, t) = u'_{(k+2)2}(0, t).
\end{aligned} \tag{4.25}$$

Щоб розв'язати поставлену задачу, необхідно знайти власні частоти коливань БК. Розв'яжемо поставлену задачу методом Фур'є, тобто запишемо загальний розв'язок однорідних рівнянь (4.23) у вигляді

$$u_{j2}(x_j, t) = X_j(x_j)T_j(t), \tag{4.26}$$

Після підстановки (4.26) в однорідні крайові умови (4.25), отримаємо рівняння для визначення власних частот вільної та прихопленої компоновок бурильної колони. Далі наведемо приклад аналітичних досліджень для БК, вільна частина якої містить три секції:

$$F_2 \rho_2 a_2 [(c_0 - m_0 p_1^2) \operatorname{tg} \frac{p_1 l_1}{a_1} + 1] \operatorname{tg} \frac{p_1 l_2}{a_2} = F_1 \rho_1 a_1 [c_0 - m_0 p_1^2 - F_1 p_1 \sqrt{\rho_1 E_1} \operatorname{tg} \frac{p_1 l_1}{a_1}]; \tag{4.27}$$

$$F_3 \sqrt{\rho_3 E_3} \operatorname{tg} \frac{p_2 l_3}{a_3} = -F_4 \sqrt{\rho_4 E_4} \operatorname{tg} \frac{p_2 l_4}{a_4}. \tag{4.28}$$

Оскільки частотні рівняння (4.27) і (4.28) у загальному випадку – трансцендентні, то вони не мають розв’язків в елементарних функціях, тому частотні спектри p_{1k}, p_{2k} ($k = 1, \dots, \infty$) коливань перерізів БК можливо одержати чисельно за допомогою комп’ютерного пакета символьної математики [61]. Однак, значимо, що рівняння частот (4.28) для прихопленої компоновки БК значно простіше за рівняння частот (4.27) для вільної компоновки БК, в якій накопичується енергія з метою нанесення удару. До того ж, якщо прихоплена частина БК сконструйована з однакових труб ($E_3 = E_4 = E$, $F_3 = F_4 = F$, $\rho_3 = \rho_4 = \rho$), то частоти коливань прихопленої компоновки БК кратні й визначаються залежністю $p_{2k} = \pi a k / (l_3 + l_4)$, $k = 1, \dots, \infty$.

Отриманому спектру частот відповідають власні функції:

$$\begin{aligned}
 X_{1k}(x_1) &= \frac{c_0 - m_0 p_{1k}^2}{F_1 \sqrt{\rho_1 E_1 p_{1k}}} \sin \frac{p_{1k}}{a_1} x_1 + \cos \frac{p_{1k}}{a_1} x_1; \\
 X_{2k}(x_2) &= \frac{a_2}{F_2 E_2 p_{1k}} \left\{ [(c_0 - m_0 p_{1k}^2) \cos \frac{p_{1k}}{a_1} l_1 - F_1 \rho_1 a_1 p_{1k} \sin \frac{p_{1k}}{a_1} l_1] \times \right. \\
 &\quad \left. \times (\sin \frac{p_{1k}}{a_2} x_2 + \operatorname{ctg} \frac{p_{1k}}{a_2} l_2 \cos \frac{p_{1k}}{a_2} x_2) \right\}; \\
 X_{3k}(x_3) &= \cos \frac{p_{2k}}{a_3} x_3; \\
 X_{4k}(x_4) &= \cos \frac{p_{2k}}{a_3} l_3 \cos \frac{p_{2k}}{a_4} x_4 - \frac{F_3}{F_4} \sqrt{\frac{\rho_3 E_3}{\rho_4 E_4}} \sin \frac{p_{2k}}{a_3} l_3 \sin \frac{p_{2k}}{a_4} x_4.
 \end{aligned} \tag{4.29}$$

З урахуванням початкових умов (4.16) нестационарні розв’язки в перерізах бурильної колони набувають вигляду:

$$\begin{aligned}
 u_{12}(x_1, t) &= \sum_{k=1}^{\infty} B_{1k} H_{1k} e^{-h_1 t} X_{1k}(x_1); \\
 u_{22}(x_2, t) &= \sum_{k=1}^{\infty} B_{1k} H_{2k} e^{-h_2 t} X_{2k}(x_2); \\
 u_{32}(x_3, t) &= \sum_{k=1}^{\infty} B_{1k} H_{3k} e^{-h_3 t} X_{3k}(x_3); \\
 u_{42}(x_4, t) &= \sum_{k=1}^{\infty} B_{1k} H_{4k} e^{-h_4 t} X_{4k}(x_4),
 \end{aligned} \tag{4.30}$$

$$\text{де } H_{j_1 k} = \begin{cases} e^{v_{j_1 k} t} + \frac{v_{j_1 k} - h_{j_1}}{v_{j_1 k} + h_{j_1}} e^{-v_{j_1 k} t}, & h_{j_1} > p_{j_2 k}; \\ 1 + h_{j_1} t, & h_{j_1} = p_{j_2 k}; \\ \sin v_{j_1 k}^* t + \frac{v_{j_1 k}}{h_{j_1}} \cos v_{j_1 k}^* t, & h_{j_1} < p_{j_2 k}, \end{cases} \quad v_{j_1 k} = \sqrt{h_{j_1}^2 - p_{j_2 k}^2}, \quad v_{j_1 k}^* = \sqrt{p_{j_2 k}^2 - h_{j_1}^2}.$$

Якщо $j_1 = 1, 2$, то $j_2 = 1$, якщо $j_1 = 2$, то $j_2 = 2$, а амплітуди коливань $B1_{jk}$ ($j = 1, 2$) у перерізах БК знаходимо з умов ортогональності Максвелла-Бетті

$$B1_{jk} = \int_0^{l_j} u_j(x_j, 0) X_{jk}(x_j) dx_j \left/ \left[H_{1k} \int_0^{l_j} X_{jk}^2(x_j) dx_j \right] \right.; \quad j = 1 \dots 4. \quad (4.31)$$

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

$$u_k(l_k, t) - u_{k+1}(0, t) \leq [\dot{u}_{k+1}(0, t) - \dot{u}_k(l_k, t)]t. \quad (4.32)$$

Момент зустрічі бойка і ковадла $t_{\text{уд}}$ визначаємо з виразу

$$u_k(l_k, t_{\text{уд}}) - u_k(l_k, 0) = s + [u_{k+1}(0, t_{\text{уд}}) - u_{k+1}(0, 0)], \quad (4.33)$$

де s – вільний хід ударного механізму.

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

$$w(t + t_{\text{уд}}) = [\dot{u}_{k+1}(0, t_{\text{уд}}) - \dot{u}_k(l_k, t_{\text{уд}})](t + t_{\text{уд}}) - [u_k(l_k, t + t_{\text{уд}}) - u_{k+1}(0, t + t_{\text{уд}})]. \quad (4.34)$$

Закон зміни зближення тіл $w(t + t_{\text{уд}})$ визначаємо при початковій швидкості зближення $\dot{w}(t_{\text{уд}}) = \dot{u}_k(l_k, t_{\text{уд}}) - \dot{u}_{k+1}(0, t_{\text{уд}})$ і деформації $w(t_{\text{уд}}) = 0$ із системи диференціальних рівнянь руху нижнього торця вільної і верхнього торця прихопленої компоновок БК:

$$\begin{cases} \dot{u}_k(l_k, t + t_{\text{уд}}) \sum_{j_2=1}^k \int_0^{l_{j_2}} \rho_{j_2} F_{j_2} dx_{j_2} = -P_{\text{уд}}(t + t_{\text{уд}}); \\ \dot{u}_{k+1}(0, t + t_{\text{уд}}) \left(\int_0^{l_{k+1}} \rho_{k+1} F_{k+1} dx_{k+1} + \int_0^{l_{k+2}} \rho_{k+2} F_{k+2} dx_{k+2} \right) = P_{\text{уд}}(t + t_{\text{уд}}), \end{cases} \quad (4.35)$$

де $P_{\text{уд}}(t + t_{\text{уд}})$ – сила удару за законом Герца пов'язана із зближенням залежністю

$$P_{\text{уд}}(t+t_{\text{уд}}) = kW^{3/2}(t+t_{\text{уд}}), \quad k = \frac{4}{3\sqrt{R_1+R_2}} \frac{E_1 E_2 \sqrt{R_1 R_2}}{E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)} - \text{коєфіцієнт Герца}$$

(μ_1, μ_2 – коєфіцієнти Пуассона), а прискорення зближення контактних поверхонь згідно (4.34) $\ddot{w}(t+t_{\text{уд}}) = \ddot{u}_k(l_k, t+t_{\text{уд}}) - \ddot{u}_{k+1}(0, t+t_{\text{уд}})$.

Залежність величини коєфіцієнта Герца від геометричних і фізичних характеристик бойка і ковадла лягли в основу створення у співавторстві конструкції пристрою для ліквідації прихоплень [252] при бурінні зі зміненим геометрією бойка і торця перехідника, принцип роботи якого описано у розділі 7.

На четвертому етапі відновлення після удару визначаємо тривалість удару τ з умови $w(t_{\text{уд}} + \tau) = 0$. У момент часу $t_{\text{уд}} + t_1$, коли швидкість зближення тіл $\dot{w}(t_{\text{уд}} + t_1) = 0$, тобто

$$\dot{w}(t_{\text{уд}} + t_1) = \dot{u}_{k+1}(0, t_{\text{уд}}) - \dot{u}_k(l_k, t_{\text{уд}}) - [\dot{u}_k(l_k, t_{\text{уд}} + t_1) + \dot{u}_{k+1}(0, t_{\text{уд}} + t_1)] = 0 \quad (4.36)$$

або

$$\dot{u}_{k+1}(0, t_{\text{уд}}) = \dot{u}_k(l_k, t_{\text{уд}}) + [\dot{u}_k(l_k, t_{\text{уд}} + t_1) + \dot{u}_{k+1}(0, t_{\text{уд}} + t_1)],$$

ударна сила досягає свого максимального значення

$$P_{\text{max}} = k \{ [\dot{u}_k(l_k, t_{\text{уд}}) - \dot{u}_{k+1}(0, t_{\text{уд}})](t_{\text{уд}} + t_1) - [u_k(l_k, t_{\text{уд}} + t_1) + u_{k+1}(0, t_{\text{уд}} + t_1)] \}^{3/2}. \quad (4.37)$$

На основі розробленої математичної моделі визначимо динамічні характеристики процесу ліквідації прихоплення ударним способом. Відразу після зіткнення аварійної і прихопленої компоновок БК будуть здійснювати сумісний рух, швидкість яких знаходимо із закону збереження кількості руху

$$\begin{aligned} \dot{u}_k(l_k, t_{\text{уд}} + \tau) = & \left(\sum_{j_2=1}^{k+1} \int_0^{l_{j_2}} \dot{u}_{j_2}(x_{j_2}, t_{\text{уд}}) \rho_{j_2} F_{j_2} dx_{j_2} + \int_0^{l_{k+2}} \dot{u}_{k+2}(x_{k+2}, t_{\text{уд}}) \rho_{k+2} F_{k+2} dx_{k+2} \right) \times \\ & \times \left(\sum_{j_2=1}^{k+1} \int_0^{l_{j_2}} \rho_{j_2} F_{j_2} dx_{j_2} + \int_0^{l_{k+2}} \rho_{k+2} F_{k+2} dx_{k+2} \right)^{-1} = \dot{u}_{k+1}(0, t_{\text{уд}} + \tau). \end{aligned} \quad (4.38)$$

Відповідно кінетична енергія БК:

- до удару внаслідок пружних деформацій

$$T_1 = \frac{1}{2} \left(\sum_{j_2=1}^{k+1} \int_0^{l_{j_2}} \dot{u}_{j_2}^2(x_{j_2}, t_{\text{уд}}) \rho_{j_2} F_{j_2} dx_{j_2} + \int_0^{l_{k+2}} \dot{u}_{k+2}^2(x_{k+2}, t_{\text{уд}}) \rho_{k+2} F_{k+2} dx_{k+2} \right); \quad (4.39)$$

- після удару

$$T_2 = \frac{1}{2} \left(\sum_{j=1}^{k+1} \int_0^{l_j} \rho_j F_j dx_j + \int_0^{l_{k+2}} \rho_{k+2} F_{k+2} dx_{k+2} \right) \dot{u}_k^2(l_k, t_{\text{уд}} + \tau); \quad (4.40)$$

- передана прихопленій компоновці

$$T_{\text{пр}} = \frac{1}{2} \left(\int_0^{l_{k+1}} \rho_{k+1} F_{k+1} dx_{k+1} + \int_0^{l_{k+2}} \rho_{k+2} F_{k+2} dx_{k+2} \right) \dot{u}_k^2(l_k, t_{\text{уд}} + \tau). \quad (4.41)$$

Щоб оцінити вплив основних параметрів аварійної компоновки також визначимо коефіцієнт поновлення $k_{\text{уд}} = \sqrt{T_2/T_1}$, енергію втрачених швидкостей

$$\Delta T = \frac{1 - k_{\text{уд}}}{1 + k_{\text{уд}}} (T_1 - T_2), \text{ коефіцієнт передачі енергії } \eta = T_{\text{пр}}/T_1.$$

4.1.2 Визначення числових характеристик удару

Дослідження динамічних характеристик, що відбуваються в процесі вивільнення прихопленої БК за допомогою ударного механізму, проводились для двох бурильних колон з двома і трьома секціями аварійної компоновки.

Для обох компоновок: $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона нижнього торця вільної і верхнього торця аварійних компоновок БК; $m_0 = 9855$ кг – зведена маса талевої системи; $c_0 = 53$ МН/м – коефіцієнт жорсткості талевих канатів; $q = 1200$ кг/м³ – густина промивальної рідини; $P_0 = 0,6$ МН/м – інтенсивність розподіленої прихоплювальної сили; $f = 0,3$ – коефіцієнт сухого тертя БК об кірку свердловини; $E_j = 2,1 \cdot 10^5$ МПа ($j = 1-3$) – модуль пружності Юнга.

Параметри БК №1 (нафтова свердловина №255 ГНІДИНЦІ, с. Гнідинці Варвинського р-ну Чернігівської обл., ПАТ «Укрнафта»): $F_1 = 40,84$ см² ($D_1 = 139,7$ мм, $d_1 = 117,7$ мм), $F_j = 260$ см² ($D_j = 203,2$ мм, $d_j = 71,4$ мм), $j = 2-4$ – площі поперечних перерізів БТ; $\rho_j = 7850$ кг/м³ ($j = 1-4$) – густини матеріалів, з яких виготовлено БТ; $l_1 = 1400$ м, $l_2 = 130$ м, $l_3 = 10$ м, $l_4 = 20$ м – довжини секцій БК, $\alpha_1 = 48,4$ кг/с, $\alpha_j = 380,4$ кг/с ($j = 2-4$) – коефіцієнт в'язкого тертя секцій БК.

Параметри БК №2 (нафтова свердловина №701 МІЛЬКИ, с. Валки Прилуцького р-ну Чернігівської обл., НГВУ «Чернігівнафтогаз»): $F_1 = 30,45$ см² ($D_1 = 127$ мм, $d_1 = 107$ мм), $F_2 = 40,84$ см² ($D_2 = 139,7$ мм, $d_2 = 117,7$ мм),

$F_j = 198,6 \text{ см}^2$ ($D_j = 178 \text{ мм}$, $d_j = 80 \text{ мм}$), $j = 3-5$, $\rho_j = 7850 \text{ кг/м}^3$ ($j = 1-5$), $l_1 = 1800 \text{ м}$, $l_2 = 750 \text{ м}$, $l_3 = 150 \text{ м}$, $l_4 = 10 \text{ м}$, $l_5 = 20 \text{ м}$, $\alpha_1 = 43,9 \text{ кг/с}$, $\alpha_2 = 48,4 \text{ кг/с}$, $\alpha_3 = 100 \text{ кг/с}$, $\alpha_4 = \alpha_5 = 150 \text{ кг/с}$.

За отриманими формулами (4.27) досліджено спектр частот для вільної (табл. 4.1), а за формулою (4.28) — прихопленої (табл. 4.2) компоновок бурильних колон [274]. Проведені дослідження показали, що періодичності власних частот вільної компоновки БК не спостерігається. Тоді як друга частота більше, ніж втричі перевищує першу, третя – більше, ніж у 6 разів, четверта – майже в 9, п'ята – майже в 12, а шоста – в 14,5. Поряд з цим, високочастотні коливання прихопленої компоновки БК практично періодичні.

Числова оцінка частотного спектра коливань прихопленого бурильного інструмента в залежності від маси обважненого низу бурильної колони показала, що зі збільшенням маси ОБТ усі власні частоти зменшуються. Так, при зміні довжини ОБТ від 40 м до 180 м зменшення основної (першої) частоти склало 31% [181]. Це знайшло підтвердження для компоновок БК №1 і БК №2 (табл. 4.1). Оскільки маса трирозмірної БК №2 перевищує масу дворозмірної БК №1, то її частотний спектр нижчий.

Таблиця 4.1 – *Власні частоти коливань вільної компоновки бурильної колони*

Компоновка	Частота p_{1k} , Гц									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
БК №1	3,65	12,4	22,3	32,6	42,9	53,1	62,7	71,1	79,1	88,2
БК №2	2,15	7,43	12,7	17,9	23,9	29,6	34,9	40,8	46,7	52,0

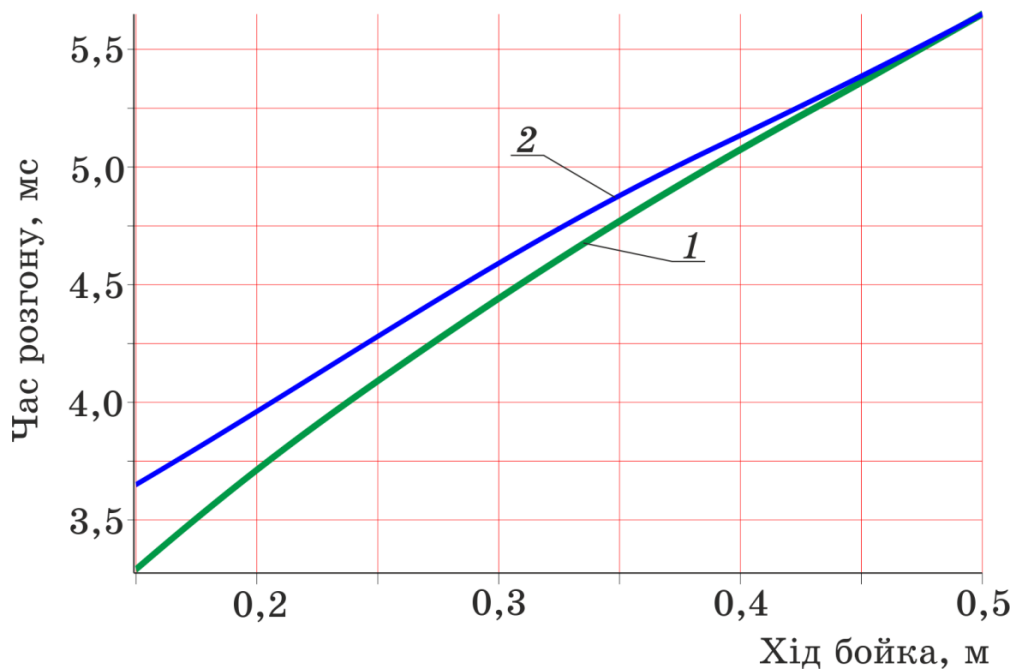
Таблиця 4.2 – *Власні частоти коливань прихопленої компоновки бурильної колони*

Компоновка	Частота p_{1k} , Гц									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
БК №1	774	1548	2322	3096	3870	4644	5418	6192	6966	7740
БК №2	774	1547	2320	3094	3867	4641	5414	6188	6961	7735

Основну увагу автором відведено вивченню основних динамічних залежностей характеристик удару (час зустрічі аварійної й прихопленої компоновок БК, тривалість удару, накопичена кінетична енергія до удару, випрачена енергія після удару) від параметрів ударного пристрою і компоновання БК.

Усі параметричні дослідження роботи ясів ГУМД 195, ZSJ/ZXJ 70В і 80В одержано шляхом числового інтегрування за допомогою комп'ютерної програми символічної математики. На рис. 4.4–4.8 показано зміну динамічних характеристик бурильних колон з вмонтованими гідравлічними ударними механізмами ГУМД 195, ZSJ/ZXJ 70В і 80В у залежності від ходу ударного пристрою [228].

З графіка, зображеного на рис. 4.4, видно, що час розгону практично пропорційно залежить від ходу ударного механізму і мало залежить від довжини колони [226]. Таким чином, хвиля деформацій проходить від верхнього кінця бурильної колони до місця удару для розмірної БК №1 швидше, ніж для трирозмірної БК №2 лише для малих значень ходу бойка [201]. Однак тривалість удару (рис. 4.5) у БК №1 з механічним ясом YS 203В значно менша (1,5–2 мс), ніж для БК №2 з механічним ясом YS 178В (3,5–4 мс), оскільки довша колона встигає накопичити значно

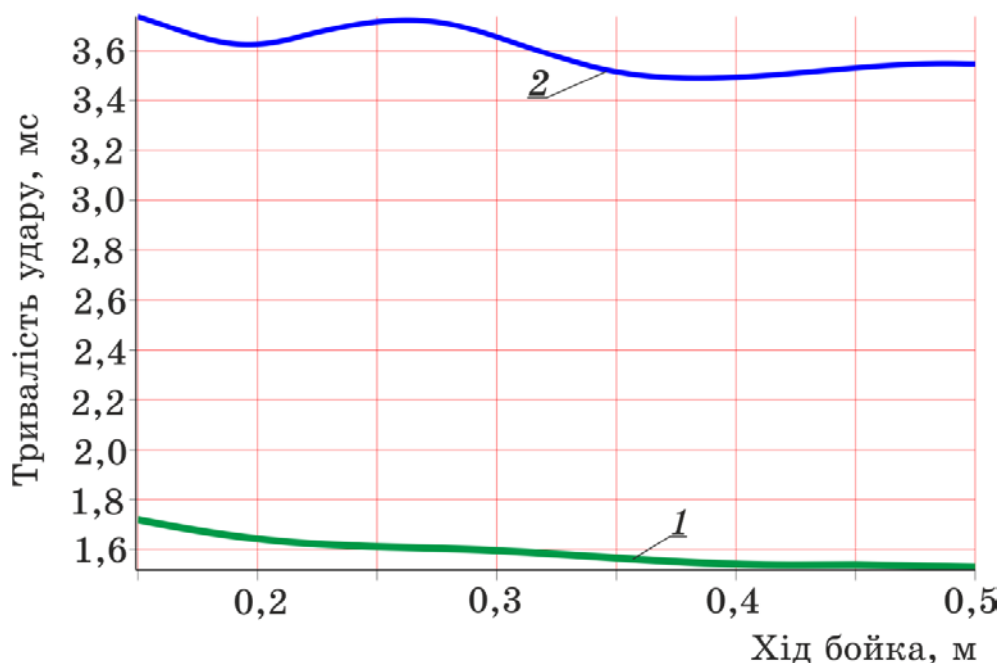


1 – БК №1, 2 – БК №2

Рисунок 4.4 – Залежність часу розгону вільної та прихопленої компоновок бурильної колони від ходу бойка (другий етап удару)

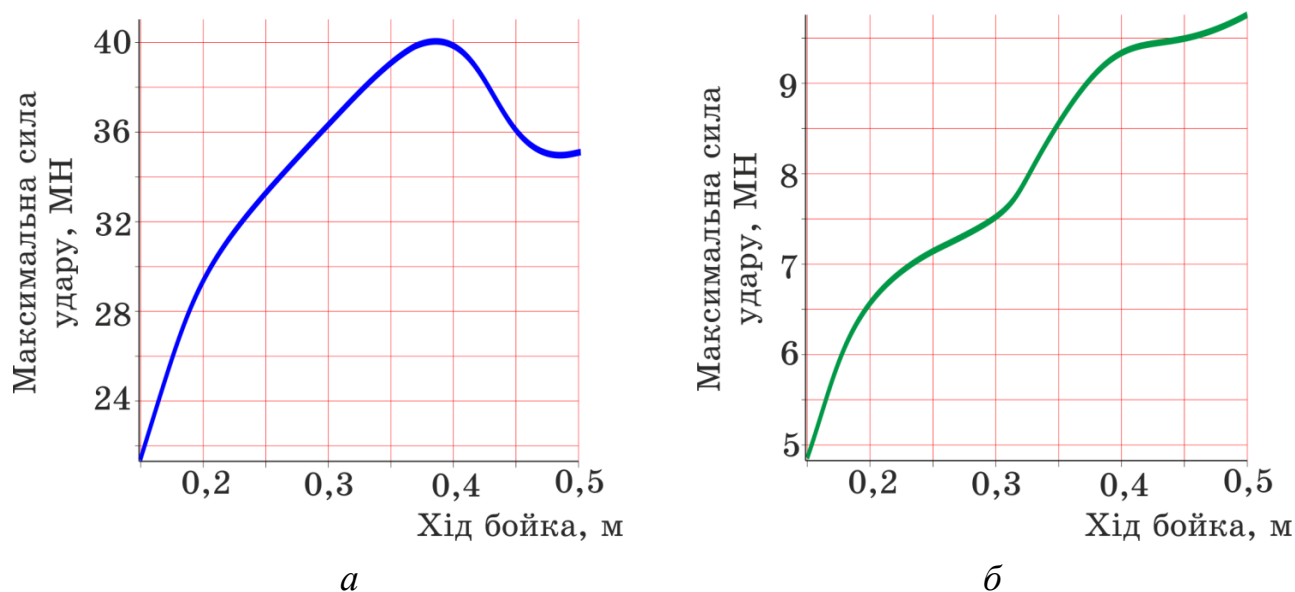
більше енергії (рис. 4.8) і як наслідок розвинути більшу ударну силу (рис. 4.6).

Тривалість удару (рис. 4.5) мало залежить від ходу бойка, а визначається параметрами бурильної колони. Якщо енергія, що накопичується БК перед ударом, зростає пропорційно зі збільшенням ходу бойка (рис. 4.8), то найбільше



1 – БК №1, 2 – БК №2

Рисунок 4.5 – Залежність тривалості удару бойка (вільної) та ковадла (прихопленої) компоновки БК від ходу бойка (третій етап удару)



а – БК №1, б – БК №2

Рисунок 4.6 – Залежність найбільшого значення сили удару від ходу бойка (третій етап удару)

значення сили удару також зростає (рис. 4.6), але нелінійно.

При цьому тривалість удару зменшується (рис. 4.5). Оскільки ефективність ліквідації прихоплень БК визначається ударним імпульсом (рис. 4.7), тому хід бойка необхідно вибирати таким, що забезпечує допустимий напружено-деформований стан БТ при максимально можливому ударному імпульсі.

Зазначимо, що за методом Г. Герца можна досить наближено оцінити *третій етап* удару, оскільки розповсюдження напружень вздовж БТ вважалися

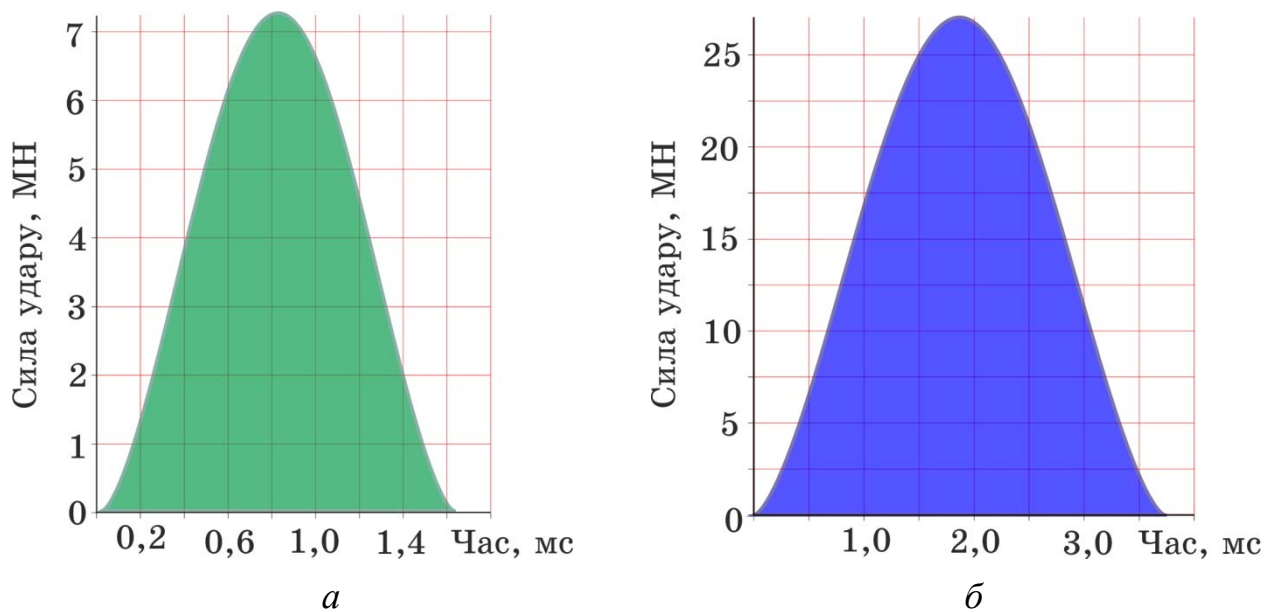


Рисунок 4.7 – Ударний імпульс: *a* – БК №1, *б* – БК №2 (*третій етап* удару)

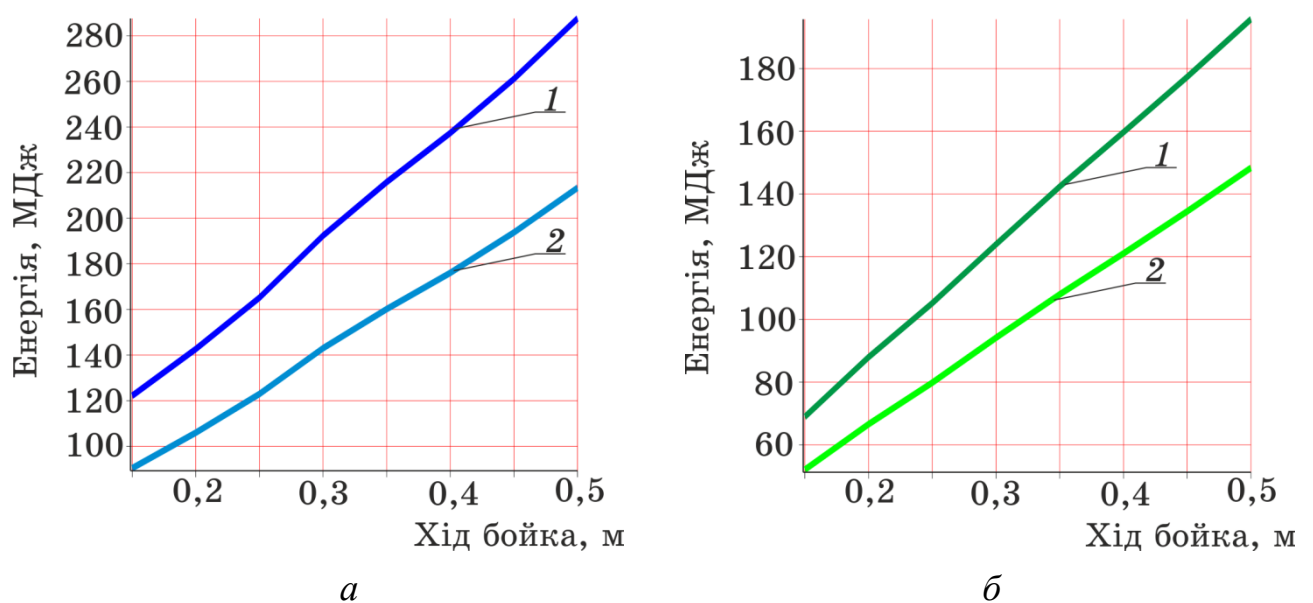


Рисунок 4.8 – Залежність енергії від ходу бойка: *a* – БК №1, *б* – БК №2; *1* – до удару (*третій етап* удару), *2* – після удару (*четвертий етап* удару)

миттєвими. Представлений метод добре відображає величину ударного імпульсу в місці зустрічі бойка із ковадлом, однак не враховує вплив фізичних властивостей гірських порід на залежність ударної сили від часу в зоні прихоплення.

Для отримання точнішої картини опису процесу удару необхідно провести дослідження з урахуванням динаміки БК, описаної за допомогою теорії пружності для приконтатної зони, та метода плоскої хвилі Сен-Венана [247; 290].

4.2 Математична модель, що поєднує метод плоскої хвилі Сен-Венана з теорією пружності

Припустимо, що ударна сила $P_{уд}$ миттєво навантажує торець пружного стрижня з поперечним перерізом F . Нехай за проміжок часу dt , що минув з моменту контакту, стискається шар довжиною dl на деяку величину du , а решта стрижня довжиною $(l-dl)$ залишається недеформованою. Відносне зменшення довжини стрижня

$$\varepsilon = \frac{du}{dl} = \frac{F_{уд}}{EF}. \quad (4.42)$$

Стиснутий шар тиснутиме на наступний за ним шар i , таким чином, створюватиме хвилю вздовж усього стрижня. Межа між напруженою і ненапруженою ділянками стрижня будемо називати фронтом хвилі, а відстань dl , яку проходить фронт хвилі за проміжок часу dt , – довжиною хвилі. Тоді швидкість розповсюдження збурень:

$$a = dl/dt. \quad (4.43)$$

Якщо стиснутий шар зменшиться на величину du за проміжок часу dt , то швидкість деформації БТ з урахуванням (4.42) і (4.43) дорівнюватиме

$$v = \frac{du}{dt} = \frac{dl}{dt} \frac{du}{dl} = \frac{dl}{dt} \varepsilon = \frac{aF_{уд}}{EF}. \quad (4.44)$$

Напруження і деформації у випадку удару розповсюджуються від ділянок контакту бойка і ковадла по секціям труб не миттєво, а з кінцевими швидкостями. При цьому швидкість поширення пружних хвиль розтягання (стискання) визначається властивостями матеріалу, з якого виготовлені бурильні труби. Для визначення швидкості поширення пружних хвиль стиснутого шару скористає-

Таблиця 4.3 – Швидкості розповсюдження поздовжніх хвиль в різних матеріалах [316]

Матеріали	Модуль Юнга, ГПа	Густина, кг/м ³	Швидкість хвиль, м/с
<i>Метали та сплави</i>			
Хром	240–300	7190	5770–6460
Алюміній	70–71	2710	5080–5120
Сталь	200–220	7800–7860	5050–5310
Нікель	210	8902	4860
Вольфрам	350–390	19100	4280–4520
Мідь	110–123	8900	3500–3720
Цинк	80–120	7100	3350–4100
Латунь	95–98	8600	3320–3380
Платина	170	21500	2815
Срібло	79–80	10500	2740–2760
Олово	35	7310	2190
Золото	79	19300	2025
Свинець	16–18	11340	1190–1260
<i>Гірські породи</i>			
Кварцити	75–100	2680	5290
Мармур	39–92	2300–2600	3870–6325
Піщаники	33–78	2320–3200	3210–5800
Доломіти	21–165	2460–3190	2560–8200
Глинисті сланці	12,5–25	1850–2200	2380–3680
Вапняки	13–85	2360–2980	2100–6000
Граніт	4,5–5,5	2600–2800	1260–1455
<i>Середовище</i>			
Скло	56–70	2500	4730–5300
Вода	2,03	1000	1425
Повітря	0,0001	1,2	300

мось теоревою імпульсів:

$$mv = F_{\text{уд}} dt, \quad \text{або} \quad \rho F dl \frac{aF_{\text{уд}}}{EF} = F_{\text{уд}} dt, \quad \text{звідки} \quad a \frac{dl}{dt} = \frac{E}{\rho}, \quad (4.45)$$

де ρ – густина одного метра довжини. З рівнянь (4.43) і (4.45) визначаємо

$$a = \sqrt{E/\rho}, \quad (4.46)$$

яка значно перевищує швидкість зміщення частинок.

До того ж ударне навантаження не передається миттєво бурильними трубами по всій їхній довжині. На початку удару окремі ділянки труб залишаються незбуреними, а напруження й деформації рухаються по трубах у вигляді хвиль, що розповсюджуються вздовж БТ.

У таблиці 4.3 наведено величини швидкостей розповсюдження поздовжніх хвиль для деяких матеріалів. Як наслідок після нанесення удару в перерізах бурильних труб виникає складне динамічне поле напружень, змінне по довжині труби. Розподілення такого поля ускладнюється внаслідок відбиття пружних хвиль від торців секцій і місця прихоплення БК. З огляду на це, напруження і деформації у місцях нанесення удару доводиться розглядати покроково як низку по чергово відбитих хвиль.

4.2.1 Динамічна модель бурильної колони з вмонтованим ударним механізмом

Усі торцеві поверхні секцій БК вважатимемо плоскими. Таким чином, у випадку удару одночасно контактуватимуть усі точки торцевої поверхні другої секції — обважненої бурильної труби і третьої секції БК. У такому випадку сила удару буде рівномірно розподіленою по площі поперечного перерізу протягом всієї тривалості удару. Поперечними деформаціями – звуженням, або розширенням БТ знехтуємо, оскільки діаметри труб значно менші за їх довжини.

Згідно класичної теорії удару втрачена кінетична енергія переходить в енергію пластичних деформацій. Під пластичними деформаціями вважають зміну форми і розмірів БТ після удару. Експерименти показали, що розміри бурильних труб після удару не змінюються [67], тобто пластичні деформації відсутні. Покази датчиків, розміщених на ковадлі, засвідчили пружне стискання третьої секції БК після удару. Таким чином, кінетична енергія бойка переходить у потенціальну енергію пружної деформації. Варто зазначити, що тоді величина коефіцієнта поновлення не може свідчити про пружність удару.

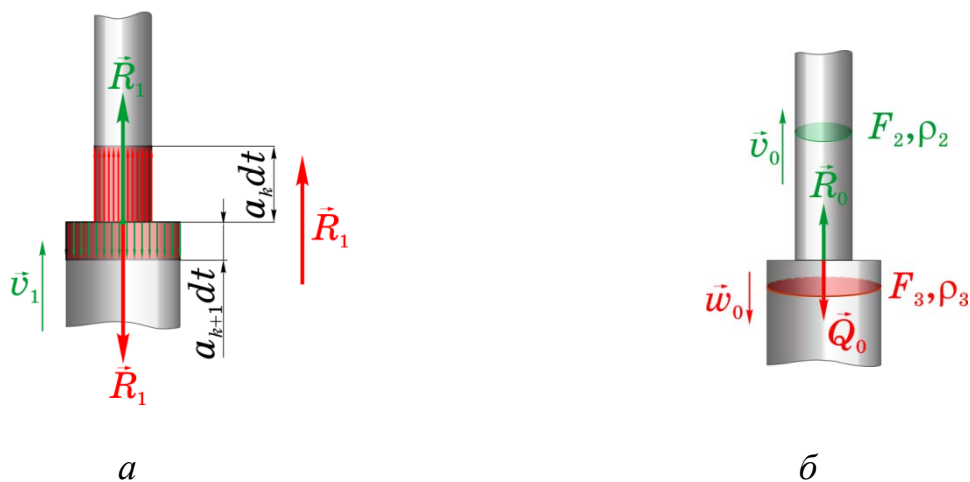
Також вважатимемо, що ударні навантаження не перевищують порогу пружності. Власне сам удар будемо вважати абсолютно пружним, тобто ви-

ключимо можливість виникнення залишкових деформацій і розсіювання енергії. Отже, при формуванні хвиль абсолютно пружного удару відбувається розділ енергії на кінетичну й потенціальну. Процес часткового перетворення кінетичної енергії в потенціальну послідовно розповсюджується на прилеглі шари БТ, а деформація — від одного перерізу до наступного.

На рисунку. 4.9 – а зображено положення k -ої та $(k+1)$ -ої секцій БК до удару (a_k, a_{k+1} – швидкості розповсюдження поздовжніх хвиль), де R_0, Q_0 – сили натягу та v_0, w_0 – швидкості до удару; R_1 – сила ударної взаємодії БТ (ударна сила); v_1 – миттєва швидкість контактної площадки.

Робота ударного пристрою полягає у динамічній передачі енергії деформації, яку накопичує БК, прихопленій 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 рівномірне розподілене ударне навантаження і деформації від місця контакту розповсюджуються по БТ не миттєво, а з хвильовою швидкістю (табл. 4.3). Після удару та частина БТ, яка охоплена ударною хвилею, отримує потенціальну енергію, а та частина, яку ударна хвиля ще не досягла, зберігає початкову кінетичну енергію (рис. 4.9 – б).



a – до удару, *б* – після удару

Рисунок 4.9 – Плоский удар вільної та прихопленої компоновок бурильної колони

У момент закінчення удару припиняється дія ударного навантаження, частина БТ не встигає повністю розвантажитись і як наслідок, від частини потенціальної енергії. Внаслідок нанесеного удару вільна компоновка БК стискається, а прихоплена — розтягується. Деформації БТ призводять до зміни миттєвих швидкостей, а завдяки хвильовому характеру розповсюдження деформацій поле швидкостей втрачає однорідність. Ті області, що охоплені хвилею деформацій, змінюють власну швидкість, а ті області, яких хвиля ще не досягла, — зберігають попередню швидкість.

Ударні сили виникають на поверхні контакту бойка з ковадлом (рис. 4.1) за інерцією, яка протидіє будь-якій зміні швидкостей секцій БК. Але після досягнення безпосереднього контакту, БТ не може зберігати попередні швидкості v_0 , w_0 , а власне контактна площадка отримує деяку швидкість v_1 .

Згідно основному положенню хвильової теорії удару напруження, що виникли після досягнення контакту бойка з ковадлом, розповсюджуються у вигляді послідовних співударів сусідніх перерізів БТ, які ідентичні попередньому співудару торцевих поверхонь. У межі однієї секції БК ані площа перерізу, ані властивість матеріалу труби не змінюється. У результаті удару в перерізах з'являються ті самі сили й швидкості, що й на торцях.

Через проміжок часу dt хвиля зі швидкістю v_1 розповсюджується в протилежних напрямках по вільній і прихопленій компоновках БК зі швидкостями поширення хвиль a_k і a_{k+1} відповідно, що охоплює об'єми: $F_k a_k dt$, $F_{k+1} a_{k+1} dt$ та маси $m_k = \rho_k F_k a_k dt$, $m_{k+1} = \rho_{k+1} F_{k+1} a_{k+1} dt$. Тоді кількість руху, що отримала k -а секція БК в результаті зміни швидкості від v_0 до v_1

$$m_k (v_0 - v_1) = \rho_k F_k a_k (v_0 - v_1) dt \quad (4.47)$$

і третя секція БК при зміні швидкості від w_0 до v_1

$$-m_k (v_1 + w_0) = -\rho_{k+1} F_{k+1} a_{k+1} (v_1 + w_0) dt. \quad (4.48)$$

Наведені зміни кількості руху відбулися під дією сил: $R_1 - R_0$ для k -ої секції БК і $-R_1 + Q_0$ — для $(k+1)$ -ої секції БК, які діяли протягом часу dt .

За теоремою імпульсів з урахуванням (4.47) і (4.48) отримуємо

$$\begin{cases} R_1 - R_0 = \rho_k F_k a_k (v_0 - v_1); \\ R_1 - Q_0 = \rho_{k+1} F_{k+1} a_{k+1} (v_1 + w_0). \end{cases} \quad (4.49)$$

Вираз $\rho a = \sqrt{\rho E}$ — добуток густини матеріалу і швидкості поздовжньої хвилі називають акустичною жорсткістю матеріалу, або імпедансом — хвильовим опором. З урахуванням цього систему рівнянь (4.49) перепишемо у вигляді

$$\begin{cases} R_1 - R_0 = A_k F_k (v_0 - v_1); \\ R_1 - Q_0 = A_{k+1} F_{k+1} (v_1 + w_0), \end{cases} \quad (4.50)$$

де $A_k = \sqrt{\rho_k E_k}$, $A_{k+1} = \sqrt{\rho_{k+1} E_{k+1}}$ — імпеданс вільної і прихопленої секцій БК.

Рівняння (4.50), що пов'язують швидкості й ударні сили у будь-якому перерізі БК, є основними у хвильовій теорії плоского удару.

Розглянемо удар вільної і прихопленої частин бурильної колони. Власне сам удар будемо вважати абсолютно пружним, тобто виключимо можливість виникнення залишкових деформацій і розсіювання енергії. Отже, при формуванні хвиль абсолютно пружного удару відбувається розділ енергії на кінетичну й потенціальну.

Процес часткового перетворення кінетичної енергії в потенціальну послідовно розповсюджується на прилеглі шари БТ, а деформація — від одного перерізу до наступного. Коли ударна хвиля рухається вздовж БК від площадки удару динамічні характеристики змінюються при зміні властивостей матеріалу бурильних труб, площі перерізу БТ і характеру зовнішнього середовища.

Згідно з цим вважатимемо, що параметри хвилі при русі по БК залишаються незмінними доти, поки вона не досягне граничної поверхні. У бурильній колоні граничними поверхнями є торці секцій, припасованих одна до одної, та прихоплена поверхня БК.

Представимо ударну систему на прикладі БК, що містить чотири граничні поверхні. Як наслідок можливе багаторазове відбиття, переломлення і накладання ударних хвиль, внаслідок чого загальна картина хвильового процесу може ускладнюватися. Тому доцільно побудувати хвильову діаграму (рис. 4.10), перевагою якої є наочність хвильових процесів у БК.

Побудову хвильової діаграми здійснюють наступним чином [195]:

- позначають всі граничні поверхні (для розглянутої чотири);
- на лінії поверхні, де наноситься удар, проводять відліку часу t_1, t_2, t_3 ;
- у вибраному масштабі часу відкладають $t_j = l_j/a_j$ ($j = 1, 2, 3$) — тривалість руху ударної хвилі до граничних поверхонь j -ої секції БК;
- в місці нанесення удару R_0, v_0 — сила удару і швидкість бойка (вільної компоновки БК) перед ударом, а K_0, k_0 — сила і швидкість, отримана ковадлом (прихопленої компоновки БК) внаслідок удару;
- в отриманій точках показують ударні сили $Q_{j1}, R_{j2}, S_{j3}, N_{j4}$ і відповідні швидкості хвиль $w_{j1}, v_{j2}, s_{j3}, n_{j4}$ по БТ, що одночасно розповсюджуються до граничних поверхонь секцій і місця прихоплення БК з протилежними і однаковими за величиною силами й швидкостями;
- далі знаходимо точку перетину вектора хвилі з лінією граничної поверхні через момент часу, що відповідає моменту досягнення хвилею місця прихоплення;

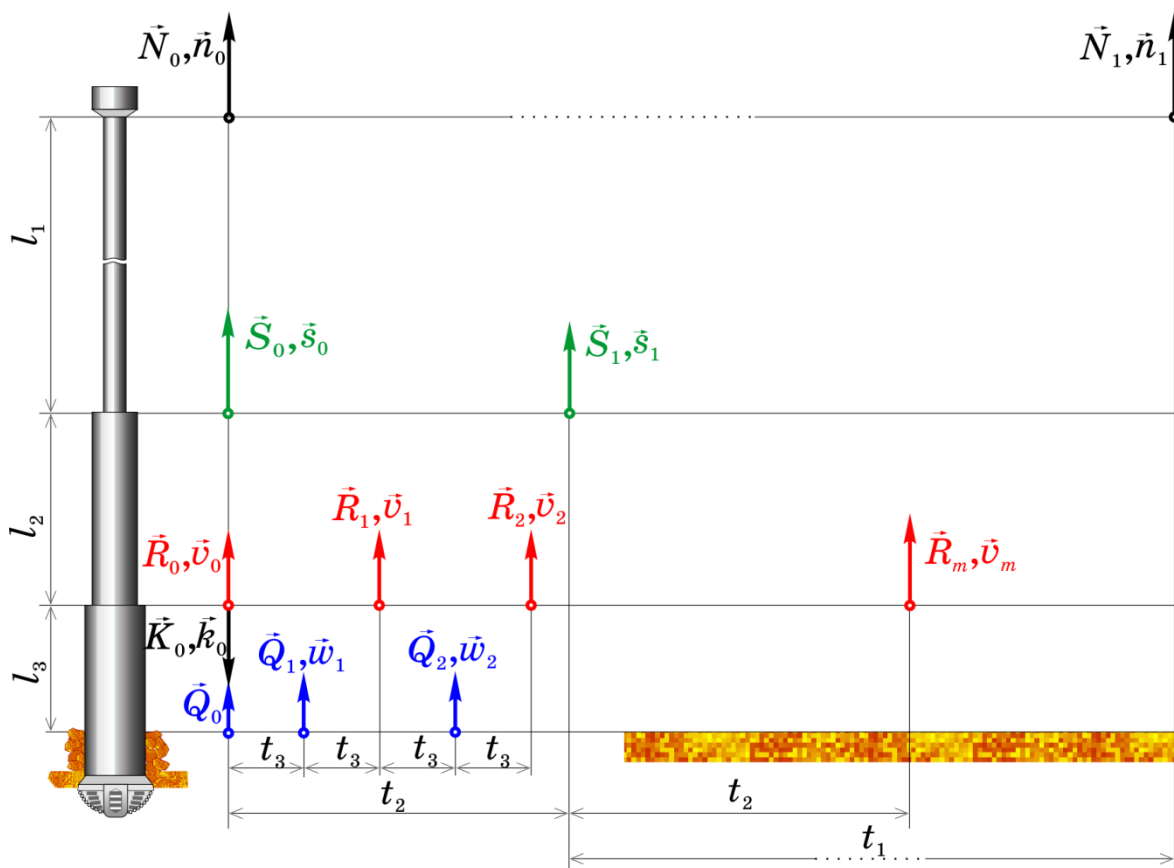


Рисунок 4.10 – Хвильова діаграма бурильної колони

- зважаючи на відбиття і переломлення на поверхні зустрічі з породою на нерухомій поверхні виникають нові хвилі з силою Q_{j1} і швидкістю w_{j1} ;
- аналогічно при відбитті й переломленні від першої секції БК через проміжок часу $t_2 = l_2/a_2$ на поверхні другої секції виникають нові хвилі з силою S_{j3} і швидкістю S_{j3} , а від верху БК (місця кріплення талевої системи) через проміжок часу $t_1 = l_1/a_1$ на зверху БК — з силою N_{j4} і швидкістю n_{j4} ;
- оскільки всі труби виготовлені з одного матеріалу, а відстань між місцями нанесення удару і прихоплення БК $l_3 < l_2 < l_1$, то відповідно $t_3 < t_2 < t_1$. Отже, відбиття від верху БК буде відбуватись в $n_1 = [t_1/t_2]$ разів рідше, ніж від першої секції БК, та в $n_2 = [t_2/t_3]$ рідше, ніж від прихопленої граничної поверхні БК;
- далі позначатимемо вектори послідовних відбиттів від верху БК N_{j4}, n_{j4} , від першої секції — S_{j3}, s_{j3} , від другої — R_{j2}, v_{j2} , прихопленої поверхні — Q_{j1}, w_{j1} ;
- удар буде продовжуватись до того моменту часу, поки ударні сили набуватимуть додатних значень і обидві компоновки БК відскочать одна від одної.

Розроблена хвильова діаграма стала основою для складання хвильових рівнянь. На початку удару бойок з торцевою швидкістю v_0 і силою розтягу R_0 зустрілась з ковадлом, яке отримало швидкість k_0 і силу K_0 :

$$\begin{cases} R_1 - R_0 = A_2 F_2 (v_0 - v_1); \\ R_1 - K_0 = A_3 F_3 (k_0 - v_1). \end{cases} \quad (4.51)$$

З місця нанесення удару ударна хвиля силою K_0 зі швидкістю k_0 розповсюджується по третій секції БК і через проміжок часу t_3 досягає місця прихоплення — нерухомої у момент прихоплення БК, що знаходиться під дією сили Q_0 :

$$\begin{cases} Q_1 - K_0 = A_3 F_3 (k_0 - w_1); \\ Q_1 - Q_0 = -A_4 F_4 w_1. \end{cases} \quad (4.52)$$

Аналогічно у наступні проміжки часу $2t_3$ ударні сили на границях секцій БК (рис. 4.10) визначають із наступних систем рівнянь:

$$\begin{cases} R_{j2} - R_{j2-1} = A_2 F_2 (v_{j2-1} - v_{j2}); \\ R_{j2} - Q_{j1} = A_3 F_3 (w_{j1} - v_{j2}), \end{cases} \quad \begin{cases} Q_{j1} - R_{j2-1} = A_3 F_3 (v_{j2-1} - w_{j1}); \\ Q_{j1} - Q_{j1-1} = A_4 F_4 (w_{j1-1} - w_{j1}), \end{cases} \quad (4.53)$$

де $i = 2, \dots, 2n_2$. Нижня частина першої секції БК, що мала до удару швидкість s_0

і силу розтягу S_0 зустрінеться через проміжок часу t_2 із хвилею, що розповсюджувалась зі швидкістю v_0 і силою R_1 :

$$\begin{cases} S_1 - S_0 = A_1 F_1(s_0 - s_1); \\ S_1 - R_0 = A_2 F_2(v_0 - s_1); \end{cases} \quad \begin{cases} R_{2n_2+1} - S_1 = A_2 F_2(s_1 - v_{2n_2+1}); \\ R_{2n_2+1} - R_{2n_2} = A_3 F_3(v_{2n_2} - v_{2n_2+1}). \end{cases} \quad (4.54)$$

Ударні сили та швидкості визначають покроково із системи рівнянь (4.51)–(4.54). Аналогічно для верхньої частини БК, що мала до удару швидкість n_0 і силу розтягу N_0 зустрінеться через проміжок часу t_1 із хвилею, що прийшла від другої секції зі швидкістю s_1 і силою S_1 . Швидкості n_1 , s_1 та сили N_1 , S_1 визначають із системи рівнянь

$$\begin{cases} N_1 - N_0 = A_{\text{пов}} F_1(n_0 - n_1); \\ N_1 - S_1 = A_1 F_1(s_1 - n_1). \end{cases} \quad (4.55)$$

де $A_{\text{пов}} = (\rho_{\text{пов}} E_{\text{пов}})^{1/2}$ – імпеданс повітря.

Варто також зазначити, що сила удару в місці прихоплення з'являється пізніше, ніж у місці безпосереднього удару. Це запізнення залежить від загальної відстані між ковадлом і місцем прихоплення БК та породи стовбура свердловини, тобто визначається тривалістю проходження хвилі до місця прихоплення t_3 . Удар буде тривати до тих пір, поки реакція ковадла R_{j_2} не стане від'ємною і обидві частини БК відскочать одна від одної. Таким чином, тривалість удару визначається проміжком часу від моменту зустрічі $t_{\text{уд}}$ і відокремлення, коли $R_{j_2} \leq 0$, бойка і ковадла

$$\tau = (2n_2 + 1)t_2 + 2[N - n_2(n_3 + 1)]t_3, \quad (4.56)$$

де N , n_2 – загальна кількість дискретності хвильової діаграми і кількість проходжень ударної хвилі вздовж БТ, $n_3 = [t_2/t_3]$ – кількість проходжень ударної хвилі від ковадла до місця прихоплення, $t_2 = l_2/a_2$ – тривалість руху ударної хвилі в межах ОБТ, $t_3 = (l_3 + l_4)/a_3$ – тривалість руху ударної хвилі, що відповідає моменту досягнення хвилею прихопленої поверхні. Власне дискретність діаграми визначається зазначеними інтервалами часу — проходження ударної хвилі вздовж однієї секції. Зазвичай, хвиля не досягає верху бурильної колони, так як до моменту часу $t_1 + t_2$ удар вже закінчується.

4.2.2 Визначення числових характеристик удару

Дослідження проведено для обраної компоновки БК №1 з моделюванням прихопленої сили різної за довжиною та інтенсивністю. До компоновки було включено механічний яс YS 203B.

За допомогою розробленої комп'ютерної програми одержано числові значення часу зустрічі бойка з ковадлом $t_{уд}$, якщо хід ударного механізму $\Delta s = 50$ см; найбільшу силу удару $P_{уд}$; швидкості й сили натягу усіх торців секцій БК у момент зустрічі бойка з ковадлом (рис. 4.10); кінетичну енергію T , накопичену БК; максимальне напруження бойка σ_2 і ковадла σ_3 (табл. 4.4).

Сила стискання прихопленої частини Q_0 перевищує сили розтягу компонентів БК R_0 і K_0 на початку удару.

На рис. 4.11–4.16 показано зміну сили удару, що виникає у місці зустрічі

Таблиця 4.4 – Динамічні характеристики бурильної колони в момент зустрічі бойка і ковадла

$t_{уд}$, с	$P_{уд}$, МН	Швидкості, м/с			Сили, МН				T , МДж	Напруження, МПа	
		v_0	w_0	s_0	S_0	R_0	K_0	Q_0		σ_2	σ_3
0,124	3,4	8,132	0,024	10,43	0,52	0,38	0,47	1,419	1,154	163	131

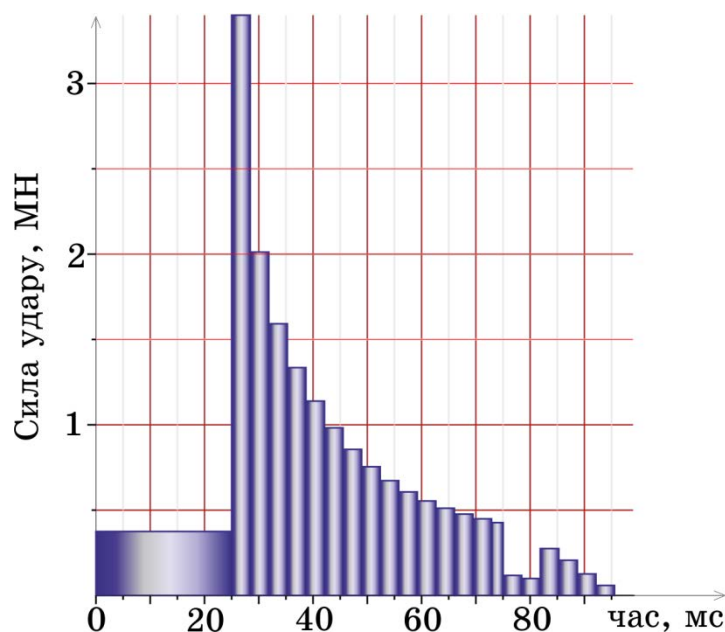


Рисунок 4.11 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони для бурового стовбура, стінки якого складені з глини

бойка і ковадла, для бурових стовбурів, стінки яких складені з різних порід. Із графіків видно, що величина ударного імпульсу залежить від виду гірської породи і досягає більших значень для порід з більшою пружністю, що зумовлює зменшення втрат енергії.

Фізичні параметри порід, що зустрічаються у бурових стовбурах, і основні

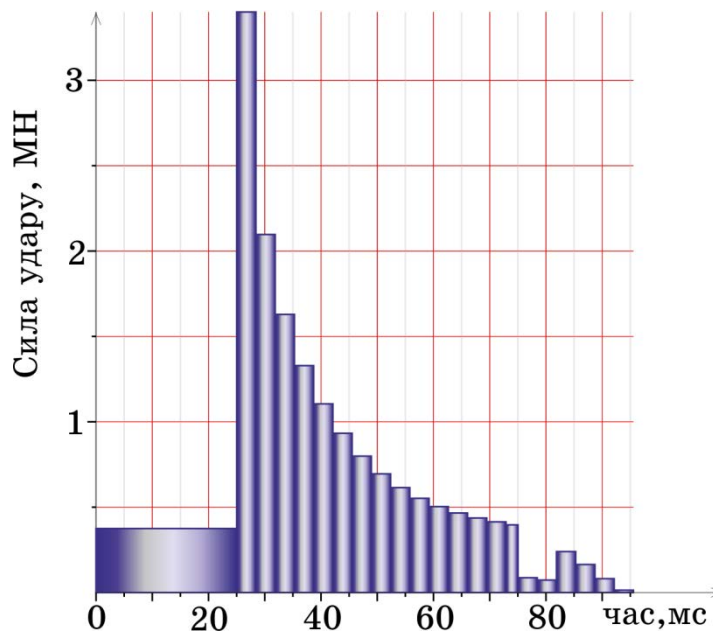


Рисунок 4.12 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони для бурового стовбура, стінки якого складені зі сланців

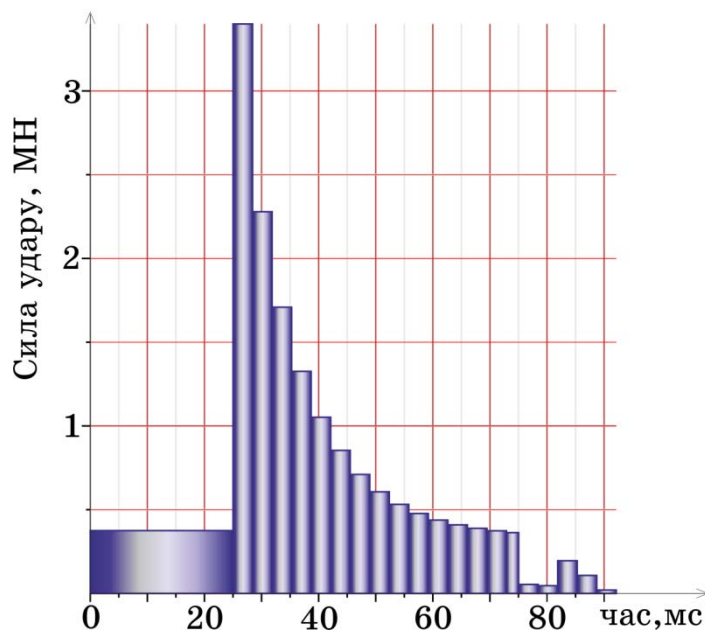


Рисунок 4.13 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони для бурового стовбура, стінки якого складені з граніту

динамічні характеристики ударного механізму зведено до табл. 4.5.

Згідно отриманих даних можна прогнозувати, що при кожному ударі вдасться вивільнити до 10% прихопленої ділянки БТ, тобто щоб вивільнити БК від прихоплення необхідно нанести 10–20 ударів. До того ж БК, прихоплену поро-

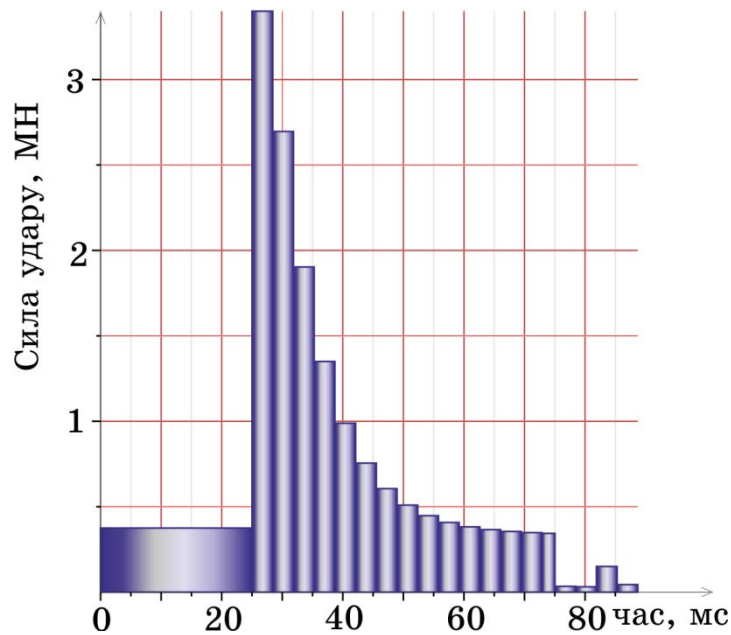


Рисунок 4.14 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони для бурового стовбура, стінки якого складені з піщаників

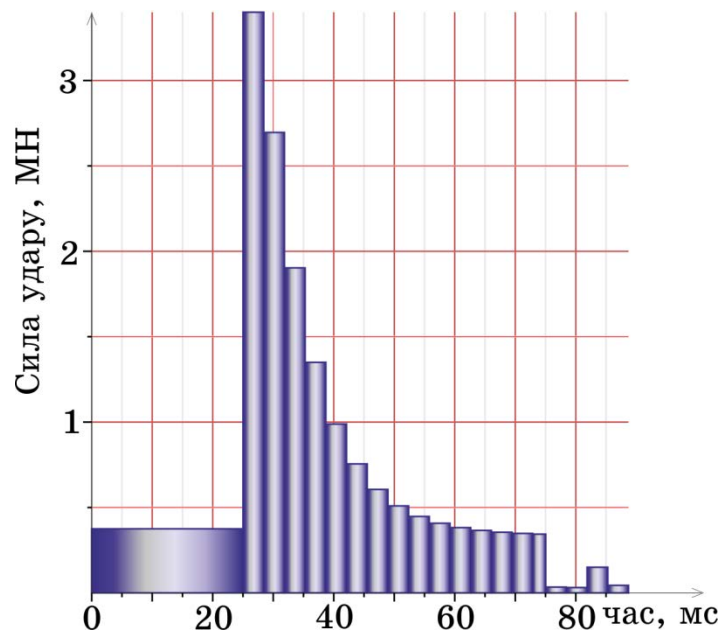


Рисунок 4.15 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони для бурового стовбура, стінки якого складені з вапняків

дами, що містять вапняки або кварц, вивільнити важче.

Щоб дослідити величину і форму розподілу ударного імпульсу в залежності від величини сил прихоплення змодельємо хвильові характеристики четвертої секції прихопленої БК, необхідно розглянути бурильну трубу й породу свердловини (на прикладі глини), що її оточує, як єдину конструкцію.

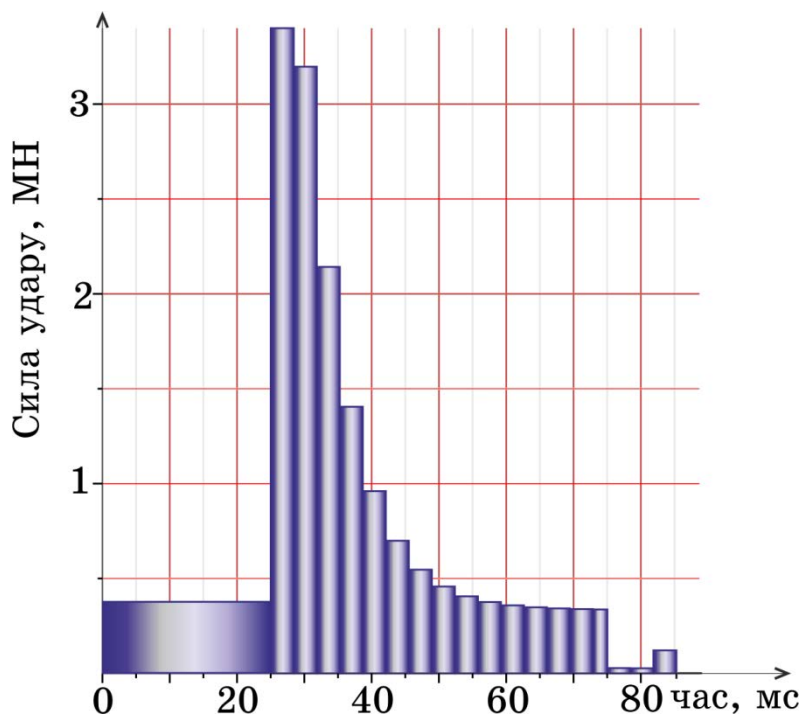


Рисунок 4.16 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони для бурового стовбура, стінки якого складені з доломітів

Таблиця 4.5 – Динамічні характеристики ударного механізму для різних гірських порід

Порода	E_p , ГПа	ρ_p , кг/м ³	τ , мс	A , МДж	$A_{втр}$, МДж
Глина	25	2200	98,97	0,236	0,918
Сланці	33	2320	95,55	0,236	0,918
Граніт	49	2600	92,13	0,236	0,918
Кварц	75	2680	88,71	0,2405	0,9135
Піщаники	78	3200	88,71	0,2443	0,9087
Вапняки	85	2980	88,71	0,2120	0,9084
Мармур	92	2600	88,71	0,2435	0,9095
Доломіт	129	3000	88,7	0,2600	0,896

Враховуючи густину $\rho_{\text{п}} = 3000 \text{ кг/м}^3$ та модуль Юнга $E_{\text{п}} = 129 \text{ ГПа}$ гірської породи, одержано значення зведених густини ρ_4 , площі поперечного перерізу F_4 та модуля Юнга E_4 .

Таким чином, прихоплена БТ складається з двох тіл: сталеві труби і прихопленої породи, вкладеної в необмежений гірський масив:

$$F_{\text{п}} = \frac{P_{\text{пр}}}{\rho_{\text{п}} l_4 g}; \quad F_4 = F_3 + \frac{P_{\text{пр}}}{\rho_{\text{п}} l_4 g}; \quad \rho_4 = \frac{\rho_3 F_3 + \rho_{\text{п}} F_{\text{п}}}{F_3 + F_{\text{п}}}; \quad E_4 = \frac{E_3 F_3}{F_3 + F_{\text{п}}}, \quad (4.57)$$

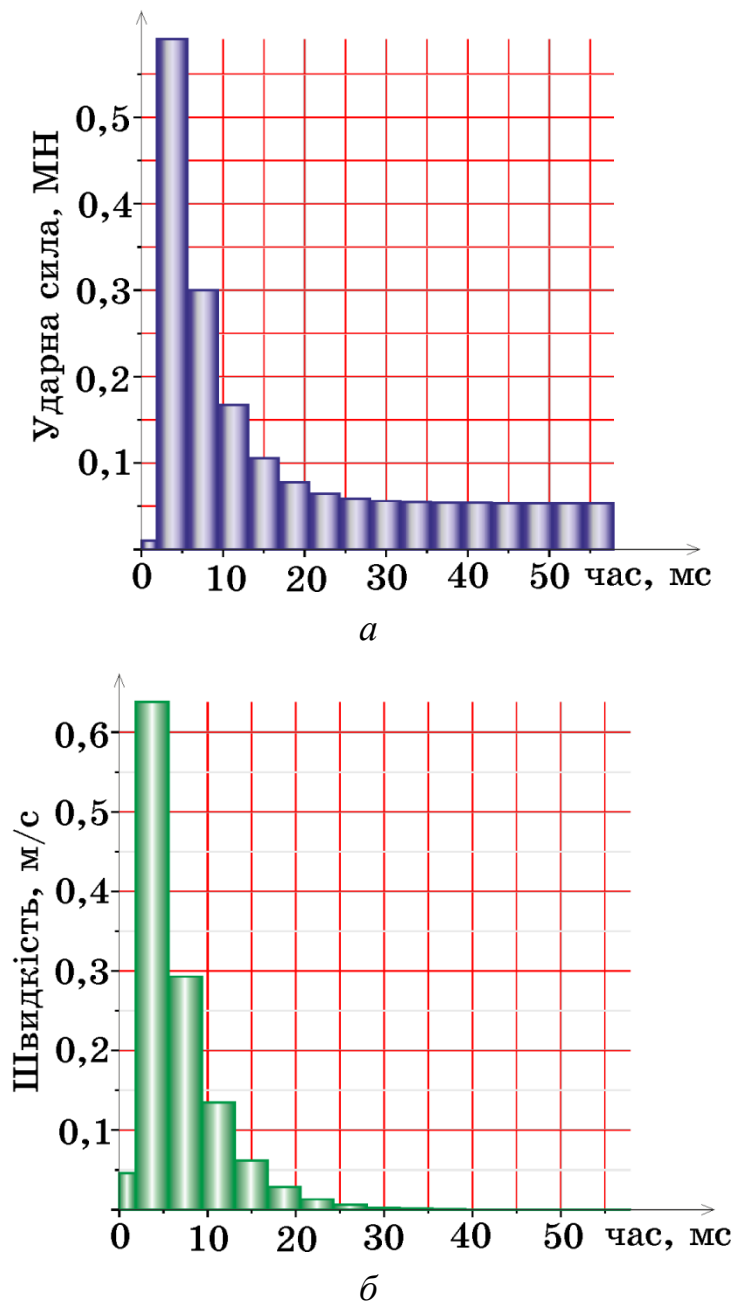


Рисунок 4.17 – Закони зміни ударної сили (а) й швидкості руху (б) прихопленого майданчика бурильної колони при інтегральній силі тиску породи $P_{\text{пр}} = 120 \text{ кН}$

де F_{Π} — еквівалентна силі прихоплення площа поперечного перерізу породи.

Оскільки внаслідок пружних деформацій кожен переріз БК має відмінні швидкості, а окремі секції — характеристики матеріалу, то кінетична енергія БК до удару має інтегральну форму:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^3 \int_0^{l_j} \dot{u}_j^2(x_j, t_{\text{уд}}) \rho_j F_j dx_j. \quad (4.58)$$

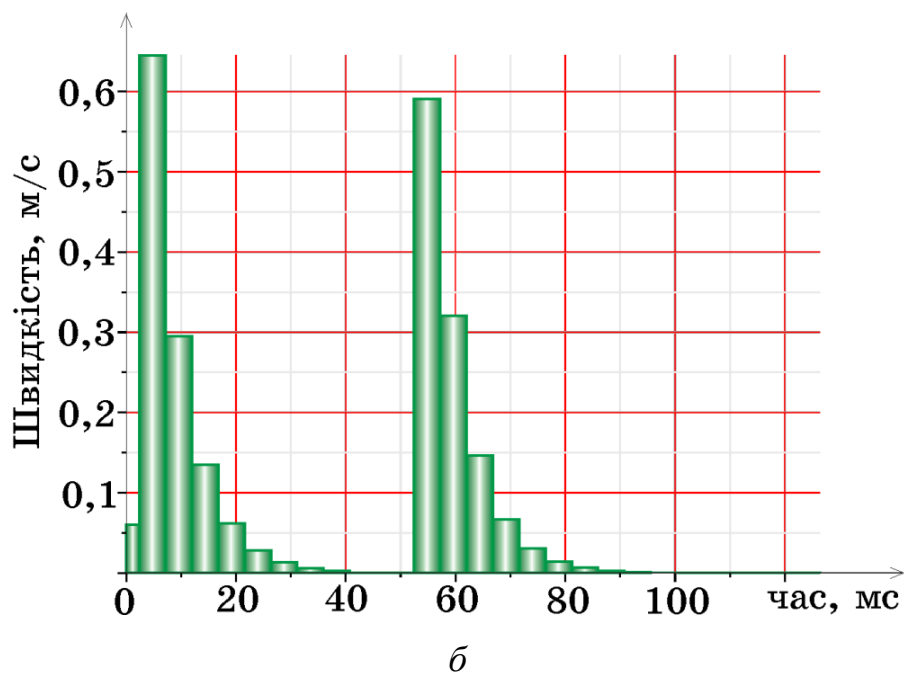
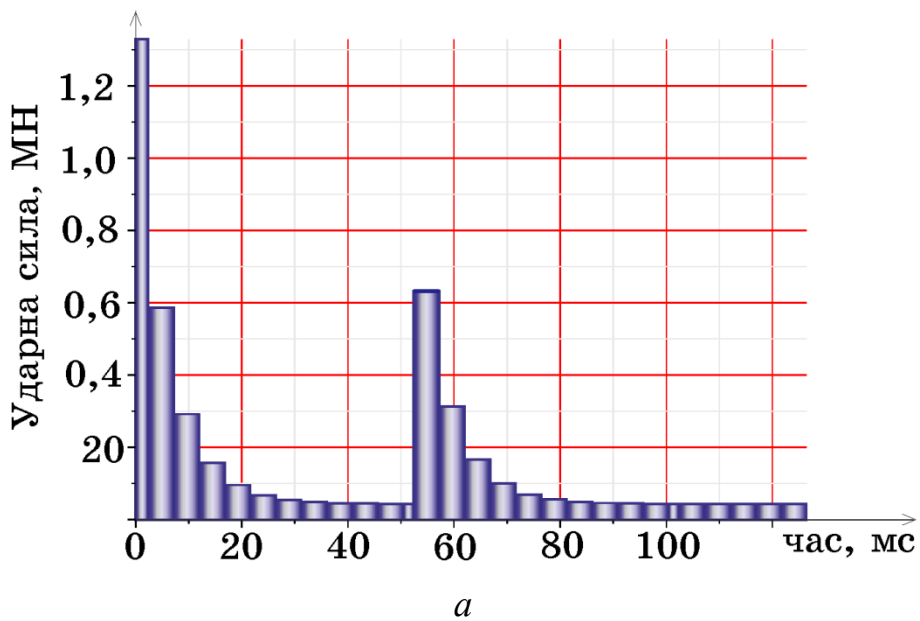


Рисунок 4.18 – Закони зміни ударної сили (а) й швидкості руху (б) прихопленого майданчика бурильної колони при інтегральній силі тиску породи $P_{\text{пр}} = 90$ кН

де $\dot{u}(x_j, t_{уд})$ – швидкості перерізів секцій з координатою x_j у момент зустрічі мотота з ковадлом $t_{уд}$.

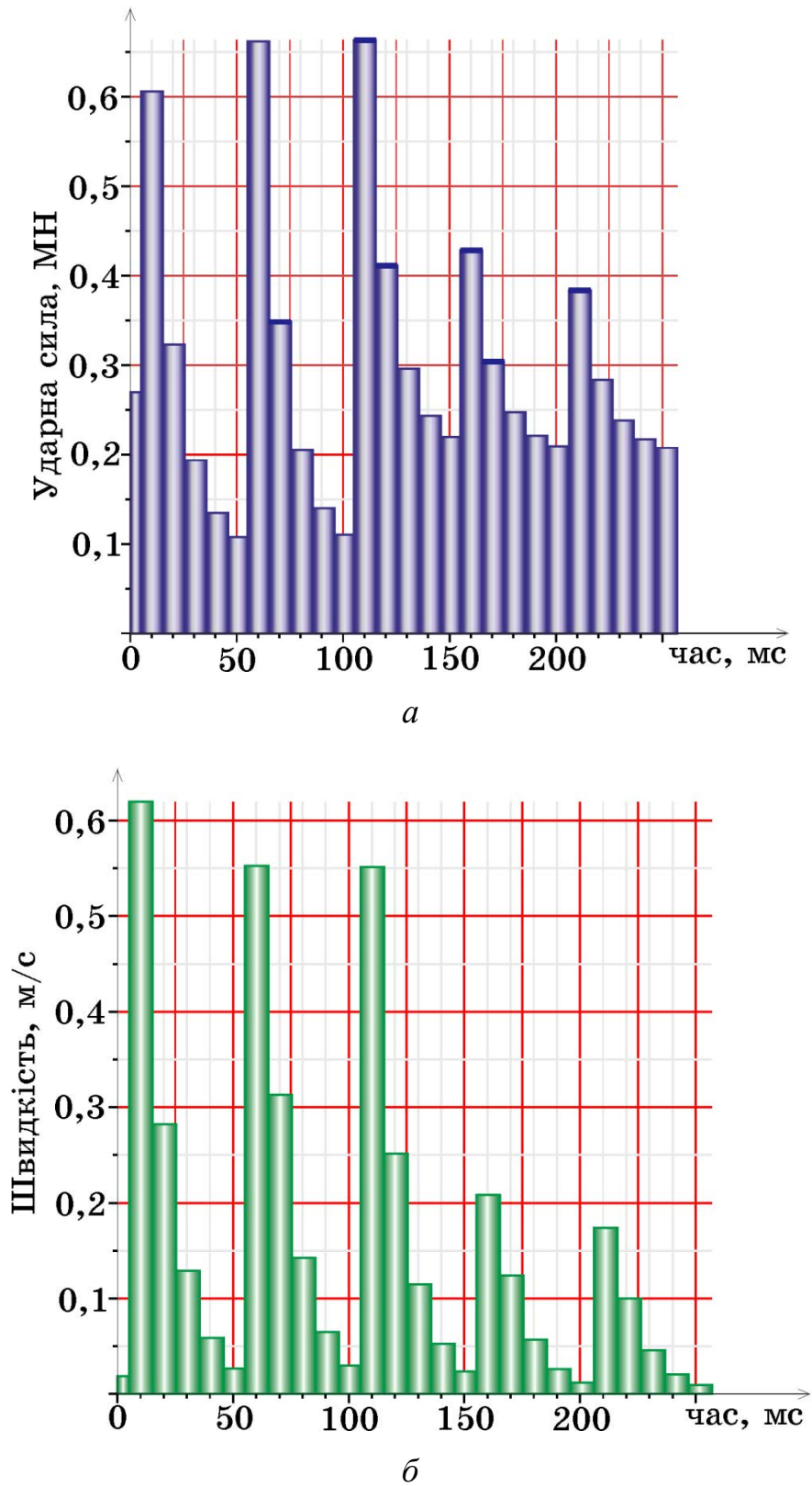


Рисунок 4.19 – Закони зміни ударної сили (а) й швидкості руху (б) прихопленого майданчика бурильної колони при інтегральній силі тиску породи $P_{пр} = 60$ кН

Таблиця 4.6 – Динамічні характеристики механічного яса

Сила тиску породи, кН	120	114	108	102	95	88	82	75	68	38
Тривалість удару, мс	6	21	36	52	64	124	143	203	254	256
Енергія, МДж	0,67	0,22	0,50	0,69	0,75	1,56	1,97	3,66	6,73	8,45
Кількість ударів	887	247	140	92	64	24	20	13	8	4

Загальну енергію, яку отримає прихоплений майданчик після удару, визначають за формулою:

$$A = t_3 v_0 + 2t_3 \sum_{j=1}^{N_{уд}} R_j v_j + 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{j=1}^{[N_{уд}/n_2]-1} R_{jn_2} v_{jn_2}. \quad (4.59)$$

Отримані хвильові залежності показано на рис. 4.17–4.19. Як показали дослідження, разом із зменшенням сили тиску породи на бурильну трубу кількість піків на хвильових діаграмах ударних сил і швидкостей звільнення БК збільшується, а ударний імпульс набуває вигляду плавних кривих. За допомогою розробленої комп'ютерної програми для обраної компоновки БК визначено час зустрічі бойка з ковадлом $t_{уд} = 28$ мсек. При цьому хід ударного механізму $s = 1$ м, сили тиску породи, тривалості ударів, енергії, що передана прихопленій трубі БК та кількість ударів, необхідних для вивільнення бурильної колони (табл. 4.6).

Одержані залежності й закономірності лягли в основу розробки пристрою для усунення прихоплень (ПУП) при бурінні [253] з тензодатчиком для запису інформації про фізичні характеристики удару. Принцип роботи ПУПа описано у 7 розділі [192].

4.3 Вплив жорсткості та місця встановлення амортизатора на ефективність ліквідації прихоплень бурильної колони

Ефективним резервом зменшення матеріальних витрат у процесі буріння свердловин є раціональне використання хвильової енергії пружних деформацій БК. Раціональне використання накопичуваної енергії забезпечує безаварійну роботу бурильної колони і підвищує показники буріння. Проблема вивільнення прихопленої БК за допомогою механічних пристроїв залишається актуальною, оскільки ефективність їхньої роботи залежить не тільки від вибраних режимів

експлуатації, а й від вибору конструкції низу бурильної колони і тих пристроїв, які включені в компонування. Донині вчені використовували амортизатор тільки для гасіння вібрацій БК. А для покращення роботи ударного пристрою не зроблено спроб застосування амортизатора, а також не досліджено вплив його параметрів на динамічні та енергетичні характеристики удару.

Для проведення параметричних досліджень розроблено математичну модель БК із амортизатором (рис. 4.20), яка дозволила з достатньою точністю побудувати дискретну діаграму зміни ударної сили та визначити всі основні характеристики удару (тривалість удару, діаграма дискретно-змінної ударної сили, а також сили в місці прихоплення, ударні імпульси цих сил, накопичувальна енергія пружних деформацій бурильних труб, витрачена енергія на ліквідацію прихопленої частини БК) [180].

До динамічних рівнянь руху бурильної колони (4.2) додамо крайові умови на стику секцій труб, а також у місцях установаження амортизатора [186], удар-



Рисунок 4.20 – Розрахункова схема бурильної колони з вмонтованим амортизатором та ударним механізмом

ного механізму та взаємодії секції БК:

- на верхньому торці першої секції бурильної колони

$$E_1 F_1 u_1'(0, t) + m_0 g = c_0 u_1(0, t) + m_0 a_1^2 u_1''(0, t); \quad (4.60)$$

- у місці контактування першої секції БК і ОБТ деформації однакові, а сили пружності на межі першої цих секцій врівноважуються силами взаємодії БК з промивальною рідиною

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t), \quad E_1 F_1 u_1'(l_1, t) = E_2 F_2 u_2'(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1; \quad (4.61)$$

- у верхній і нижній точці кріплення амортизатора до ОБТ їхні сили пружності врівноважуються

$$E_2 F_2 u_2'(l, t) = c_a [u_3(0, t) - u_2(l, t)], \quad E_2 F_2 u_3'(0, t) = c_a [u_3(0, t) - u_2(l, t)], \quad (4.62)$$

де l – відстань від торця ОБТ до місця встановлення амортизатора (рис. 4.15),

c_a – коефіцієнт жорсткості амортизатора;

- на нижньому кінці ОБТ сила пружності врівноважується силою взаємодії БК з промивальною рідиною

$$E_2 F_2 u_3'(l_2 - l, t) = -q g F_2 [l_1 + l_2 + u_3(0, t) - u_2(l, t)]; \quad (4.63)$$

- на верхньому торці третьої секції бурильної колони сила пружності врівноважується силою взаємодії БК з промивальною рідиною

$$E_3 F_3 u_4'(0, t) = -q g F_2 [l_1 + l_2 + u_3(0, t) - u_2(l, t)]; \quad (4.64)$$

- у місці контактування вільної та прихопленої компоновок БК

$$u_4(l_3, t) = u_5(0, t), \quad E_3 F_3 u_4'(l_3, t) = E_4 F_4 u_5'(0, t) + q(F_4 - F_3) g (l_1 + l_2 + l_3); \quad (4.65)$$

- у місці контакту третьої і прихопленої секцій БК деформації однакові

$$u_4(l_3, t) = u_5(0, t); \quad (4.66)$$

- сили пружності на межі третьої і прихопленої секцій БК врівноважуються силами взаємодії БК з промивальною рідиною

$$E_3 F_3 u_4'(l_3, t) = E_4 F_4 u_5'(0, t) + q g (F_4 - F_3) [l_1 + l_2 + u_3(0, t) - u_2(l, t) + l_3]; \quad (4.67)$$

- на нижньому торці низу компоновання бурильної колони сила пружності врівноважується силою взаємодії БК з промивальною рідиною

$$E_4 F_4 u_5'(l_4, t) = -q F_4 g (l_1 + l_2 + l_3 + l_4). \quad (4.68)$$

Для отримання розв'язку динамічних хвильових рівнянь руху БК було

складено початкові умови з огляду на статичні умови балансу сил, прикладених у поточних перерізах секцій бурильних труб:

- для поточного перерізу першої секції БК

$$u_1(x_1, 0) = m_0 g / c_0 + g \left[(F_1(\rho_1 - q)l_1 + F_2(\rho_2 - q)l_2 + P_p / g)(x_1 + E_1 F_1 / c_0) - 0,5 F_1 \rho_1 x_1^2 \right] / E_1 F_1; \quad (4.69)$$

- для поточного перерізу верхньої частини ОБТ

$$u_2(x_2, 0) = m_0 g / c_0 + g \left[(F_2(\rho_2 l_2 - q(l_1 + l_2)) + P_p / g)x_2 - 0,5 F_2 \rho_2 x_2^2 \right] / E_2 F_2 + g \left[(F_1(\rho_1 - q)l_1 + F_2(\rho_2 - q)l_2 + P_p / g)(l_1 + E_1 F_1 / c_0) - 0,5 F_1 \rho_1 l_1^2 \right] / E_1 F_1; \quad (4.70)$$

- для поточного перерізу нижньої частини ОБТ

$$u_3(x_3, 0) = m_0 g / c_0 + g \left[(F_2(\rho_2(l_2 - l) - q(l_1 + l_2)) + P_p / g)(x_3 + l_2 - l) + 0,5 F_2 \rho_2 ((l_2 - l)^2 - x_3^2) \right] / E_2 F_2 + g \left[(F_1(\rho_1 - q)l_1 + F_2(\rho_2 - q)l_2 + P_p / g) \times (l_1 + E_1 F_1 / c_0) - 0,5 F_1 \rho_1 l_1^2 \right] / E_1 F_1 + g (F_2(\rho_2(l_2 - l) - q(l_1 + l_2)) + P_p / g) / c_a; \quad (4.71)$$

- для поточного перерізу третьої секції БК

$$u_4(x_4, 0) = g \left[0,5 F_3 \rho_3 (l_3^2 - x_4^2) - (F_3 q(l_1 + l_2) - P_p / g)(x_4 - l_3) \right] / E_3 F_3 - g \left[F_3 \rho_3 l_3 + (F_4 - F_3) q l_3 + q F_4 (l_1 + l_2) - P_p / g \right]^2 / [2 E_4 F_4 (P_0 + F_4 \rho_4 g)]; \quad (4.72)$$

- у поточному перерізі четвертої секції БК

$$u_5(x_5, 0) = -g \left[(F_3 \rho_3 l_3 + q(F_4 - F_3)l_3 + q F_4 (l_1 + l_2) - P_p / g)x_5 + (P_0 / g + \rho_4 F_4) \times x_5^2 / 2 + (F_3 \rho_3 l_3 + q(F_4 - F_3)l_3 + q F_4 (l_1 + l_2) - P_p / g)^2 / [2 g (P_0 / g + \rho_4 F_4)] \right] / E_4 F_4; \quad (4.73)$$

Після підстановки (4.26) в однорідні початкові умови руху, що відповідають неоднорідним (4.68)–(4.73), отримуємо рівняння для визначення власних частот коливань вільної компоновки БК:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{c_0 - m_0 p_1^2}{p_1 F_1 \rho_1 a_1} \sin\left(\frac{p_1 l}{a_1}\right) + \cos\left(\frac{p_1 l}{a_1}\right) \right] \left[c_a - F_2 p_1 \rho_2 a_2 \operatorname{tg}\left(\frac{p_1 (l_2 - l)}{a_2}\right) \right] = \\ & = \left[\left(\frac{c_0 - m_0 p_1^2}{p_1 F_2 \rho_2 a_2} \cos\left(\frac{p_1 l_1}{a_1}\right) - \frac{F_1}{F_2} \sin\left(\frac{p_1 l_1}{a_1}\right) \right) \sin\left(\frac{p_1 l}{a_1}\right) + \left(\frac{c_0 - m_0 p_1^2}{p_1 F_1 \rho_1 a_1} \sin\left(\frac{p_1 l_1}{a_1}\right) + \right. \right. \\ & \quad \left. \left. + \cos\left(\frac{p_1 l_1}{a_1}\right) \right) \cos\left(\frac{p_1 l}{a_1}\right) \right] \left[c_a + F_2 p_1 \rho_2 a_2 \operatorname{tg}\left(\frac{p_1 (l_2 - l)}{a_2}\right) \right] \end{aligned} \quad (4.74)$$

та прихопленої компоновки БК:

$$F_3 \rho_3 a_3 \operatorname{tg} \left(\frac{p_2 l_3}{a_3} \right) = -F_4 \rho_4 a_4 \operatorname{tg} \left(\frac{p_2 l_4}{a_4} \right). \quad (4.75)$$

Оскільки частотні рівняння (4.74) і (4.75) у загальному випадку трансцендентні, то вони не мають розв'язків у елементарних функціях, тому частотні спектри p_{1k}, p_{2k} ($k = 1, \dots, \infty$) коливань перерізів БК можна обчислити за допомогою математичного комп'ютерного пакета [61; 66]. Зазначимо також, що спектр частот вільної компоновки БК (табл. 4.7) залежить від жорсткості амортизатора c_a . В цілому збільшення жорсткості амортизатора призводить до зниження частотного спектра на 9,8–13,7% [179].

Побудовані діаграми ударних імпульсів продемонстровано для БК №1 із вмонтованим УМ і амортизатором жорсткістю $c_a = 14$ МН/м та $c_a = 28$ МН/м на рис. 4.21 – а і рис. 4.21 – б відповідно. Згідно з побудованою хвильовою діаграмою переміщення майданчика «бойок-ковадло» за один удар можна обчислити за формулою:

$$l_{\text{уд}} = 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{j=1}^{n_2} v_{j(n_3+1)} + 2t_3 \left[\sum_{j_1=0}^{n_2-1} \left(\sum_{j_2=j_1(n_3+1)+1}^{(j_1+1)(n_3+1)-1} v_{j_2} \right) + \sum_{j=n_2(n_3+1)+1}^{N-n_2(n_3+1)} v_j \right]. \quad (4.76)$$

На рисунку 4.22 продемонстровано діаграми ударних імпульсів прихопленої ділянки БК з ударним механізмом та амортизатором [185] із жорсткістю $c_a = 14$ МН/м та $c_a = 28$ МН/м біля зони прихоплення.

Таблиця 4.7 – Залежність частот коливань вільної компоновки бурильної колони від жорсткості амортизатора, вмонтованого в обважену бурильну трубу [200]

Жорсткість c_a , МН/м	Частота p_{1k} , Гц									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	4,74	14,6	25,0	35,8	46,6	57,2	66,8	75,2	84,3	94,7
5	4,08	13,1	22,4	29,3	36,9	47,0	57,4	66,9	75,3	84,4
10	4,09	13,3	23,4	33,3	40,6	48,1	57,7	67,1	75,4	84,4
20	4,09	13,4	23,8	34,4	44,6	53,1	59,7	67,7	75,7	84,6
30	4,09	13,4	23,8	34,6	45,3	55,2	63,1	69,2	76,2	85,0
40	4,09	13,4	23,9	34,7	45,4	55,8	64,8	71,4	77,4	85,4

Варто також зазначити, що сила удару в місці прихоплення з'являється пізніше, ніж у місці безпосереднього удару.

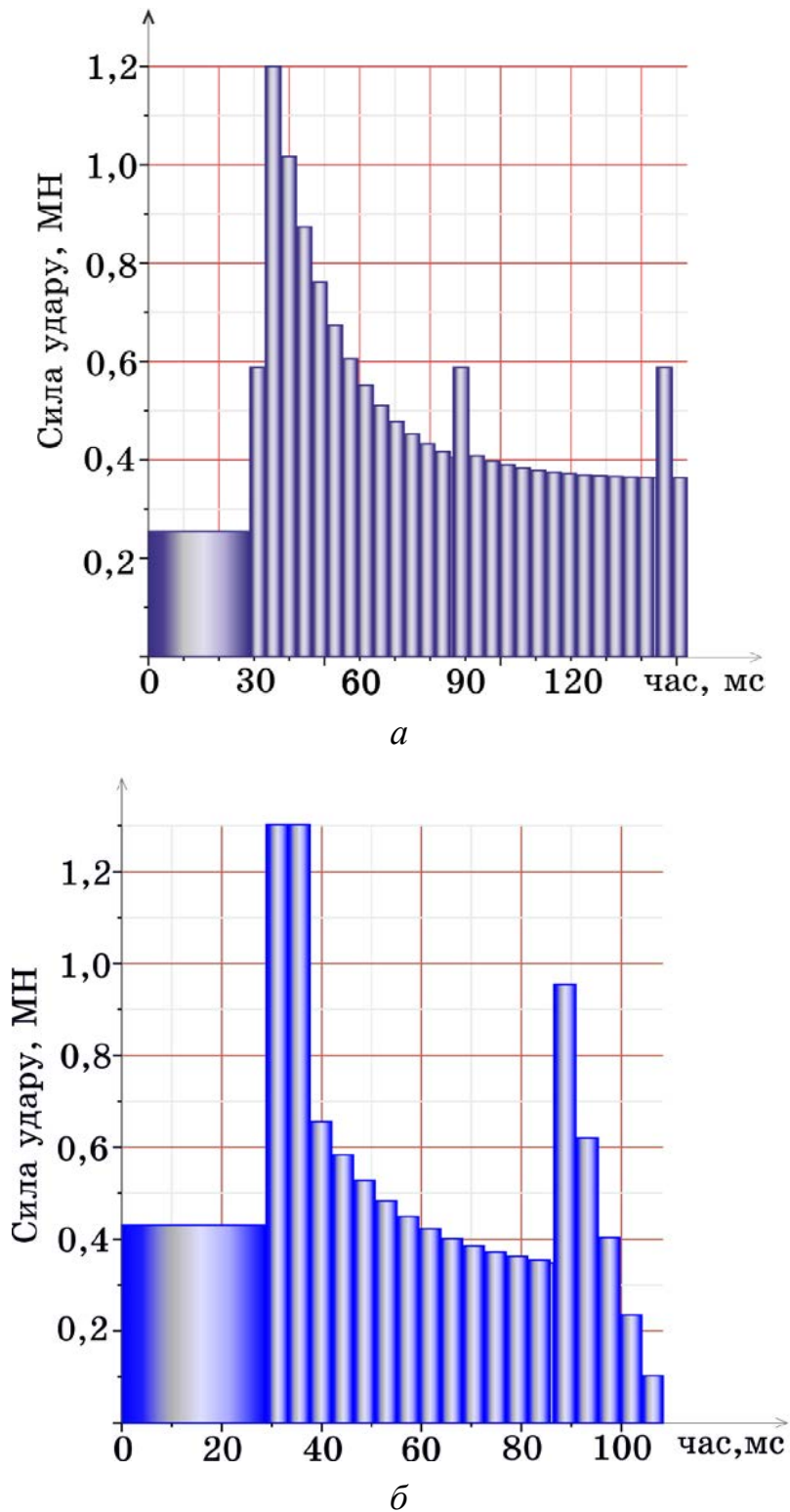


Рисунок 4.21 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони з ударним механізмом і амортизатором жорсткістю $c_a = 14$ МН/м (а) і $c_a = 28$ МН/м (б) у місці зустрічі бойка і ковадла

Варто зазначити, що після удару бойка по ковадлу ударний імпульс до місця прихоплення БК з'являється із запізненням.

Тривалість такого запізнення залежить від загальної відстані між ковадлом і місцем прихоплення БК та фізичних властивостей породи стовбура свердло-

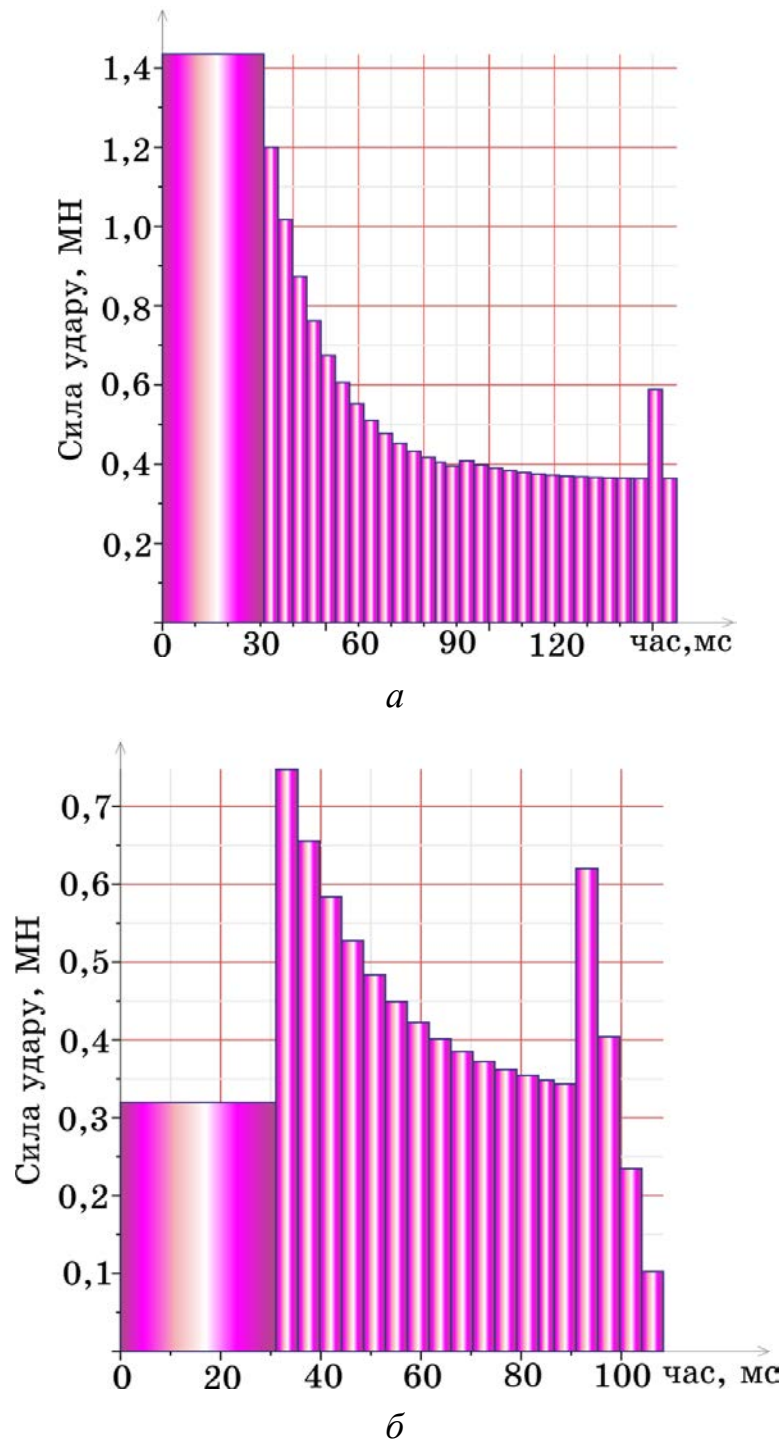


Рисунок 4.22 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони з ударним механізмом і амортизатором жорсткістю $c_a = 14$ МН/м (а) і $c_a = 28$ МН/м (б) у місці прихоплення

вини, тобто визначається тривалістю проходження хвилі до місця прихоплення.

Таким чином, тривалість ударного імпульсу в місці прихоплення перевищує тривалість безпосереднього контакту бойка з ковадлом (третій етап удару), тобто визначається проміжком часу від моменту зустрічі $t_{уд}$ до $t_{уд} + \tau$:

$$\tau = (2n_2 + 1)t_2 + 2[N - n_2(n_3 + 1) + 0,5]t_3. \quad (4.77)$$

Це запізнення залежить від загальної відстані між ковадлом і місцем прихоплення БК та фізичних властивостей породи стовбура свердловини, тобто визначається тривалістю проходження хвилі до місця прихоплення t_3 .

Величину вивільненої частини прихопленої БТ за один удар можна визначити наступним чином:

$$L_{пр} = 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{j=1}^{n_2} w_{j(n_3+1)} + 2t_3 \left[\sum_{j_1=0}^{n_2-2} \left(\sum_{j_2=j_1(n_3+1)+1}^{(j_1+1)(n_3+1)-1} w_{j_2} \right) + \sum_{j=(n_2-1)(n_3+1)+1}^{N-(n_2-1)(n_3+1)} w_j \right]. \quad (4.78)$$

За допомогою розробленої комп'ютерної програми також досліджено залежність величини сили, з якою нанесено удар $R_{уд}$ і сили, що передається в місце прихоплення $Q_{уд}$, відповідних цим силам ударних імпульсів $S_{уд}$ і $S_{пр}$; кінетичної енергії T , накопиченої БК, і енергії A , що витрачена безпосередньо на ліквідацію прихоплення за один удар; необхідну кількість ударів для повної ліквідації прихоплення БК [202] від місця встановлення амортизатора в БК з ударним механізмом. Результати досліджень при ході бойка $s = 15$ см (табл. 4.8) і

Таблиця 4.8 – Динамічні характеристики аварійної компоновки бурильної колони ($s = 15$ см)

l , м	Ударна сила, кН		Ударний імпульс, кН·с		Кількість ударів	Енергія, кДж	
	$Q_{уд}$	$Q_{пр}$	$S_{уд}$	$S_{пр}$		T	$A_{пр}$
10	3560	449	64,68	50,64	379	829	0,867
30	2453	3689	59,70	47,80	187	652	1,757
40	2168	743	65,28	55,68	94	634	3,834
50	663	750	55,94	52,36	89	1566	4,382
60	1261	988	65,38	56,98	56	1108	7,797
70	348	348	2,988	2,354	59	1558	1,980
90	1537	1537	66,12	50,60	145	1044	2,392
100	1797	1797	67,16	42,28	30	1184	17,29

Таблиця 4.9 – Динамічні характеристики аварійної компоновки
бурильної колони ($s = 30$ см)

l , м	Ударна сила, кН		Ударний імпульс, кН·с		Кількість ударів	Енергія, кДж	
	$Q_{уд}$	$Q_{пр}$	$S_{уд}$	$S_{пр}$		T	$A_{пр}$
10	3603	788	98,16	87,66	50	1710	9,190
30	2277	419	60,96	50,64	697	1347	0,379
40	2016	1811	79,22	69,70	25	1316	27,140
50	5478	5758	52,96	50,52	163	1340	2,091
60	791	988	58,16	58,20	73	1108	5,293
70	1081	493	34,74	26,28	106	1433	1,952
90	2025	537	71,94	50,22	201	2024	1,576
100	2417	1922	99,20	72,42	23	2538	30,770

при $s = 30$ см (табл. 4.9) поздовжніх коливань бурильної колони з УМ і амортизатором жорсткістю $c_a = 14$ МН/м [229] дозволили розробити рекомендації щодо місця установки амортизатора для ефективного вивільнення прихопленого бурильного інструмента.

У результаті проведених досліджень показано, що зі зміною пружності амортизатора тривалість удару дещо зменшується, але ці зміни незначні. Загалом вона знаходиться у межах 0,2 с. Поряд з тим, введення амортизатора в ОБТ показало, що кінематичні й енергетичні характеристики ударного механізму мають досить складні нелінійні залежності від його жорсткості. Водночас оптимальний підбір фізичних властивостей амортизатора дає змогу в 1,5–2,5 рази пришвидшити вивільнення прихопленого бурильного інструмента.

Хвильові діаграми ударних імпульсів у місці прихоплення бурильного інструмента, які спричинені УМ з амортизатором, вмонтованим в ОБТ на різних відстанях l , що відраховується від верху ОБТ її вільної частини, проілюстровано на рис. 4.23 ($s = 15$ см) та рис. 4.24 ($s = 30$ см). Тривалість удару $\tau = 157$ мс при $s = 15$ см і $\tau = 153$ мс при $s = 30$ см.

Побудовані хвильові діаграми (рис. 4.23 і 4.24) наочно ілюструють величину і характер зміни ударних імпульсів, що передаються в зону прихоплення

БК, від місця розміщення амортизатора на ОБТ.

Якщо амортизатор вмонтовано на верхній частині ОБТ, то ударний ім-

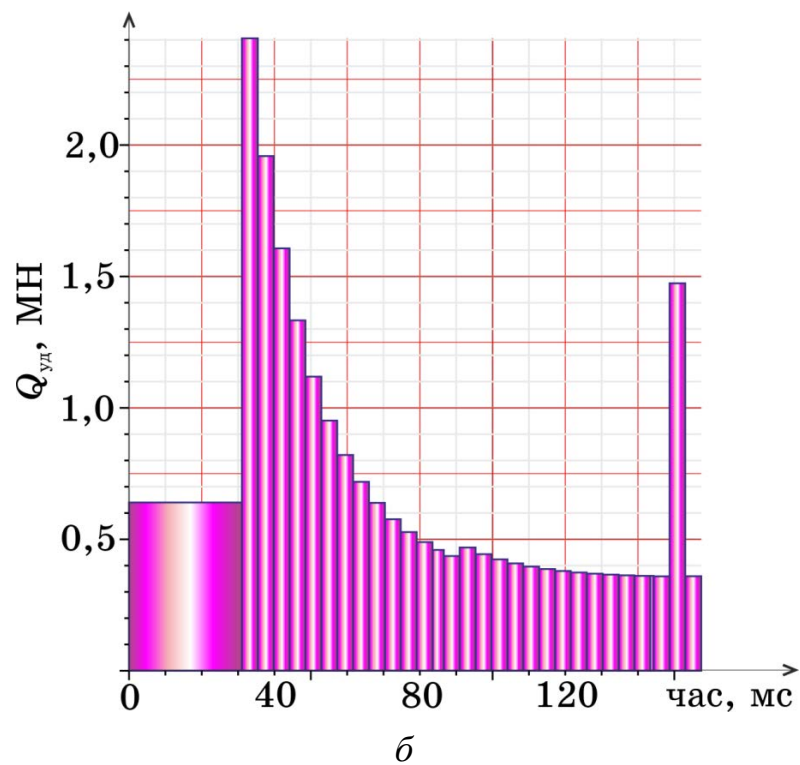
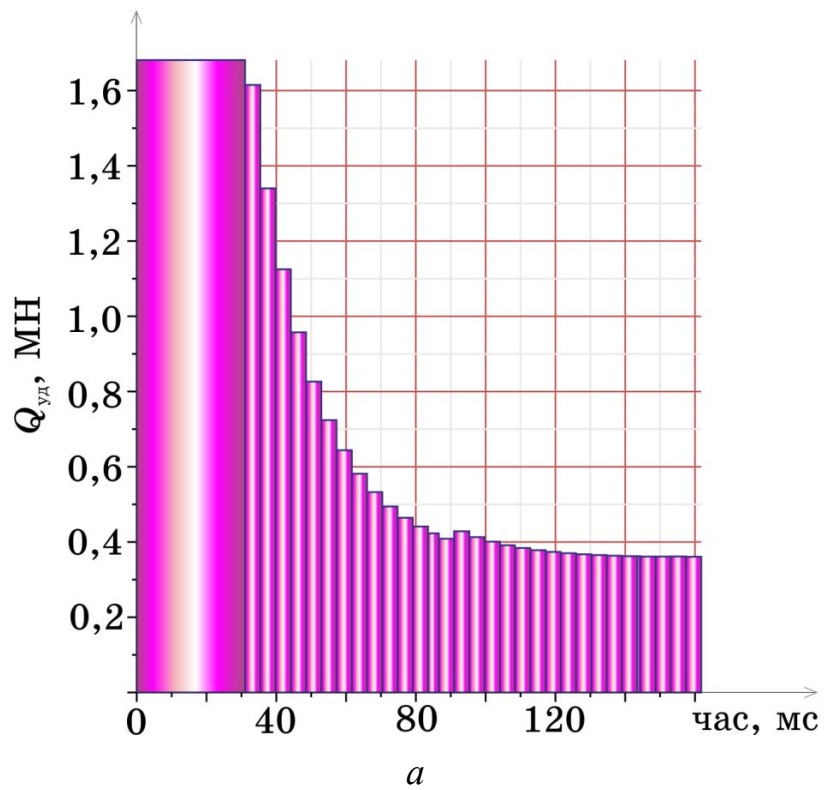


Рисунок 4.23 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони в місці прихоплення ($s = 15$ см) $l = 20$ см (а) і $l = 115$ см (б)

пульс має один максимум на початку і з часом швидко згасає.

У випадку опускання амортизатора максимальна ударна сила зменшується,

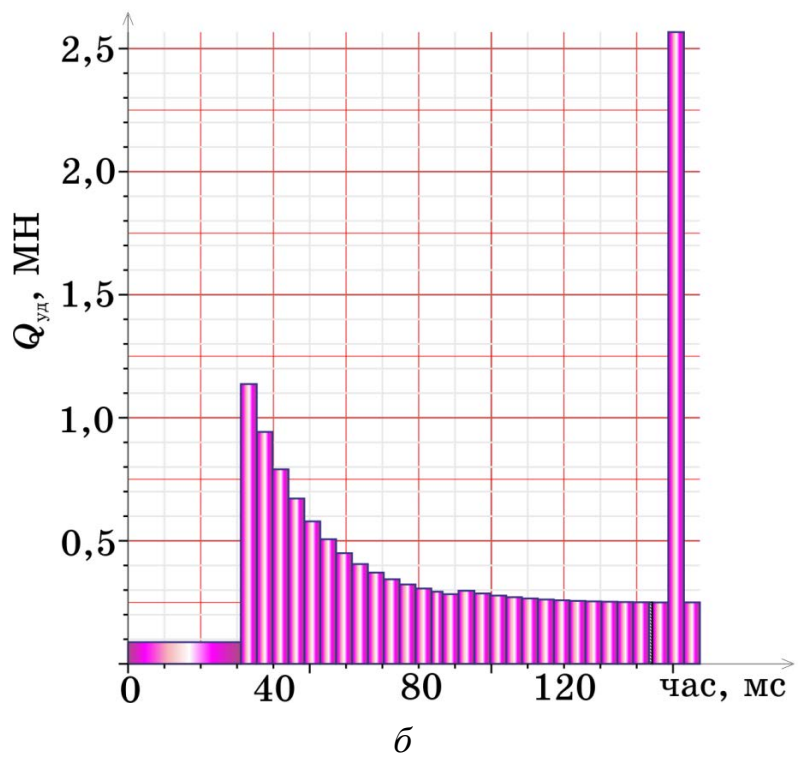
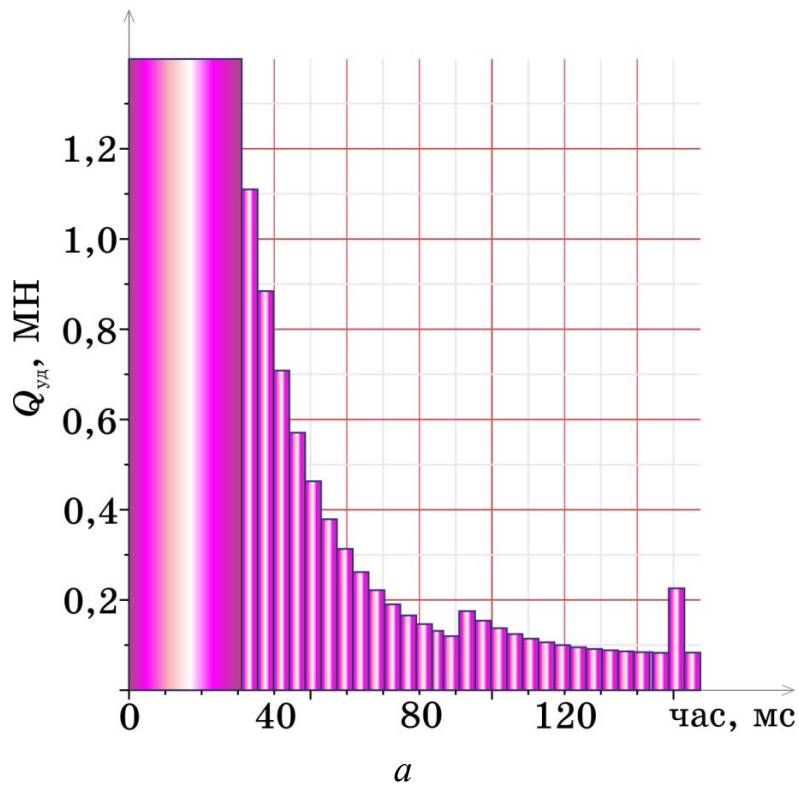


Рисунок 4.24 – Ударний імпульс плоскої хвилі бурильної колони в місці прихоплення ($s = 30$ см) $l = 5$ см (*a*), $l = 105$ см (*б*)

а нижче за 0,35 довжини ОБТ, відрахованої від верху її вільної частини, максимум настає пізніше, більше того — з'являється ще і другий максимум в кінці третьої фази удару.

Проведені дослідження показали, що для ефективної роботи ударного пристрою необхідно враховувати відразу декілька факторів: швидкість вивільнення бурильної колони, максимальні силу удару бойка по ковадлу та в місці прихоплення, величину і зміну в часі ударного імпульсу. У разі розміщення амортизатора внизу ОБТ позбутися аварії вдасться швидше, але разом з тим різко зростає максимум ударної сили, що може призвести до наближення порогу міцності БТ. Якщо вмонтувати амортизатор ближче до верху ОБТ, то хоча максимум ударних сил менший майже вдвічі, але кількість ударів, необхідних для ліквідації аварії, зростає в десятки разів.

Найдоцільніше амортизатор розміщувати на відстані 0,4–0,45 від довжини ОБТ, відрахованої від верху її вільної частини. У цьому випадку максимальна ударна сила задовольнятиме умову міцності ОБТ, понад 85% ударного імпульсу передається від УМ до місця прихоплення.

4.4 Висновки до розділу 4

1. Вперше розроблена методика математичного моделювання динаміки механічної системи «бурова колона–ударний механізм–гірська порода» при ліквідації прихоплень БТ. Виділено чотири етапи розвитку *ударного процесу*, застосувавши до опису якого два підходи:

- *перший* — за теорією Г. Герца, що дає достовірні значення ударного імпульсу, але не відображає тривалість удару і відповідно залежність ударної сили від часу;
- *другий* — методом плоскої хвилі Сен-Венана і теорії пружності (розроблено методику побудови хвильової діаграми ударного імпульсу).

2. Розглянута методика дослідження динамічного процесу вивільнення БТ. Числове моделювання показало, що спектр частот коливань БК не носить гармонічного характеру, і як наслідок вільні коливання неперіодичні. Порушення періодичності залежить від параметрів БК (матеріалу, площі поперечного перерізу,

пружності системи «долото–порода»);

3. Розроблена методика визначення і числового дослідження [196] спектра частот вільних коливань аварійної БК дозволяє одержати закон вимушених коливань БК за можливості виникнення резонансних явищ.

4. Проведені дослідження основних динамічних характеристик ударного пристрою дозволило аналізувати і обґрунтовувати ефективність роботи УМ.

5. Розроблено наступні рекомендації щодо ефективної роботи УМ:

- для БК з двома секціями БК №1 (YS 203В, ГУМД 195, ZSJ/ZXJ 80В) аварійної компоновки хід бойка варто вибирати $s = 10\text{--}30$ см, а з трьома секціями (БК №2) — $s = 50\text{--}200$ см;
- максимальна ударна сила в БК №1 значно (на порядок) перевищує ударну силу в БК №2 (YS 178В, ГУМД 172, ZSJ/ZXJ 70В), що дозволить у першому випадку швидше ліквідувати аварії разом з тим механічна система відчуває значні перевантаження [227];
- ефективність роботи ударного механізму необхідно оцінювати за величиною ударного імпульсу, а не за максимальним значенням ударної сили;
- втрата енергії при кожному ударі незначна;
- у випадку застосування ударних механізмів необхідно не допустити перевищення граничних навантажень та напружень.

6. Дослідження показали [42], що швидкість ліквідації прихоплень залежить від пружності породи. Найшвидше вдається вивільнити БК із суглинку ($E_{\text{п}} = 33$ ГПа), довше із щебеню ($E_{\text{п}} = 50$ ГПа), супіску ($E_{\text{п}} = 78$ ГПа). Ударний імпульс плоскої хвилі БК зі збільшенням сили тиску породи на трубу має меншу тривалість й імпульсний характер. А, отже, при дослідженнях необхідно користуватись геофізичними даними, що дають можливість визначати кількість прихоплень, їхні місця й довжину, розподілену силу тиску породи на трубу.

7. Запропоновано до аварійної компоновки БК ввести амортизатор, що дозволить збільшити тривалість удару і як наслідок ударний імпульс. Дослідження процесу ліквідації прихоплень БК ударним способом із використанням амортизатора показало:

- встановлено, що збільшення жорсткості амортизатора (5–40 МН/м) призводить до зниження частотного спектра бурильної колони (9,8–13,7%);
- найдоцільніше амортизатор розміщувати на відстані 0,4–0,45 довжини ОБТ, відрахованої від верху її вільної частини. У цьому випадку максимальна ударна сила задовольняє умову міцності ОБТ і понад 85% ударного імпульсу передається від ударного механізму до місця прихоплення.
- величина ударного імпульсу визначається жорсткістю амортизатора.

Результати теоретичних і практичних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. 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>.

2. Векерик В. І., Левчук К. Г. Взаємодія аварійної й прихопленої компоновки бурильної колони при ліквідації аварій ударним способом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2014. № 48. С. 144–152.

3. 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.

4. 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.*

5. 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>.

6. 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>.

7. 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>.

8. 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.*

9. 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.*

10. Левчук К. Г., Цідило І. В. Дослідження процесу звільнення прихоплення бурильної колони ударним пристроєм. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2016. № 1 (33). С. 248–253.

11. 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.*

12. 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.

13. 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.*

14. Мойсишин В. М., Левчук К. Г. Динамічні характеристики ударного ін-

струменту для ліквідації прихоплень бурильної колони. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2014. № 1 (25). С. 101–113.

15. 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.

16. 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.

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

18. *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.

19. *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.

20. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 76636 Україна. *Комп'ютерна програма «Програма для розрахунку спектра бурильної колони (RangeDrillString)»*: дата реєстрації 06.02.2018. Автор: Левчук К. Г.

РОЗДІЛ 5

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ
ЗА ДОПОМОГОЮ ОСЦИЛЯТОРІВ

Перші роботи з ліквідації прихоплень БІ за допомогою осциляторів опубліковані Д. Д. Барканом, Ю. Я. Штаєрманом і К. Н. Добровольським ще у 1935 р. [84]. Разом з тим, широке промислове застосування віброметоду розпочалось лише у 1949 р., коли Д. Д. Барканом за сприяння В. Н. Тулікова було зроблено нові конструкції осциляторів. Розробкою віброметоду займались також О. А. Савінов, О. Я. Шехтер, Н. А. Преображенська, Б. І. Гуменський, Н. С. Комаров, Б. П. Татарніков, С. А. Цаплін. У 1949 р. Д. Д. Баркан і В. Н. Тупіков запропонували застосувати віброметод для буріння геологорозвідувальних свердловин, а у 1950 р. Д. Д. Баркан, Е. І. Тагієв та Я. М. Василевський провели випробування з ліквідації за допомогою вібрації штучно створеного прихоплення труб діаметром 150 мм у пробуреній нафтовій свердловині. Випробування підтвердили доцільність ліквідації прихоплень труб шляхом інтенсивних вібрацій. І вже у 1951 р. було розпочато створення поверхневих вібраторів для вивільнення прихопленого БІ. У цьому напрямку працював П. Ф. Пальянов, котрий розробив методику конструювання поверхневих вібраторів та створив цілу низку робочих конструкцій.

Пізніше проблемами виникнення і дослідження сил тертя між трубами та стінками свердловини займався М. М. Александров, який вважав, що взаємодія у вертикальних свердловинах відбувається по замкам, а у горизонтальних — по тілу труби [68; 69]. Дослідження, подані у роботах З. С. Луцького показали, що коефіцієнт тертя для різних видів порід і типу промивальної рідини знаходяться в межах 0,121–0,315. Д. Д. Баркан і Н. А. Преображенська показали [251], що використання віброзбурювачів при правильному виборі частоти й амплітуди вібратора сили тертя і опору, що діють на зовнішню поверхню бурильної труби, вдається зменшити в 10–15 разів [84; 251]. Вивченням механізму виникнення сил тертя, що описуються системами нелінійних диференціальних рівнянь, займались М. А. Галахов і П. П. Усов [119].

Сучасні способи ліквідації прихоплень базуються на використанні фізико-механічної, гідравлічної або механічної дії на зону прихоплення. Фізико-хімічні методи полягають у закачуванні спеціальних рідинних ванн в зону аварії. Це призводить до послаблення сил тиску породи внаслідок її розчинення і як наслідок зменшення сил тертя.

Гідравлічні методи ґрунтуються на зміні гідравлічного тиску в аварійній зоні шляхом регулювання гідростатичної складової тиску, або формування гідравлічних хвиль бурового розчину. Механічні методи ґрунтуються на створенні вібраційних збурень, удару або вибухових навантажень, прикладених в зоні прихоплення бурильної колони.

Значна кількість експериментальних досліджень й інженерних випробувань довели, що найефективнішими залишаються механічні методи. Одним з перспективних напрямів вивільнення прихопленої БК є вібраційні механізми [259], оскільки такі пристрої мають досить просту конструкцію, дозволяють реалізувати різноманітність режимів роботи, починаючи з формування збурювальних сил до вибору параметрів вібраційного механізму.

Вібраційні пристрої нерідко використовують для інтенсифікації технологічних процесів у різних інженерних конструкціях. Експериментальні випробування резонансних явищ, проведені Р. Ш. Абієвим, Б. Г. Новіцьким, Р. А. Татевосяном, Я. Е. Українським і В. Н. Челомеєм, показали, що низькочастотні коливання дозволяють швидко перетворити сухе тертя у в'язке [64; 122; 236; 296; 305]. Роботу вібраторів у бурильній колоні висвітлено у роботах Л. Б. Хузіна, М. С. Габдрахімова [303].

Науковцями виявлено, а також підтверджено численними експериментальними даними, що гірські породи зі сталими реологічними параметрами (в'язкість, статичне напруження, зсуви) при вібраційній дії на них набувають властивостей плинності. Статичне напруження зсуву під дією вібраційного збурення наближається до нуля.

Вплив вібрації на гірські породи відбувається у *три етапи*:

- руйнування структурних зв'язків, і як наслідок зниження в'язкості,

- рух часток у породі з меншою в'язкістю, в результаті ущільнюються пластичні й незв'язні породи, а також відбувається контактне руйнування міцних та монолітних порід,
- утворення або збільшення зазору між бурильними трубами і кіркою свердловини, що визначає зменшення утримувальних сил і опору рухові.

Ефективність вібраційного способу залежить від конкретних геологічних умов. Якщо бурильний інструмент або бурильна труба прихоплені шламом або сипучими гірськими породами, то під дією вібрації сили внутрішнього тертя між частинками породи зменшуються, частинки шламу або гірської породи стають рухливішими і коливальна порода стає схожою на в'язке середовище. Як наслідок, фізико-механічні властивості утвореного середовища характеризуються в такому випадку не коефіцієнтом внутрішнього тертя, а коефіцієнтом вібров'язкості [84]. При водонасиченні понад 30–40%, коефіцієнт вібров'язкості різко знижується. Тому для ліквідації прихоплень такого виду необхідно створювати коливання з амплітудою A , що перевищує розмір частинок породи δ :

$$A \geq \alpha \delta, \quad (5.1)$$

де α – коефіцієнт, величина якого залежить від розміру і питомої ваги частинки гірської породи: для дрібних частинок з великою питомою вагою $\alpha = 2,5–3,0$, з малою — $\alpha = 1,0–1,5$; для крупних частинок з великою питомою вагою $\alpha = 1,5–1,7$, з малою — $\alpha = 1,0–1,5$. Зазначимо, що якщо амплітуда менша за розмір частинок породи, то шлам або ґрунт буде ущільнюватись і сила, що утримує БТ, різко зростатиме.

Коли зона прихоплення заповнена породами, що мають тиксотропні властивості (прилипання бурильних труб до глиняної кірки, затискання в породах глинистого комплексу, що випучилися), то коливання таких порід супроводжуються руйнуванням їхньої структури з виділенням вільної води, диспергуванням окремих частинок і втратою рідини гідратними оболонками. Навколо БІ, що коливається, утворюється розріджена зона незначної товщини (до 3–5 мм), властивості якої нагадує суспензію або колоїдний розчин. Внаслідок проникнення в зону прихоплення свердловинних вод коефіцієнт гідродинаміч-

ного тертя зменшується і у цьому випадку $\alpha = 1,5-2,0$.

Після припинення вібраційної дії властивості гірських порід повністю відновлюються. Швидкість протікання описаного процесу залежить від тривалості вібрації, фізико-механічних властивостей порід, частоти й амплітуди збурень. До того ж віброзбурення перешкоджають накопиченню порід на стінках свердловини та каналів фільтрації в гірських породах.

Не зважаючи на те, що вібраційні методи ліквідації прихоплень бурильного інструмента відносять до пріоритетних напрямів, вони залишаються маловивченими. Широке використання вібропристроїв зумовлено простотою конструкції та можливістю багаторазового і довготривалого використання. Однак процеси, що виникають у бурильній колоні та зоні прихоплення, надто складні, тому більшість наукових досліджень обмежуються експериментальними роботами і натурними випробуваннями.

Численні випробування, проведені на бурових свердловинах [101; 124; 257] і палях, занурених у ґрунт [99; 259; 264], з метою вивчення впливу вібрацій на величину сил опору є важливим підґрунтям для створення теорії використання вібраційних методів для вивільнення прихопленої БК. Одним із методів теоретичного обґрунтування рекомендацій, спрямованих на ліквідацію прихоплень БК, залишається математичне моделювання.

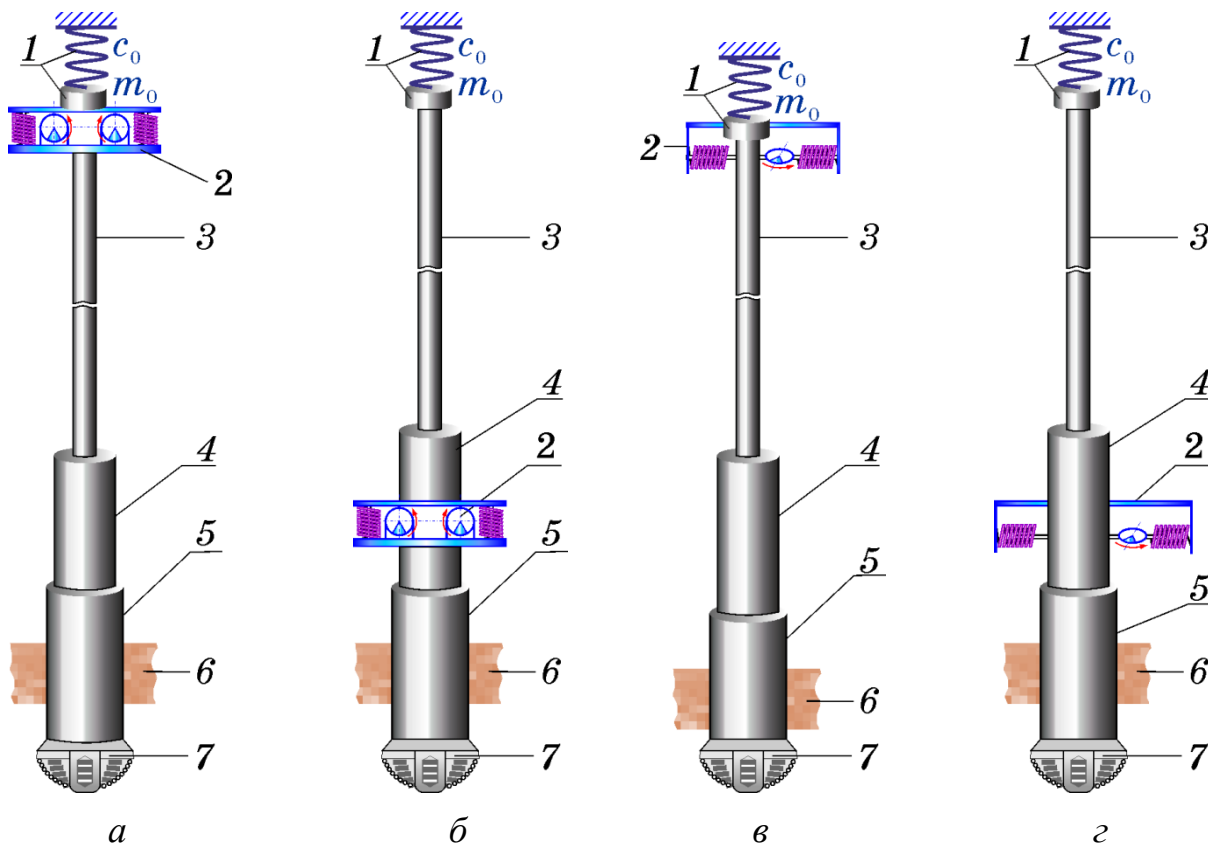
З розвитком сучасної комп'ютерної техніки стає можливим створені складні математичні моделі підняти на якісно вищий рівень, що дозволяє достатньо точно описувати динамічні процеси, які відбуваються в нафтових і газових свердловинах [162]. Пружні сили, що виникають внаслідок деформації труб БК, тиск породи на бурильні труби та величина коефіцієнту опору є основними параметрами, що визначають сили, які необхідно подолати за допомогою віброприладу (ВП).

5.1 Обґрунтування розрахункових схем бурильної колони з вібраційним механізмом

Для вивільнення прихопленої БК використовують вібраційний спосіб — збурення вимушених коливань широкого діапазону частот з малими ампліту-

дами в аварійній компоновці БК, які вздовж пружних БТ передаються середовищу (шламу, породі), що викликає зміну його реологічних властивостей [168]. Утримувальне зусилля послаблюється внаслідок зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя та сил зчеплення. Такий спосіб найефективніший і найменш трудомісткий, до того ж найдешевший і нетривалий. Механізми, призначені для збудження вібрацій, називають осциляторами або вібраторами [211].

Залежно від методу передачі обертання неврівноваженої маси вібратори ділять на *дебалансні* (ексцентрикові) — зі зміщенням центра мас вала; *бігункові* — з вантажем, що рухається по внутрішній поверхні вала; *планетарні* — неврівноважені планетарні редуктори та *ударні* — збудники пружних коливань [1]. Дебалансні вібратори, що збуджують поздовжні, поперечні, або крутильні коливання, називають вібромолотами [16]. Такі вібратори також можуть створювати складну комбінацію коливальних рухів — фігури Ліссажу.



1 — талева система, 2 — вібратор, 3, 4 — бурильні труби, 5 — обважнена бурильна труба, 6 — прихоплення, 7 — долото

Рисунок 5.1 – Розрахункова схема бурильної колони з поверхневим (а, в) або глибинним (б, з) вібратором

Залежно від розміщення відносно прихопленої частини БК *вібратори* розрізняють *поверхневі* й *глибинні* (опускають ближче до зони прихоплення або вмонтовуються в БК). За типом приводу вібратори ділять на *механічні, електричні, електромеханічні, гідравлічні, електрогідравлічні, пневматичні, вакуумно-компресорні, електромагнітні та магнітострикційні*.

Найчастіше ліквідацію прихоплень БІ вібратором здійснюють у випадку аварії, викликаною боковим прихопленням колонкового набору, заклинюванням його на керні, а також припіканням коронки. Поверхневим вібратором (рис. 5.1 – *а* і *в*) вдається вивільнити БІ, прихоплений на глибині до 50 м. Для ліквідації прихоплень БІ на більших глибинах необхідне використання глибинного (рис. 5.1 – *б* і *г*) вібратора. У випадку застосування глибинного вібратора колону бурильних труб або частину БК доводиться видаляти зі свердловини, а вібратор приєднувати до прихопленої компоновки БК за допомогою мітчика (рис. 5.2), колокола ловильного (рис. 5.3) або трубоволовляча (рис. 1.5 і 5.4), встановивши на мінімально можливій відстані від місця прихоплення [198].

Осцилятори, що збуджують поперечні коливання (рис. 5.1 – *в* і *г*) труб у БК, найдоцільніше використовувати для ліквідації прихоплень першого виду, тобто пов'язаних з прилипанням БТ до стінок свердловини, а для ліквідації

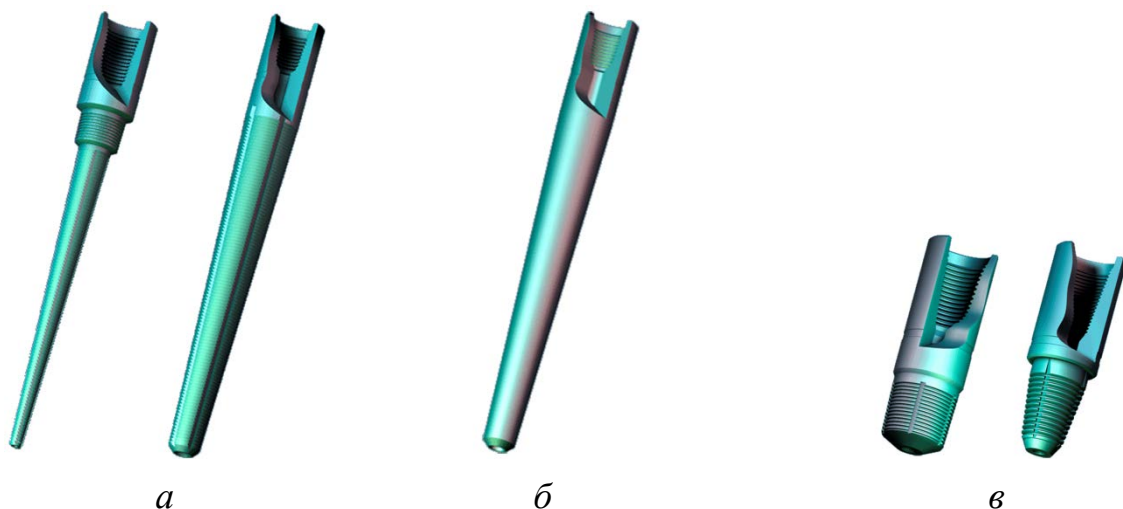


Рисунок 5.2 – Мітчики ловильні типів ЛМ і МБУ (*а*) (захоплення бурильних труб шляхом вгвинчування), типу ЛМГ (*б*) (запресовування у внутрішню поверхню і вилучення БТ), типів МЕС і МСЗ (*в*) (захоплення шляхом вгвинчування у різьбу муфт і замків) [141]

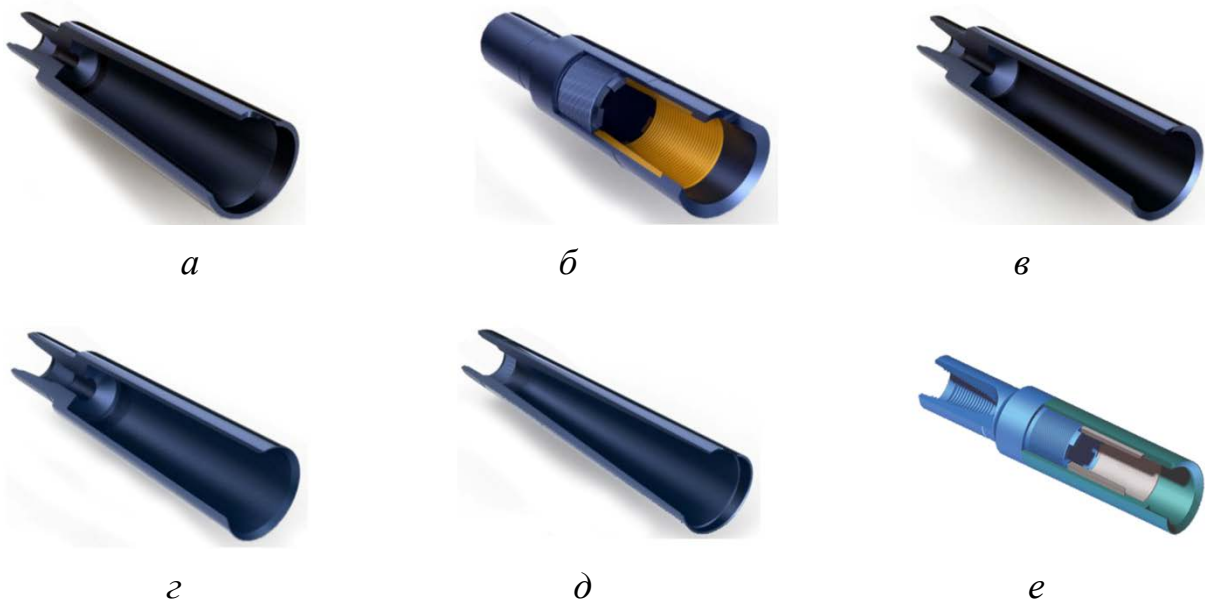


Рисунок 5.3 – Колокол ловильний типів ЛК і К (*a*),— типу КН (*б*) (набірний), типу ЛКГ (*в*) (гладкий), типу СЛК (*г*), типу ЛКС (*д*), типу КС (*е*) [72]

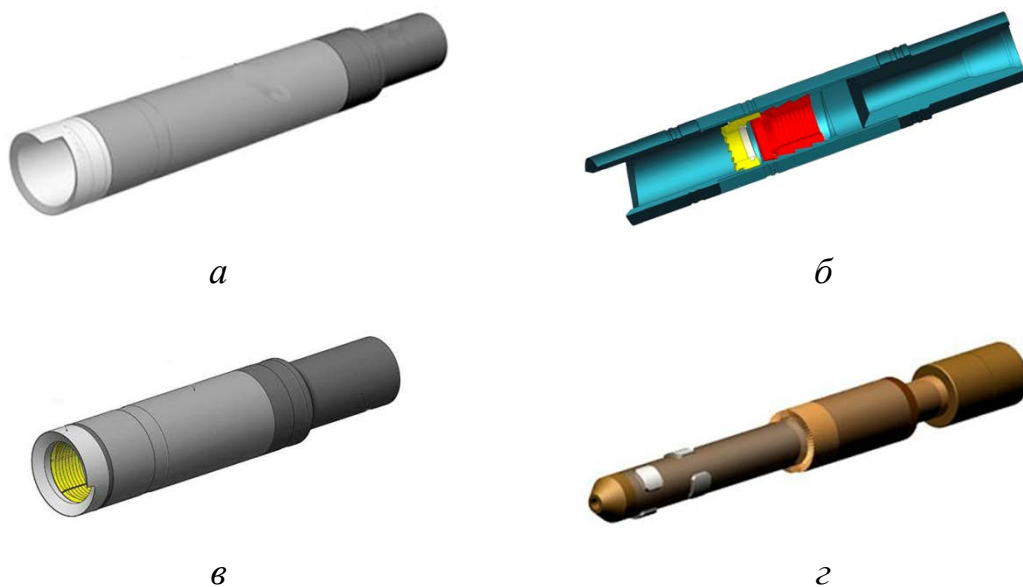


Рисунок 5.4 – Трубовловлювачі зовнішні цангового типу звільняючі (*a*), спірального типу (*б*), звільняючі з коротким захоплювачем (*в*, *г*) [148]

другого виду прихоплень — осцилятори, що збуджують поздовжні коливання (рис. 5.1 – *a* і *б*) або поздовжні силові імпульси, тобто ГУМи.

5.2 Дослідження процесу ліквідації прихоплень бурильного інструмента за допомогою повздовжньої вібрації

У роботі розглянуто розрахункові схеми механічної системи, що містять талеву систему, вільну та прихоплену компоновки БК і осцилятор, що збудрює

поздовжні (рис. 5.1 – а і б) та поперечні (рис. 5.1 – в і г) коливання БК [34].

Проведемо дослідження процесу передачі вібраційним механізмом коливань вздовж бурильних труб у місце прихоплення БІ з метою розробки методик застосування осцилятора (налаштування резонансу на одну з власних частот БК [188] і рекомендацій з вибору амплітуди збурювальної сили, тривалості роботи) для ліквідації прихоплень бурильного інструмента.

Для проведення параметричних досліджень була розроблена математична модель нестационарних процесів у бурильній колоні з вібропристроєм [43; 188; 203], що містить три секції однорідних циліндричних БТ. Механічну систему труб розглянемо як континуально-дискретну. Будемо вважати, що осцилятор збурює гармонічну силу $P_{36}(t)$. Пружні коливання БТ описують відомими з теорії пружності хвильовими диференціальними рівняннями (4.2), до яких додають крайові умови.

Для поверхневого осцилятора (рис. 5.1 – а):

- на верхньому торці першої секції бурильної колони

$$E_1 F_1 u_1'(0, t) + m_0 g = c_0 u_1(0, t) + m_0 a_1^2 u_1''(0, t) - P_{36}(t); \quad (5.2)$$

- на стику першої та другої секцій бурильної колони

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t), \quad E_1 F_1 u_1'(l_1, t) = E_2 F_2 u_2'(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1; \quad (5.3)$$

- на стику другої та третьої секцій бурильної колони

$$u_2(l_2, t) = u_3(0, t), \quad E_2 F_2 u_2'(l_2, t) = E_3 F_3 u_3'(0, t) + q(F_3 - F_2) g (l_1 + l_2); \quad (5.4)$$

- на верхній межі прихоплення третьої секції бурильної колони

$$u_3(L, t) = u_4(0, t), \quad u_3'(L, t) = u_4'(0, t); \quad (5.5)$$

- на нижньому кінці аварійної компоновки БК

$$E_3 u_4'(l_3 - L, t) = -qg \sum_{j=1}^3 l_j \quad \text{або} \quad E_3 F_3 u_4'(l_3 - L, t) = -R_B, \quad (5.6)$$

де L – довжина прихопленої частини БТ.

Для глибинного осцилятора (рис. 5.1 – б):

- на верхньому торці першої секції бурильної колони

$$E_1 F_1 u_1'(0, t) + m_0 g = c_0 u_1(0, t) + m_0 a_1^2 u_1''(0, t); \quad (5.7)$$

- на стику першої та другої секцій бурильної колони

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t), \quad E_1 F_1 u'_1(l_1, t) = E_2 F_2 u'_2(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1; \quad (5.8)$$

- у місці розміщення осцилятора

$$u_2(l, t) = u_3(0, t); \quad E_2 F_2 [u'_3(0, t) - u'_2(l, t)] = -P_{36}(t), \quad (5.9)$$

де l – відстань до місця встановлення осцилятора;

- на стику другої та третьої секцій бурильної коло

$$u_3(l_2 - l, t) = u_4(0, t), \quad E_2 F_2 u'_3(l_2 - l, t) = E_3 F_3 u'_4(0, t) + q(F_3 - F_2) g (l_1 + l_2); \quad (5.10)$$

- на верхній межі прихоплення третьої секції бурильної колони

$$u_4(L, t) = u_5(0, t), \quad u'_4(L, t) = u'_5(0, t); \quad (5.11)$$

- на нижньому кінці аварійної компоновки БК

$$E_3 F_3 u'_5(l_3 - L, t) = \begin{cases} -q F_3 g \sum_{j=1}^3 l_j, \\ -R_b. \end{cases} \quad (5.12)$$

Далі одержимо початкові умови $u_j(x_j, 0)$ і $\dot{u}_j(x_j, 0) = 0$ для системи рівнянь (4.2) з рівнянь балансу сил, прикладених у поточних перерізах БТ:

- для поточного перерізу першої секції БК ($0 \leq x_1 \leq l_1$)

$$u_1(x_1, 0) = m_0 g / c_0 + [a_{1s} g - P_0(l_3 - L)] / (1/c_0 + x_1/E_1 F_1) - 0,5 \rho_1 g x_1^2 / E_1; \quad (5.13)$$

- для поточного перерізу другої секції БК ($0 \leq x_2 \leq l_2$, якщо осцилятор поверхневий; $0 \leq x_2 \leq l$ — до місця встановлення ВП, якщо осцилятор глибинний)

$$u_2(x_2, 0) = m_0 g / c_0 - 0,5 \rho_1 l_1^2 g / E_1 + [a_{1s} g - P_0(l_3 - L)] / (1/c_0 + l_1/E_1 F_1) + [a_{2s} g - P_0(l_3 - L)] x_2 / (E_2 F_2) - 0,5 g \sum_{j=1}^{k-3} \rho_j x_j^2 / E_j; \quad (5.14)$$

- для поточного перерізу другої секції БК, коли осцилятор глибинний, нижче місця його встановлення ($0 \leq x_3 \leq l - l_2$), або вільної частини третьої секції БК ($0 \leq x_3 \leq L$), коли осцилятор поверхневий

$$u_3(x_3, 0) = [(m_0 + a_{1s}) g - P_0(l_3 - L)] / c_0 + \sum_{j=1}^2 [(a_{js} - 0,5 m_j) g - P_0(l_3 - L)] l_j / (E_j F_j) + [a_{3s} g - P_0(l_3 - L)] x_3 / (E_{7-k} F_{7-k}) - 0,5 \rho_{7-k} g x_{7-k}^2 / E_{7-k}; \quad (5.15)$$

- для поточного перерізу вільної частини третьої секції БК ($0 \leq x_4 \leq L$), коли осцилятор глибинний, або прихопленої частини третьої секції БК ($0 \leq x_4 \leq l_3 - L$), коли осцилятор поверхневий

$$\begin{aligned}
u_4(x_4, 0) = & [(m_0 + a_{1S})g - P_0(l_3 - L)]/c_0 + \\
& + \sum_{j=1}^2 [(a_{jS} - 0,5m_j)g - P_0(l_3 - L)]l_j/(E_j F_j) + \\
& + [(a_{3S} - 0,5m_3)g - P_0(l_3 - L)]l_3/(E_{7-k} F_{7-k}) + \\
& + [a_{4S}g - P_0(l_3 - L)]x_4/(E_3 F_3) - 0,5[\rho_3 g/E_3 - (k-5)P_0/(E_3 F_3)]x_4^2;
\end{aligned} \tag{5.16}$$

- для поточного перерізу прихопленої частини третьої секції БК ($0 \leq x_5 \leq l_3 - L$), коли осцилятор глибинний

$$\begin{aligned}
u_5(x_5, 0) = & [(m_0 + a_{1S})g - P_0(l_3 - L)]/c_0 + [(a_{1S} - 0,5\rho_1 F_1 l_1)g - \\
& - P_0(l_3 - L)]l_1/(E_1 F_1) + [(a_{2S} - 0,5\rho_2 F_2 l)g - P_0(l_3 - L)]l/(E_2 F_2) + \\
& + [(a_{3S} - 0,5\rho_2 F_2 (l_2 - l))g - P_0(l_3 - L)](l_2 - l)/(E_2 F_2) + \\
& + [(a_{4S} - 0,5\rho_3 F_3 L)g - P_0(l_3 - L)]L/(E_3 F_3) + \\
& + [a_{5S}g - P_0(l_3 - L)]x_5/(E_3 F_3) + 0,5(P_0 - \rho_3 F_3 g)x_5^2/E_3 F_3,
\end{aligned} \tag{5.17}$$

де $k=4$, $m_1 = \rho_1 F_1 l_1$, $m_2 = \rho_2 F_2 l_2$, $m_3 = \rho_3 F_3 L$, $m_4 = \rho_3 F_3 (l_3 - L)$, якщо осцилятор поверхневий і $k=5$, $m_1 = \rho_1 F_1 l_1$, $m_2 = \rho_2 F_2 l$, $m_3 = \rho_2 F_2 (l_2 - l)$, $m_4 = \rho_3 F_3 L$, $m_5 = \rho_3 F_3 (l_3 - L)$, як-

що осцилятор глибинний, $a_{1S} = \sum_{j=1}^3 (\rho_j - q)F_j l_j + (\rho_3 - q)F_3 l_4$; $a_{2S} = \sum_{j=2}^3 (\rho_j - q)F_j l_j -$

$-qF_2 l + (\rho_3 - q)F_3 l_4$; $a_{3S} = [(k-4)\rho_2 (l_2 - l) - q \sum_{j=1}^2 l_j]F_{7-k} + (\rho_3 - q)F_3 l_3$;

$a_{4S} = [\rho_3 (l_3 + (k-5)L) - q \sum_{j=1}^3 l_j]F_3$; $a_{5S} = [\rho_3 (l_3 - L) - q \sum_{j=1}^3 l_j]F_3$.

У положенні статичної рівноваги БК швидкості у поточних перерізах

$$\dot{u}_j(x_j, 0) = 0, \quad j = 1, \dots, k. \tag{5.18}$$

Далі переходимо до визначення квазістатичних переміщень перерізів бурильної колони. Через неоднорідність рівнянь гіперболічного типу (4.2) розділити у них змінні не вдається. Закони руху перерізів БК знаходимо у вигляді суми розв'язків однорідних рівнянь і стаціонарних, оскільки праві частини цих рівнянь не залежать від часу

$$u_j(x_j, t) = u_j(x_j) + u_{jS}(x_j, t), \quad j = 1, \dots, k. \tag{5.19}$$

Стаціонарна частина $u_j(x_j)$ у системі рівнянь (5.18) задовольняє неоднорідні стаціонарні крайові умови (5.7)–(5.12), тобто без урахування збурювальної сили $P_{36}(t)$. Таким чином, розв'язки $u_{jS}(x_j, t)$ системи однорідних рівнянь

$$\begin{aligned} \ddot{u}_{jS}(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_{jS}(x_j, t) - a_j^2 u_{jS}''(x_j, t) &= 0, \quad j = 1, \dots, k-2, \\ \ddot{u}_{jS}(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_{jS}(x_j, t) - a_3^2 u_{jS}''(x_j, t) &= 0, \quad j = k-1, \dots, k. \end{aligned} \quad (5.20)$$

які відповідають неоднорідним (4.2), задовольняють крайові умови, з котрих вилучено стаціонарні складові:

- якщо осцилятор поверхневий (рис. 5.1 – а), то

$$\begin{aligned} E_1 F_1 u'_{1S}(0, t) &= c_0 u_{1S}(0, t) + m_0 a_1^2 u''_{1S}(0, t) - P_{36}(t); \\ u_{(j-1)S}(l_{j-1}, t) &= u_{jS}(0, t); \quad E_{j-1} F_{j-1} u'_{(j-1)S}(l_{j-1}, t) = E_j F_j u'_{jS}(0, t), \quad j = 2, 3; \\ u_{3S}(L, t) &= u_{4S}(0, t); \quad u'_{3S}(L, t) = u'_{4S}(0, t); \quad u'_{4S}(l_3 - L, t) = 0, \end{aligned} \quad (5.21)$$

- якщо глибинний осцилятор розташований у другій секції БК (рис. 5.1 – б), то:

$$\begin{aligned} E_1 F_1 u'_{1S}(0, t) &= c_0 u_{1S}(0, t) + m_0 a_1^2 u''_{1S}(0, t); \\ u_{1S}(l_1, t) &= u_{2S}(0, t); \quad E_1 F_1 u'_{1S}(l_1, t) = E_2 F_2 u'_{2S}(0, t); \\ u_{2S}(l, t) &= u_{3S}(0, t); \quad E_2 F_2 [u'_{3S}(0, t) - u'_{2S}(l, t)] = -P_{36}(t); \\ u_{3S}(l_2 - l, t) &= u_{4S}(0, t); \quad E_2 F_2 u'_{3S}(l_2 - l, t) = E_3 F_3 u'_{4S}(0, t); \\ u_{4S}(L, t) &= u_{5S}(0, t); \quad u'_{4S}(L, t) = u'_{5S}(0, t); \quad u'_{5S}(l_3 - L, t) = 0. \end{aligned} \quad (5.22)$$

Квазістатичні переміщення $u_j(x_j)$ знаходимо із системи рівнянь (4.2), (5.2)–(5.12):

$$u_1(x_1) = m_0 g / c_0 + [a_{1S} - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g / (1/c_0 + x_1 / E_1 F_1) - 0,5 \rho_1 g x_1^2 / E_1; \quad (5.23)$$

$$\begin{aligned} u_2(x_2) &= m_0 g / c_0 - 0,5 \rho_1 l_1^2 g / E_1 + [a_{1S} - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g / (1/c_0 + l_1 / E_1 F_1) + \\ &+ [a_{2S} - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g x_2 / (E_2 F_2) - 0,5 \rho_2 x_2^2 g / E_2; \end{aligned} \quad (5.24)$$

$$\begin{aligned} u_3(x_3) &= [m_0 + a_{1S} - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g / c_0 + [a_{3S} - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g x_3 / (E_{7-k} F_{7-k}) + \\ &+ g \sum_{j=1}^2 [a_{jS} - 0,5 m_j - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] l_j / (E_j F_j) - 0,5 \rho_{7-k} g x_{7-k}^2 / E_{7-k}; \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} u_4(x_4) &= [m_0 + a_{1S} - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g / c_0 + \\ &+ \sum_{j=1}^2 [a_{jS} - 0,5 m_j - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g l_j / (E_j F_j) + \\ &+ [a_{3S} - 0,5 m_3 - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g x_3 / (E_{7-k} F_{7-k}) + \\ &+ [a_{4S} - \mu \rho_3 F_3 (l_3 - L)] g x_4 / (E_3 F_3) - 0,5 [1 - \mu(5 - k)] \rho_3 g x_4^2 / E_3; \end{aligned} \quad (5.26)$$

квазістатичне переміщення прихопленої частини третьої секції БК, коли осцилятор глибинний

$$\begin{aligned}
 u_5(x_5) = & [m_0 + a_{1S} - \mu\rho_3 F_3(l_3 - L)]g/c_0 + \\
 & + [a_{1S} - 0,5\rho_1 F_1 l_1 - \mu\rho_3 F_3(l_3 - L)]gl/(E_1 F_1) + \\
 & + [a_{2S} - 0,5\rho_2 F_2 l - \mu\rho_3 F_3(l_3 - L)]gl/(E_2 F_2) + \\
 & + [a_{3S} - 0,5\rho_2 F_2(l_2 - l) - \mu\rho_3 F_3(l_3 - L)]g(l_2 - l)/(E_2 F_2) + \\
 & + [a_{4S} - 0,5\rho_3 F_3 L - \mu\rho_3 F_3(l_3 - L)]gL/(E_3 F_3) + \\
 & + [a_{5S} - \mu\rho_3 F_3(l_3 - L)]gx_5/(E_3 F_3) - 0,5(1 - \mu)\rho_3 gx_5^2/E_3,
 \end{aligned} \tag{5.27}$$

де $\mu = f_0 \operatorname{sign}[\dot{u}_k(x_k, t)]/g$.

Початкові умови для системи рівнянь (5.21) знаходимо з рівностей

$$u_{jS}(x_j, 0) = u_j(x_j, 0) - u_j(x_j), \quad \dot{u}_{jS}(x_j, 0) = \dot{u}_j(x_j, 0) - \dot{u}_j(x_j), \quad j = 1, \dots, k. \tag{5.28}$$

У результаті підстановки початкових умов (5.12)–(5.16) і квазістатичних переміщень (5.23)–(5.27) у співвідношення (5.28), одержуємо початкові для системи рівнянь (5.20)

$$\begin{aligned}
 u_{1S}(x_1, 0) = & a_0(1/c_0 + x_1/E_1 F_1); \quad u_{2S}(x_2, 0) = a_0(1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + x_2/E_2 F_2); \\
 u_{3S}(x_3, 0) = & a_0[1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + [l(k - 4) - l_2(k - 5)]/E_2 F_2 + x_3/E_{7-k} F_{7-k}]; \\
 u_{4S}(x_4, 0) = & a_0[1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + l_2/E_2 F_2 - L(k - 5)l_3/E_3 F_3 + x_4/E_3 F_3 + \\
 & + 0,5(k - 5)x_4^2/[E_3 F_3(l_3 - L)]]; \\
 u_{5S}(x_5, 0) = & a_0(k - 4)[1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + l_2/E_2 F_2 + L/E_3 F_3 + x_5/E_3 F_3 - \\
 & - 0,5x_5^2/[E_3 F_3(l_3 - L)]]; \quad \dot{u}_{jS}(x_j, 0) = 0, \quad j = 1, \dots, k.
 \end{aligned} \tag{5.29}$$

де $a_0 = (\mu\rho_3 F_3 g - P_0)(l_3 - L)$.

Таким чином, ми одержали систему однорідних рівнянь (5.20) з неоднорідними нестационарними крайовими умовами (5.21) або (5.22). Для знаходження розв'язків $u_{jS}(x_j, t)$ вводимо нові функції $\varphi_j(x_j, t)$:

$$u_{jS}(x_j, t) = u_{j\text{ВИМ}}(x_j, t) + \varphi_j(x_j, t). \tag{5.30}$$

Спеціально підібрані функції $\varphi_j(x_j, t)$ являють собою відхилення динамічних переміщень $u_{jS}(x_j, t)$ від деяких відомих функцій $u_{j\text{ВИМ}}(x_j, t)$. Функції $\varphi_j(x_j, t)$ описують вимушені складові переміщень секцій БК і визначаються з нестационарних крайових умов:

- якщо осцилятор поверхневий (рис. 5.1 – а), то

$$\begin{aligned} E_1 F_1 \varphi_1'(0, t) &= c_0 \varphi_1(0, t) + m_0 a_1^2 \varphi_1''(0, t) - P_{36}(t); \\ \varphi_{j-1}(l_{j-1}, t) &= \varphi_j(0, t); \quad E_{j-1} F_{j-1} \varphi_{j-1}'(l_{j-1}, t) = E_j F_j \varphi_j'(0, t), \quad j = 2, 3; \\ \varphi_3(L, t) &= \varphi_4(0, t); \quad \varphi_3'(L, t) = \varphi_4'(0, t); \quad \varphi_4'(l_3 - L, t) = 0, \end{aligned} \quad (5.31)$$

- якщо глибинний осцилятор вмонтовано у другу секцію БК (рис. 5.1 – б), то:

$$\begin{aligned} E_1 F_1 \varphi_1'(0, t) &= c_0 \varphi_1(0, t) + m_0 a_1^2 \varphi_1''(0, t); \quad \varphi_1(l_1, t) = \varphi_2(0, t); \\ E_1 F_1 \varphi_1'(l_1, t) &= E_2 F_2 \varphi_2'(0, t); \quad \varphi_2(l, t) = \varphi_3(0, t); \\ E_2 F_2 [\varphi_3'(0, t) - \varphi_2'(l, t)] &= -P_{36}(t); \quad \varphi_3(l_2 - l, t) = \varphi_4(0, t); \\ E_2 F_2 \varphi_3'(l_2 - l, t) &= E_3 F_3 \varphi_4'(0, t); \quad \varphi_4(L, t) = \varphi_5(0, t); \\ \varphi_4'(L, t) &= \varphi_5'(0, t); \quad \varphi_5'(l_3 - L, t) = 0. \end{aligned} \quad (5.32)$$

для забезпечення нульових крайових умов для функцій $u_{j\text{вим}}(x_j, t)$.

Підібрані функції, що задовольняють умови (5.30) і (5.31), мають вигляд:

- якщо осцилятор поверхневий (рис. 5.1 – а), то

$$\begin{aligned} \varphi_1(x_1, t) &= -a_\varphi x_1 (l_1 - x_1) P_{36}(t) / (E_1 F_1 l_1); \\ \varphi_2(x_2, t) &= a_\varphi x_2 (l_2 - x_2) P_{36}(t) / (E_2 F_2 l_2); \\ \varphi_3(x_3, t) &= -a_\varphi x_3 (L - x_3) P_{36}(t) / (E_3 F_3 L); \\ \varphi_4(x_4, t) &= a_\varphi x_4 (l_3 - L - x_4) P_{36}(t) / [E_3 F_3 (l_3 - L)], \end{aligned} \quad (5.33)$$

де $a_\varphi = \rho_1 F_1 l_1 / (\rho_1 F_1 l_1 + 2m_0)$,

- якщо глибинний осцилятор вмонтовано у другу секцію БК (рис. 5.1 – б), то:

$$\varphi_1(x_1, t) = \varphi_2(x_2, t) = 0; \quad (5.34)$$

$$\begin{aligned} \varphi_3(x_3, t) &= -x_3 (l_2 - l - x_3) P_{36}(t) / [E_2 F_2 (l_2 - l)]; \\ \varphi_4(x_4, t) &= x_4 (L - x_4) P_{36}(t) / (E_3 F_3 L); \\ \varphi_5(x_5, t) &= -x_5 (l_3 - L - x_5) P_{36}(t) / [E_3 F_3 (l_3 - L)]. \end{aligned}$$

Одержані залежності (5.33) і (5.34) описують вимушені складові коливань перерізів БТ, збудованих зовнішньою силою $P_{36}(t)$, які не зникають навіть у випадку відсутності початкових збурень.

Таким чином, загальна крайова задача для функцій $u_{jS}(x_j, t)$ зводиться до крайової задачі для функції $u_{j\text{вим}}(x_j, t)$, які є рішеннями неоднорідних диференціальних рівнянь:

$$\ddot{u}_{j\text{вим}}(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_{j\text{вим}}(x_j, t) - a_j^2 u_{j\text{вим}}''(x_j, t) = q_j(x_j, t), \quad j = 1, \dots, k. \quad (5.35)$$

Якщо вимушені сили у перерізах БК виникають у результаті дії гармонічного збурення $P_{36}(t) = A_{36} \sin(\omega t + \gamma)$, то праві частини систем рівнянь (5.34), (5.35) набувають вигляду:

- у випадку поверхневого осцилятора (рис. 5.1 – а)

$$\begin{aligned}
 q_1(x_1, t) &= -a_\phi A_{36} \left[[x_1(x_1 - l_1)\omega^2 + 2a_1^2] \sin(\omega t + \gamma) - \right. \\
 &\quad \left. - 2h_1 x_1 (l_1 - x_1) \omega \cos(\omega t + \gamma) \right] / (E_1 F_1 l_1); \\
 q_2(x_2, t) &= a_\phi A_{36} \left[[x_2(x_2 - l_2)\omega^2 + 2a_2^2] \sin(\omega t + \gamma) - \right. \\
 &\quad \left. - 2h_2 x_2 (l_2 - x_2) \omega \cos(\omega t + \gamma) \right] / (E_2 F_2 l_2); \\
 q_3(x_3, t) &= -a_\phi A_{36} \left[[x_3(x_3 - L)\omega^2 + 2a_3^2] \sin(\omega t + \gamma) - \right. \\
 &\quad \left. - 2h_3 x_3 (L - x_3) \omega \cos(\omega t + \gamma) \right] / (E_3 F_3 L); \\
 q_4(x_4, t) &= a_\phi A_{36} \left[[x_4(x_4 - l_3 + L)\omega^2 + 2a_3^2] \sin(\omega t + \gamma) - \right. \\
 &\quad \left. - 2h_3 x_3 (l_3 - L - x_4) \omega \cos(\omega t + \gamma) \right] / [E_3 F_3 (l_3 - L)],
 \end{aligned} \tag{5.36}$$

- у випадку розташування глибинного осцилятора у другій секції БК (рис. 5.1 – б)

$$\begin{aligned}
 q_1(x_1, t) &= q_2(x_2, t) = 0; \\
 q_3(x_3, t) &= -A_{36} \left[[x_3(x_3 - l_2 + l)\omega^2 + 2a_2^2] \sin(\omega t + \gamma) - \right. \\
 &\quad \left. - 2h_2 x_3 (x_3 - l_2 + l) \omega \cos(\omega t + \gamma) \right] / [E_3 F_3 (l_2 - l)]; \\
 q_4(x_4, t) &= A_{36} \left[[x_4(x_4 - L)\omega^2 + 2a_3^2] \sin(\omega t + \gamma) - \right. \\
 &\quad \left. - 2h_3 x_4 (x_4 - L) \omega \cos(\omega t + \gamma) \right] / (E_3 F_3 L); \\
 q_5(x_5, t) &= -A_{36} \left[[x_5(x_5 - l_3 + L)\omega^2 + 2a_3^2] \sin(\omega t + \gamma) - \right. \\
 &\quad \left. - 2h_3 x_5 (x_5 - l_3 + L) \omega \cos(\omega t + \gamma) \right] / [E_3 F_3 (l_3 - L)],
 \end{aligned} \tag{5.37}$$

Отже, загальна крайова задача для функцій $u_{j\text{ВИМ}}(x_j, t)$ зводиться до задачі з однорідними крайовими умовами:

- у випадку поверхневого осцилятора (рис. 5.1 – а)

$$\begin{aligned}
 E_1 F_1 u'_{1\text{ВИМ}}(0, t) &= c_0 u_{1\text{ВИМ}}(0, t) + m_0 a_1^2 u''_{j\text{ВИМ}}(0, t); \\
 u_{(j-1)\text{ВИМ}}(l_{j-1}, t) &= u_{j\text{ВИМ}}(0, t); \\
 E_{j-1} F_{j-1} u'_{(j-1)\text{ВИМ}}(l_{j-1}, t) &= E_j F_j u'_{j\text{ВИМ}}(0, t), \quad j = 2, 3; \\
 u_{3\text{ВИМ}}(L, t) &= u_{4\text{ВИМ}}(0, t); \\
 u'_{3\text{ВИМ}}(L, t) &= u'_{4\text{ВИМ}}(0, t); \quad u'_{4\text{ВИМ}}(l_3 - L, t) = 0,
 \end{aligned} \tag{5.38}$$

- у випадку глибинного осцилятора, розміщеного у другій секції БК (рис. 5.1 – б),

$$\begin{aligned}
E_1 F_1 u'_{1\text{ВИМ}}(0, t) &= c_0 u_{1\text{ВИМ}}(0, t) + m_0 a_1^2 u''_{j\text{ВИМ}}(0, t); \quad u_{1\text{ВИМ}}(l_1, t) = u_{2\text{ВИМ}}(0, t); \\
E_1 F_1 u'_{1\text{ВИМ}}(l_1, t) &= E_2 F_2 u'_{2\text{ВИМ}}(0, t); \quad u_{2\text{ВИМ}}(l, t) = u_{3\text{ВИМ}}(0, t); \\
u'_{2\text{ВИМ}}(l, t) &= u'_{3\text{ВИМ}}(0, t); \quad u_{3\text{ВИМ}}(l_2 - l, t) = u_{4\text{ВИМ}}(0, t); \\
E_2 F_2 u'_{3\text{ВИМ}}(l_2 - l, t) &= E_3 F_3 u'_{4\text{ВИМ}}(0, t); \quad u_{4\text{ВИМ}}(L, t) = u_{5\text{ВИМ}}(0, t); \\
u'_{4\text{ВИМ}}(L, t) &= u'_{5\text{ВИМ}}(0, t); \quad u'_{5\text{ВИМ}}(l_3 - L, t) = 0,
\end{aligned} \tag{5.39}$$

З урахуванням (5.29), (5.30), (5.33) і (5.34) початкові умови для поточних перерізів БК до зони прихоплення отримують вигляд:

- у випадку поверхневого осцилятора (рис. 5.1 – а)

$$\begin{aligned}
u_{1\text{ВИМ}}(x_1, 0) &= a_0(1/c_0 + x_1/E_1 F_1) + a_\phi A_{36} x_1(l_1 - x_1) \sin \gamma / (E_1 F_1 l_1); \\
u_{2\text{ВИМ}}(x_2, 0) &= a_0(1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + x_2/E_2 F_2) - a_\phi A_{36} x_2(l_2 - x_2) \sin \gamma / (E_2 F_2 l_2); \\
u_{3\text{ВИМ}}(x_3, 0) &= a_0(1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + l_2/E_2 F_2 + x_3/E_3 F_3) + \\
&\quad + a_\phi A_{36} x_3(L - x_3) \sin \gamma / (E_3 F_3 L); \\
u_{4\text{ВИМ}}(x_4, 0) &= a_0(1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + l_2/E_2 F_2 + (L + x_4)/E_3 F_3 - x_4^2/[2E_3 F_3(l_3 - L)]) - \\
&\quad - a_\phi A_{36} x_4(l_3 - L - x_4) \sin \gamma / [E_3 F_3(l_3 - L)]; \\
\dot{u}_{j\text{ВИМ}}(x_j, 0) &= (-1)^{j+1} a_\phi A_{36} x_j(l_j - x_j) \omega \cos \gamma / E_j F_j l_j, \quad j = 1, 2; \\
\dot{u}_{3\text{ВИМ}}(x_3, 0) &= a_\phi A_{36} x_3(L - x_3) \omega \cos \gamma / E_3 F_3 L; \\
\dot{u}_{4\text{ВИМ}}(x_4, 0) &= -a_\phi A_{36} x_4(l_3 - L - x_4) \omega \cos \gamma / [E_3 F_3(l_3 - L)],
\end{aligned} \tag{5.40}$$

- у випадку глибинного осцилятора, розташованого у другій секції БК (рис. 5.1 – б)

$$\begin{aligned}
u_{1\text{ВИМ}}(x_1, 0) &= a_0(1/c_0 + x_1/E_1 F_1); \\
u_{2\text{ВИМ}}(x_2, 0) &= a_0(1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + x_2/E_2 F_2); \\
u_{3\text{ВИМ}}(x_3, 0) &= a_0[1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + (l + x_3)/E_2 F_2] + \\
&\quad + A_{36} x_3(l_2 - l - x_3) \sin \gamma / [E_3 F_3(l_2 - l)]; \\
u_{4\text{ВИМ}}(x_4, 0) &= a_0(1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + l_2/E_2 F_2 + x_4/E_3 F_3) - \\
&\quad - A_{36} x_4(L - x_4) \sin \gamma / (E_3 F_3 L); \\
u_{5\text{ВИМ}}(x_5, 0) &= a_0(1/c_0 + l_1/E_1 F_1 + l_2/E_2 F_2 + (L + x_5)/E_3 F_3 - \\
&\quad - 0,5 x_5^2/[E_3 F_3(l_3 - L)]) + A_{36} x_5(l_3 - L - x_5) \sin \gamma / [E_3 F_3(l_3 - L)]; \\
\dot{u}_{1\text{ВИМ}}(x_1, 0) &= \dot{u}_{2\text{ВИМ}}(x_2, 0) = 0; \\
\dot{u}_{3\text{ВИМ}}(x_3, 0) &= A_{36} x_3(l_2 - l - x_3) \omega \cos \gamma / [E_3 F_3(l_2 - l)]; \\
\dot{u}_{4\text{ВИМ}}(x_4, 0) &= -A_{36} x_4(L - x_4) \omega \cos \gamma / E_3 F_3 L; \\
\dot{u}_{5\text{ВИМ}}(x_5, 0) &= A_{36} x_5(l_3 - L - x_5) \omega \cos \gamma / [E_3 F_3(l_3 - L)].
\end{aligned} \tag{5.41}$$

Для знаходження нетривіального розв'язку рівнянь (5.35) знову скористаємось методом Фур'є, згідно якому переміщення представимо як добуток:

$$u_{j\text{вим}}(x_j, t) = X_{j\text{вим}}(x_j)T_j(t), \quad j = 1, \dots, k, \quad (5.42)$$

де $X_{j\text{вим}}(x_j)$ – власна функція поточного перерізу, $T_j(t)$ – функція часу. Після підстановки передбачувану форму рішення (5.42) в однорідні рівняння, що відповідають (5.35), одержуємо:

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{T}_j(t)}{T_j(t)} + 2h_j \frac{\dot{T}_j(t)}{T_j(t)} &= a_j^2 \frac{X_{j\text{вим}}''(x_j)}{X_{j\text{вим}}(x_j)} = -p^2, \quad j = 1, \dots, k-2; \\ \frac{\ddot{T}_j(t)}{T_j(t)} + 2h_3 \frac{\dot{T}_j(t)}{T_j(t)} &= a_3^2 \frac{X_{j\text{вим}}''(x_j)}{X_{j\text{вим}}(x_j)} = -p^2, \quad j = k-1, k, \end{aligned} \quad (5.43)$$

яким відповідають наступна система диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} X_{j\text{вим}}''(x_j) + a_j^2 p^2 X_{j\text{вим}}(x_j) &= 0, \quad j = 1, \dots, k-2; \\ X_{j\text{вим}}''(x_j) + a_3^2 p^2 X_{j\text{вим}}(x_j) &= 0, \quad j = k-1, k; \\ \ddot{T}_j(t) + 2h_j \dot{T}_j(t) + p^2 T_j(t) &= 0, \quad j = 1, \dots, k. \end{aligned} \quad (5.44)$$

Таким чином, ми одержали задачу Штурма–Ліувілля. Згідно цій задачі нетривіальний загальний розв'язок рівнянь (5.43) мають вигляд:

$$\begin{aligned} X_{j\text{вим}}(x_j) &= A1_j \sin(px_j/a_j) + A2_j \cos(px_j/a_j), \quad j = 1, \dots, k-2; \\ X_{j\text{вим}}(x_j) &= A1_j \sin(px_j/a_j) + A2_j \cos(px_j/a_j), \quad j = k-1, k; \\ T_j(t) &= e^{-h_j t} \left[B1_j \sin(t\sqrt{p^2 - h_j^2}) + B2_j \cos(t\sqrt{p^2 - h_j^2}) \right], \quad j = 1, \dots, k. \end{aligned} \quad (5.45)$$

З крайових умов (5.38), (5.39) слідує, що функції $X_{j\text{вим}}(x_j)$ повинні задовольняти додаткові умови:

- у випадку поверхневого осцилятора (рис. 5.1 – а)

$$\begin{aligned} E_1 F_1 X'_{1\text{вим}}(0) &= c_0 X_{1\text{вим}}(0) + m_0 a_1^2 X''_{j\text{вим}}(0); \\ X_{(j-1)\text{вим}}(l_{j-1}) &= X_{j\text{вим}}(0); \\ E_{j-1} F_{j-1} X'_{(j-1)\text{вим}}(l_{j-1}) &= E_j F_j X'_{j\text{вим}}(0), \quad j = 2, 3; \\ X_{3\text{вим}}(L) &= X_{4\text{вим}}(0); \quad X'_{3\text{вим}}(L) = X'_{4\text{вим}}(0); \\ X'_{4\text{вим}}(l_3 - L) &= 0, \end{aligned} \quad (5.46)$$

- у випадку глибинного осцилятора, розташованого у другій секції БК (рис. 5.1 – б),

$$\begin{aligned}
E_1 F_1 X'_{1\text{ВВМ}}(0) &= c_0 X_{1\text{ВВМ}}(0) + m_0 a_1^2 X''_{j\text{ВВМ}}(0); \\
X_{1\text{ВВМ}}(l_1) &= X_{2\text{ВВМ}}(0); \quad E_1 F_1 X'_{1\text{ВВМ}}(l_1) = E_2 F_2 X'_{2\text{ВВМ}}(0); \\
X_{2\text{ВВМ}}(l) &= X_{3\text{ВВМ}}(0); \quad X'_{2\text{ВВМ}}(l) = X'_{3\text{ВВМ}}(0); \\
X_{3\text{ВВМ}}(l_2 - l) &= X_{4\text{ВВМ}}(0); \quad E_2 F_2 X'_{3\text{ВВМ}}(l_2 - l) = E_3 F_3 X'_{4\text{ВВМ}}(0); \\
X_{4\text{ВВМ}}(L) &= X_{5\text{ВВМ}}(0); \quad X'_{4\text{ВВМ}}(L) = X'_{5\text{ВВМ}}(0); \\
X'_{5\text{ВВМ}}(l_3 - L) &= 0,
\end{aligned} \tag{5.47}$$

Після підстановки (5.43) в однорідні крайові умови (5.46), (5.47) одержуємо рівняння для визначення власних частот коливань бурильної колони:

- у випадку поверхневого осцилятора (рис. 5.1 – а)

$$\begin{aligned}
&\mu_1 [1 - B(p_m) \operatorname{tg}(p_m l_1 / a_1)] \{ \mu_2 - \mu_3 \operatorname{tg}(p_m l_2 / a_2) - \operatorname{tg}[p_m (l_3 - L) / a_3] \times \\
&\quad \times [\mu_3 \operatorname{tg}(p_m l_2 / a_2) + \mu_2 \operatorname{tg}(p_m L / a_3)] \} = \\
&= \mu_2 [B(p_m) + \operatorname{tg}(p_m l_1 / a_1)] \{ \mu_2 \operatorname{tg}(p_m l_2 / a_2) - \mu_3 \operatorname{tg}(p_m L / a_3) - \\
&\quad - \operatorname{tg}[p_m (l_3 - L) / a_3] [\mu_2 \operatorname{tg}(p_m l_2 / a_2) - \mu_3] \},
\end{aligned} \tag{5.48}$$

де $B(p_m) = \mu_1 p_m / [c_0 - m_0 (p_m)^2]$; $\mu_j = F_j (E_j \rho_j)^{1/2}$, $j = 1, 2, 3$;

- у випадку глибинного осцилятора, розміщеного у другій секції БК (рис. 5.1 – б)

$$\begin{aligned}
&\mu_1 [1 - B(p_m) \operatorname{tg}(p_m l_1 / a_1)] \{ \mu_2 - \mu_2 \operatorname{tg}(p_m l / a_2) \operatorname{tg}[p_m (l_2 - l) / a_2] - \\
&\quad - \mu_3 \operatorname{tg}[p_m (l_2 - l) / a_2] \operatorname{tg}(p_m L / a_3) + \mu_3 \operatorname{tg}(p_m l / a_2) \operatorname{tg}(p_m L / a_3) - \\
&\quad - \operatorname{tg}[p_m (l_3 - L) / a_3] [\mu_3 \operatorname{tg}(p_m l / a_2) + \mu_3 \operatorname{tg}[p_m (l_2 - l) / a_2] + \\
&\quad + \mu_2 \operatorname{tg}(p_m L / a_3) - \mu_2 \operatorname{tg}(p_m l / a_2) \operatorname{tg}[p_m (l_2 - l) / a_2]] \} = \\
&= \mu_2 [B(p_m) + \operatorname{tg}(p_m l_1 / a_1)] \{ \mu_2 \operatorname{tg}(p_m l / a_2) + \mu_2 \operatorname{tg}[p_m (l_2 - l) / a_2] + \\
&\quad + \mu_3 \operatorname{tg}(p_m L / a_3) - \mu_3 \operatorname{tg}[p_m (l_2 - l) / a_2] \operatorname{tg}(p_m L / a_3) - \\
&\quad - \operatorname{tg}[p_m (l_3 - L) / a_3] [\mu_3 \operatorname{tg}(p_m l / a_2) \operatorname{tg}[p_m (l_2 - l) / a_2] + \\
&\quad + \mu_2 \operatorname{tg}(p_m l / a_2) \operatorname{tg}(p_m L / a_3) + \mu_2 \operatorname{tg}[p_m (l_2 - l) / a_2] \operatorname{tg}(p_m L / a_3) - \mu_3] \}.
\end{aligned} \tag{5.49}$$

У загальному випадку частотний спектр власних коливань БК дуже широкий, а згенерована хвиля поширюється вздовж колони труб і передається до місця прихоплення БТ. Вільні коливання можуть бути підсилені шляхом збурення резонансних вимушених коливань вібраційним пристроєм.

З точністю до довільного множника, рівним одиниці, власним частотам p_m відповідають власні функції ($m = 1, \dots, \infty$):

$$\begin{aligned}
X_{1m}(x_1) &= \sin(p_m x_1/a_1) + B(p_m) \cos(p_m x_1/a_1); \\
X_{2m}(x_2) &= \cos(p_m l_1/a_1) \cos(p_m x_2/a_2) \{ [B(p_m) + \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] + \\
&+ \mu_1 [1 - B(p_m) \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] \operatorname{tg}(p_m x_2/a_2) / \mu_2 \};
\end{aligned} \tag{5.50}$$

- у випадку поверхневого осцилятора (рис. 5.1 – а)

$$\begin{aligned}
X_{3m}(x_3) &= \cos(p_m l_1/a_1) \cos(p_m l_2/a_2) \cos(p_m x_3/a_3) \times \\
&\times \{ \mu_1 [1 - B(p_m) \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] [\operatorname{tg}(p_m l_2/a_2) / \mu_2 + \operatorname{tg}(p_m x_3/a_3) / \mu_3] + \\
&+ [B(p_m) + \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] [1 - \mu_2 \operatorname{tg}(p_m l_2/a_2) \operatorname{tg}(p_m x_3/a_3) / \mu_3] \}; \\
X_{4m}(x_4) &= \cos(p_m l_1/a_1) \cos(p_m l_2/a_2) \cos(p_m L/a_3) \cos(p_m x_4/a_3) \times \\
&\times \{ \mu_1 [1 - B(p_m) \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] [\operatorname{tg}(p_m l_2/a_2) (1 - \operatorname{tg}(p_m L/a_3) \operatorname{tg}(p_m x_4/a_3)) / \mu_2 + \\
&+ [\operatorname{tg}(p_m x_3/a_3) + \operatorname{tg}(p_m x_4/a_3)] / \mu_3] + [B(p_m) + \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] [1 - \operatorname{tg}(p_m l_3/a_3) \times \\
&\times \operatorname{tg}(p_m x_4/a_3) - \mu_2 \operatorname{tg}(p_m l_2/a_2) [\operatorname{tg}(p_m x_3/a_3) + \operatorname{tg}(p_m x_4/a_3)] / \mu_3] \}.
\end{aligned} \tag{5.51}$$

- у випадку глибинного осцилятора, розміщеного у другій секції БК (рис. 5.1 – б)

$$\begin{aligned}
X_{3m}(x_3) &= \cos(p_m l_1/a_1) \cos[p_m(l + x_3)/a_2] \{ B(p_m) + \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1) + \\
&+ \mu_1 [1 - B(p_m) \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] \operatorname{tg}[p_m(l + x_3)/a_2] / \mu_3 \}; \\
X_{4m}(x_4) &= \cos(p_m l_1/a_1) \cos(p_m l/a_2) \cos[p_m(l_2 - l)/a_2] \cos(p_m x_4/a_3) \times \\
&\times \{ \mu_1 [1 - B(p_m) \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] [(\operatorname{tg}(p_m l/a_2) + \operatorname{tg}[p_m(l_2 - l)/a_2]) / \mu_2 + \\
&+ \operatorname{tg}(p_m x_4/a_3) (1 - \operatorname{tg}(p_m l/a_2) \operatorname{tg}[p_m(l_2 - l)/a_2]) / \mu_3] + \\
&+ [B(p_m) + \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] [1 - \operatorname{tg}(p_m l/a_2) \operatorname{tg}[p_m(l_2 - l)/a_2] - \\
&- \mu_2 \operatorname{tg}(p_m x_4/a_3) (\operatorname{tg}(p_m l/a_2) + \operatorname{tg}[p_m(l_2 - l)/a_2]) / \mu_3] \}; \\
X_{5m}(x_5) &= \cos(p_m l_1/a_1) \cos(p_m l/a_2) \cos[p_m(l_2 - l)/a_2] \cos(p_m L/a_3) \times \\
&\times \cos(p_m x_5/a_3) \{ \mu_1 [1 - B(p_m) \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] [(\operatorname{tg}(p_m l/a_2) + \operatorname{tg}[p_m(l_2 - l)/a_2]) \times \\
&\times [1 - \operatorname{tg}(p_m L/a_3) (p_m x_5/a_3)] / \mu_2 + [\operatorname{tg}(p_m L/a_3) + \operatorname{tg}(p_m x_5/a_3)] \times \\
&\times (1 - \operatorname{tg}(p_m l/a_2) \operatorname{tg}[p_m(l_2 - l)/a_2]) / \mu_3] + [B(p_m) + \operatorname{tg}(p_m l_1/a_1)] \times \\
&\times [[1 - \operatorname{tg}(p_m L/a_3) \operatorname{tg}(p_m x_5/a_3)] (1 - \operatorname{tg}(p_m l/a_2) \operatorname{tg}[p_m(l_2 - l)/a_2]) - \\
&- \mu_2 [\operatorname{tg}(p_m L/a_3) + \operatorname{tg}(p_m x_5/a_3)] (\operatorname{tg}(p_m l/a_2) + \operatorname{tg}[p_m(l_2 - l)/a_2]) / \mu_3] \}.
\end{aligned} \tag{5.52}$$

На основі знайдених власних функцій (5.50)–(5.51) відповідно до (5.42) розв'язки $u_{j\text{ВИМ}}(x_j, t)$ будемо шукати у вигляді наступних рядів:

$$u_{j\text{ВИМ}}(x_j, t) = \sum_{m=1}^{\infty} X_{jm\text{ВИМ}}(x_j) T_{jm}(t), \quad j=1, \dots, k, \tag{5.53}$$

Далі визначаємо часові функції $T_{jm}(t)$ таким чином, щоб ряди (5.53) задовольняли рівняння (5.36) та початкові умови (5.40), (5.41). Після підстановки рядів (5.53) у систему рівнянь (5.35), одержуємо:

$$\sum_{m=1}^{\infty} X_{jm} [\ddot{T}_{jm}(t) + 2h_j \dot{T}_{jm}(t) + p_m^2 T_{jm}(t)] = q_j(x_j, t), \quad j = 1, \dots, k. \quad (5.54)$$

Скориставшись *теоремою розкладання В. А. Стеклова*, праві частини рівнянь (5.54) $q_j(x_j, t)$ і початкові умови (5.40), (5.41) $u_{j\text{ВИМ}}(0, t)$ розкладемо на інтервалах $(0, l_j)$ за власними функціями (5.50)–(5.52):

$$q_j(x_j, t) = \sum_{m=1}^{\infty} C_{jm}(t) X_{jm}(x_j), \quad u_{j\text{ВИМ}}(x_j, 0) = \sum_{m=1}^{\infty} T_{jm}(0) X_{jm}(x_j), \quad (5.55)$$

$$\dot{u}_{j\text{ВИМ}}(x_j, 0) = \sum_{m=1}^{\infty} \dot{T}_{jm}(0) X_{jm}(x_j), \quad j = 1, \dots, k,$$

$$\text{де } C_{jm}(t) = \frac{\int_0^{l_j} q_j(x_j, t) X_{jm}(x_j) dx_j}{\int_0^{l_j} X_{jm}^2(x_j) dx_j} = A_{jm} \sin(\omega t + \gamma_{jm}),$$

$$T_{jm}(0) = \frac{\int_0^{l_j} u_{j\text{ВИМ}}(x_j, 0) X_{jm}(x_j) dx_j}{\int_0^{l_j} X_{jm}^2(x_j) dx_j}, \quad \dot{T}_{jm}(0) = \frac{\int_0^{l_j} \dot{u}_{j\text{ВИМ}}(x_j, 0) X_{jm}(x_j) dx_j}{\int_0^{l_j} X_{jm}^2(x_j) dx_j}.$$

У результаті згідно системі неоднорідних динамічних рівнянь (5.54) було отримано систему із нескінченної кількості рівнянь часових функцій, що являють собою класичну задачу Коші:

$$\ddot{T}_{jm}(t) + 2h_j \dot{T}_{jm}(t) + p_m^2 T_{jm}(t) = C_{jm}(t), T_{jm}(0), \dot{T}_{jm}(0), \quad j = 1, \dots, k, m = 1, \dots, \infty. \quad (5.56)$$

Розв'язок неоднорідних диференціальних рівнянь (5.56) є сумою загального і частинних рішень. Раніше знайденим власним частотам p_m відповідають наступні часові функції:

$$T_{jm}(t) = e^{-h_j t} \left[B1_{jm} \sin(t \sqrt{p_m^2 - h_j^2}) + B2_{jm} \cos(t \sqrt{p_m^2 - h_j^2}) \right] + D_{jm} \sin(\omega t + \delta_{jm}), \quad (5.57)$$

$$\text{де } D_{jm} = \frac{A_{jm}}{\sqrt{(p_m^2 - \omega^2)^2 + 4h_j^2 \omega^2}}, \quad \delta_{jm} = \arctg \frac{(p_m^2 - \omega^2) \operatorname{tg} \gamma_{jm} - 2h_j \omega}{(p_m^2 - \omega^2) + 2h_j \omega \operatorname{tg} \gamma_{jm}}.$$

Сталі інтегрування в яких визначаємо з початкових умов (5.55)

$$B1_{jm} = \frac{1}{\sqrt{p_m^2 - h_j^2}} \left[\dot{T}_{jm}(0) + h_j T_{jm}(0) + A_{jm} \frac{\omega \cos \gamma_{jm} - h_j \sin \gamma_{jm}}{\sqrt{(p_m^2 - \omega^2)^2 + 4h_j^2 \omega^2}} \right];$$

$$B2_{jm} = T_{jm}(0) - \frac{A_{jm} \sin \gamma_{jm}}{\sqrt{(p_m^2 - \omega^2)^2 + 4h_j^2 \omega^2}}.$$
(5.58)

Закон вимушених коливань перерізів БТ мають вигляд:

$$u_{j\text{вим}}(x_j, 0) = \sum_{k=1}^{\infty} X_{jm} \left[D_{jm} \sin(\omega t + \delta_{jm}) + e^{-h_j t} \left(B1_{jm} \sin(t \sqrt{p_m^2 - h_j^2}) + B2_{jm} \cos(t \sqrt{p_m^2 - h_j^2}) \right) \right].$$
(5.59)

Одержані переміщення перерізів колони бурильних труб (5.59) складаються з чотирьох складових:

- статичної (5.23)–(5.27), котра визначається натягом бурильної колони, вагою БТ і бурової рідини, силами в'язкого опору та сухого тертя, тиском породи на БК. На цьому етапі необхідно визначити місце і довжину прихоплення. Вимірювання цієї складової дозволяє оцінити, а в окремих випадках і попередити аварійну ситуацію — підвищене навантаження на гаку або перевищення граничного крутного моменту на поверхні;
- вимушених коливань $\varphi_j(x_j, t)$ (5.33), (5.34) з частотою збурювальної сили ω й амплітудою, яка не залежить від власних частот p_m БК, а лише від місця положення на бурильній трубі. Такі коливання мають форму нерухомих хвиль і досягають максимальних амплітуд на серединах секцій. При цьому перенесення енергії практично відсутнє;
- вимушені коливання $u_{j\text{вим}}(x_j, t)$ (5.59) з частотою збурювальної сили ω та амплітудою, яка залежить від власних частот p_m бурильної колони і місця положення осцилятора на бурильній трубі. Такі коливання мають форму біжучих хвиль, що розповсюджуючись вздовж БТ переносять енергію (на відміну від нерухомих хвиль);
- згасаючі коливання $u_{j\text{вим}}(x_j, t)$ (5.59), що складаються із суми некратних гармонік p_m і у значній мірі залежать від в'язкого опору h_j , зумовленого БР. Їх інте-

нсивність з часом спадає за експонентою.

На основі розроблених математичних моделей «БК–ВП–прихоплена БТ» наведемо приклад аналітичних досліджень для БК №1.

Квазістатичні пружні переміщення перерізів БК (5.23)–(5.27) залежать від сил тертя, в'язкого опору і густини рідинних ванн показано на рис. 5.5, а також в першій секції стрімко наростають (рис. 5.5 – а), у другій — незначно зменшуються (рис. 5.5 – б), а з наближенням до зони аварії — спадають практично лінійно (рис. 5.5 – в). Це свідчить про те, що бурильні труби застрягли у свердловині.

На рис. 5.5 – в показано пружні деформації перерізу бурильної труби над зоною прихоплення БК. З рисунка видно, що розтягнутий переріз ($u_3(x_3)$, якщо ВП поверхневий, та $u_4(x_4)$, якщо ВП глибинний) починає стискатись по мірі наближення до місця аварії ($u_3(L)$, якщо ВП поверхневий, та $u_4(L)$, якщо ВП глибинний). Інтегральну величину прихоплювальної сили і довжину прихоплення можна обчислити із системи статичних рівнянь (5.23)–(5.27), взявши до уваги параметри БК, талевої системи, фізичні властивості промивальної рідини та сил тертя. За наявності в'язкого опору, як у вибраній нами компоновці, вільні коливання згасають за експоненціальним законом (рис. 5.6). Швидкість зменшення амплітуди таких коливань визначається логарифмічним декрементом коливань $\Lambda_{jm} = \alpha_j \pi / (2m_j p_m)$, який залежить від в'язкості промивальної рідини. Зазначимо, що логарифмічний декремент коливань першої секції $\Lambda_{11} = 4 \cdot 10^{-4}$ малий порівняно з логарифмічним декрементом коливань прихопленої компоновки БК $\Lambda_{31} = 0,15$.

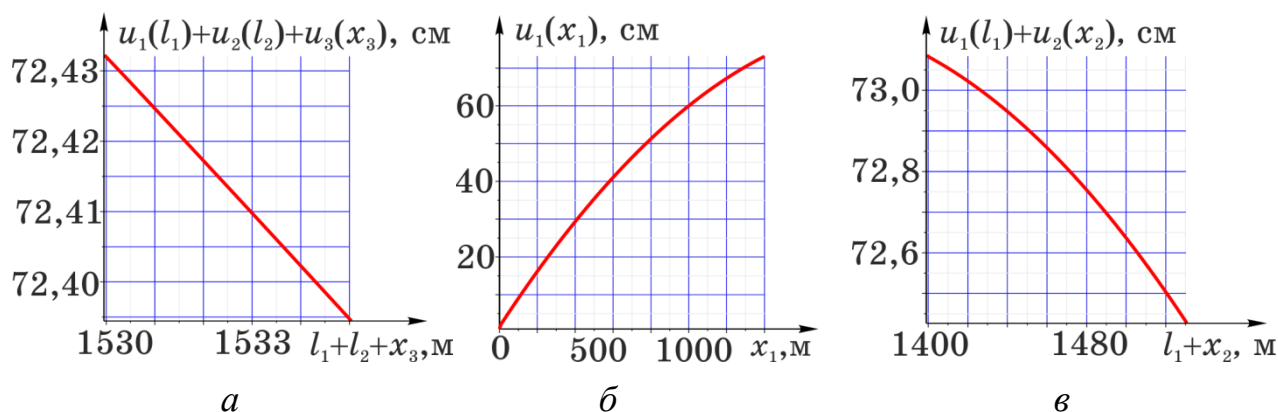


Рисунок 5.5 – Статичні пружні переміщення перерізів бурильної колони

На рис. 5.6 – *а* показано вільні коливання першої секції БК, що повільно згасають з наближенням до свердловини і носять характер близький до гармонічного, які починають повільно спадати, а на рис. 5.6 – *б* — прихопленої бурильної труби, що швидко згасають. Дослідження вільних коливань показали, що з наближенням до місця аварії вільні коливання швидко згасають.

Вимушені коливання у перерізах БК, досліджено в результаті дії гармонічного збурення $P_{36}(t) = A_{36}\sin(\omega t + \gamma)$ при амплітуді $A_{36}(t) = 1$ кН.

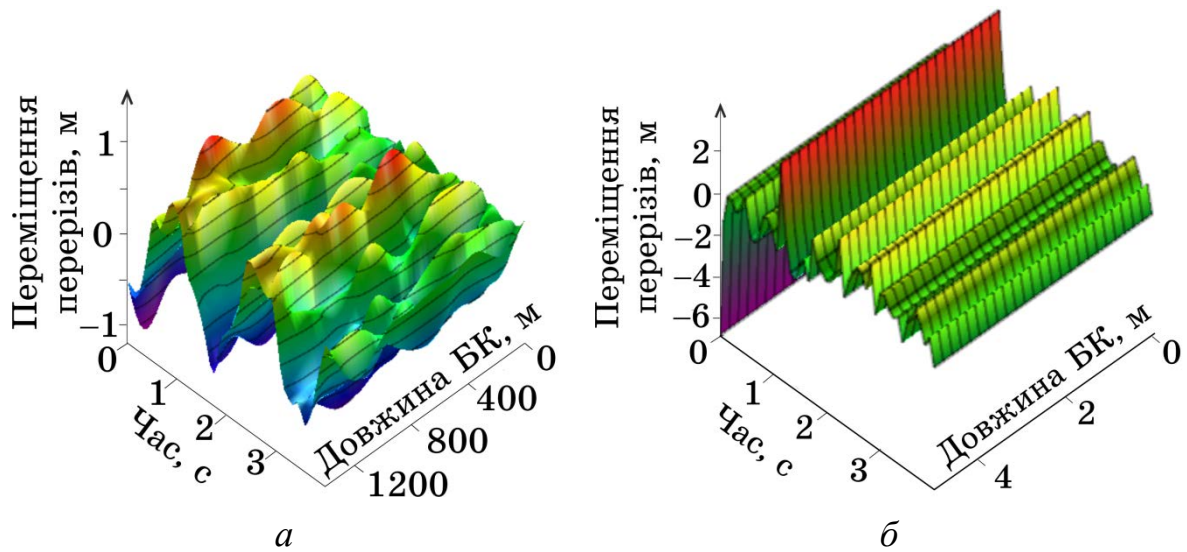


Рисунок 5.6 – Вільні коливання перерізів першої (*а*) і третьої секції (поблизу зони прихоплення) бурильної колони (*б*)

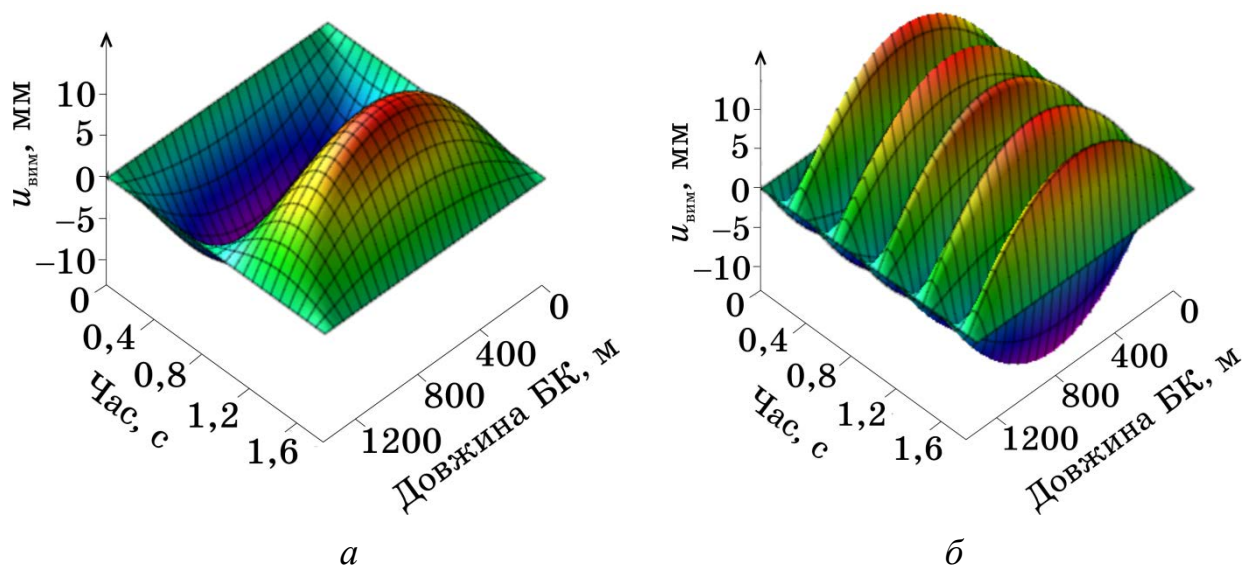


Рисунок 5.7 – Вимушені коливання перерізів бурильної колони (нерухомі хвилі) при налаштуванні збурювальної сили на першу (*а*) і п'яту (*б*) власні частоти

Одержані коливання $\varphi_j(x_j, t)$ у випадку налаштування збудювальної сили на першу власну частоту БК показано на рис. 5.7 – а, на п'яту — на рис. 5.7 – б. Природно, що із збільшенням частоти зменшується період коливань. Зазначимо, що для досліджуваної БК коливання нерухомих хвиль низькоамплітудні, а тому впливом $\varphi_j(x_j, t)$ на вібрацію бурильної колони $u_j(x_j, t)$ можна знехтувати.

Вимушені коливання з частотою збудювальної сили ω і амплітудою, яка не

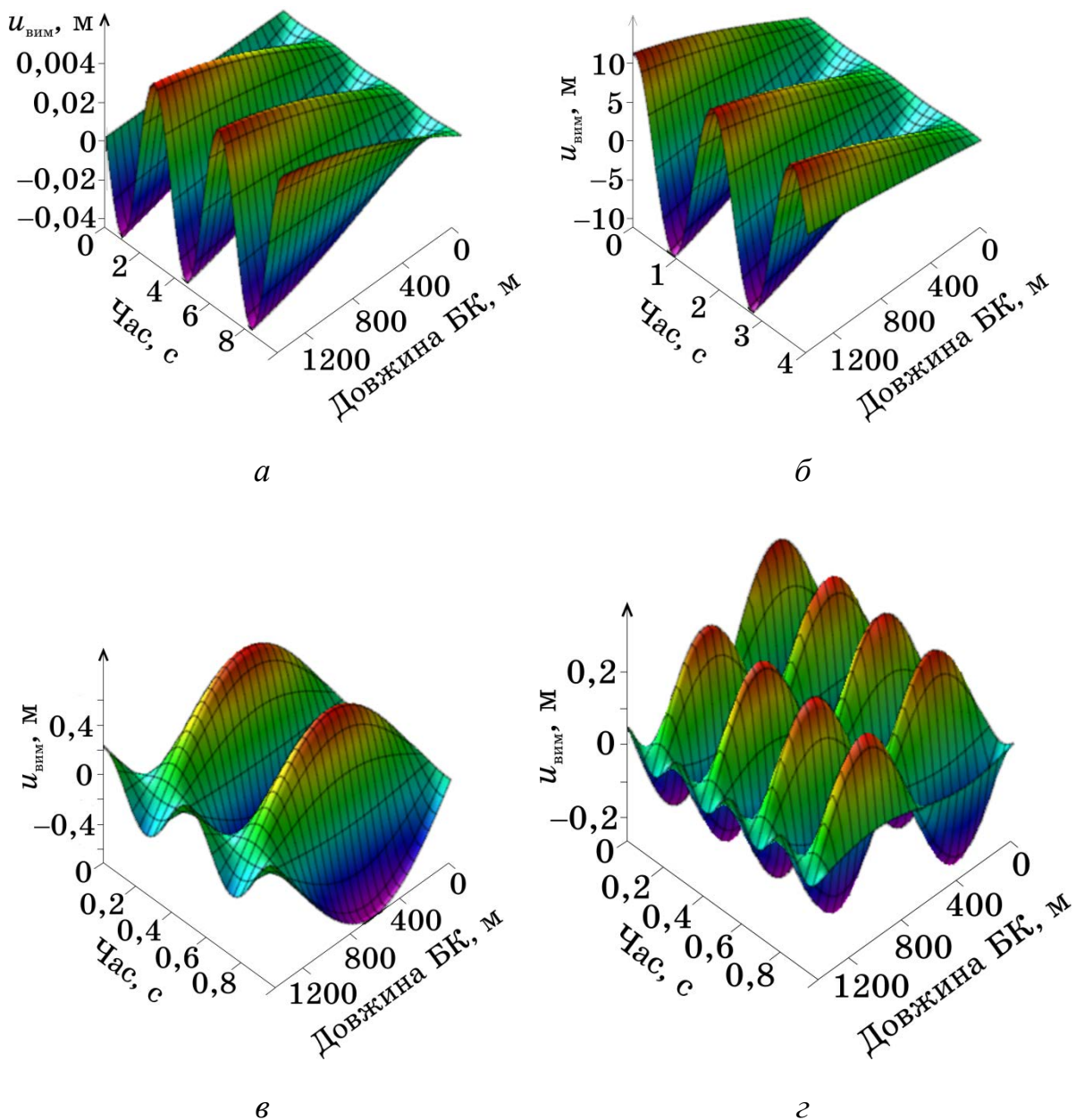


Рисунок 5.8 – Вимушені коливання перерізів бурильної колони з поверхневим вібраційним механізмом при налаштуванні збудювальної сили на половину першої $p_1/2$ (а), першу p_1 (б), другу p_2 (в) і третю p_3 (г) власні частоти

залежить від власних частот p_m БК, мають форму біжучої хвилі, які внаслідок розповсюдження вздовж БТ переносять енергію (на відміну від нерухомих хвиль). Одержані вимушені коливання прихопленої БК з поверхневим осцилятором показано на рис. 5.8, а у випадку БК з глибинним осцилятором — на рис. 5.9 у випадку налаштування збудовальної сили на різні частоти.

Розроблена математична модель дозволила з достатньою точністю побудувати амплітудно-частотні та фазово-частотні характеристики БК, передавальні функції коливань системи «БК–ВП–прихоплена БТ» у випадку застосування різних бурових розчинів. Для одержання числових значень досліджуваних динамічних параметрів (резонансних амплітуд, зсуву фаз, силових навантажень, на-

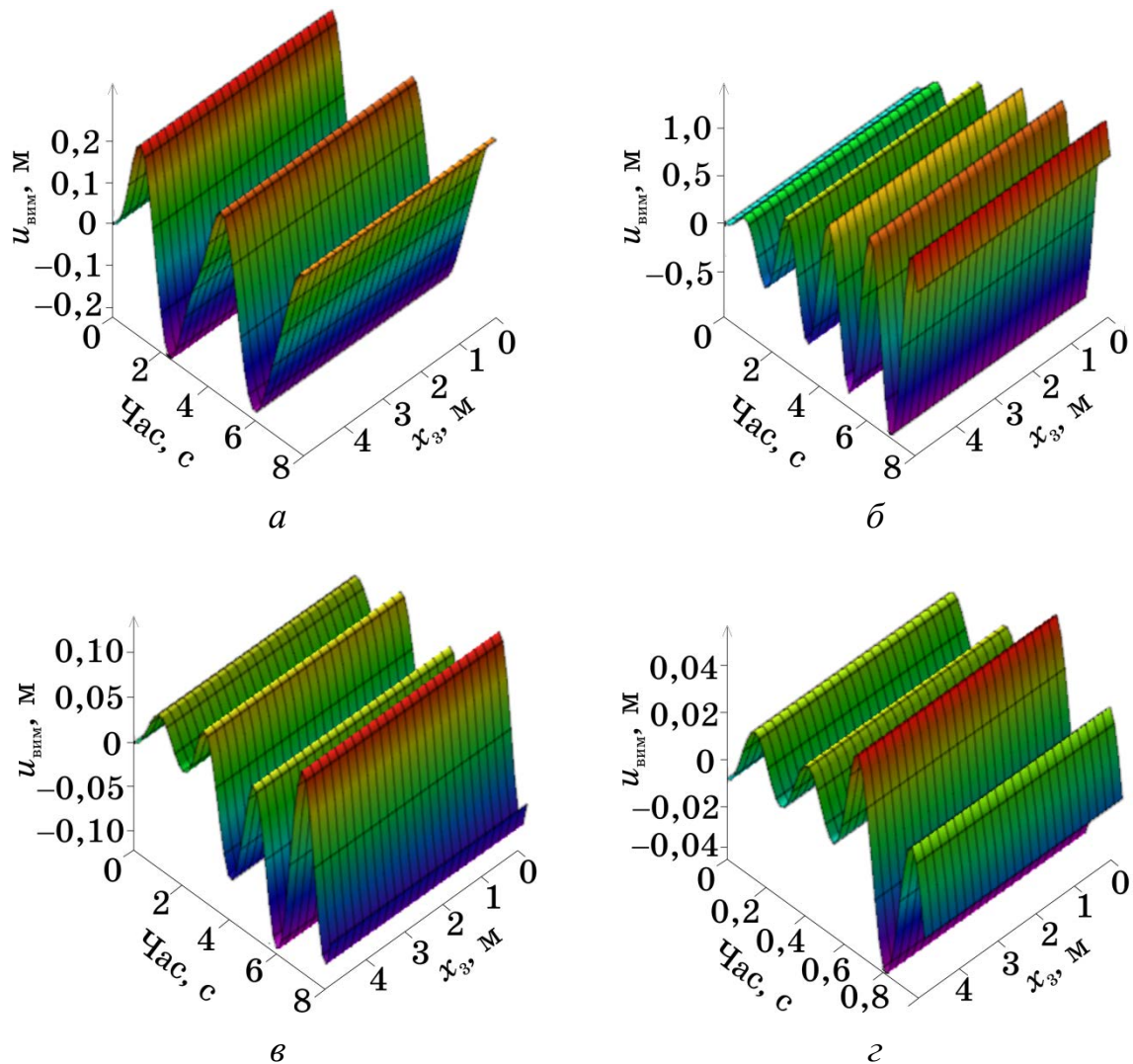


Рисунок 5.9 – Вимушені коливання бурової колони з глибинним вібраційним механізмом при налаштуванні збудовальної сили на половину першої $p_1/2$ (а), першу p_1 (б), другу p_2 (в), третю p_3 (г) власні частоти

Таблиця 5.1 – Відносна амплітуда і коефіцієнт передачі коливань у зону прихоплення (бурильна колона з поверхневим вібратором)

Частота	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6	p_7	p_8	p_9	p_{10}
Відносна амплітуда	1	0,27	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04
Коефіцієнт передачі	6,66	8,48	5,06	16,9	3,15	0,61	0,80	0,39	1,52	0,56

пружень, кінетичної й потенціальної енергій) було розроблено програму в середовищі комп'ютерної алгебри.

Аналіз динаміки бурильної колони з *поверхневим осцилятором* показав, що у випадку налаштування вібратора на першу власну частоту виникають достатньо інтенсивні коливання БК. При цьому можуть виникнути напруження σ , які перевищують допустимі значення $\sigma_{\text{доп}}$, разом з тим лише незначна частина енергії ($\approx 20\%$) передається в зону прихоплення.

Коефіцієнти передачі амплітуд коливань БК на перших десяти частотах зведено до табл. 5.1.

Побудовані амплітудно-частотні характеристики в зоні прихоплення, які залежать від в'язкості промивальної рідини, наведено на рис. 5.10. За допомогою *фіолетової* кривої показано залежність амплітуди вимушених коливань від частоти для обраної компоновки БК №1, *рожевої* кривої — для в'язкості, яка

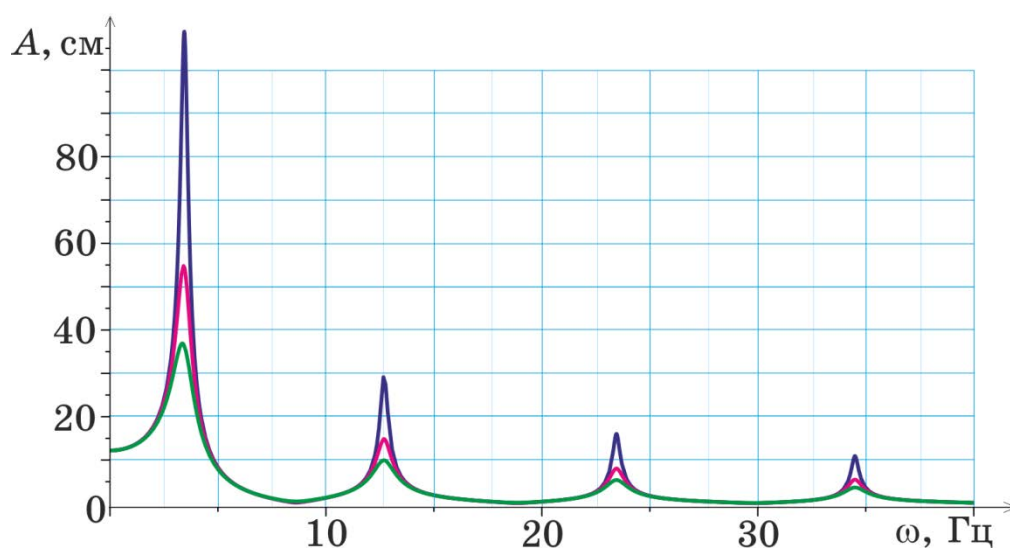


Рисунок 5.10 – Амплітудно-частотна характеристика коливань бурильної колони з поверхневим вібраційним механізмом для різних значень в'язкого опору

перевищує обрану двічі, *зеленою* — тричі.

Аналіз динаміки бурильної колони з ВП, *вмонтованим в БТ*, показав, що у випадку налаштування вібратора на першу власну частоту виникають достатньо інтенсивні коливання БК. Для аналізу настроювання вібромеханізму на власні частоти БК досліджено резонансні амплітуди (табл. 5.2) вимушених коливань у місці прихоплення та побудовано амплітудно-частотну характеристику (рис. 5.11).

Проведені дослідження показали, що інтенсивність вимушених коливань збільшується з наближенням місця установки вібратора в обважненій бурильній трубі до місця аварії (табл. 5.3). Варто зазначити, що поряд з тим коефіцієнт передачі амплітуди вимушених коливань збільшується, якщо місце установки вібратора зміщувати по ОБТ в бік свердловини.

Таким чином, важливою динамічною умовою ефективної роботи вібраційного пристрою, що використовують для ліквідації прихоплень бурильної колони, є перевірка на міцність перерізів БТ [194]:

Таблиця 5.2 – Відносна амплітуда коливань бурильної колони з глибинним вібратором

Частота	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6	p_7	p_8	p_9	p_{10}
Відносна амплітуда	1	0,28	0,15	0,11	0,08	0,06	0,06	0,05	0,04	0,04

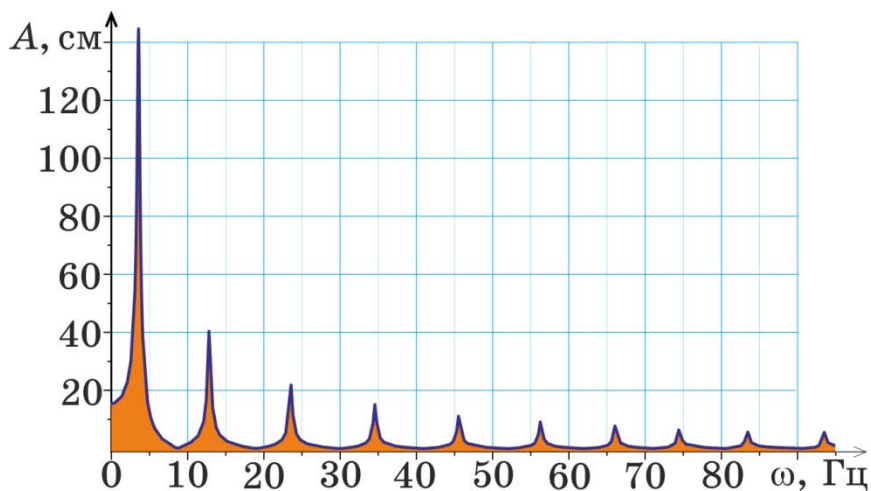


Рисунок 5.11 – Амплітудно-частотна характеристика коливань бурильної колони з глибинним вібраційним механізмом

$$\begin{aligned}\sigma_1(0,t) &= E_1 u_1'(0,t), \text{ якщо ВП зверху;} \\ \sigma_3(0,t) &= E_3 u_3'(0,t), \text{ якщо ВП вмонтовано в ОБТ,}\end{aligned}\quad (5.60)$$

оскільки дослідження зміни зусиль у перерізах бурильних труб показали, що найбільших навантажень і напружень, збурених зовнішньою вібрацією, зазнає місце встановлення віброустановки (рис. 5.12). Амплітудні значення цих напружень для вибраної компоновки БК №1 зростають при налаштуванні осцилятора на вищу власну частоту БК і різко спадають при опусканні ВП вздовж ОБТ (табл. 5.3). У досліджуваній компоновці максимальне напруження в зоні прихоплення БК повинно задовольняти границю витривалості БТ:

$$\sigma \leq n[\sigma] = 0,4 \cdot (350 - 450) = 140 - 180 \text{ МН/м}^2.$$

Тобто, вибрана компоновка бурильних труб при настроюванні вібратора на перші три частоти (рис. 5.12) цілком задовольняє умови міцності, а при настроюванні на четверту необхідно розміщувати вібратор на відстані більше за 50 м, п'яту — 70 м, шосту — 85 м, сьому — 95 м, восьму — 100 м від верху ОБТ. Оскільки руйнування, що виникають внаслідок імпульсів напружень, від-

Таблиця 5.3 – Амплітуда коливань бурильної колони з глибинним вібратором в залежності від місця установки

Місце установки \ Частота	Амплітуда, м									
	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6	p_7	p_8	p_9	p_{10}
10 м	1,44	39,0	19,0	10,3	4,9	1,2	0,5	0,4	0,3	0,2
20 м	1,44	39,3	19,5	11,1	5,9	2,3	0,8	0,6	0,5	0,4
30 м	1,44	39,5	20,0	11,7	6,9	3,4	1,0	0,8	0,6	0,5
40 м	1,44	39,8	20,4	12,4	7,7	4,5	2,2	1,8	1,7	1,5
50 м	1,44	40,0	20,7	12,9	8,5	5,4	3,3	2,2	2,0	1,8
60 м	1,44	40,1	21,1	13,4	9,1	6,3	4,3	2,9	2,7	2,2
70 м	1,44	40,3	21,4	13,8	9,7	7,0	5,2	3,9	3,7	2,5
80 м	1,45	40,4	21,6	14,2	10,2	7,7	6,0	4,8	4,6	2,7
90 м	1,45	40,5	21,8	14,5	10,6	8,2	6,6	5,5	5,5	3,6
100 м	1,45	40,6	22,0	14,8	11,0	8,7	7,1	6,1	5,3	4,4
110 м	1,45	40,7	22,1	15,0	11,2	9,0	7,5	6,6	5,8	5,0
120 м	1,45	40,8	22,2	15,1	11,4	9,2	7,8	6,9	6,1	5,4

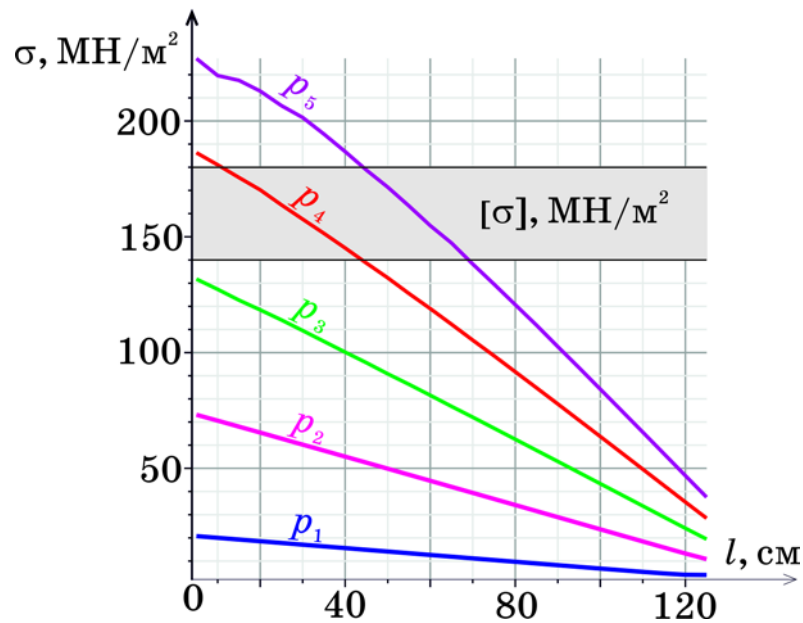


Рисунок 5.12 – Напруження у місці встановлення осцилятора при налаштуваннях на власні частоти p_m ($m = 1, \dots, 5$) бурильної колони

різняються від руйнувань, викликаних миттєвими навантаженнями, було проведено дослідження таких імпульсів (рис. 5.13). Необхідність цих досліджень викликана тим, що при імпульсах навіть незначної тривалості не зможе утворитися жодна тріщина, хоча імпульс вже минув і напруження відсутнє.

Це відбувається тому, що швидкість розповсюдження тріщини значно менше швидкості розповсюдження імпульсу. Проведені дослідження імпульсів напружень тривалістю 10 сек. показали, що у місці розташування вібратора імпульс напруження починає зростати у випадку розташування вібраційного ме-

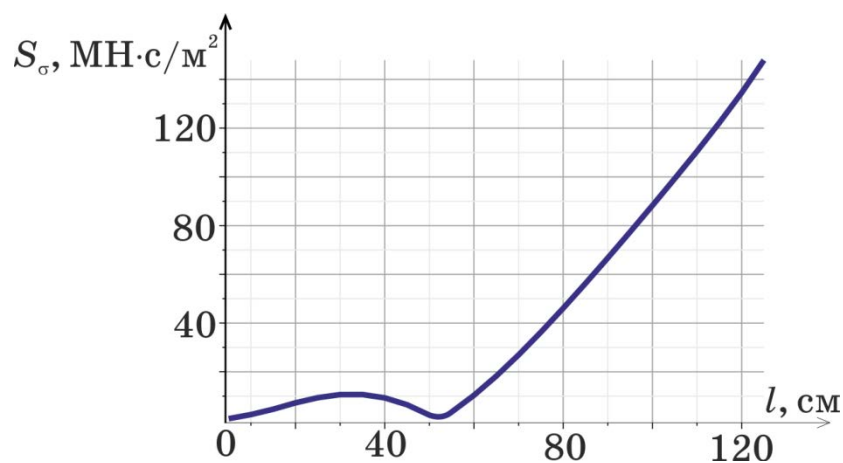


Рисунок 5.13 – Імпульс напруження за 10 сек. у місці встановлення вібропристрою при налаштуванні на першу власну частоту бурильної колони

ханізму в нижній частині ОБТ з наближенням до місця аварії [194], а в місці прихоплення досягає значення $156 \text{ МН}\cdot\text{с}/\text{м}^2$ (рис. 5.13).

Це свідчить про те, що кожену бурильну установку необхідно перевіряти на міцність у разі зміни положення вібропристрою на ОБТ, оскільки, як показали дослідження, напруженість може зростати у 6-7 разів.

Для ефективно ліквідації прихоплення необхідно було дослідити кінетичну енергію БК, а також її залежність від місця розташування вібратора [225]. Так як поточні перерізи БК мають відмінні швидкості, а кожна секція — характеристики матеріалу, тому миттєву кінетичну енергію БК знаходимо за допомогою інтегрування:

$$E_{\text{кін}}(t) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^k \rho_j F_j \int_0^{l_j} \dot{u}_j^2(x_j, t) dx_j, \quad (5.61)$$

де $\dot{u}_j(x_j, t)$ — швидкість поточного перерізу j -ої секції БК з координатою x_j в довільний момент часу t . З урахуванням того, що зусилля у кожному перерізі БК відрізняється за величиною миттєва потенціальна енергія БК:

$$E_{\text{пот}}(t) = \sum_{j=1}^k E_j F_j \int_0^{l_j} u'_j(x_j, t) dx_j, \quad (5.62)$$

де $u'_j(x_j, t)$. Для обраної компоновки бурильної колони кінетична енергія прихопленої частини БК складає 1,34 МДж, а потенціальна — 2,18 МДж. При цьому кінетична енергія складає лише 5-10% від потенціальної. Отже, ліквідувати аварію доцільніше за рахунок пружних деформацій БК, які можуть бути підсилені вібраційним пристроєм.

5.3 Дослідження процесу ліквідації прихоплення бурильного інструмента за допомогою поперечної вібрації

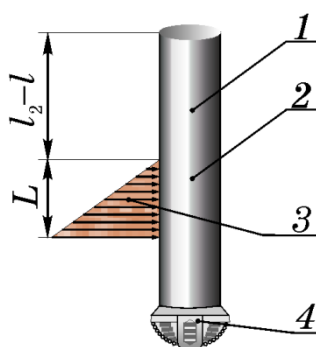
Експериментальні дослідження сучасних методів вивільнення прихоплених БК підтвердили, що застосування вібраторів поздовжньої дії, забезпечують підвищення ефективності таких робіт [224]. При цьому основний недолік збурення поздовжніх коливань пов'язаний із згасанням коливань вздовж бурильних труб. Тому цей спосіб ефективний для вивільнення БК, якщо місце прихоплення розташовано на глибині свердловини 100 м у випадку встановлення ВП

зверху БК, і до 1000 м — у випадку ВП, вмонтованого в БТ. В іншому випадку доцільнішим є спосіб збурення поперечних коливань, реалізація яких передбачає вільне переміщення всередині БК (рис. 5.1 – в і з), тобто дозволяє забезпечувати інтенсивне вібраційну дію на прихоплені гірською породою труби, розміщені на будь-якій глибині [101].

Запропоновано дискретно-континуальну математичну модель процесу звільнення прихопленої бурильної колони, що враховує динамічне збурення, пружну деформацію вільної частини компоновки бурильних труб, формування навантаження на прихоплену зону та динаміку прихопленої компоновки БТ.

В основу запропонованого методу покладено рівняння поздовжніх і згинальних коливань пружного стрижня — диференціальні рівняння гіперболічного типу в частинних похідних з двома незалежними змінними, а також молекулярно-механічну теорію тертя. У процесі розв’язання систему диференціальних рівнянь зведено до задачі Штурма–Ліувілля з крайовими умовами I та II роду з наступним застосуванням методу Фур’є.

Модель складено у випадку розміщення вібраційного механізму поблизу зони прихоплення бурової колони (рис. 5.1 – з) та для методу збурення поперечних вібрацій. Задачу вивільнення бурильної колони розв’язано з урахуванням зовнішньої сили, згенерованої вібратором, і сил опору прихопленої труби, викликаних тиском на них гірської породи. Динаміку поперечних коливань $w_j(x_j, t)$ секцій БК моделюємо згідно теорії стиснуто-скручених стрижнів [197], що описуються хвильовими рівняннями гіперболічного типу четвертого порядку з урахуванням сил тертя на боковій поверхні (рис. 5.14), що змодельовані за



- 1 – вільна частина;
- 2 – прихоплена частина,
- 3 – розподілена утримувальна сила,
- 4 – долото

Рисунок 5.14 – Прихоплена секція бурильної колони

Фойгом з елементів Сен-Венана і Ньютона — модель Шведова–Бінгама:

$$b_j^2 w_j^{IV}(x_j, t) - a_j^2 \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j'(x_j, t) w_j'(x_j, t)) + \ddot{w}_j(x_j, t) = 0, \quad j = 1, \dots, k-1, \quad (5.61)$$

$$b_k^2 w_k^{IV}(x_k, t) - a_k^2 \frac{\partial}{\partial x_k} (u_k'(x_k, t) w_k'(x_k, t)) + \ddot{w}_k(x_k, t) = -\mu_{\text{пор}} x_k^2 \text{sign} \dot{u}_k(x_k, t), \quad (5.62)$$

де $b_j = \sqrt{E_j J_j / (\rho_j F_j + \rho_{\text{рід}} F_{\text{жан}})}$ (J_j – осьовий момент інерції січення бурильної труби, зокрема для циліндричної труби $J_j = \pi(D_j^4 - d_j^4)/64$),

$$w_j^{IV}(x_j, t) = \partial^4 w_j(x_j, t) / \partial x_j^4, \quad w_j'(x_j, t) = \partial w_j(x_j, t) / \partial x_j, \quad \ddot{w}_j(x_j, t) = \partial^2 w_j(x_j, t) / \partial t^2.$$

Важливо зазначити, що пружні осьові деформації ОБТ $u_j(x_j, t)$ безпосередньо впливають на згинальні рухи обтяжнених бурильних труб.

Для дослідження поперечних коливань БК, збуреним глибинним вібратором, до динамічних рівнянь руху (5.61), (5.62) необхідно приєднати крайові умови в напрямку свердловини (5.21) [42], та у напрямку, поперечному стінці свердловини [183]:

- верхній кінець БК у поперечному напрямі нерухомий, тому поперечні переміщення і кут повороту [118] дорівнюють нулю:

$$w_1(0, t) = w_1'(0, t) = 0; \quad (5.63)$$

- на стику секцій БК переміщення, кути повороту, сили і моменти однакові:

$$\begin{aligned} w_1(l_1, t) &= w_2(0, t), & w_2(l, t) &= w_3(0, t), & w_3(l_2 - l, t) &= w_4(0, t), \\ w_1'(l_1, t) &= w_2'(0, t), & w_2'(l, t) &= w_3'(0, t), & w_3'(l_2 - l, t) &= w_4'(0, t), \\ E_1 J_1 w_1''(l_1, t) &= E_2 J_2 w_2''(0, t), & w_2''(l, t) &= w_3''(0, t), & & \\ E_2 J_2 w_3''(l_2 - l, t) &= E_3 J_3 w_4''(0, t), & & & & \\ E_1 J_1 w_1'''(l_1, t) &= E_2 J_2 w_2'''(0, t), & E_2 J_2 w_3'''(l_2 - l, t) &= E_3 J_3 w_4'''(0, t); & & \end{aligned} \quad (5.64)$$

- оскільки на верхньому кінці прихопленої частини ОБТ розміщено глибинний осцилятор, то:

$$E_2 J_2 [w_3'''(0, t) - w_2'''(l, t)] = P_{36}(t), \quad (5.65)$$

- нижній кінець вільний (рис. 5.14):

$$E_3 J_3 w_4''(L, t) = 0, \quad E_3 J_3 w_4'''(L, t) = M_{\text{пр}}(L, t), \quad (5.66)$$

де $M_{\text{пр}}$ – інтегральний момент, що створює прихоплювальна розподілена сила.

У положенні статичної рівноваги швидкості у поточних перерізах бурильної колони дорівнюють нулю:

$$\dot{u}_j(x_j, 0) = \dot{w}_j(x_j, 0) = 0, \quad j = 1 - 4, \quad (5.67)$$

а початкові переміщення знаходимо зі статичних рівнянь рівноваги БК.

Оскільки динамічні рівняння руху (4.2), (5.61) і (5.62) та крайова умова (5.65) і друга крайова умова (5.66) неоднорідні, то закони руху перерізів бурильної колони містять чотири складові:

- статичну — стаціонарний розв'язок,
- вільні коливання з частотами власних поперечних коливань БК і амплітудою, що залежить від початкових деформацій бурильних труб,
- додаткову складову вимушених коливань — спеціальна функція з частотою збуреної сили і амплітудою, що не залежить від збурювальної сили,
- динамічну складову — вимушені коливання.

Для знаходження нетривіального розв'язку системи однорідних рівнянь, що відповідають системі диференціальних рівнянь, скористаємось методом Фур'є. Відповідно закони руху перерізів БК подаємо у вигляді:

$$u_{j\text{вим}}(x_j, t) = X_j(x_j)T_1(t), \quad w_{j\text{вим}}(x_j, t) = Y_j(x_j)T_2(t), \quad j = 1 - 4, \quad (5.68)$$

де $X_j(x_j)$, $Y_j(x_j) = C_{j1}\text{sh}(\omega_j x_j) + C_{j2}\text{ch}(\omega_j x_j) + C_{j3}\sin(\omega_j x_j) + C_{j4}\cos(\omega_j x_j)$ — власні форми поздовжніх та поперечних коливань поточних перерізів бурильних труб ($\omega_1 = p_{\perp}/\sqrt{b_1}$, $\omega_2 = \omega_3 = p_{\perp}/\sqrt{b_2}$, $\omega_4 = p_{\perp}/\sqrt{b_3}$), $T_1(t)$, $T_2(t)$ — функції часу. За допомогою рівностей (5.68) і однорідних крайових умов, які відповідають неоднорідним умовам (5.21), (5.63)–(5.66), отримуємо задачі Штурма-Ліувілля. Шляхом підстановки власних функцій $Y_j(x_j)$ в однорідні крайові умови (5.63)–(5.66) отримуємо систему з 16-ти рівнянь, з якої визначаємо амплітуди власних функцій C_{j1} , C_{j2} , C_{j3} , C_{j4} .

Складеній системі відповідає частотне рівняння бурильної колони (5.69), що визначає повний спектр $p_{\perp m}$ власних поперечних коливань:

$$\begin{vmatrix}
0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\text{sh } \gamma_1 & \text{ch } \gamma_1 & \sin \gamma_1 & \cos \gamma_1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\omega_1 \text{ch } \gamma_1 & \omega_1 \text{sh } \gamma_1 & \omega_1 \cos \gamma_1 & -\omega_1 \sin \gamma_1 & -\omega_2 & 0 & -\omega_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\eta \omega_1^2 \text{sh } \gamma_1 & \eta \omega_1^2 \text{ch } \gamma_1 & -\eta \omega_1^2 \sin \gamma_1 & -\eta \omega_1^2 \cos \gamma_1 & 0 & -\omega_2^2 & 0 & \omega_2^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\eta \omega_1^3 \text{ch } \gamma_1 & \eta \omega_1^3 \text{sh } \gamma_1 & -\eta \omega_1^3 \cos \gamma_1 & \eta \omega_1^3 \sin \gamma_1 & -\omega_2^3 & 0 & \omega_2^3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & \text{sh } \gamma_2 & \text{ch } \gamma_2 & \sin \gamma_2 & \cos \gamma_2 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & \omega_2 \text{ch } \gamma_2 & \omega_2 \text{sh } \gamma_2 & \omega_2 \cos \gamma_2 & -\omega_2 \sin \gamma_2 & -\omega_2 & 0 & -\omega_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & \omega_2^2 \text{sh } \gamma_2 & \omega_2^2 \text{ch } \gamma_2 & -\omega_2^2 \sin \gamma_2 & \omega_2^2 \cos \gamma_2 & 0 & -\omega_2^2 & 0 & -\omega_2^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & \omega_2^3 \text{ch } \gamma_2 & \omega_2^3 \text{sh } \gamma_2 & -\omega_2^3 \cos \gamma_2 & -\omega_2^3 \sin \gamma_2 & -\omega_2^3 & 0 & \omega_2^3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \text{sh } \gamma_3 & \text{ch } \gamma_3 & \sin \gamma_3 & \cos \gamma_3 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_2 \text{ch } \gamma_3 & \omega_2 \text{sh } \gamma_3 & \omega_2 \cos \gamma_3 & -\omega_2 \sin \gamma_3 & -\omega_2 & 0 & -\omega_2 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \tilde{\eta} \omega_2^2 \text{sh } \gamma_3 & \tilde{\eta} \omega_2^2 \text{ch } \gamma_3 & -\tilde{\eta} \omega_2^2 \sin \gamma_3 & \tilde{\eta} \omega_2^2 \cos \gamma_3 & 0 & -\omega_3^2 & 0 & 0 & -\omega_3^2 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \tilde{\eta} \omega_2^3 \text{ch } \gamma_3 & \tilde{\eta} \omega_2^3 \text{sh } \gamma_3 & -\tilde{\eta} \omega_2^3 \cos \gamma_3 & -\tilde{\eta} \omega_2^3 \sin \gamma_3 & -\omega_3^2 & 0 & \omega_3^2 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_3^2 \text{sh } \gamma_4 & \omega_3^2 \text{ch } \gamma_4 & -\omega_3^2 \sin \gamma_4 & -\omega_3^2 \cos \gamma_4 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_3^2 \text{ch } \gamma_4 & \omega_3^2 \text{sh } \gamma_4 & -\omega_3^2 \cos \gamma_4 & \omega_3^2 \sin \gamma_4 & 0
\end{vmatrix} = 0, \quad (5.69)$$

де $\eta = E_1 J_1 / E_2 J_2$, $\tilde{\eta} = E_2 J_2 / E_3 J_3$, $\gamma_1 = \omega_1 l_1$, $\gamma_2 = \omega_2 l$, $\gamma_3 = \omega_3 (l_2 - l)$, $\gamma_4 = \omega_4 L$.

Отже, закон поперечних рухів прихоплених бурильних труб відповідно до записаних крайових умов (5.63)–(5.66), стаціонарних розв'язків, початкових умов і власних частот, що визначаються частотним рівнянням (5.69) за умови, що збурювальна сила носить гармонічний характер $P_{36}(t) = A \sin(\omega t + \gamma)$, набувають вигляду:

$$\begin{aligned}
w_1(x_1, t) &= \sum_{m=2}^3 a_{1m} x_1^m + [3(l_1 + l) - x_1] x_1^2 P_{36}(t) / 6E_1 J_1 + \sum_{m=1}^{\infty} Y_{1m}(x_1) [B1_{1m} \sin p_{\perp m}^2 t + B2_{1m} \cos p_{\perp m}^2 t + C_{1m}(t) / (p_{\perp m}^4 - \omega^2)], \\
w_2(x_2, t) &= \sum_{m=0}^3 a_{2m} x_2^m + [(2l_1 + 3l)l_1^2 + 3l_1(l_1 + 2l)x_2 + \eta(3l - x_2)x_2^2] P_{36}(t) / 6E_1 J_1 + \sum_{m=1}^{\infty} Y_{2m}(x_2) [B1_{2m} \sin p_{\perp m}^2 t + B2_{2m} \cos p_{\perp m}^2 t + C_{2m}(t) / (p_{\perp m}^4 - \omega^2)], \\
w_3(x_3, t) &= \sum_{m=0}^3 a_{3m} x_3^m + [2l_1(l_1^2 + 3l^2 + 3ll_1) + 2l^3\eta + (3l_1(2l + l_1) + 3l^2\eta)x_3] P_{36}(t) / 6E_1 J_1 + \\
&\quad + \sum_{m=1}^{\infty} Y_{3m}(x_3) [B1_{3m} \sin p_{\perp m}^2 t + B2_{3m} \cos p_{\perp m}^2 t + C_{3m}(t) / (p_{\perp m}^4 - \omega^2)], \\
w_4(x_4, t) &= \sum_{m=0}^3 a_{4m} x_4^m + a_{44} x_4^6 + [2l_1(l_1^2 + 3l^2 + 3ll_1) + 3l_1(l_2 - l)(2l + l_1) + l^2(3l_2 - l)\eta + (3l_1(l_1 + 2l) + 3l^2\eta)x_4] P_{36}(t) / 6E_1 J_1 + \\
&\quad + \sum_{m=1}^{\infty} Y_{4m}(x_4) [B1_{4m} \sin p_{\perp m}^2 t + B2_{4m} \cos p_{\perp m}^2 t + C_{4m}(t) / (p_{\perp m}^4 - \omega^2)],
\end{aligned} \quad (5.70)$$

де $a_{20} = w_0(8l_1 + 4l_2 - 5L)l_1^2 / \eta$, $a_{30} = w_0\{[(4l_2 - 5L)(l_1 + 6l) + 4l_1(2l_1 + 3l)]l_1 / \eta + l^2[3(4l_2 - 5L) - 4l]\}$, $a_{40} = w_0\{[(4l_2 - 5L)(l_1^2 + 6l_1l_2 + 6l_2l - 6l^2) + 4l_1^2(2l_1 + 3l) + 12(l_2 - l)(l_1^2 - l^2)] / \eta + (l_2 - l)^2 \times [8(l_2 - l) - 15L]\}$, $a_{21} = 6w_0(2l_1 + 4l_2 - 5L)l_1 / \eta$, $a_{31} = 6w_0[(4l_2 - 5L)(l_1 + l) + 2(l_1^2 - l^2)] / \eta$, $a_{41} = 6w_0\{[(4l_2 - 5L)(l_1 + l) + 2(l_1^2 - l^2)] / \eta + (l_2 - l)[2(l_2 - l) - 5L]\}$, $a_{12} = 3w_0[4(l_1 + l_2) - 5L] / \eta$, $a_{22} = 3w_0(4l_2 - 5L)$, $a_{32} = 3w_0[4(l_2 - l) - 5L]$, $a_{42} = -15w_0L\tilde{\eta}$, $a_{13} = 4w_0 / \eta$, $a_{23} = a_{33} = -4w_0$, $a_{43} = -3w_0\tilde{\eta}$, $a_{44} = w_0\tilde{\eta} / (5L^3)$, $w_0 = -\mu_{\text{пор}} L^3 \text{sign } \dot{u}_4(x_4, t) / (72b_4^2\tilde{\eta})$ – коефіцієнти, що відповідають рівнянням статичної рівноваги.

Амплітуди вимушених коливань $C_{jm}(t)$ визначаємо за теоремою Стеклова [238] шляхом розкладання за власними функціями:

$$C_{jm}(t) = \int_0^{l_j} q_j(x_j, t) Y_{jm}(x_j) dx_j \bigg/ \int_0^{l_j} Y_{jm}^2(x_j) dx_j, \quad j = 1-4, \quad (5.71)$$

де $l_1 = l_1$, $l_2 = l$, $l_3 = l_2 - l$, $l_4 = L$, $q_1(x_1, t) = [3(l_1 + l) - x_1] x_1^2 \ddot{P}_{36}(t) / 6E_1 J_1$,

$q_2(x_2, t) = [(2l_1 + 3l)l_1^2 + 3l_1(l_1 + 2l)x_2 + \eta(3l - x_2)x_2^2] \ddot{P}_{36}(t) / 6E_1 J_1$,

$q_3(x_3, t) = \{2l_1(l_1^2 + 3l^2 + 3ll_1) + 2l^3\eta + [3l_1(2l + l_1) + 3l^2\eta]x_3\} \ddot{P}_{36}(t) / 6E_1 J_1$,

$q_4(x_4, t) = \{l_1[2(l_1^2 + 3l^2 + 3ll_1) + 3(l_2 - l)(2l + l_1)] + 2l^2(3l_2 - l)\eta + [3l_1(2l + l_1) + 3l^2\eta]x_4\} \ddot{P}_{36}(t) / 6E_1 J_1$.

Аналогічно (5.53) сталі інтегрування $B1_{3m}$, $B2_{3m}$ визначають з початкових умов:

$$\begin{aligned} T_{jm}(0) &= \int_0^{l_j} w_{j\text{вим}}(x_j, 0) Y_{jm}(x_j) dx_j \bigg/ \int_0^{l_j} Y_{jm}^2(x_j) dx_j; \\ \dot{T}_{jm}(0) &= \int_0^{l_j} \dot{w}_{j\text{вим}}(x_j, 0) Y_{jm}(x_j) dx_j \bigg/ \int_0^{l_j} Y_{jm}^2(x_j) dx_j = 0. \end{aligned} \quad (5.72)$$

З отриманого розв'язку (5.70) випливає, що на вільні поперечні коливання перерізів бурильних труб накладаються додаткові вимушені та високочастотні вимушені коливання, внаслідок чого збурювальна сила, прикладена до прихопленої частини труби, буде вібрувати і збурені навантаження будуть плавно зростати з ростом середньої швидкості деформованої труби.

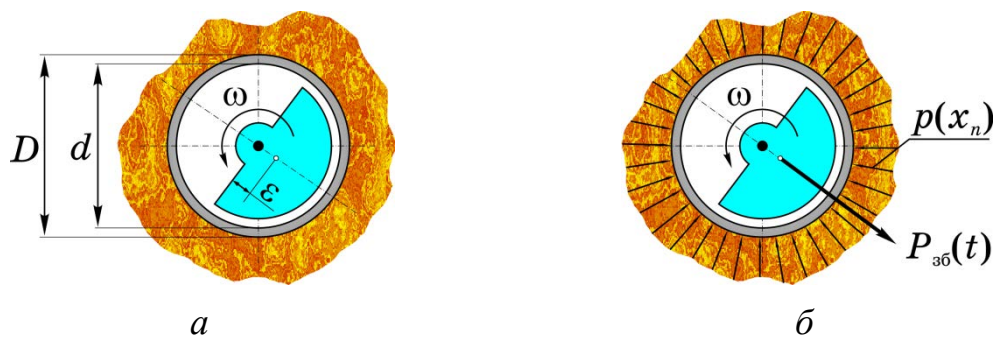
Таким чином, поздовжні та поперечні коливання бурильної колони супроводжуються збільшення потенціальної енергії частини БК, що знаходиться вище зони прихоплення. Із збільшенням вимушених коливань потенціальна енергія перетворюється у кінетичну, що витрачається на вивільнення прихопленої БК. Чергування хвильових процесів у радіальній площині БК зумовлює зміну потенціальної енергії вільної частини БК, що збільшує тиск на гірську породу.

Вивчення існуючих методів вивільнення БК, зокрема, із застосуванням дебалансних віброзбурювачів, що базується на радіальних переміщеннях бурильних труб за рахунок обертання дебаланса у свердловині та циклічної зміни збу-

рювального зусилля. Поперечна вібрація бурильної колони визначає створення тиску на гірський масив (рис. 5.15). Як наслідок, відбувається ущільнення пластичних і незв'язних порід, а також контактне руйнування міцних і монолітних порід. Це призводить до утворення і збільшення щілини між трубами й гірськими породами, що визначає зменшення сил опору.

Технічні характеристики електричних заглиблюваних дебалансних вібраторів, що здійснюють коливання з частотою 200 Гц, з вмонтованим електродвигуном та малими діаметрами наведено у табл. 5.4. Експериментальні роботи з вивчення ефективності дебалансного вібратора поперечної дії по вивільненню бурильних труб [54] показали, що у випадку його використання зусилля, яке необхідне для вивільнення БК зменшується до 9,9 разів для суглинок, до 7,5 разів для щебеню та до 6,4 рази для супісків.

Для вивільнення бурильних труб необхідно зрівноважити розподілене навантаження $p(x_n)$ на всій ділянці прихоплення, щоб здолати сили, породжені тиском породи на БК. Згідно елементарної теорії опору матеріалів для лінійно-



a – кутова швидкість ω і ексцентриситет ε ,

б – розподілена сила тиску породи $p(x_n)$ і збурювальна сила $P_{36}(t)$

Рисунок 5.15 – Розрахункова схема дебалансного вібратора

Таблиця 5.4 – Параметри дебалансних вібраторів [101]

Вібратор	Діаметр d , мм	Довжина $l_{в}$, мм	Ексцентриситет ε , мм	Маса m , кг	Збурювальна сила Q , кН	Момент дебаланса $M_{д}$, Н·м
ІВ-78	50	412	0,19	10	2,92	18,14
ІВ-102А	75	440	0,33	15	7,9	49,08
ІВ-95А	75	440	0,40	12,5	7,9	49,08

деформованої колони труб зусилля повинно досягти рівня навантаження, викликаного розподіленим тиском породи на стінки труб:

$$E_3 J_3 w'''(x_n, t) \geq p(x_n) x_n^2. \quad (5.73)$$

Зазначимо, що під дією вібраційних процесів змінюється також коефіцієнт тертя f між породою і стінкою бурильної труби внаслідок виникнення фізико-механічних або фізико-хімічних процесів. Зі збільшенням амплітуди $A = m_{\text{деб}} \omega^2 \varepsilon$ вібрації ($m_{\text{деб}}$ – маса дебалансу) крива $f(A)$ стає більш пологою. Тобто, при невеликих середніх швидкостях (0,3–0,8 м/с) середня сила опору поводить себе як в'язке тертя, пропорційне швидкості, а у випадку зростання амплітуди досягнутого «в'язкості» спадає. Такий ефект називають вібраційним згладжуванням або зрідженням сухого тертя під дією високочастотних вібрацій. Поява внаслідок вібрації ефекту тиксотропії знижує тиск породи на прихоплену трубу:

$$p(x_4) = \begin{cases} \mu_0 x_4^2 \left(1 - \sqrt{3kt/2\mu\beta_0 x_4^2}\right), & t < \mu\beta_0 x_4^2/6; \\ 0,5\mu_0 x_4^2 e^{0,5-3kt/\mu\beta_0 x_4^2}, & t \geq \mu\beta_0 x_4^2/6. \end{cases} \quad (5.74)$$

де k – коефіцієнт проникності породи, μ_0 – динамічний коефіцієнта в'язкості, β – коефіцієнт, що характеризує розструктурування породи.

Обираючи параметри вібрації: амплітуду і частоту, варто пам'ятати, що руйнування БК пов'язано із дією геологічних і технічних чинників таких, як напруження й деформації. Якщо напруження перевищить допустиму величину в одному із перерізів труби, то вона здеформується і це може призвести до аварії.

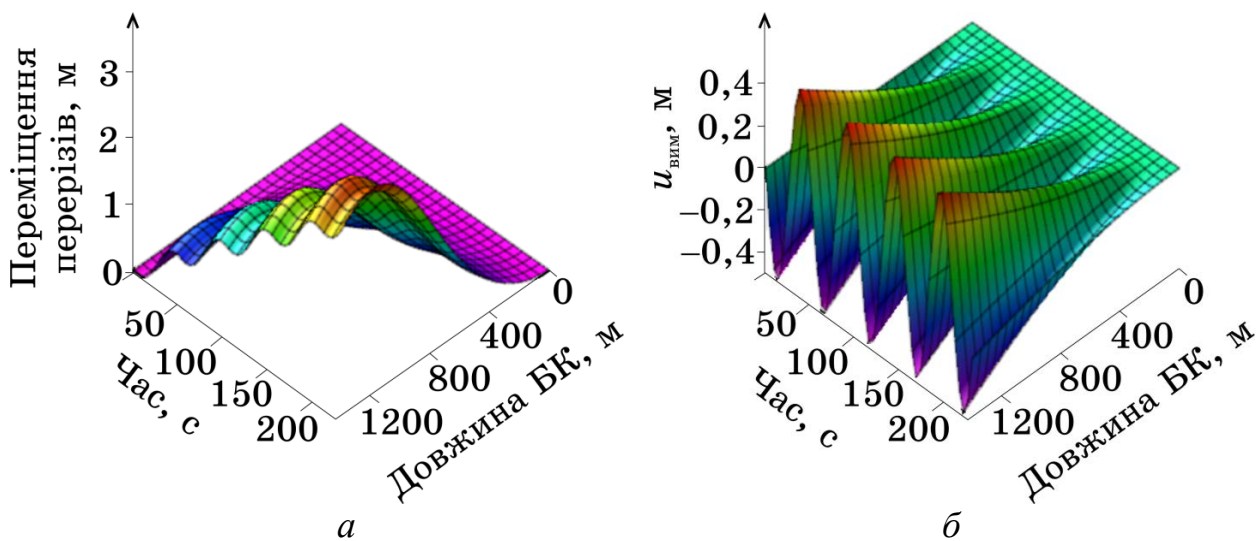
За допомогою комп'ютерної програми [11] досліджено спектр частот поперечних коливань (табл. 5.5) для компоновки БК № 1 [187].

Таблиця 5.5 – Власні частоти поперечних коливань прихопленої бурильної колони

Частота	$p_{\perp 1}$	$p_{\perp 2}$	$p_{\perp 3}$	$p_{\perp 4}$	$p_{\perp 5}$
Гц	0,0015	0,005	0,010	0,017	0,026
Частота	$p_{\perp 6}$	$p_{\perp 7}$	$p_{\perp 8}$	$p_{\perp 9}$	$p_{\perp 10}$
Гц	0,036	0,048	0,063	0,078	0,096

Числові дослідження згідно отриманому закону руху (5.70) показали, що вільні поперечні коливання БК складаються із сукупності некратних гармонік (табл. 5.5). Дослідженнями було підтверджено, що такі коливання мають малу амплітуду і до того ж швидко згасають (рис. 5.16 – а) із збільшенням глибини прихоплення. Натомість вимушені коливання гармонійні, а їхня амплітуда зростає по всій глибині прихоплення (рис. 5.16 – б).

Змодельовані закони руху (5.70) вибраної компоновки БК №1 показали, що збурювальна сила $P_{зб}(t)$ збуджує низькочастотні гармонійні коливання по всій зоні прихоплення БТ (рис. 5.17), які підсилюються додатковою складовою.



а – власні коливання зі спектром частот $p_{\perp m}$,

б – вимушені коливання $\varphi_{\perp m}$ (додаткова складова)

Рис. 5.16 – Поперечні коливання в перерізах бурильних труб

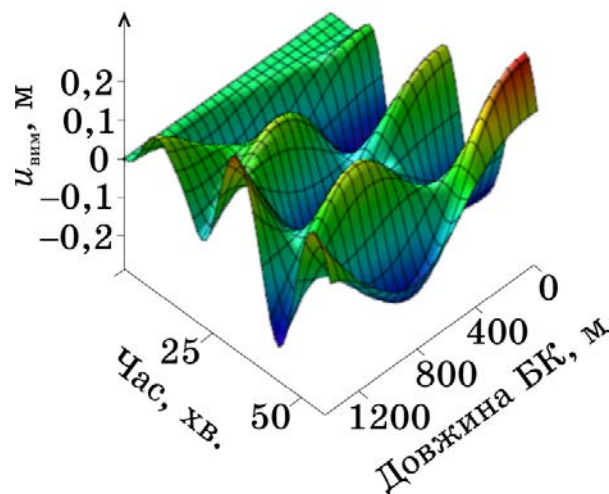


Рисунок 5.17 – Вимушені коливання у перерізах бурильних труб, збудрені поперечною вібрацією

5.4 Висновки до розділу 5

1. У результаті виконаної роботи вперше розроблено обґрунтовану дискретно-континуальну математичну модель бурильної колони з вібропристроєм [182]:

- поверхневим, який збудує поздовжні коливання;
- глибинним, який збудує поздовжні коливання;
- глибинним, який збудує поперечні коливання.

2. Розроблено методика одержання передавальної функції та побудови амплітудно- та фазово-частотних характеристик для різних компоновок БК.

3. На основі розробленої математичної моделі складено комп'ютерну програму для візуалізації динамічних процесів у прихопленій БК, які збудені осцилятором, а також числових значень силових характеристик, міцності та передачі енергії до зони прихоплення. Розроблена математична модель дозволяє аналізувати та обґрунтовувати роботу ВП для оцінки вибору найефективнішого способу вивільнення прихопленої БТ.

4. Розроблено математичну модель бурової вежі з глибинним вібратором. Досліджено вплив параметрів вібратора (амплітуди, частоти, конструктивних особливостей, що визначають вигляд збудовальної сили) та місця його установки на ефективність вивільнення прихопленої бурильної труби.

5. За результатами проведених досліджень вібраційного способу ліквідації прихоплення БК сформулюємо наступні висновки і рекомендації:

- рекомендовано застосовувати поверхневі вібратори з поздовжнім збуденням коливань на глибинах до 200 м і налаштувати осцилятор на першу резонансну частоту;
- рекомендовано застосовувати глибинні вібратори з поздовжнім збуденням коливань на глибинах понад 200 м і налаштувати вібропристрій на другу або третю власну частоту бурильної колони;
- на глибинах понад 2000 м доцільно використовувати осцилятори, що збудують поперечні нутаційні коливання;
- зі збільшенням в'язкості промивальної рідини амплітуда й енергія вимушених коливань спадають, напруження в зоні прихоплення зростає повільно;

- для накопичення найбільшої величини потенціальної енергії — пружної деформації низу вільної частини БК вібропристрій необхідно розташовувати на відстані, що складає 0,35-0,5 довжини ОБТ від її верху;
- у випадку налаштування вібропристрою на власні частоти, вище третьої, осцилятор доцільно розташувати якомога ближче до зони прихоплення, оскільки збурені вібрації можуть привести до руйнування бурильних труб;
- у випадку застосування ВП необхідно не допустити перевищення граничних навантажень та напружень.

6. Для кожної конкретно вибраної компоновки БК необхідно провести числові дослідження, що дозволить як прогнозувати можливість виникнення прихоплення, так і вибрати місце розташування вібропристрою.

7. Вібраційний спосіб ліквідації прихоплень дозволяє зменшити (до 10 разів) сили утримування БТ, що підвищує ефективність його застосування.

8. Одержані у роботі результати можна використати для подальших досліджень та удосконалення існуючих інженерних методів моделювання динамічних процесів у бурильних колонах на стадії їх проектування й конструювання.

Результати теоретичних і практичних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. 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.*

2. 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>.*

3. 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.*

4. 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.

5. 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>.

6. 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.

7. 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.

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>.

9. Левчук К. Г., Цідило І. В. Математична і комп'ютерна модель ліквідації прихоплені 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.

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.

РОЗДІЛ 6

ВПЛИВ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПРИХОПЛЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

6.1 Вплив механічних властивостей металів та гірських порід на динаміку прихопленого бурильного інструмента

Доти, поки бурильні труби перебувають під дією помірних навантажень, то їхні поперечні перерізи отримують незначні переміщення, що визначаються їхньою геометрією і податливістю металу. Як тільки зовнішнє навантаження досягає граничного значення, переміщення перерізів БТ швидко зростають і як наслідок БК втрачає *тримкість*. Зазвичай, недопустимо великі переміщення перерізів БТ викликані деформаціями, що вичерпують міцність бурильних труб і приводить до втрати стійкості.

Втрата *міцності* може відбутися внаслідок *крихкого* або *пластичного* руйнування. Якщо підвищується крихкість, то у випадку перевищення граничного навантаження у найнапруженому місці виникають тріщини, що швидко розростаються. До того ж у крихкій БТ відхилення від пружності (закону Гука) дуже мале, тому тримкість визначають за допомогою лінійної теорії пружності. Якщо у найнапруженішому місці виникає пластична зона, то переміщення перерізів БТ зростають немиттєво, оскільки вони визначаються деформацією сусідніх ділянок, що перебувають у пружному стані. У випадку додаткового зростання навантаження — пластична зона перевищує площу перерізу БТ, починається пластична деформація і бурильна труба втрачає тримкість.

Дослідження напружено-деформованого стану БТ до моменту появи тріщин або пластичних деформацій — умова міцності (плинності) [243]. Умова плинності металів Генкі–Прандтля–Мізеса має вигляд:

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) = 2\sigma^2. \quad (6.1)$$

Зауважимо, що визначення меж тримкості бурильних труб за граничними навантаженнями є точнішими порівняно з тими, що одержують за граничними напруженнями.

У випадку втрати *стійкості* бурильної колони перерізи БТ піддаються великим переміщенням, хоча бурильні труби перебувають у пружному стані. Переважно такий ефект проявляється у тонкостінних БТ під дією зовнішнього гідростатичного тиску $p_{\text{бр}}$ бурового розчину. Якщо тиск перевищує граничний $[p_{\text{бр}}]$, то БТ приймає стійку некруглу форму рівноваги. Переміщення перерізів БТ при цьому зростає. Втрату стійкості БК також може спостерігатись внаслідок дефектів БТ — вигин, еліптична форма.

Натомість осьове $\sigma_{\text{ос}}$, радіальне $\sigma_{\text{рад}}$ і дотичне $\sigma_{\text{дот}}$ напруження пласту породи, що тисне на стінки БТ у свердловині, визначають за формулами С. Г. Лехницького [206]:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{ос}} &= -p_{\text{гс}}; & \sigma_{\text{рад}} &= -\lambda[1 - (R_{\text{св}}/R)^2]p_{\text{гс}} - (R_{\text{св}}/R)^2 p_{\text{гд}}; \\ \sigma_{\text{дот}} &= -\lambda[1 + (R_{\text{св}}/R)^2]p_{\text{гс}} + (R_{\text{св}}/R)^2 p_{\text{гд}},\end{aligned}\quad (6.2)$$

де $p_{\text{гс}}$ – геостатичний тиск гірської породи, $p_{\text{гд}}$ – гідравлічний тиск у свердловині, $\lambda = \mu/(1-\mu)$ – коефіцієнт бічного розпору (формула А. Н. Динника), μ – коефіцієнт Пуассона, R – проектний радіус свердловини, $R_{\text{св}}$ – поточний радіус свердловини. Вплив тиску породи на напружений стан стінок БТ зі збільшенням глибини свердловини не зростає при відношенні $R/R_{\text{св}} < 0,2$.

Якщо гідравлічний тиск $p_{\text{гд}} > 2\lambda p_{\text{гс}}$, то виникає деформація розтягування бурильних труб. Щоб уникнути дотичного напруження $\sigma_{\text{дот}}$, викликане тиском породи на БТ, необхідно підтримувати густину бурового розчину на рівні:

$$\rho_{\text{бр}} = 2\lambda \text{grad}(p_{\text{гс}}/g). \quad (6.3)$$

Оскільки для гірських порід з більшими коефіцієнтами Пуассона коефіцієнти бічного розпору λ швидко зростають, тому для уникнення зминання БТ необхідно використовувати густіші бурові розчини [313].

З умови пластичності Губера–Мізеса–Генки радіус граничної області, що визначає потенціальні розміри каверни:

$$R_{\text{кав}} = 0,61R_{\text{св}} e^{(p_{\text{гс}} - p_{\text{гд}})/(1,15\sigma_{\text{н}})}, \quad (6.4)$$

У випадку відсутності каверни ($R_{\text{кав}} = R_{\text{св}}$) густина бурового розчину не повинна перевищувати:

$$\rho_{\text{бр}} \leq (p_{\text{гс}} - \sigma_{\text{п}} / \sqrt{3}) / gx, \quad (6.5)$$

де $\sigma_{\text{п}}$ – границя плинності породи при стисканні, x – поточна координата перерізу БК, яка відраховується від гирла свердловини.

Якщо стінки свердловини складаються з пластичних порід (солі, глини), то квазісталу швидкість її звуження при густині БР, що задовольняє формулу (6.5), знаходять з виразу:

$$v_{\text{зв}} = \sqrt{3} \sigma_{\text{п}} (R_{\text{св}} + R_{\text{кав}}) / 2\eta, \quad (6.6)$$

де η – пластична в'язкість породи при стисканні.

6.2 Оцінка характеристик міцності бурильних труб у вертикальній свердловині

На напружено-деформований стан бурильних труб впливають різноманітні фактори. Дослідження статичних і циклічних навантажень у поперчних перерізах БТ розглянуто в роботах [6; 52]. При цьому, дослідження динамічних процесів у випадку ударних навантажень не проводились, оскільки це пов'язано зі складнощами математичного й обчислювального характеру. Отже, проведення попередніх досліджень і оперативний контроль експлуатаційної міцності прихоплених БТ сприяє запобіганню аварійним ситуаціям і зниженню непродуктивних витрат.

Застосування ударних пристроїв для вивільнення прихопленого бурильного інструмента (рис. 6.1) вимагає нанесення інтенсивних зовнішніх наванта-

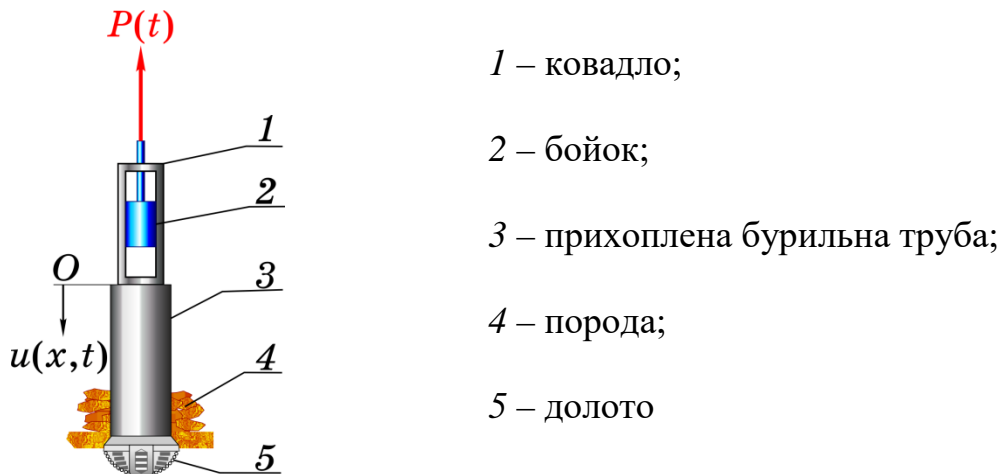


Рисунок 6.1 – Прихоплена бурильна труба

жень. У залежності від матеріалу, з якого виготовлено бурильні труби визначимо напружено-деформований стан таких циліндричних тонкостінних труб.

У випадку дослідження динамічного процесу в прихопленій БК необхідно враховувати пружно-поздовжні коливання прихоплених бурильних труб, оскільки вони призводять до збільшення напружень у поперечних перерізах БТ. Прихоплену бурильну трубу будемо розглядати як однорідний стрижень масою $m = \rho FL$. Початок координат O приймемо у місці нанесення ударної сили — контакту бойка і ковадла. Вісь відрахування координати поточного перерізу $u(x, t)$ спрямуємо в бік свердловини. Диференціальне рівняння руху прихопленої БТ з урахуванням опору середовища, має вигляд

$$\ddot{u}(x, t) + 2h\dot{u}(x, t) - a^2 u''(x, t) = 0. \quad (6.7)$$

Диференціальне рівняння (6.7) необхідно доповнити крайовими умовами на краях БТ

$$EFu'(0, t) = P(t), \quad u(l, t) = 0, \quad (6.8)$$

де $P(t) = P_k$, $2kl \leq t < 2(k+1)l/a$ ($k=0, 1, 2, \dots$) – сила удару бойка об ковадло, l – довжина вільної частини прихопленої БТ. Величину цієї сили від параметрів бурильної колони і механічного яса отримано в роботі [192].

Відлік переміщення почнемо з моменту зустрічі бойка і ковадла: $u(x, 0) = 0$, коли прихоплені БТ мали початкову швидкість $\dot{u}(x, 0) = v_0$. Оскільки крайові умови (6.8) неоднорідні, бо сили $P(t)$ нестационарна, спочатку необхідно підібрати таку спеціальну функцію $\varphi(x, t)$, щоб забезпечити однорідні крайові умови для нової невідомої функції $u_{\text{вим}}(x, t)$. Функція $\varphi(x, t)$ описує додаткову динамічну складову руху БТ, яка повністю визначається із неоднорідних крайових умов (6.8) і набуває вигляду

$$\varphi(x, t) = x(l - x)P(t)/EFl. \quad (6.9)$$

Отриманий закон руху $\varphi(x, t)$ вказує на те, що ударна сила $P(t)$ формує статичну складову переміщення перерізів БТ, що при досягненні майданчика контакту вільної частини БТ з прихопленою сприяє вивільненню бурильного інструмента. Після підбору спеціальної функції шукані динамічні переміщення

поперечних перерізів $u(x, t)$ необхідно зсунути на $\varphi(x, t)$:

$$u_{\text{вим}}(x, t) = u(x, t) - \varphi(x, t). \quad (6.10)$$

Таким чином, загальна крайова задача для функції $u(x, t)$ зводиться до задачі з однорідними крайовими умовами, котрі є розв'язками неоднорідного диференціального рівняння, отриманого з (6.7), (6.9) і (6.10),

$$\ddot{u}_{\text{вим}}(x, t) + 2h\dot{u}_{\text{вим}}(x, t) - a^2 u_{\text{вим}}''(x, t) = 2P(t)/\rho Fl \quad (6.11)$$

з початковими умови для поточних перерізів прихопленої БТ:

$$u_{\text{вим}}(x, 0) = x(x-l)P_0/EFl, \quad \dot{u}_{\text{вим}}(x, 0) = v_0. \quad (6.12)$$

Для знаходження нетривіального розв'язку однорідного рівняння, що відповідає неоднорідному (6.11), скористаємось методом Фур'є, відповідно до якого переміщення перерізів БТ подамо добутками:

$$u_{\text{вим}n}(x, t) = X_n(x)T_n(t), \quad (6.13)$$

де $X_n(x)$ – власні функції поточного перерізу, $T(t)$ – функції часу, n – ціле число. Після підстановки співвідношення (6.13) в однорідні динамічні рівняння, які відповідають (6.11), одержуємо

$$X_n''(x) + p_n^2 X_n(x) = 0, \quad (6.14)$$

Таким чином, задача Штурма-Ліувілля (6.14) має наступні нетривіальні розв'язки по $X_n(x)$

$$X_n(x) = A_n \sin(p_n x) + B_n \cos(p_n x). \quad (6.15)$$

Після підстановки (6.10) в однорідні крайові умови, отримуємо $B_n = 0$ та частотне рівняння коливань бурильної колони $\cos(p_n l) = 0$, звідки гармонічний частотний спектр визначається рівністю $p_n = (2n-1)\pi/(2l)$.

Отже, з точністю до довільного множника власним частотам p_n відповідають власні функції

$$X_n(x) = \cos[(2n-1)\pi x/(2l)]. \quad (6.16)$$

На основі знайдених власних функцій (16) розв'язки $u_{\text{вим}}(x, t)$ записуємо у вигляді рядів

$$u_{\text{вим}}(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) \cos[(2n-1)\pi x/(2l)]. \quad (6.17)$$

Далі визначаємо часові функції $T_n(t)$ таким чином, щоб ряди (6.12) задовольняли систему рівнянь (6.11) і початкові умови (6.12). Скористаємось теоремою розкладу В. А. Стеклова [67], за якою праві частини системи диференціальних рівнянь (6.11) та початкові умови (6.12) розкладемо на інтервалі $(0, l)$ у ряди за власними функціями (6.16):

$$\begin{aligned} 2P(t) &= \rho Fl \sum_{n=1}^{\infty} C_n(t) \cos(p_n x); & u_{\text{вум}}(x, 0) &= \sum_{n=1}^{\infty} T_n(0) \cos(p_n x); \\ \dot{u}_{\text{вум}}(x, 0) &= \sum_{n=1}^{\infty} \dot{T}_n(0) \cos(p_n x), \end{aligned} \quad (6.18)$$

$$\begin{aligned} \text{де } C_n(t) &= \frac{2P(t)}{\rho Fl} \frac{\int_0^l \cos(p_n x) dx}{\int_0^l \cos^2(p_n x) dx} = \frac{8(-1)^{n+1} P(t)}{\pi(2n-1) \rho Fl}; & \dot{T}_n(0) &= v_0 \frac{\int_0^l \cos(p_n x) dx}{\int_0^l \cos^2(p_n x) dx} = \frac{4(-1)^{n+1} v_0}{\pi(2n-1)l}; \\ T_n(0) &= \frac{P_0}{EF l} \frac{\int_0^l x(x-l) \cos(p_n x) dx}{\int_0^l \cos^2(p_n x) dx} = \frac{8P_0 l}{\pi^3 EF (2n-1)^3} [\pi(2n-1) + 4(-1)^n]. \end{aligned}$$

У результаті, згідно з неоднорідним динамічним рівнянням (6.11) і рядом (6.17) отримуємо нескінченну кількість диференціальних рівнянь часових функцій, що являють собою класичну задачу Коші:

$$\ddot{T}_n(t) + 2h\dot{T}_n(t) + a^2 p_n^2 T_n(t) = \frac{8(-1)^{n+1} P(t)}{\pi(2n-1) \rho Fl}, T_n(0), \dot{T}_n(0), n = 1, 2, \dots \quad (6.19)$$

Тоді часові функції набувають вигляду:

$$T_n(t) = e^{-ht} (D_n \sin p_{1n} t + G_n \cos p_{1n} t) - \frac{32(-1)^n l P(t)}{\pi^3 (2n-1)^3 EF}, \quad (6.20)$$

де $p_{1n} = \sqrt{a^2 p_n^2 - h^2}$ а сталі інтегрування

$$\begin{aligned} D_n &= \frac{4}{\pi(2n-1)l \sqrt{a^2 p_n^2 - h^2}} \left[\frac{2P_0 h l}{\pi^2 (2n-1)^2 EF} [\pi(2n-1) + 8(-1)^n] - (-1)^n v_0 \right]; \\ G_n &= \frac{8[\pi(2n-1) + 8(-1)^n] P_0 l}{\pi^3 (2n-1)^3 EF}. \end{aligned} \quad (6.21)$$

Таким чином, закон руху поперечних перерізів прихопленої бурильної труби одержав вигляд:

$$u(x,t) = \frac{x(x-l)}{EFl} P(t) + \sum_{n=1}^{\infty} e^{-ht} \left(D_n \sin p_{1n}t + G_n \cos p_{1n}t - \frac{32(-1)^n P(t)}{(2n-1)^3 \pi^3 EF} \right) \cos p_n x. \quad (6.22)$$

Напруження згідно із Гуковим законом визначається виразом:

$$\sigma(x,t) = E \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} = \left(2 \frac{x}{l} - 1 \right) \frac{1}{F} P(t) - \sum_{n=1}^{\infty} e^{-ht} \left[E(D_n \sin p_{1n}t + G_n \cos p_{1n}t) - \frac{32(-1)^n P(t)}{(2n-1)^3 \pi^3 F} \right] p_n \sin p_n x. \quad (6.23)$$

Отже, напруження у місці нанесення удару по БТ ($x=0$) повністю визначається ударною силою бойка об ковадло і дорівнює $\sigma(0,t) = P_0/F$. Як відомо, ударні імпульси змінюються миттєво і ударна хвиля триває до тих пір, поки вона не досягне майданчика вільної й прихопленої частин бурильної колони. Відповідно, сили удару і швидкості розповсюдження ударної хвилі виконують покрово аж до моменту відокремлення бойка від ковадла. Тому найбільше напруження спостерігається на майданчику контакту в зоні прихоплення ($x=l$):

$$\sigma(l,t) = P(t)/F + \sum_{n=1}^{\infty} e^{-ht} \left[(-1)^n E(D_n \sin p_{1n}t + G_n \cos p_{1n}t) - \frac{32P(t)}{(2n-1)^3 \pi^3 F} \right] p_n. \quad (6.24)$$

Таким чином, за формулами (6.18) і (6.19) необхідно перевіряти на міцність бурильні труби у поточних перерізах та в місці прихоплення. Числові дослідження проведено для бурильної колони загальною довжиною $L=40$ м, вільна частина якої $l=15$ м, зовнішнім і внутрішнім діаметрами $D=17,78$ см і $d=7,14$ см відповідно. Густина промивальної рідини $\alpha = 250$ кг/м³.

При вивільненні прихопленої БТ за допомогою механічного яса бойок наносить по ковадлу удар силою $P(t)$. Величина ударної сили $Q(t)$, що відчуває зона прихоплення, має прямокутно-подібну форму, оскільки миттєво змінюється при досягненні й відбиванні від ковадла і зони прихоплення пружних хвиль. Тривалість дії ударної сили $Q(t)$, зазвичай, не перевищує сотень мілісекунд. У роботі [192] отримано ударні імпульси (рис. 6.2), що виникають у разі спрацювання МЯ.

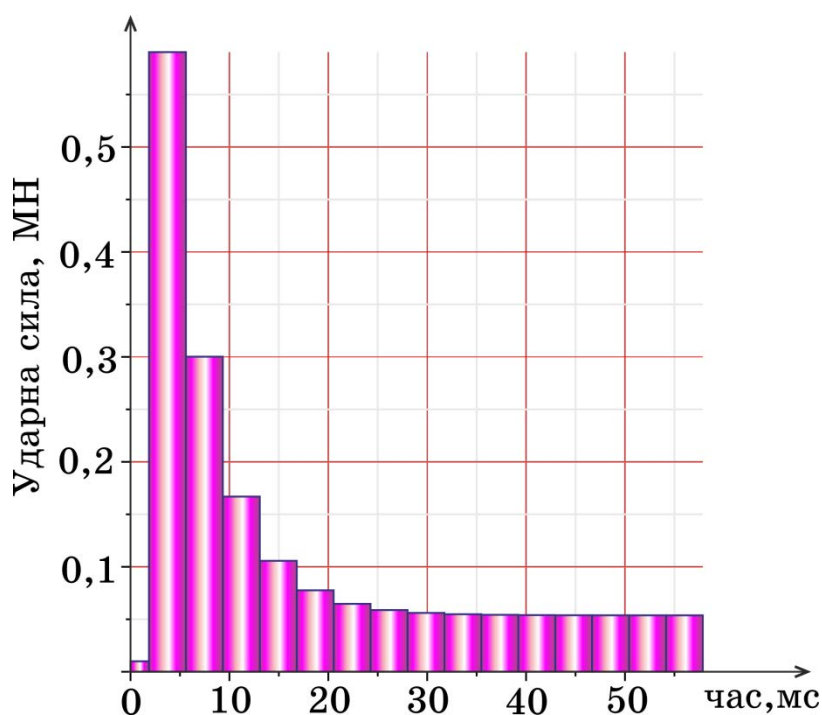
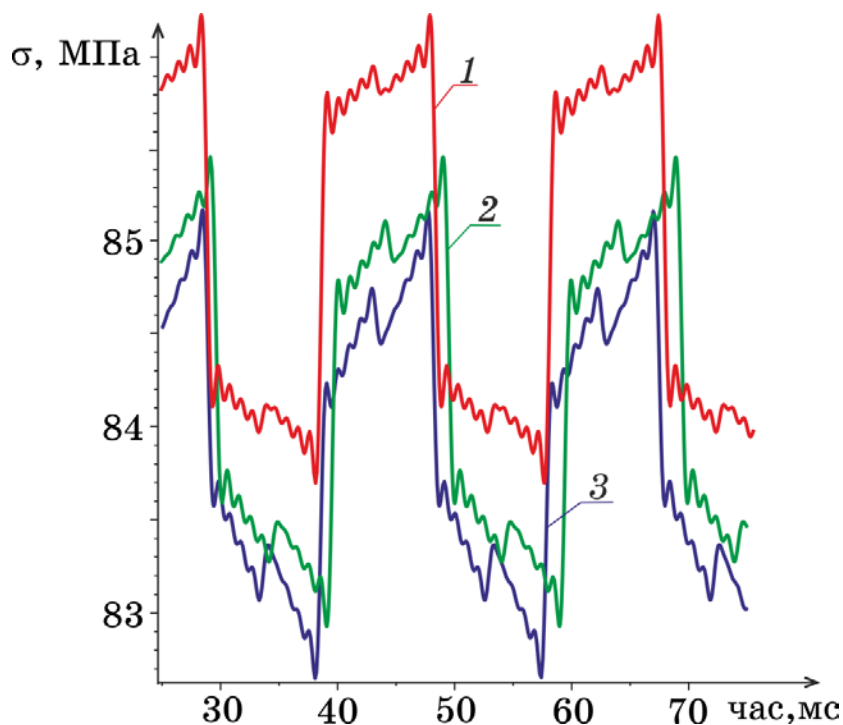


Рисунок 6.2 – Ударний імпульс в зоні прихоплення

Під дією ударної сили досліджено напруження в зоні прихоплення БТ, що виготовлені з різних матеріалів [186]. На рисунку 6.3 проілюстровано динамічний закон зміни механіко-напруженого стану (6.24) майданчика контакту віль-



1 – сталеві сплави, 2 – титанові сплави, 3 – алюмінієві сплави

Рисунок 6.3 – Напруження у зоні прихоплення бурильних труб

ної й прихопленої частин бурильної труби, у якому напруження набувають найбільших значень.

За результатами досліджень прикладена ударна сила зумовлює найбільше напруження у трубах зі сталевих сплавів, а найменше — з алюмінієвих. Величини цих напружень повинні задовольняти умову міцності:

$$\sigma(l, t_1) \leq \sigma_n / n, \quad n = 1, 2 - 1, 4. \quad (6.25)$$

Найважливішими характеристиками матеріалу бурильних труб є модуль поздовжньої пружності E , коефіцієнт Пуассона ν і границя плинності σ_n , що визначають напружено-деформований стан бурильної колони при роботі у свердловині, а також експлуатаційні характеристики БТ. Фізичні параметри металевих сплавів, з яких виготовляють БТ зведено до таблиць 6.1 і 6.2.

Таблиця 6.1 – Механічні характеристики бурильних труб, виготовлених зі сталевих сплавів [131]

Марка	Густина	Модуль пружності	Границя			Швидкість хвилі	Коефіцієнт Пуассона
			плинності	міцності	міцності на розтяг		
	кг/м ³	МПа			км/с		
Д	7850	$2,1 \cdot 10^5$	380	650	350–450	5,189	0,28
К			500	700			
Е			550	750			
Л			650	800			
М			750	900			

Таблиця 6.2 – Механічні характеристики бурильних труб, виготовлених із титанових і алюмінієвих сплавів [129; 130]

Матеріал	Густина	Модуль пружності	Границя			Швидкість хвилі	Коефіцієнт Пуассона
			плинності	міцності	міцності на розтяг		
	кг/м ³	МПа			км/с		
Ti	4400	$1,12 \cdot 10^5$	250–380	950–1150	300–450	5,045	0,32
Al	2710	$0,7 \cdot 10^5$	50–120	350–510	130–160	5,189	0,34

Умова (6.25) виконується для сплавів усіх марок сталі: $86,3\text{МПа} \leq 272\text{--}535\text{ МПа}$ та із титанових сплавів: $85,5\text{МПа} \leq 179\text{--}272\text{ МПа}$. Алюмінієві сплави мають найменшу границю плинності, у цьому випадку умова міцності не виконується: $85,2\text{МПа} \leq 36\text{--}85\text{ МПа}$ [194].

Якщо бурильні труби виготовлено з алюмінієвих сплавів, або сила $P(t)$ має таку величину, що напруження вільного кінця БК перевищує границю міцності, то необхідно розглянути пружно-пластичний випадок. На рисунку 6.4 зображено діаграму деформації аварійної компоновки БК, труби якої виготовлено з різних сталевих сплавів (марок сталі), а на рис. 6.5 — з алюмінієвих та титанових сплавів. Діаграми починаються прямолінійними ділянками, на яких деформація зростає пропорційно напруженню за Гуковим законом [98]:

$$\sigma = E\varepsilon, \quad \sigma \leq \sigma_{\text{рп}} \quad (\varepsilon \leq \varepsilon_{\text{рп}}), \quad (6.26)$$

де $\sigma_{\text{рп}} = \left[\sigma_{\text{п}} / (0,006\mu + \sigma_{\text{п}})^m \right]^{\frac{1}{1-m}}$ – границя плинності [194]; $\mu = E/[2(1+\nu)]$ – модуль зсуву, m – коефіцієнт деформаційного зміцнення. Це ділянка пружної роботи.

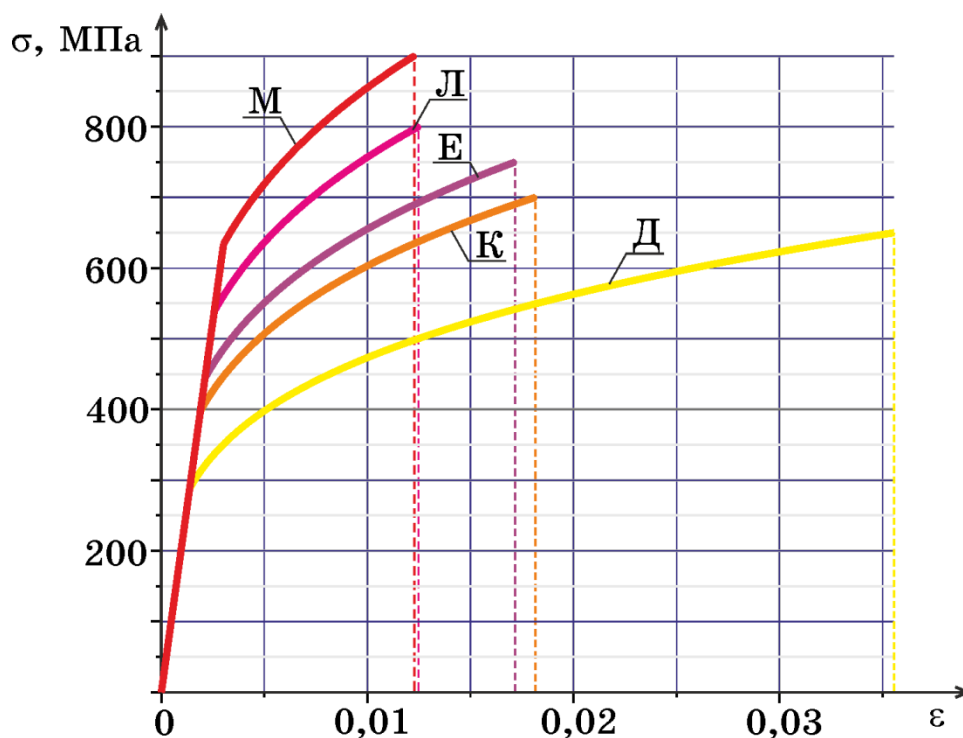


Рисунок 6.4 – Діаграма «напруження — деформація» бурильних труб, виготовлених зі сплавів, що містять різні марки сталі

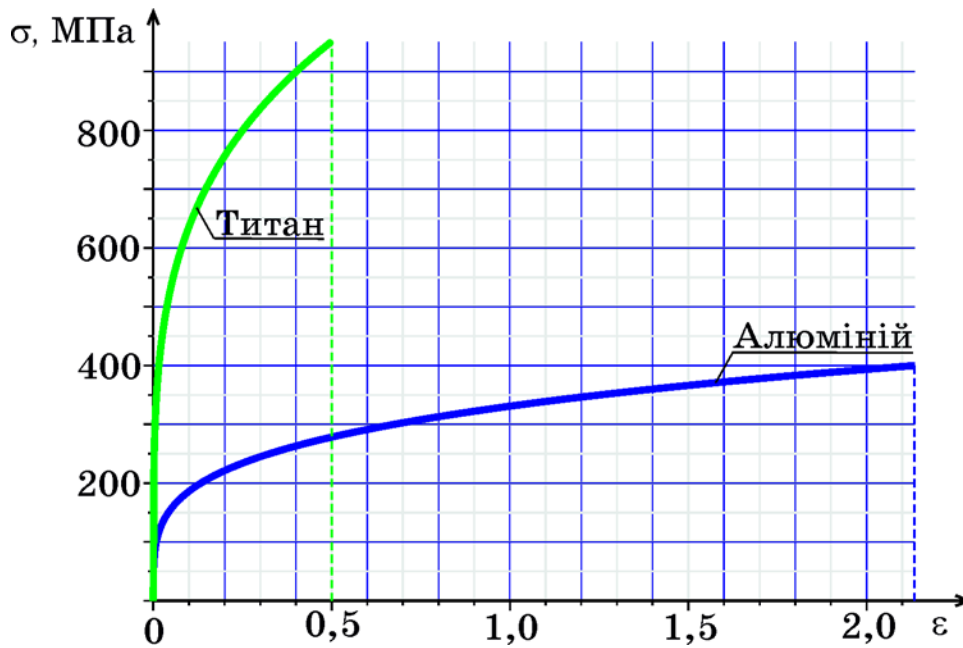


Рисунок 6.5 – Діаграма «напруження — деформація» буриньних труб, виготовлених з титанових та алюмінієвих сплавів

У випадку подальшого збільшення навантаження діаграми стають криволінійними — ділянка пружно-пластичної роботи і зміцнення та описуються залежністю:

$$\sigma = \sigma_{\text{рп}} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{рп}}} \right)^m, \quad \sigma > \sigma_{\text{рп}} \quad (\varepsilon > \varepsilon_{\text{рп}}). \quad (6.27)$$

Разом з тим, якщо навантаження не перевищує деякої величини, що відповідає границі плинності $\sigma_{\text{п}}$, то матеріал труб зберігає свої пружні властивості, тобто при розвантаженні труби відновлюють свою початкову форму і довжину.

Якщо навантаження збільшується далі, то деформація починає зростати практично без збільшення навантаження. Відповідно напруження, при котрому відбувається зростання деформації без збільшення навантаження, називають границею плинності $\sigma_{\text{рп}}$. Діаграми сплавів всіх марок сталі та титанових сплавів, з яких виготовляють БТ, практично не мають майданчиків плинності. Умовною границею плинності називають напруження, якому відповідає залишкова деформація, що дорівнює 0,2%. Зазнавши стан плинності, матеріал знову набуває здатності чинити опір деформації (зміцнюється), і діаграма піднімається вгору: для титанових сплавів найшвидше, а для алюмінієвих — найповільніше, аж до границі міцності $\sigma_{\text{м}}$, або тимчасового опору. У випадку досягнення гра-

ниці міцності σ_m на бурильних трубах з'являється різке локальне звуження — шийка, площа перерізу якої швидко зменшується і, як наслідок, падає зусилля й умовне напруження. У результаті це призводить до руйнування БТ.

Дослідження динамічних процесів у бурильній колоні під час вивільнення прихоплених БТ за допомогою механічного яса дозволяє підібрати матеріал та режими роботи ударного пристрою. При виборі матеріалу для труб бурильної колони необхідно знати вплив ударних сил на величину границі витривалості. Однак при ліквідації прихоплень границя міцності бурильних труб витрачається на подолання власної ваги труб і сил опору.

Однією з основних переваг труб із сталевих сплавів залишається їх витривалість. Популярність труб із титанових сплавів пояснюється їх винятковими властивостями [24]. Це, як і у труб із сталевих сплавів, досить висока витривалість. До того ж, труби із титанових сплавів витримують також високі й низькі температури, не підлягають корозії, стійкі до хімічних з'єднань підвищеної агресивності, солей. Варто зазначити, що висока вартість, обмежує економічну доцільність їх експлуатації. Останнім часом труби із титанових сплавів використовують у нафтовій і газовій промисловості для буріння свердловин різного рівня складності. Бурильні труби з алюмінієвих сплавів як елементи хвильових процесів мають низку суттєвих переваг. Це підвищена демпфірувальна тримкість. Розсіювання енергії коливань у бурильних трубах з алюмінієвих сплавів на 20% вище, ніж із сталевих, а в ОБТ — на 50%, що дозволяє понижувати амплітуди всіх видів коливань і усувати їх негативний вплив на процес буріння. До переваг використання алюмінієвих сплавів відносять також відсутність корозії при експлуатації в середовищі повного насичення сірководнем та вуглекислим газом. Виробництво бурильних труб із сталевих сплавів скорочується за рахунок широкого впровадження труб з легких алюмінієвих сплавів, які забезпечують зниження гідравлічних втрат та значне скорочення тривалості спускопідіймальних робіт. Дослідження показали, що при бурінні до глибини 3000 м перевагу віддають трубам зі сталевих сплавів, а при більш глибокому бурінні або при прокладанні горизонтальних свердловин — з алюмінієвих сплавів [53].

6.3 Оцінка характеристик міцності бурильних труб у похило-скерованій свердловині

Стінки бурильних труб у похило-скерованій свердловині зазнають додаткових стискаючих контактних розподілених навантажень, зумовлених їх взаємодією із кіркою свердловини [204], і перебувають під дією фрикційних сил, викликаних тиском бурового розчину, який циркулює всередині та ззовні труб. Зазначимо, що при бурінні викривлених свердловин необхідно враховувати ефект Стрібека [57], оскільки контакт між БК 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 (3.27), (3.28) є змінними величинами, що залежать від положення труб на свердловині та швидкості їхнього руху (рис. 3.13). Оскільки всі сили діють сумісно, доводиться враховувати інтегральну силу опору руху БК [197].

Оскільки навантаження (3.27) 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 БТ і може привести до зупинки основних технологічних операцій буріння, розробка методики оцінки напружено-деформованого стану — аналітичного дослідження динамічного процесу вивільнення БТ і оцінка їх силової взаємодії зі стінками свердловини на викривлених ділянках є надзвичайно актуальним завданням. Вивільнення прихопленого БТ забезпечує сила натягу БК, що зрівноважує зовнішні сили, та збурювальна осьова сила $P = EF_5(q_4 - q_5)/l_5$, яка повинна подолати силу опору, викликану в'язким тертям і тертям Стрібека. До того ж, вибір компоновки БК повинен відповідати критеріям оптимальності та системі обмежень, що відображають вимоги до умов стійкості, міцності спорудження та експлуатації свердловини.

Дослідження запропонованого методу для вивільнення прихоплених БТ проведено для п'ятирозмірної бурильної колони (табл. 6.3) з параметрами: $c_0 = 53$ МН/м, $m_0 = 9855$ кг, $\rho_{\text{рід}} = 1200$ кг/м³, $\mu = 0,3$, діаметри ОБТ, виготовлених

зі сталі 40ХН2МА, $D_3 = D_4 = D_5 = 203$ мм, $d_3 = d_4 = d_5 = 74$ мм [184]. Основні параметри бурильних труб ($D_1 = D_2 = D_{\text{тр}}$, $d_1 = d_2 = d_{\text{тр}}$), виготовлених з різних металевих сплавів, наведено у табл. 6.4.

Проведені числові дослідження дозволили встановити залежність сили висмикування прихоплених БТ, моменту їх зрушення, характер процесу витягування від матеріалу, з якого вони виготовлені (рис. 6.6). Бурильні труби періодично струшуються. До тих пір, поки динамічна сила опору ковзанню менша за статичну, БК розтягується внаслідок виникнення імпульсу цих сил у зоні прихоплення. Потім прихоплена металева БТ стискається, що приводить до зменшення пружної сили і гальмування переміщення [177].

Таким чином, рух прихопленої бурильної труби має коливальний характер, у якому періодично змінюються фази прилипання і ковзання — висмикування. За допомогою піднімання талевого каната через пружний елемент БТ висмикують, а БК підживлюється енергією, тому коливання не згасають, незважаючи на втрату енергії у контакті зі свердловиною.

За допомогою складеної математичної моделі визначено закони руху, швидкості та збурювальні сили (рис. 6.6) для контактної рівномірно розподіленої си-

Таблиця 6.3 – Геометричні параметри секцій бурильної колони

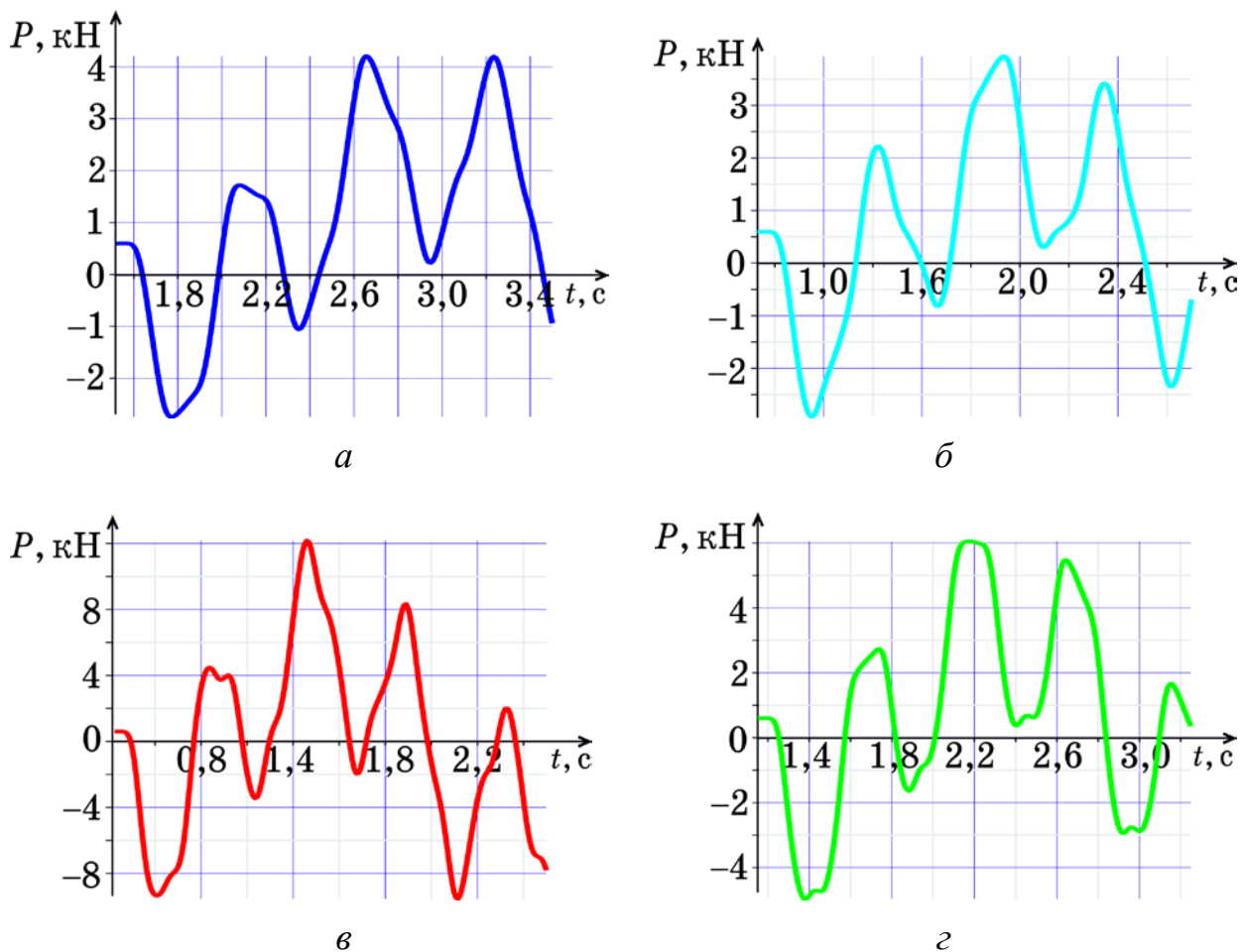
Номер секції	1	2	3	4	5
Довжина, м	1180	70	220	40	20
Зенітний кут, град	0	0–46	46–60	60	60

Таблиця 6.4 – Геометричні та фізичні параметри бурильних труб

Сплав Параметри	Алюмінієвий АД 31	Дюралюмінієвий Д 16	Сталевий 40ХН	Титановий ВТ1-0
$D_{\text{тр}}$, мм	140	147	140	140
$d_{\text{тр}}$, мм	130	125	118	128
E , МПа	$7 \cdot 10^4$	$7,2 \cdot 10^4$	$2,1 \cdot 10^5$	$1,12 \cdot 10^5$
$[\sigma]$, МПа	330	350	735	950
ρ , кг/м ³	2780	2800	7850	4400
ν	0,34	0,34	0,28	0,32

ли тиску гірської породи $p = 1 \text{ кН/м}$ та інтегральної фрикційної взаємодії бурильних труб з кіркою свердловини $F_{\text{тр}} = 6 \text{ кН/м}$ за умови швидкості талевого каната на гаку $v_0 = 0,1 \text{ м/с}$. Одержані величини збурювальних сил дозволяють спрогнозувати критичні ситуації, пов'язані з процесом вивільнення прихоплень, оскільки максимальна величина збурювальної сили (табл. 6.5), що вивільняє прихоплену БК, не повинна перевищувати допустимі значення напружень матеріалу бурильних труб, що знаходиться на границях міцності та надійності.

Так як бурильні труби з алюмінієвих сплавів мають найменший модуль пружності та найменшу густину [58], то вони і витримують найменші динамічні навантаження (табл. 6.4 і табл. 6.5). Для вивільнення прихоплених бурильних труб з алюмінієвих сплавів не рекомендовано застосовувати ударні способи, до-



a – алюмінієві сплави, *б* – дюралюмінієві сплави,
в – сталеві сплави, *г* – титанові сплави

Рисунок 6.6 – Сила висмикування, викликана фрикційними коливаннями бурильних труб

Таблиця 6.5 – Граничні навантаженнями та граничні напруження сплавів, з яких виготовляють бурильні труби [129]–[131]

Сплав Параметри	Алюмінієвий АД 31	Дюралюмінієвий Д 16	Сталевий 40ХН	Титановий ВТ1-0
$[P]$, кН	2,4	5,6	13,9	4,5
$[P_{\perp}]$, кН	148,6	367,5	739,4	449,8
$[p_{\text{вн}}]$, МПа	15,9	36,8	81,5	55,3
$[p_{\text{зн}}]$, МПа	3,6	35,2	97,7	10,5

цільнішими буде застосування вібраційних способів. Поряд з тим, бурильні труби з алюмінієвих сплавів довговічні і стійкі до дії зовнішнього середовища, зокрема до морської води. Сірчаний газ, сірководень, аміак мало впливають на швидкість їх корозії [184].

Перевагою використання БТ з дюралюмінієвих сплавів перед трубами зі сталевих сплавів є їхні фізико-механічні властивості: низька питома вага, висока питома міцність, знижене значення модулів поздовжньої пружності й зсуву, корозійна стійкість в агресивному середовищі, немагнітні властивості. При використанні бурильних труб із дюралюмінієвих сплавів необхідно передбачити комплекс заходів із захисту їх від корозійних пошкоджень. З метою захисту труб із дюралюмінієвих сплавів від контактної корозії у свердловині можна оцинкувати сталеві замки. Зі збільшенням тривалості перебування бурильних труб із дюралюмінієвих сплавів у зоні підвищення температур їхні характеристики міцності поступово знижуються.

Необхідно також враховувати можливість підвищення температури бурового розчину в свердловині. Найбільш небезпечною для матеріалу бурильних труб є температура середовища вище 60°C , при якій умовна границя корозійної втоми сталевих сплавів найменша.

За характеристиками міцності труб із титанових сплавів аналогічні традиційним конструкційним трубам із сталевих сплавів, але при цьому на 45% легші, а за корозійною стійкістю титанові сплави перевершують сталеві. Широке застосування бурильних труб із титанових сплавів зумовлено їхніми фізико-

хімічними характеристиками: витримують високі температури (до 1668°C) і навантаження, стійкі від корозії, досить міцні та легкі. На внутрішньому діаметрі бурильних труб із титанових сплавів не накопичуються солі та інша органіка. Титанові сплави характеризуються достатнім рівнем в'язкості руйнування, навіть за від'ємних температур аж до -100°C . Цим пояснюється широке використання бурильних труб із титанових сплавів у будівництві морських платформ для розвідування родовищ та добутку нафти і газу на шельфі у складних природних і геологічних умовах на глибинах від 200 до 2500 м. Разом з тим, вони мають високу вартість, але не потребують додаткових витрат. Однак, у разі використання титанових сплавів небезпечним є можливість їхнього водневого окрихчення [9], особливо у морському нафтогазодобуванні. Це може привести до зниження пластичності та тріщиностійкості. Для вивільнення прихоплених бурильних труб із титанових сплавів рекомендовано застосовувати ударні, віброударні способи або вибухи.

6.4 Зіставлення роботи вібраційних, ударних та віброударних пристроїв

Для гідравлічних пристроїв (ударної дії, осциляторів, що збуджують коливання, або віброударників) параметром, який управляє силою P_{36} , є витрати рідини q . Внаслідок протікання рідини через пристрій виникає тиск $\Delta p(q)$ на поршні площею поперечного перерізу S . Тоді сила P_{36} , що намагається вивільнити прихоплений БІ, виражається рівністю:

$$P_{36} = \Delta p(q)S. \quad (6.28)$$

Через складність опису гальмівної течії рідини аналітично визначити функцію $\Delta p(q)$ важко. Оскільки реологічні параметри різних розчинів несхожі, тиск $\Delta p(q)$ не вдається побудувати емпіричні залежності. До того ж насоси працюють зі змінною продуктивністю, котра постійно коливається у деякому інтервалі. Внаслідок чого частота ударів або коливань змінює своє значення в часі. Зазначимо, що зі збільшенням продуктивності насосу зростає відхилення частоти від номінального значення.

Задача суттєво спрощується у разі використання механічних пристроїв, в

яких керують безпосередньо частотою ν за допомогою датчиків, які дозволяють вимірювати частоту в режимі реального часу. При цьому частотою ν для ударника — кількість ударів бойка по ковадлу, а для осцилятора — кількість циклів за одиницю часу.

У разі вивільнення прихопленого БІ необхідно подолати силу притискання БТ гірською породою N_j або силу тертя, яка залежить від N_j і коефіцієнта тертя [132]. Отже, зменшити силу тертя можливо за рахунок зменшення утримувальної сили за рахунок застосування поперечної вібрації [197], кута тертя — додавання в зону прихоплення мастила (нафти, води), прикладання до БК поздовжніх механічних коливань, які приводить породу у неперервний рух. Якщо породою є піщаник, то завдяки збурення вібраційного руху піщинок сила тертя спокую замінюється силою тертя ковзання. Процес надання піщинкам хаотичного коливального руху ще називають псевдозрідженням породи [175].

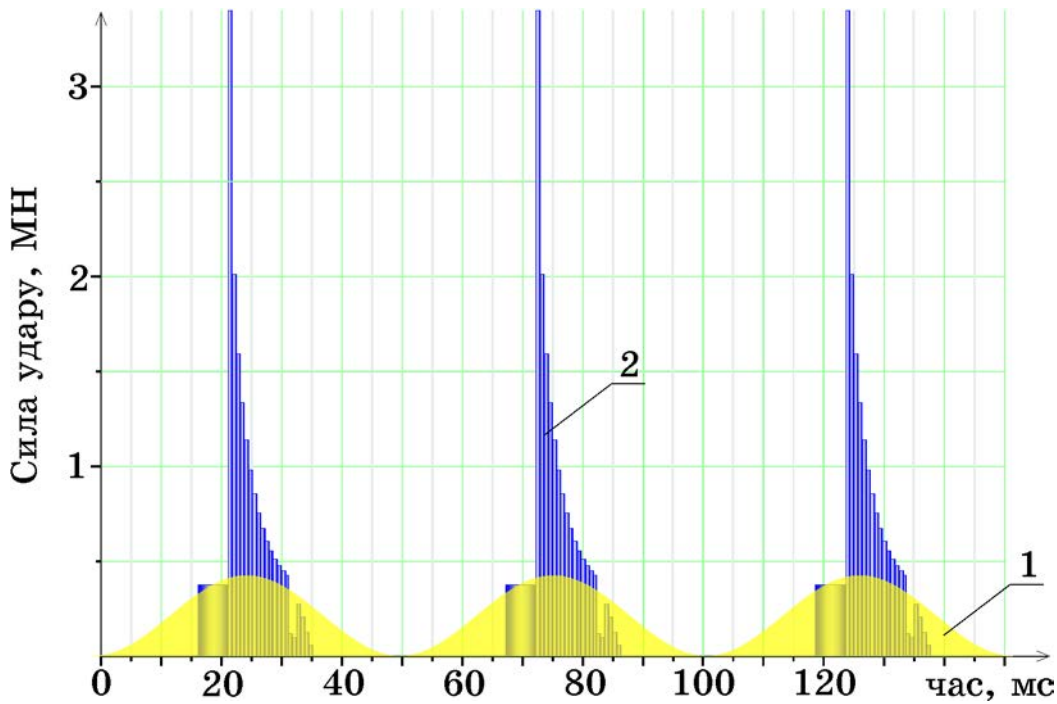
Сила, що прикладена до прихопленої БТ і виникла за рахунок накопичення енергії шляхом деформації БК, повинна бути достатньою для вивільнення БІ. На практиці реалізувати керовану пружну деформацію прихопленої бурильної труби можна лише за допомогою пристроїв, що збурюють механічні коливання (осциляторів, віброударників). Порівнявши імпульси ударної сили $P_{уд}(t)$ і сили, збуреної осцилятором поздовжньої або поперечної дії,:

$$I_{уд} = n \int_{t_{уд}}^{t_{уд}+\tau} P_{уд}(l_n, t) dt, I_{\parallel\text{вібр}} = EF \int_0^{t_b} |u'_{\text{вим}}(l_n, t)| dt, I_{\perp\text{вібр}} = EJ \int_0^{t_b} |w'''_{\text{вим}}(l_n, t)| dt, \quad (6.29)$$

де $t_{уд}$ — час розгону до зустрічі бойка з ковадлом, τ — тривалість удару, t_b — час роботи осцилятора, доходимо висновку (рис. 6.7):

- імпульсна крива 1 на рис. 6.7 (осцилятор) неперервна і носить гармонічний характер;
- імпульсна крива 2 на рис. 6.7 (ударний механізм) дискретна, максимальні значення ударної сили досягають меганьютон і їхня дія триває протягом короткого проміжку часу (порядка мілісекунд);
- інтегральний імпульс (площа фігур) однаковий для обох механізмів.

Віброударник — пристрій, що збурює механічні коливання у зоні прихоп-



1 – осцилятор, 2 – ударний механізм

Рисунок 6.7 – Порівняння роботи механічних пристроїв, що використовують для вивільнення прихопленого бурильного інструмента

лення за рахунок періодичного нанесення ударів бойком УМ по ковадлу.

У всіх розглянутих механізмах величина v , що керує їхніми параметрами, обмежена продуктивністю насоса і характеристиками міцності ковадла — прихопленої БТ. Визначимо залежність частоти механічних пристроїв від характеристик міцності БТ. Умовою міцності БТ є границя плинності металевго сплава, з якого вона виготовлена $\sigma_{\text{п}}$. Щоб уникнути пластичної деформації матеріалу, з якого виготовлено БТ, напруження σ , що виникає в ній, не повинно перевищувати критичного значення $\sigma_{\text{п}}$:

$$\sigma = E\Delta l/L \leq \sigma_{\text{п}}, \quad (6.30)$$

де L – довжина неприхопленої компоновки БК, Δl – деформація неприхопленої компоновки БК під дією вібрації.

При цьому швидкість поширення пружних хвиль розтягання (стискання) бурильних труб визначається властивостями матеріалу, з якого вони виготовлені, і не залежить від їхньої ваги:

$$v = a \frac{\Delta l}{L} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{\Delta l}{L}, \quad (6.31)$$

Шляхом підстановки виразу (6.30) у (6.31), отримуємо умову, що відображає обмеження швидкості, збурювану осцилятором або вібротомолотом:

$$v \leq \sigma_{\pi} a / E. \quad (6.32)$$

6.5 Висновки до розділу 6

Розроблена математична модель вивільнення прихопленого бурильного інструмента дозволяє шляхом числових досліджень ще на етапі проектування попереджувати можливість виникнення і ліквідації прихоплень у розвіданих і спрогнозованих геологами небезпечних зонах. Дослідження динамічних процесів у прихопленій БК під час вивільнення бурильного інструмента ударним або вібраційним способами показали, що для ефективної ліквідації аварії необхідно забезпечувати якомога більший імпульс ударних або збурених вібраційних сил, забезпечивши при цьому міцність бурильних труб. Для цього рекомендується:

1. Обґрунтовано підбирати матеріал та режими роботи ударного пристрою:
 - при виборі матеріалу для бурильних труб необхідно визначити вплив ударних сил на величину границі витривалості, врахувавши, що при ліквідації прихоплень границя міцності труб витрачається на подолання власної ваги труб і сил опору;
 - однією з основних переваг труб зі сталевих сплавів залишається тривкість, 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 титанових — у 1,4–1,5 рази;
 - популярність труб із титанових сплавів пояснюється їх винятковими властивостями [53]. Це, як і труб із сталевих сплавів, досить висока тривкість. До того ж, бурильні труби із титанових сплавів витримують також високі й низькі температури, не підлягають корозії, стійкі до хімічних з'єднань підвищеної агресивності, солей. Варто зазначити, що висока вартість, обмежує економічну доцільність їх експлуатації;

- бурильні труби з алюмінієвих сплавів як елементи хвильових процесів мають низку суттєвих переваг. Це підвищена демпфірувальна здатність. Розсіювання енергії коливань у бурильних трубах з алюмінієвих сплавів на 20% вище, ніж у БТ зі сталевих сплавів, а в обважнених — на 50%, що дозволяє понижувати амплітуди всіх видів коливань і усувати їх негативний вплив на процес буріння. До переваг використання БТ з алюмінієвих сплавів відносять також відсутність корозії при експлуатації в середовищі повного насичення сірководнем та вуглекислим газом;
- виробництво бурильних труб зі сталевих сплавів скорочується за рахунок широкого впровадження труб з легких алюмінієвих сплавів, які забезпечують зниження гідравлічних втрат та значне скорочення тривалості спуско-підіймальних робіт.

2. Відповідно до проведених досліджень доцільно при бурінні до глибини 3000 м перевагу віддавати трубам зі сталевих сплавів, а при глибокому бурінні та при прокладанні горизонтальних свердловин — з алюмінієвих сплавів [204].

3. Обирати найефективніший спосіб ліквідації прихоплень бурильного інструмента з огляду конкретного випадку і розробити послідовність їх застосування. У випадку чергування різних способів необхідно спиратися на сукупність накопиченого досвіду та зібраної інформації про причини виникнення аварії та властивостей матеріалу, з якого виготовлено труби.

Таким чином, вибір способу ліквідації прихоплень бурильних труб при нафтогазовому бурінні залежить від фізико-механічних характеристик матеріалу і досить неоднозначний. У зв'язку з цим необхідно детально розглядати пружно-деформаційні властивості матеріалу БТ, щоб розробити рекомендації з їхнього вибору в залежності від протяжності й профілю свердловини, а також передбачених небезпечних для прихоплень зон.

При бурінні глибоких, надглибоких, похило-скерованих свердловин і, особливо, горизонтальних свердловин надзвичайно важливо знизити напружено-деформований стан БК, забезпечити безаварійну роботу в умовах екстремальних навантажень, які доводиться прикладати у випадку ліквідації аварії.

Результати теоретичних і практичних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. Левчук К. Г. Вивільнення прихопленої бурильної колони способом фрикційних автоколивань. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. № 1 (44). С. 72–80.

2. Левчук К. Г., Мойсишин В. М., Цідило І. В. Вплив механічних властивостей матеріалу на динаміку прихоплених бурильних труб. *Металофізика та новітні технології*. 2016. Т. 38. № 12. С. 1655–1668.

DOI: <http://dx.doi.org/10.15407/mfint.38.12.1655>.

3. Левчук К. Г. Діагностування прихоплень металевих бурильних труб за їхнім напружено-деформованим станом у похило-скерованій свердловині. *Металофізика та новітні технології*. Т. 40. Вип. 5. 2018. С. 701–712.

DOI: <http://dx.doi.org/10.15407/mfint.40.05.0701>.

4. 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.

5. **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.*

РОЗДІЛ 7

ШЛЯХИ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ СПОСОБІВ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА

Одним із шляхів підвищення ефективності боротьби з аваріями залишається удосконалення технологій та поліпшення конструкції устаткування, широке впровадження механізації й автоматизації виробництва [235]. Важливе значення для скорочення тривалості й зменшення вартості налагодження бурового обладнання нафтогазових галузей має удосконалення сучасних пристроїв, застосування яких сприяє інтенсифікації технологічних процесів, підвищує рівень механізації й автоматизації трудомістких робіт, сприяють підвищенню економічної ефективності та продуктивності праці [267].

На практиці для ліквідації прихоплень при бурінні розвідувально-експлуатаційних нафтових і газових свердловин застосовують механічні та гідравлічні ударні пристрої різного принципу дії: збудник пружних коливань (рис. 7.1 – *a*), гідравлічний ударний механізм (рис. 1.12 – *б-г* і 7.1 – *б*), пристрій для ліквідації прихоплень (рис. 1.11 і 7.1 – *в*), ударник для ліквідації прихоплень (рис. 1.9 і 1.10), механічний яс (рис. 1.12) та комбіновані ударні механізми [312], що дозволяють створювати високочастотні імпульси ударних зусиль на прихоплену компоновку бурильної колони [166; 295].

У геологорозвідуванні для ліквідації прихоплень використовують гідравлічні вібраційні механізми (ГВМ, рис. 1.10), що створюють високочастотні силові імпульси. Досить поширені також ударні пристрої і механізми, які накопичують енергію за рахунок пружних деформацій бурильної колони. До цих пристроїв можна віднести ГУМи [293]. У вітчизняній і зарубіжній практиці для ліквідації прихоплень механічними методами широко застосовують осцилятори та гідравлічні ударні механізми, що зумовлено простотою їхньої конструкції та надійністю роботи [47].

Узагальнені рекомендації щодо попередження прихоплень, розроблені у другому розділі, дістали подальший розвиток у вигляді нових конструкцій: *ви-*

прямяча стовбура свердловин [114] і шарошкового калібратора [153].

За розробленою методикою вибору параметрів ударних механізмів розроблено для запобігання та усунення прихоплень бурильного інструмента два пристрої [252; 253] призначених для вивільнення прихоплених ділянок БК.

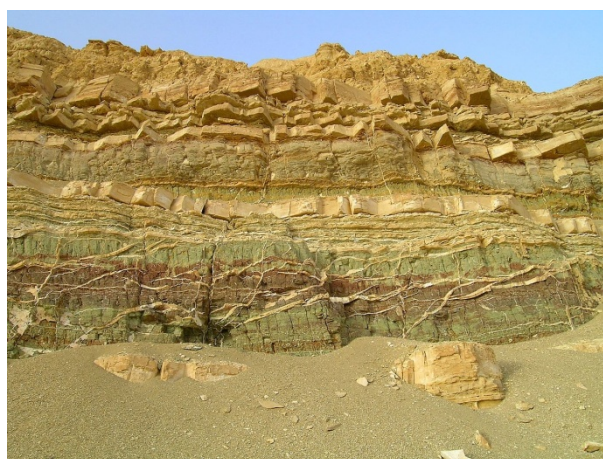
За результатами проведених досліджень надано рекомендації та передано для використання інструкції щодо техніки і технології ліквідації прихоплень БІ ударним та вібраційним способами [189; 190] та програми [274] для дослідження динамічних процесів бурильного інструмента при ліквідації прихоплень способом фрикційних автоколивань, ударним і вібраційним способами (Додаток Б).

7.1 Випрямляч стовбура свердловин та шарошковий калібратор

Прихоплення бурильного інструмента може бути наслідком буріння свердловин в ускладнених умовах. Під час прокладання свердловин доводиться долати пласти порід різних за механічними властивостями, що чергуються (рис. 7.1). Внаслідок чого стовбур свердловини відхиляється від заданого (проектного) напрямку у місцях переходу від твердої до м'якшої породи і навпаки, тобто відбувається зміщення вибою. У цих перерізах стовбура свердловини разом з поглибленням вибою зазначені відхилення зростають і, як наслідок, виникає небезпека заклинювання БІ. Це приводить, в окремих випадках, до аварійних ситуацій з бурильним інструментом, до його прихоплення, посадок або за-



а



б

Рисунок 7.1 – Послідовність напластування гірських порід [135]

тяжок, при проведенні спуско-підймальних операцій.

Відомий лопатевий калібратор [75; 210] — циліндричний корпус, на кінцях якого є різьбові з'єднання для вмонтовування в бурильну колону. До корпуса калібратора приварено прямолінійні (рис. 7.2 – *а*) або спіральні (рис. 7.2 – *б*) пластини, які армовані по довжині лопатей твердосплавними елементами. Недоліком таких калібраторів є низька ефективність калібрування стовбура свердловини в ускладнених умовах.

Відомий шарошковий калібратор [148] — циліндричний корпус, кінці якого за допомогою різьбових з'єднань приєднано до БК (рис. 7.2 – *в*). При обертанні шарошкового калібратора шарошки додатково обертаються навколо власних осей і калібрують стінки стовбура свердловини, забезпечивши утворення діаметра свердловини, рівного діаметру долота. Це дозволяє збільшити площу найбільше навантажених ділянок лопатей, що забезпечує рівностійкість калібратора. У процесі буріння калібратор обертається і переміщається по свердловині, при цьому шарошки зрізують пласти породи ріжучими елементами. Недоліком конструкції таких калібраторів є те, що шарошки вільно обертаються навколо своїх осей. Тому між шарошками і корпусом калібратора (розширювача) відсутній динамічний взаємозв'язок, який мав би забезпечувати їхнє взаємозалежне обертання і вимушене силове руйнування породи у разі переходу від одного пласту порід до іншого. Міцність осей шарошок є недостатньою, а внаслідок обмежених розмірів шарошок виникає підвищений опір їх обертанню, можливе попадання частинок породи у проміжки між шарошками і корпусом, а

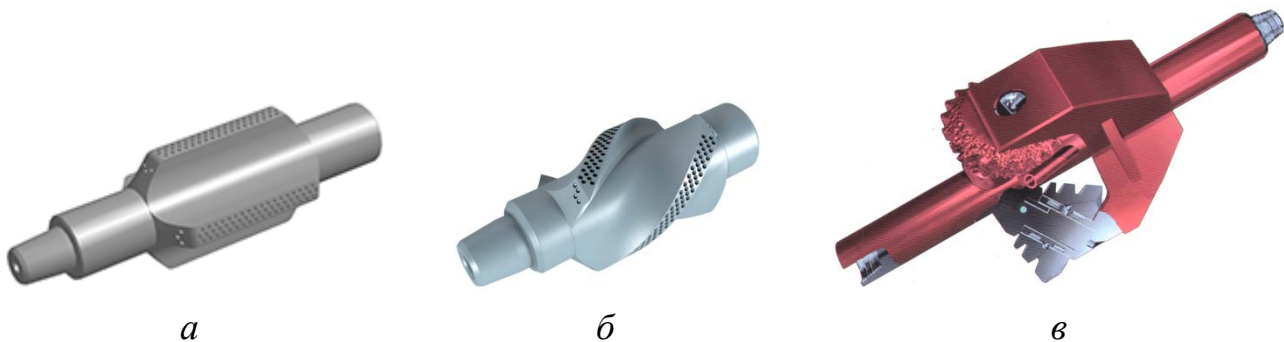


Рисунок 7.2 – Лопатевий прямолінійний (*а*), лопатевий спіральний (*б*), і шарошковий (*в*) калібратори [75; 210]

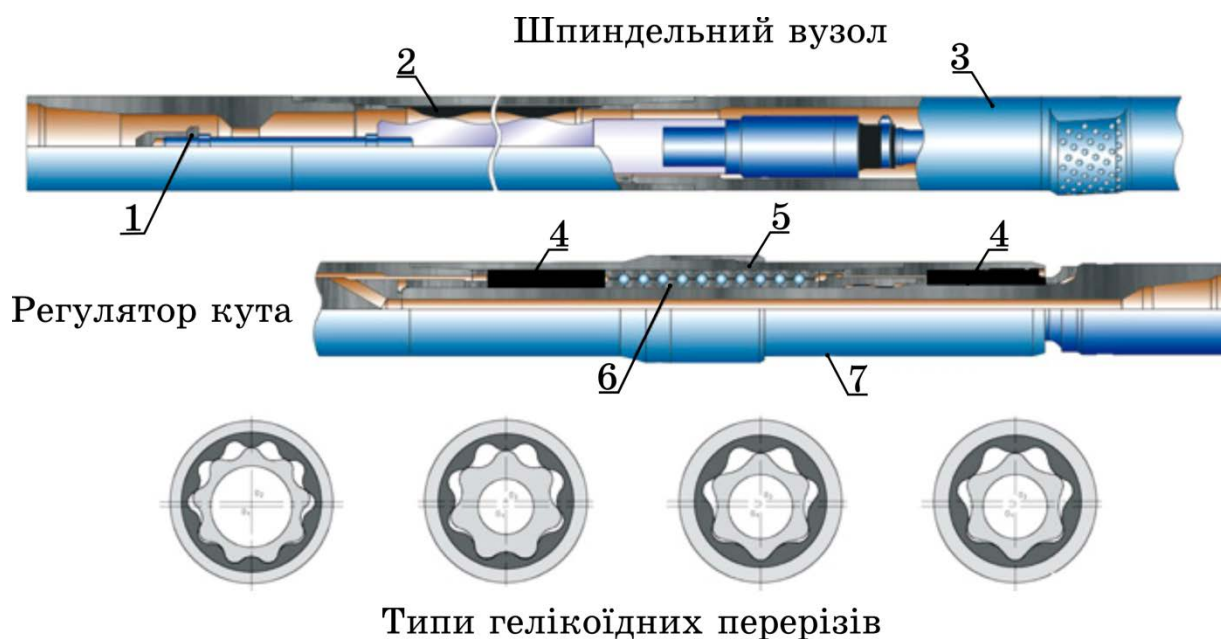
також формування жолобів у свердловині.

Відомий вибійний двигун [160; 284] має корпус, що обертається, нерухомий вал, радіально-упорні підшипники, герметизувальні елементи (рис. 7.3). Робочі ступені турбобура — ротори і статори, встановлені на шліцевих з'єднаннях корпусу і вала двигуна.

Вибійний двигун застосовують для буріння стовбурів свердловин в умовах можливого виникнення прихоплень бурильного і породоруйнівного інструмента. Його корпус внаслідок взаємодії зі станками стовбура інтенсивно зношується.

Основними недоліками усіх відомих пристроїв, що використовують для вирівнювання стовбура свердловини, є недостатня довжина калібруючих елементів, які формують стовбур свердловини. До того ж привід обертання калібрувальних елементів не є незалежним і передається шляхом обертання бурильної колони з долотом.

Як описано у розділі 2, для уникнення заклинювань БІ при бурінні та проведенні спуско-підймальних операцій в компонованні БК доцільно включати *випрямляч стовбура свердловини*.



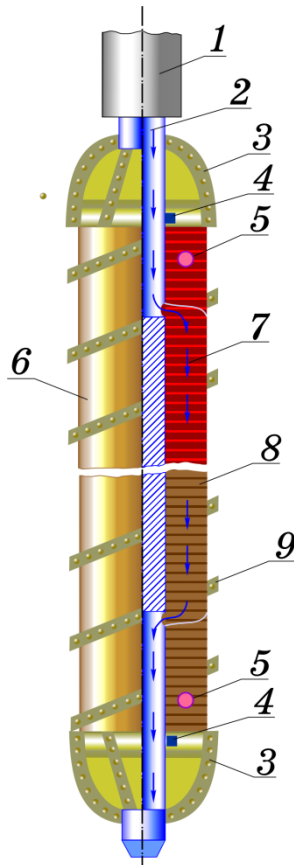
1 – протиаварійний борт, 2 – робоча пара, 3 – регулюємий перевідник,
4 – радіальна опора, 5 – центратор, 6 – осьовий підшипник, 7 – шпindel

Рисунок 7.3 – Виbійний двигун [160; 284]:

Проведені дослідження стали підґрунтям для створення бурового пристрою-випрямляча стовбура свердловини для уникнення заклинювань бурильного інструмента при бурінні і проведенні спуско-підймальних операцій (рис. 7.4). Конструкцію такого пристрою розроблено дисертанткою у співавторстві [114].

Запропонований *пристрій-випрямляч* (ПВ) стовбура свердловини вмонтовують у бурильну колону і він забезпечує руйнування кільцевої поверхні у просторі між стовбуром свердловини і БІ шляхом використання породоруйнівних елементів, розміщених по гвинтовим поверхням по всій довжині циліндричного корпусу вибійного двигуна з корпусом, що обертається [114]. На торцях корпусу у верхній і нижній частинах встановлено бурові коронки із зовнішнім діаметром долота (свердловини), а їхній внутрішній діаметр перевищує діаметр елементів бурової колони.

Випрямляч стовбура свердловини [176] включає вибійний двигун з оберто-



- 1 – бурильна колона,
- 2 – вал,
- 3 – бурова коронка,
- 4 – ущільнення,
- 5 – радіально-осьова опора,
- 6 – корпус,
- 7 – статор,
- 8 – ротор,
- 9 – гвинтоподібна висадка

Рисунок 7.4 – Випрямляч стовбура свердловини

вим корпусом (турбіну турбобура або гвинтового двигуна) та породоруйнівний інструмент, які забезпечують руйнування породи при його русі вздовж осі свердловини. Він забезпечує руйнування кільцевої поверхні у просторі між стовбуром свердловини і бурильним інструментом шляхом використання породоруйнівних елементів, розміщених на гвинтових поверхнях по довжині циліндричного корпуса вибірного двигуна з обертовим корпусом. На торцях корпуса у верхній і нижній частинах встановлені бурові коронки з зовнішнім діаметром долота (свердловини), а їх внутрішній діаметр перевищує діаметр елементів БК.

Пристрій-випрямляч приєднується до бурильної колони 1 і складається з вала 2, бурових коронок 3, корпуса б пристрою, радіально-осьових опор 5, встановлених у верхній і нижній частинах корпуса, секцій статорів 7 і роторів 8, які фіксуються шпонками на валі 2 і в корпусі б. Корпус б по довжині має гвинтоподібні висадки 9, оснащені твердосплавними ріжучими елементами. Між валом 2 і корпусом б встановлено ущільнення 4 для забезпечення протікання промивальної рідини через робочі органи турбіни випрямляча.

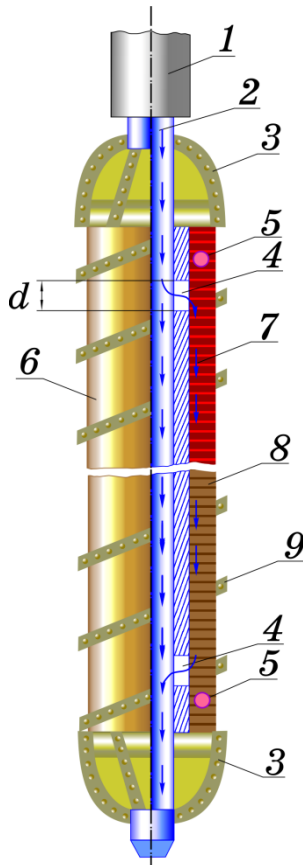
Випрямляч стовбура свердловини працює наступним чином. Потік промивної рідини, який рухається бурильними трубами 1, обертає корпус б турбіни випрямляча. Обертання корпуса б випрямляча є незалежним від обертання вала 2 вибірного двигуна, тому проходить силова взаємодія породоруйнівних елементів на висадках 9 між стінкою свердловини і БІ. Бурильна колона і долото обертаються ротором з робочого місця буровика. При переміщенні корпуса вгору або вниз пристрій руйнує породу в місцях виступів через відхилення стовбура від прямолінійної траєкторії. Оскільки випрямляч стовбура свердловини має значну довжину і його корпус оснащений породоруйнівними елементами, то при його роботі в місцях перегинів осі стовбура проходить випрямлення прохідності бурильного інструмента у стовбурі свердловини.

Запропонований ПВ у випадку ускладнень (обвалах, прихопленнях, затяжках) при русі бурильного інструмента догори, або донизу при наявності циркуляції промивної рідини дозволить випрямляти у місцях перегину стовбур свердловини, а при проходженнях або розходжуванні бурильної колони порушити рео-

номні в'язі між БК і стовбуром свердловини.

Удосконалений ПВ [153] — калібратор шарошковий рекомендується використовувати при проведенні спуско-підймальних операцій, прихопленнях БІ, порушенні стійкості порід (рис. 7.5). Використання розробленого пристрою дозволить запобігти або усунути ускладнення у стовбурі свердловини та покращити техніко-економічні показники заглиблення вибою свердловини.

В основу удосконалення *калібратора шарошкового* поставлено завдання підвищити зносостійкість шарошки і зменшити опір обертанню шарошок та втрати на тертя між нею і корпусом, а також забезпечити круговий переріз стовбура свердловини. Запропоновано шарошку удосконаленого калібратора шарошкового (УКШ) виготовити у вигляді циліндра з параболоїдами зверху і знизу, у яких розміщено по спіралі ріжучі елементи, а на внутрішньому боці корпусу встановлено турбінні лопатки, який обертається від ротора бурової. При цьому в корпусі зверху і знизу виконано два отвори 4 діаметром $d = (0,3-0,5)D$,



- 1 – бурильна колона,
- 2 – вал,
- 3 – бурова коронка,
- 4 – отвори,
- 5 – радіально-осьові опори,
- 6 – корпус,
- 7 – статор,
- 8 – ротор,
- 9 – гвинтоподібна висадка

Рисунок 7.5 – Удосконалений калібратор шарошковий

де D – діаметр отвору в корпусі.

Удосконалений калібратор шарошковий працює наступним чином [153]. Внутрішній корпус 6 УКШ зверху приєднується до БК, а знизу — до долота. При обертанні ротором бурової корпусу 6 УКШ і подачі бурового розчину, який при цьому розділяється на два потоки: *перший потік* через отвір в корпусі 6 діаметром D поступає до долота і забезпечує процес буріння, *другий потік* через отвір 2 діаметром d поступає в шарошку 7 і внаслідок взаємодії між лопатками корпусу 6 і шарошками 7 обертає лопатки і при цьому калібрує ріжучими елементами 9 стінки свердловини. Вихід бурового розчину із шарошки 8 здійснюється через нижній отвір 5.

Запропонований УКШ дозволяє підвищити ефективність його роботи і калібрувати свердловину у випадку руху колони як вгору, так і вниз за рахунок виготовлення шарошок у вигляді циліндра з параболоїдами, у якому розміщено по спіралі ріжучі елементи. Виготовлення по спіралі ріжучих елементів підвищує їх продуктивність і зменшує відхилення стовбура свердловини від проектної. Розміщення на внутрішній стороні циліндра шарошки і на поверхні внутрішнього корпусу турбінних лопаток забезпечує при проходженні бурового розчину обертання шарошки і калібрування стінок свердловини. Водночас внутрішній корпус калібратора обертається від ротора, що дозволяє не зупиняти буріння свердловини. Виконання у корпусі 6 УКШ двох отворів діаметром $d=(0,3-0,5)D$ забезпечує розподіл потужності потоку бурового розчину між процесами буріння і калібрування.

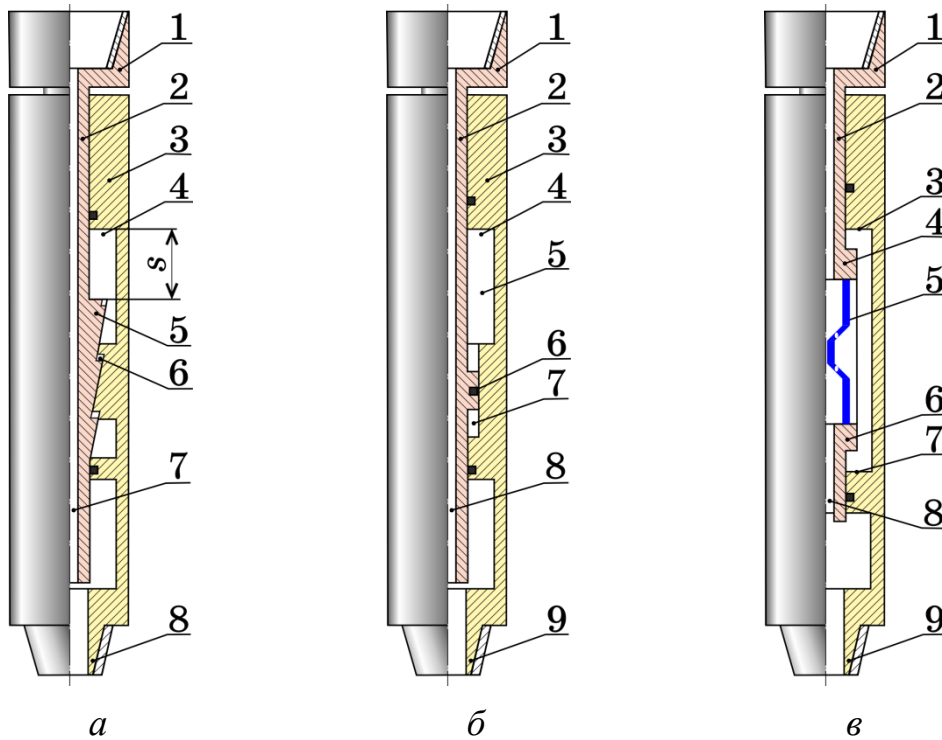
7.2 Розробка пристроїв для усунення прихоплень при бурінні

Промислові дані показали, що застосування ударних механізмів (рис. 7.6) досить ефективно, особливо у випадку ліквідації прихоплень другого виду. При цьому ймовірність вивільнення прихопленого БІ складає понад 75%, застосування ГУМів приводить до усунення прихоплень третього виду. У цьому випадку найкращого ефекту досягають при обробці аварійного інструмента ударними імпульсами з одночасним інтенсивним розходженням БІ. Для ліквідації прихоплень першого виду прихоплень, зумовлених дією перепаду тиску, вико-

ристовуюють випробувачі пластів, що створюють депресію в зоні аварії. Це призвело до появи конструкцій УМ, які здійснюють комплексну дію на прихоплений БІ: ударне навантаження з одночасним зниженням гідростатичного тиску в зоні прихоплення. Таким чином, конструктивні особливості та універсальність УМ дозволяють вважати їх достатньо надійними пристроями для ліквідації усіх типів прихоплень.

7.2.1 Пристрій для усунення прихоплень

Залежність величини коефіцієнта Герца від геометричних і фізичних характеристик бойка і ковадла (4.35) лягли в основу створення у співавторстві конструкції пристрою для ліквідації прихоплень [252] при бурінні зі зміненим геометри-



a – 1 – верхнє з'єднання, 2 – стовбур, 3 – корпус, 4 – ковадло, 5 – бойок, 6 – нарізано-гелікоїдний замок, 7 – канал для бурового розчину, 8 – нижнє з'єднання; *б* – 1 – верхній перевідник, 2 – стовбур, 3 – корпус, 4 – ковадло, 5 – велика камера, 6 – поршень-бойок, 7 – мала камера, 8 – канал для бурового розчину, 9 – нижній перевідник; *в* – 1 – верхнє з'єднання, 2 – стовбур, 3 – верхнє ковадло, 4 – верхня частина бойка, 5 – замок (зубчаста пара), 6 – нижня частина бойка, 7 – нижнє ковадло, 8 – канал, 9 – нижнє з'єднання

Рисунок 7.6 – Схеми ударних механізмів [107]: збудник пружних коливань (*a*), гідравлічний ударний механізм (*б*), пристрій для ліквідації прихоплень (*в*)

сю бойка і торця перехідника.

Запропонована корисна модель належить до буріння нафтових і газових свердловин, а саме до *пристроїв для усунення прихоплень* (ПУП) колони бурильних труб та інструмента при бурінні.

На основі відомого гідравлічного ударного механізму — ГУМу [156] (рис. 7.6 – б), який складається зі шпинделя, перевідників 1 і 9, циліндра з двома камерами різного перерізу 5 і 7, бойка 6, поршня 4 і штока 6. Вся система пристрою герметизована і заповнена мастилом 8.

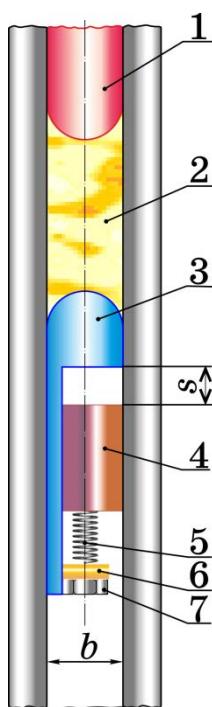
При вивільненні прихопленого бурильного інструмента за допомогою ГУМа вільну компоновку БК від'єднують від прихопленої компоновки (рис. 7.6 – б). Потім натягують бурову колону із зусиллям, яке перевищує її вагу на 200–800 кН. Шпиндель з поршнем 6 починає підніматися повільно, оскільки його переміщення зумовлено перетоком мастила 8 через три послідовних отвори. Пройшовши 213 мм, поршень 6 входить в циліндр з поздовжніми пазами 7. При цьому площа перетоку мастила збільшується в 200 разів. Мастило вільно перетікає вниз, а шпиндель 6 розтягнутими бурильними трубами, які миттєво переміщуються вгору, бойком вдаряє по нижньому торцю шліцьового перевідника 1. Цей удар передається прихопленій ділянці БК через корпус циліндра 3 і перевідник 1 [255, с. 229–230]. Недоліками конструкції є значні втрати потужності удару внаслідок великих гідравлічних опорів рухомих деталей конструкції в середовищі мастила, при цьому втрати енергії пропорційні квадрату швидкості їх переміщення, недостатня концентрація удару *плоских* поверхонь, а також мала тривалість удару.

В основу корисної моделі ПУПа поставлено задачу суттєво підвищити ефективність роботи пристрою шляхом зменшення гідравлічних опорів рухомих деталей, підвищення концентрації і тривалості удару, а також можливості їх *регулювання*. Поставлену задачу запропоновано вирішити наступним чином: бойок пристрою 3 і нижній торець перевідника 1 виготовити заокругленими радіусом R , який дорівнює половині товщини їх стінок b , а на бойку 3 встановити циліндричну втулку 4 з можливістю її пересування, знизу втулку 4 зафіксувати

стиснутою пружиною 5, переміщення нижнього кінця якої обмежити перстиною 6 і мутрою 7 (рис. 7.7).

На рисунку 7.7 зображено виносний елемент ПУПа у момент початку прискореного руху бойка 3. Він містить циліндричний перевідник 1, заокруглений радіусом R , з'єднаний з прихопленою ділянкою, ванну для мастила 2, циліндричний боек 3, заокруглений радіусом $R = b/2$, з'єднаний з бурильними трубами, які розтягуються, при цьому в проточці бойка 3 встановлено втулку 4 з пружиною 5, яка через перстину 6 з мутрою 7 стискає пружину 5.

Опишемо роботу удосконаленого пристрою. У момент повернення розтягнутих труб у недеформований стан, вони миттєво з прискоренням переміщують боек 3 і перстину 6 із мутрою 7, закріплених на ньому, вгору. При цьому втулка 4 стискає пружину 5. Боек 3, подолавши шар мастила 2, вдаряє по нижньому торцю перевідника 1, при цьому пружина 5, обмежена перстиною 6 і мутрою 7, розтискається і втулка 4 ударяє боек 3 і перевідник 1, що приводить до передачі енергії удару прихопленої ділянки БК через корпус циліндра і перевідник. Виготовлення циліндричного бойка 3 ПУПа і нижнього торця перевідни-



- 1 – циліндричний перевідник;
- 2 – мастило,
- 3 – боек циліндричний,
- 4 – втулка
- 5 – пружина
- 6 – перстина
- 7 – мутра

Рисунок 7.7 – Пристрій для усунення прихоплень бурильного інструмента

ка 1 заокругленими радіусом $R = b/2$ (b – товщина їх стінок) дозволяє зменшити втрати потужності удару в мастилі порівняно з плоскими поверхнями, орієнтовно в 1,5–1,8 рази, а також підвищити концентрацію удару. Зазначимо, що у випадку удару плоских поверхонь з урахуванням похибок при їх виготовленню і встановленню виникають небажані бокові сили, що спричиняють швидке зношування посадочних поверхонь вузла. Встановлення знизу бойка 3 циліндричної втулки 4 , що має можливість переміщатись, з пружиною стискання 5 , дозволить підвищити тривалість удару, що важливо для вивільнення прихопленого БІ. У початковий момент прискореного руху бойка 3 втулка 4 стискує пружину 5 , рух якої донизу обмежений перстиною 6 і мутрою 7 , до моменту удару. При ударі бойка 3 по нижньому торцю перевідника 1 , пружина 5 і сили інерції забезпечують повторний удар втулки 4 по бойку 3 . Віддаль s при стиснутій пружині, одержана з умови неперервності удару і перевірена на стендових випробуваннях, повинна становити 6–9 мм. Перстина 6 і мутра 7 дозволяють регулювати віддаль s в ширшому діапазоні відносно вказаного, що важливо для налагоджування необхідної характеристики удару. Завдяки тому, що бойок 3 і нижній торець перевідника 1 мають *обтічну форму*, вдається суттєво зменшити втрати потужності удару в буровій рідині, підвищити концентрацію удару в аварійній зоні; а встановлення на бойку 3 циліндричної пересувної втулки 4 зі стиснутою пружиною 5 і перстиною 6 та мутрою 7 , дозволяє регулювати тривалість удару, що підвищує його потужність, а також надійність та ресурс роботи ПУПа.

7.2.2 Гідравлічний ударний пристрій

Гідравлічні ударні механізми призначені для ліквідації прихоплень при бурінні глибоких нафтових і газових свердловин, ремонтах і ловильних роботах. Його застосовують у складі бурильного інструмента — вмонтовується в колону БТ, деколи також використовують у випадку прихоплення бурильного інструмента, може працювати як у будь-якому буровому розчині, так і без нього [156]. Для нанесення ударів використовується накопичена енергія за рахунок пружної деформації (розтягу або стискання) вільної компоновки колони труб, що роз-

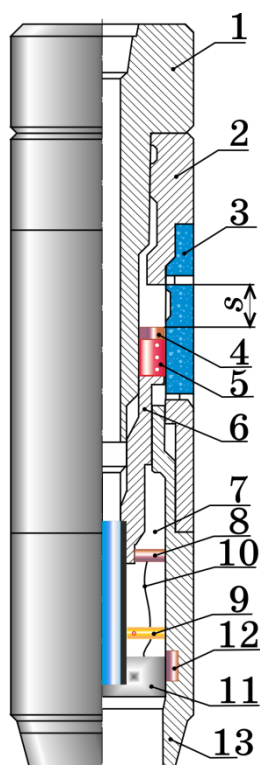
міщена вище ударного механізму. Інтенсивність ударного навантаження регулює буровик [294].

Оскільки буровик повинен отримувати оперативні дані щодо силових навантажень рухомої частини ГУМу, щоб слідкувати за ефективністю вивільнення бурильного інструмента і не допустити перевищення границі міцності бурильних труб [194; 184]. Тому виникає потреба в контролі величини ударної сили і доударної швидкості бойка і ковадла.

Гідравлічні ударні механізми використовують для ліквідації прихоплень БК і ОК, труб, випробувачів шарів порід шляхом нанесення ударів, спрямованих знизу догори або зверху вниз, в залежності від складання механізму [217]. Для зміни напрямку нанесення удару необхідне нескладне переналагодження ГУМа. Інтенсивність ударного навантаження регулює буровик. Гідравлічні ударні механізми вводять у ловильну компоновку, яку спускають після вилучення неприхопленої частини труб, або постійно вмонтовують у компоновку бурильної колони у процесі буріння.

Ударні механізми відкритого типу (ЯГ-146, ЯГ-95), у яких поршнева камера заповнюється промивальною рідиною, досить неефективна, що зумовлено швидким абразивним зношуванням елементів механізму й можливим заклинюванням поршня шламовим матеріалом. Перевагою такою пристрою є його проста конструкція. Гідравлічні яси закритого типу (пристрої фірм Bowen, Maison, Houston E-engineers) вважаються надійнішими. Такі пристрої, зарядка котрих здійснюється шляхом фіксації (гальмування) бойка за рахунок перепаду тиску рідини, що вільно перетікає з одної камери в іншу більшого перерізу, досить повно висвітлено у літературних і патентних джерелах [217; 267; 295].

У представленій роботі розглянуто нову схему *гідравлічного ударного пристрою* (ГУП) для усунення прихоплень при бурінні [252; 253]. За основу запропонованої вдосконаленої моделі взято гідравлічний яс, спроектований у ВНДІБТ [76]. Загальний вигляд ГУПа зображено на рис. 7.8. Гідравлічний ударний пристрій складається зі шпинделя 1, перевідників 2 і 13, з'єднаних з циліндром 3, що має дві камери різного діаметра, бойка 4 з поршнем 5 і штока 6,



- 1 – шпindelь;
- 2 – шлицевий перевідник (ковадло),
- 3 – циліндр,
- 4 – бойок
- 5 – поршень
- 6 – шток
- 7 – труба
- 8 – датчик положення
- 9 – ущільнювач
- 10 – шнур електричний
- 11 – блок живлення і записувач інформації
- 12 – тензодатчик
- 13 – перевідник

Рисунок 7.8 – Гідравлічний ударний пристрій

встановленого всередині циліндра 3 і пов'язаного зі шпindelем 1, труби 7 з різьбою і гладкою частиною, датчика положення 8, ущільнення 9, електричного шнура 10, блока живлення та записувача інформації 11 і тензодатчика 12. Порожнину ступінчастого циліндра 3 герметизовано і залито мастилом. Поршень 5 з'єднано з вільною частиною бурильної колони.

Гідравлічний ударний пристрій працює наступним чином [192]. У випадку виникнення прихоплення вільну частину колони бурильних труб від'єднують і підіймають нагору. ГУП спускають у свердловину і приєднують до прихопленої частини бурильної колони. За допомогою лебідки бурової установки створюють необхідний натяг зусиллям, що перевищує її вагу на 200–800 кН. Під дією сили пружності шпindelь 1 з поршнем 5 переміщуються плавно вгору, оскільки його рух зумовлений перетіканням мастила з надпоршневої порожнини великого діаметра у підпоршневу порожнину малого діаметра через три дросельних отвори, створюючи зрівноважувальний тиск. При цьому вільна частина колони труб розтягується, що приводить до накопичення кінетичної енергії.

Коли поршень 5 проходить шлях s і досягає рівня верхньої циліндричної

порожнини більшого діаметра, то він потрапляє у циліндр 3 з поздовжніми пазами. Оскільки площа перерізу для перетікання мастила із надпоршневої порожнини у підпоршневу порожнину перевищує останню у 200 разів, мастило вільно перетікає вниз. Шпindel 1, захоплений вільними бурильними трубами, котрі стискаються, миттєво переміщається вгору з великою швидкістю і бойком 4 завдає удару по нижньому торцю шліцевого перевідника 2 — ковадла. Нанесений удар передається прихопленою частиною бурильної колони через циліндр 3 і перевідник 13 в зону прихоплення.

При цьому разом з поршнем 5 переміщається труба 7, верхня половина якої довжиною 1,15s має різьбу, а нижня — гладенька. Виступи різьби дозволяють датчику положення 8 посылати сигнали на блок живлення та записувача інформації 11. Герметичність гладенької сторони труби 7 забезпечується ущільнювачем 9. Внаслідок удару бойком 4 перевідник 2 зазнає деформації стискання, який фіксує тензодатчик 12 і передає на блок живлення та записувач інформації 11. Тарування тензодатчика попередньо проводять створенням натягу аварійної компоновки бурильної колони лебідкою бурової вежі.

Враховуючи проміжки часу між сигналами і відстань між ними, ми можемо визначити швидкість $\dot{u}(L,t)$ і прискорення $\ddot{u}(L,t)$ ударної частини пристрою — кінця вільної частини бурильної колони у будь-який момент її руху ($L = \sum_{j=1}^m l_j$ — загальна довжина бурильних труб, розміщених вище ГУПа, де j – номер труби). За одержаними експериментальними даними прискорень бойка можна побудувати криву ударного імпульсу механізму, де сила удару:

$$P_{y0}(t) = \ddot{u}(L,t) \sum_{j=1}^m \rho_j F_j l_j. \quad (7.1)$$

Закріплення до штока знизу труби 7 із зовнішньою різьбою дозволяє передавати через виступи різьби, віддаль між якими стала і відома, сигнали датчику положення 8, а своєю гладенькою поверхнею — забезпечує герметичність з ущільненням 9. До того ж труба 7 забезпечує необхідне проходження бурового розчину.

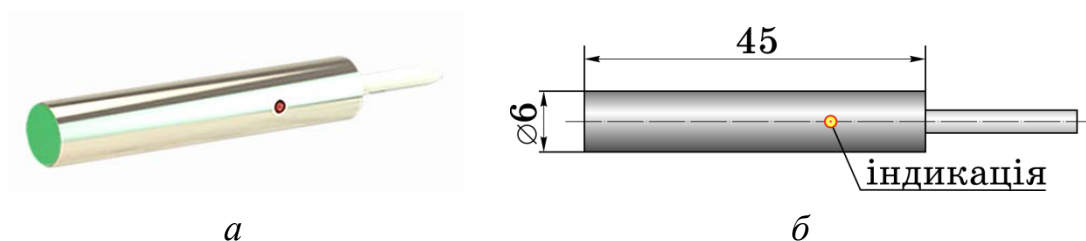


Рисунок 7.9 – Безконтактний індуктивний датчик ВБІ-Д06-45У [142]

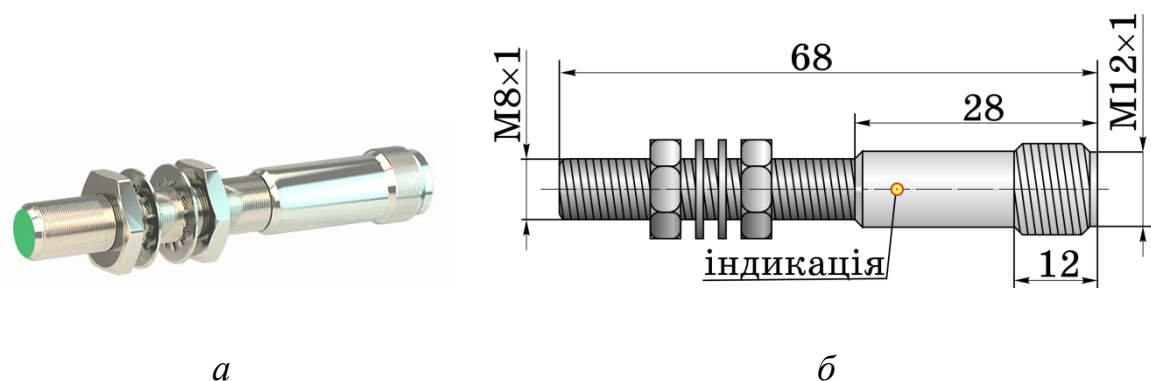


Рисунок 7.10 – Безконтактний індуктивний датчик ВБІ-М08-45Р [143]

Доцільність використання безконтактного індуктивного датчика положення 8 зумовлено високою точністю і лінійністю, а також стійкістю до агресивного середовища. До таких датчиків відносять ВБІ-Д06-45У (рис. 7.9), ВБІ-Д08-45У, ВБІ-М08-45Р (рис. 7.10). Використання блока живлення та записувача інформації 10 у свердловині зумовлено необхідністю запису всіх необхідних величин з наступним розшифруванням їх на поверхні. Закріплення тензодатчика у виточці перевідника 13 підвищить точність вимірювання ударної сили.

Для нанесення повторного удару шпindel 1 опускають вниз, створивши осьове розвантаження 10–20 кН, мастило перетікає з підпоршневої порожнини циліндра 3 у надпоршневу. Після повного перетікання мастила ГУП готовий для повторного застосування.

Якщо ГУП передбачається застосовувати для нанесення удару вниз, то його розбирають, перевертають і міняють місцями циліндр 3 і поршень 5, та збирають по-новому. Далі вмонтовують гідравлічний механізм в прихоплену бурильну компоновку БК, розвантажують бурильні труби на величину ваги обважнених бурильних труб. Відбувається повільне перетікання мастила з вузької пі-

дпоршневої порожнини циліндра 3 у широку надпоршневу. Після входу поршня 5 у широку камеру циліндра 3 тиск мастила в механізмі різко знижується і обважені бурильні труби падають вниз до упору, поки торець перевідника 2 шпінделя 1 не нанесе удар по торцю шліцевого перевідника 13. А сам удар передається в зону прихоплення бурильного інструмента.

Варто зазначити, що для нанесення ударів вгору необхідно забезпечити деформацію колони бурильних труб понад 400–500 мм, а для нанесення ударів вниз, в компоновці бурильної колони вага ОБТ повинна перевищувати прихоплювальну силу не менше як на 25%.

Удосконалений ГУМ — гідравлічний ударний пристрій рекомендується використовувати для усунення прихоплень, викликаних перепадом тиску або заклинюванням колони у свердловині. Кількість ударів для різних випадків прихоплень не повинно перевищувати 100.

7.3 Рекомендації з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструмента

До того, як приступити до вивільнення прихопленого бурильного інструмента, необхідно з'ясувати: глибину прихоплення; кількість і довжину прихоплених ділянок; потенціальну причину і тип прихоплення; стійкість і властивості гірських порід, що вистилають стінки свердловини; деякі особливості конкретної аварії: кількість шламу у випадку використання пристроїв на вибої, на яку висоту було піднято пристрій над вибоєм під час прихоплення, наявність або відсутність циркуляції промивальної рідини тощо.

Ліквідацію складних випадків прихоплень необхідно проводити лише після конкретного, всеохоплюючого аналізу, економічного обґрунтування і підготовки плану дій, затверджених головним інженером. Невірний вибір методики або способу ліквідації аварії може привести до ускладнення аварії.

Основні правила вибору способу полягають у наступному [255]:

- *перший етап*. Насамперед застосовують способи, що не вимагають доставки додаткових матеріалів і обладнання — гідровібрування буровими насосами паралельно з розходжуванням і відбиванням БК ротором, організація гідроім-

пульсу, зменшення тиску в зоні прихоплення шляхом зниження рівня у затрубному просторі;

- *другий етап.* Реалізують спроби вивільнення БК без її розгвинчування над прихопленою компоновкою БК за допомогою сторонніх організацій (геофізиків) і доставки додаткових матеріалів (нафти, кислоти). Застосовують наступні способи ліквідації прихоплень — встановлення рідинних ванн, струшування інструмента торпедами з детонувальним шнуром, імпульсно-хвильовий спосіб;
- *третій етап.* Передбачає роз'єднання БК (вільна компоновка бурильної колони від'єднується від прихопленої компоновки БК). Після чого використовують ударні механізми, осцилятори або випробувачі шарів гірської породи [146; 255], або пристрою для зменшення гідравлічного тиску, що спускається у свердловину, в зоні прихоплення [313]. Окрім того, можуть бути застосовані такі трудомісткі способи як оббурювання прихопленої БК і вилучення її частинами або встановлення цементного мосту і забурювання з нього нового стовбура.

1. Визначення зон прихоплення

У випадку прихоплення БІ насамперед необхідно визначити місце прихоплення, скориставшись методом, що базується на вимірюваннях видовження БТ. Пружність бурильних труб визначається модулем Юнга (табл. 6.1 і 6.2).

Верхню межу прихоплення БК визначають наступним чином:

- вимірюють видовження Δl вільної компоновки БК при заданих розтягувальних зусиллях P_1 і P_2 : до колони БТ прикладають зусилля P_1 , що перевищує на 5 поділок покази індикатора ваги — повної ваги БК до її прихоплення з урахуванням сил опору (рис. 2.2). На провідну трубу наносять позначку навпроти нерухомої площини стола ротора; БК повністю розвантажують і повторно розтягують із зусиллям P_2 , яка перевищує зусилля P_1 на 5 поділок. Далі зусилля P_2 повільно зменшують до P_1 і на провідну трубу наносять другу позначку. Різницю між отриманими позначками за однакового натягу мертвого кінця канату пояснюється втратами на тертя у талевій системі. Відстань між позначками ділять навпіл і вважають верхньою точкою відліку; аналогічно прикладають зу-

Таблиця 7.1 – Приклад 7.1. Визначення верхньої межі зони прихоплення БК №1, бурильні труби якої виготовлено з різних сплавів

Сплав	Маса секції, кг		Густина, кг/м ³	Модуль Юнга, ·10 ⁵ , МПа	Δl, м	ΔP, кН
	1	2				
Сталевий 40ХН	36,8	220,55	7850	2,1	0,75	550
Алюмінієвий Д16	12,7	76,14	2710	0,7	0,09	22
Титановий ВТ1-0	20,6	123,6	4400	1,12	0,64	250

силля P_2 , що перевищує P_1 на 10–20 поділок, і на провідну трубу наносять позначку. Однак зусилля P_2 не повинно перевищувати границю плинності (табл. 6.1 і 6.2). Далі повторно розтягують БК із зусиллям, що перевищує P_2 на 5 поділок, і повільно зменшують до P_2 , а провідну трубу наносять другу позначку. Різницю між отриманими позначками ділять навпіл і вважають нижньою точкою відліку; вимірюють відстань між верхньою і нижньою точками відліку — видовження вільної компоновки бурильної колони Δl .

- обчислюють верхню межу прихоплення — довжину вільної компоновки БК за формулою (2.11).

Приклад 7.1. У БК №1 виникло прихоплення. При визначенні верхньої межі зони прихоплення при різниці сил розтягу $\Delta P = P_2 - P_1$ бурильна колона отримала видовження Δl (табл. 7.1).

Визначити верхню межу зони прихоплення бурильної колони.

$$\text{Сталевий сплав} \quad H_2 = 220,55 \left(\frac{1,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,75}{7850 \cdot 550 \cdot 10^3} - \frac{1400}{36,8} \right) = 57,33 \text{ м}; \quad (7.2)$$

$$L = l_1 + H_2 = 1457,33 \text{ м}.$$

$$\text{Алюмінієвий сплав} \quad H_2 = 76,14 \left(\frac{1,05 \cdot 0,7 \cdot 10^{11} \cdot 0,09}{2710 \cdot 22 \cdot 10^3} - \frac{1400}{12,7} \right) = 54,55 \text{ м}; \quad (7.3)$$

$$L = l_1 + H_2 = 1454,55 \text{ м}.$$

$$\text{Титановий сплав} \quad H_2 = 123,6 \left(\frac{1,05 \cdot 1,12 \cdot 10^{11} \cdot 0,64}{4400 \cdot 250 \cdot 10^3} - \frac{1400}{20,6} \right) = 56,94 \text{ м}; \quad (7.4)$$

$$L = l_1 + H_2 = 1456,94 \text{ м}.$$

Таблиця 7.2 – Приклад 7.2. Визначення верхньої межі зони прихоплення БК №2, бурильні труби якої виготовлено зі сталевого сплаву

Сплав	Маса секції m_i , кг			Густина ρ , кг/м ³	Модуль Юнга E , ·10 ⁵ , МПа	Δl , м	ΔP , кН
	1	2	3				
Сталевий 40ХН	32,2	36,8	156	7850	2,1	0,5	200

Приклад 7.2. У БК №2 виникло прихоплення. При визначенні верхньої межі прихоплення при різниці сил розтягу $\Delta P = P_2 - P_1$ бурильна колона отримала видовження Δl (табл. 7.2).

Визначити верхню межу зони прихоплення бурильної колони, якщо БТ виготовлено зі сталі 40ХН.

$$H_3 = 156 \left(\frac{1,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,5}{7850 \cdot 200 \cdot 10^3} - \frac{750}{36,8} - \frac{1800}{32,2} \right) = -945,07 \text{ м};$$

$$H_2 = 36,8 \left(\frac{1,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,5}{7850 \cdot 200 \cdot 10^3} - \frac{1800}{32,2} \right) = 527,06 \text{ м}; \quad (7.5)$$

$$L = l_1 + H_2 = 2327,06 \text{ м}.$$

Точніше верхню межу прихоплення БК визначають за допомогою прихопленоміра (рис. 1.6, табл. 7.3).

Для визначення нижньої межі зони прихоплення і виділення ділянок з різним ступенем обтиснення бурильної колони найчастіше застосовують геофізичні методи. Серед різних типів акустичної апаратури найчастіше використовують

Таблиця 7.3 – Технічні характеристики прихопленомірів [144; 244]

Параметр	Тип				
	ПМ-25	ПМ-43	ПМ-50	ПМ-70	ПМ-90
Для БТ з діаметром, мм	30–50	73–89	62–76	76–115	115–165
Довжина, мм	435	485	412	422	452
Зовнішній діаметр, мм	25	43	50	70	90
Маса, кг	2–5	5	5–10	9–14	15–20
Допустима температура, °С	135	100	100	100	100
Допустимий тиск, МПа	50	100	100	100	100

ють акустичний цементомір (рис. 1.7), за допомогою яких проводять зондування прихоплених БТ: Зондування дозволяє заміряти інтенсивність прихоплення і протяжність зони прихоплення, що визначає вибір способу ліквідації аварії. Зондування АЦ (табл. 7.4) засновано на збуренні коливачь у прихопленій колоні з одночасною фіксацією їхньої інтенсивності пристроєм, який приймає і записує сигнал. В інтервалах прихоплення колювання гасяться пропорційно величині сили прихоплення. Свердловинні прилади калібрують заздалегідь на неприхопленій трубі. На рис. 2.3 показано діаграму, що відображає інтенсивність прихоплення і повну картину усіх інтервалів прихоплення, а також можливих зон ускладнень.

Оскільки у теперішній час вертикальних свердловин прокладають мало, необхідно враховувати сили тертя БТ об кірку свердловини і намагатись зменшувати вплив цих сил. Тому доцільно провести розходжування БК.

Розходжування і відбивку ротором застосовують насамперед у випадку диференціального прихоплення БІ внаслідок утворення сальника і заклинювання у звуженій частині стовбура свердловини. При цьому рекомендовано розходжування і відбивку ротором провести з максимально можливими навантаженнями протягом 30 хв.

2. Розходжування бурильної колони

За допомогою розходжування — натягування і посадка колони БТ і відби-

Таблиця 7.4 – Технічні характеристики акустичних цементомірів [244]

Параметр	Тип			
	АКЦ-36	АКЦ-42	АКЦС-К-73	АКЦ-89
Довжина зонда, мм	1700	1600	1600	1500
Довжина, мм	2500	3527	3500	3280
Діаметр, мм	36,5	42	73	89
Маса, кг	22,5	30	60	65
Швидкість каротажу, м/год	1200	1200	500	1200
Робоча температура, °С	10–120	5–120	10–120	10–170
Допустимий тиск, МПа	60	60	80	100

вки її ротором у випадку легких прихоплень вдається вивільнити БК, або запобігти поширенню області прихоплення по БК. Порядок робіт залежить від виду прихоплення і полягає в наступному:

- якщо прихоплення виникло внаслідок перепаду тиску, то у цьому випадку спочатку відновлюють циркуляцію бурового розчину до параметрів, які були до аварії. БК намагаються обертати ротором, допустима кількість обертів якої визначається за формулою:

$$n = 0,204 \cdot 10^{-11} L \sqrt{(\sigma_n/k_1)^2 - (m_{np}g/F_{min})^2} / D, \quad (7.6)$$

Таблиця 7.5 – Допустима кількість обертів на 1000 м вільної частини сталевих бурових труб [244]

Зовнішній діаметр труби, мм	Групи міцності				
	Д	К	Е	Л	М
Труби сталеві (ГОСТ 631-80)					
60,3	8	10,5	11,5	13,6	15,7
73,0	6,6	8,7	9,5	11,2	13
89,0	5,4	7,1	7,8	9,2	10,6
101,6	4,7	6,2	6,8	8,1	9,3
114,3	4,2	5,5	6,1	7,2	8,3
127,0	3,8	5,0	5,5	6,5	7,5
139,7	3,5	4,5	5,0	5,9	6,8
168,3	2,8	3,7	4,1	4,9	5,6
Труби сталеві (API)					
Зовнішній діаметр труби, дюйм	Групи міцності				
	D	E75	X95	G105	S135
2¼	8,1	11,0	14,0	15,5	19,9
2¾	6,7	9,1	11,5	12,7	16,4
3½	5,5	7,5	9,5	10,5	13,5
4	4,8	6,5	8,3	9,2	11,8
4½	4,3	5,8	7,4	8,1	10,5
5	3,8	5,2	6,6	7,3	9,4
5½	3,5	4,8	6,0	6,7	8,6
6	3,2	4,4	5,5	6,1	7,9
6¾	2,9	3,9	5,0	5,5	7,1

Таблиця 7.6 – Допустима кількість обертів на 1000 м вільної частини
легкосплавних бурильних труб [244]

Зовнішній діаметр труби, мм	60,3	73,0	89,0	101,6	114,3	127,0	139,7	168,3
Кількість обертів	14,5	12,7	10,0	9,0	8,1	7,2	6,0	5,5

де $m_{\text{пр}}$ – маса неприхопленої компоновки БК, F_{min} – площа поперечного перерізу найменш міцної БТ, $k_1 = 1,3-1,5$ – коефіцієнт запасу міцності. Одержані допустимі значення кількості обертів зведено до табл. 7.5 і табл. 7.6.

Якщо після 2–3 спроб повернути БК не вдалося, тоді переходять до її розходжування. Рекомендовано розходжування і відбивання ротором проводити з максимально можливими навантаженнями протягом 30 хвилин.

Допустиму кількість обертів бурильної колони вибирають для найбільшої товщини стінки, найменшої групи міцності і найбільшого діаметра з усіх БТ;

- якщо прихоплення виникло під час підйому БК у результаті затягування її в жолоб або у звужену частину стовбура свердловини, то не допускається розтягувати колону БТ із зусиллям, що перевищує її власну вагу. Необхідно негайно розвантажити БК на вагу ОБТ. Розвантаження повторюють 4–5 разів. Одночасно відновлюють циркуляцію за допомогою одного насоса, а при збільшенні тиску відновлюють циркуляцію двома клапанами з поступовим збільшенням потужності бурових насосів і прокручуванням колони ротором;
- якщо прихоплення виникло під час спуску БК у результаті заклинювання її у звуженому стовбурі свердловини, то розходжують колону БТ натягуванням із зусиллями, що перевищує її власну вагу на 100–150 кН. Намагаються відновити циркуляцію за допомогою одного працюючого клапана з поступовим збільшенням потужності бурового насоса і прокручуванням колони ротором. Якщо не вдається прокрутити БК, то розходжування продовжують натягувати із зусиллями, що перевищує її власну вагу на 200 кН. При цьому величина такого навантаження обмежена границею міцності БТ і вантажопідйомністю бурової вежі;
- якщо прихоплення, що виникло, супроводжується втратою циркуляції та зро-

станням моменту обертання БК, необхідно негайно зупинити буровий насос. При цьому не рекомендовано знижувати тиск, він знизиться самовільно. Після цього починають розходжувати БК, приклавши зусилля до 100-150 кН. Необхідно слідкувати, щоб осьове зусилля розтягування БК:

$$P = \frac{\sigma_{II} F_{\min}}{k_1} \quad (7.7)$$

не перевищувало допустиме навантаження на бурову вежу.

Приклад 7.3. Визначити найбільшу кількість обертів, максимальне зусилля під час розходжування та вагу неприхопленої компоновки БК №1 для даних, наведених у табл. 7.1, скориставшись результатами, отриманими у *прикладі 7.1*.

Найбільшу кількість обертів неприхопленої частини БК №1 обчислюємо за формулою (7.6), максимальне зусилля під час розходжування — за формулою (7.7), а вагу — $P_{\text{пр}} = mgH$ (m наведено в табл. 7.1).

$$n_{\text{сталь}} = 0,204 \frac{1457 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{(380 \div 750) \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{361 \cdot 1457}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 4,8 \div 10,3; \quad (7.8)$$

$$P = (380 \div 750) \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = (1127 \div 2225) \text{кН}; \quad P_{\text{пр}} = 526 \text{кН}.$$

$$n_{\text{Al}} = 0,204 \frac{1454,55 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{120 \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{124,6 \cdot 1454,55}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 1,5; \quad (7.9)$$

$$P = 120 \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = 356 \text{МН}; \quad P_{\text{пр}} = 181 \text{кН}.$$

$$n_{\text{Ti}} = 0,204 \frac{1457 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{(250 \div 380) \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{202 \cdot 1457}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 3,3 \div 5,2; \quad (7.10)$$

$$P = (250 \div 380) \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = (741,7 \div 1127) \text{кН}; \quad P_{\text{пр}} = 294 \text{кН}.$$

Згідно табличних даних (табл. 7.5 і 7.6) допустима кількість обертів БТ із зовнішнім діаметром 139,7 мм становить 3,5-6,8 для сталевих, 3,7 для титанових і 6 для дюралюмінієвих. Максимальне значення зусиль перевищує вагу неприхопленої компоновки БК у 2-3 рази. Отже, деформовано-напружений стан БК №1 дозволяє застосовувати спосіб розходжування на початковому етапі її вивільнення.

3. Від'єднання вільної компоновки бурильної колони

Після визначення місця прихоплення БІ бурильну колону від'єднують і піднімають неприхоплену компоновку БК для того, щоб можна було спустити інструменти, що призначені для ліквідації аварії, — яси або оббурювальні пристрої. Найрозповсюдженішими методами від'єднання неприхопленої компоновки БК є наступні:

- *відгвинчування*. В обраному різьбовому з'єднанні над зоною прихоплення розгвинчують БТ із застосуванням детонуючого шнура, який спускають у свердловину на кабелі;
- *хімічне розрізання*. На кабелі спускають снаряд, який за поданим сигналом викидає хімічний реагент (фторид галоїну), в результаті чого утворюється низка отворів у БТ. Міцність цієї труби зменшується в такому місці настільки, що у випадку незначного натягу вона обривається в знесиленій ділянці;
- *кумулятивне (струменеве) різання*. На кабелі опускають кумулятивну торпеду кільцевої дії. У випадку спрацювання струменя продукти горіння розміщуються у площині поперечного перерізу труби і спрямовані від центра до периферії;
- *механічне різання*. Для різання використовують різці, закріплені в інструменті, який спускають у прихоплену компоновку БК на трубах меншого діаметра, — внутрішній труборізці. Також труби можна розрізати зовнішньою труборізкою, яку спускають разом з оббурювальними трубами. Таким способом відрізають обурені шматки невеликої довжини. Використання внутрішніх труборізок можна замінити хімічними і кільцевими кумулятивними торпедами, оскільки їх можна опускати на кабелі, а для опускання труборізки потрібна колона труб або глибиннонасосні штанги;
- *піротехнічний невибуховий*. Цей спосіб використовують для розрізання сталевих бурильних труб. У цьому випадку інструмент діє як полум'яний різак для миттєвого розрізання і перфорації БТ. Для запалювання горючого матеріалу використовують високовольтний запальний пристрій, що перешкоджає випадковому займанню від зовнішніх джерел, що підвищує рівень безпеки операції.

Спосіб від'єднання неприхопленої компоновки БК необхідно вибирати з урахуванням подальших робіт. Якщо ловильний інструмент з'єднати з «головою», яка залишена у свердловині колони за допомогою різьби, то потрібно застосувати відгвинчування, оскільки тільки цим методом можливо зберегти різьбу на «голові».

При будь-якому способі від'єднання необхідно дотримуватись наступних умов: над зоною прихоплення доцільно залишати ділянку неприхопленої компоновки БК, довжина якої забезпечує надійне захоплення ловильним інструментом, необхідним для створення відповідного натягу ловильної колони (зазвичай, це 0,5–2 вільних труб над головою зони прихоплення). При визначенні довжини вільної ділянки необхідно враховувати характер та умови проведення операцій, що будуть проведені відразу після від'єднання:

- якщо в обсадженої свердловині необхідно оббурити БК, але не заплановано проводити згвинчування різьби, то потрібно відрізати БК вище зони прихоплення на півдовжини бурильної труби;
- якщо необхідно провести відгвинчування БК, щоб приступити до оббурювання (із залученням у БТ внутрішньої труболовки), то потрібно залишити вільною БТ вище зони прихоплення на одну її довжину, особливо якщо є ймовірність утворення осаджувачів породи;
- у деяких випадках залишають у резерві додаткове різьбове з'єднання, на випадок, якщо у верхній бурильній трубі різьба буде пошкоджена у разі відгвинчування БК;
- однак не варто залишати труб більше за необхідне, оскільки при оббурюванні це ускладнить роботу.

4. Комплектація ловильної колони

Після цього приступають до комплектації ловильної колони, яка містить ударні пристрої — механічні, гідравлічні й гідромеханічні яси (рис. 1.9)– (рис. 1.12), а також декілька ОБТ з метою збільшення ударної маси. До ловильної колони може бути вмонтовано акселератор і амортизатор — інтенсифікатор і бустер (рис. 1.13).

На рисунку 7.6 – б і в наведено принципові схеми перерахованих вище ударних механізмів. Всі вони мають бойок, ковадло і замок або захоплювально-вивільнювальний пристрій. Бойок жорстко пов'язаний з колоною БТ, а ковадло — з прихопленим інструментом. Призначення замка — забезпечити можливість пружного поздовжнього деформування бурильної колони (розвантаженням або натягуванням) у заданому положенні бойка по відношенню до ковадла, а далі різко вивільняють бойок, котрий у кінці розгону вдаряє по ковадлу. Зусилля розмикання замка у гідравлічних УМ залежить від в'язкості мастила, розмірів отворів, по яким перетікає мастило, а також надійності ущільнювачів. Під час нанесення удару зусилля розмикання замка не регулюється. Пристрій для ліквідації прихоплень (рис. 7.6 – в) і (рис. 7.7) виконано у вигляді несамогальмівної пари бокової взаємодії. ПЛП є механізмом комбінованої дії і забезпечує удари як вгору, так і вниз.

Зусилля розмикання, і як наслідок, сила удару визначається кутом повороту бурильної колони — крутним моментом, який створює ротор. Для створення ударів *знизу вгору* бурильну колону розтягують, а для нанесення ударів *зверху вниз* — розвантажують.

Роботу ударних механізмів вважають ефективною, якщо вдається ліквідувати прихоплення БІ не більше, ніж за 100–150 ударів.

Яси — інструменти для нанесення сильних ударів по прихопленій компоновці БК зверху вниз або знизу вгору. Для вивільнення аварійної компоновки БК використовують ловильні яси, які за принципом дії поділяють на гідравлічні і механічні. Гідравлічний яс (ЯГ) призначений для нанесення ударів знизу вгору, а механічний — зверху вниз. Акселератор або амортизатор створює додатковий запас потенціальної енергії, яка перетворюється у кінетичну в момент спрацювання ЯГ, що приводить до пришвидшення руху ОБТ вгору. Крім того, за рахунок запасу вільного ходу, він гасить силу удару, практично попередивши її розповсюдження вище ОБТ та зберігши ударний імпульс.

Механічний яс (ЯМ) — телескопічний ударний інструмент механічної дії. ЯМ виготовляють у вигляді спрощеної конструкції, або складнішої — з герме-

Таблиця 7.7 – Технічні характеристики і параметри механічних бурильних ясів [158]

Тип		QJZ 159/165	QJZ 197/203	DJ 46B	DJ 70B
Параметри					
Діаметр, мм	зовнішній	159/165 (6¼"–6½")	197/203 (7¾"–8")	121 (4¾")	178 (7")
	внутрішній	57(2¼")	76,4(3")	32(1¼")	51(2")
Довжина, мм		6970	7310	3155	3090
Ударний хід, мм	верхній	142	145	–	–
	нижній	172	178	–	–
Максимальний удар, кН	верхній	620	800	400	800
	нижній	360	450	–	–
Допустиме зусилля розтягу, кН		2200	2500	1200	1500
Допустимий момент кручення, кН·м		15	20	20	20
Тип різьби		NC50	6 ⁵ / ₈ REG	NC38	NC50

тизацією і мастилом напрямних пар валу і кожуха (табл. 7.7).

Основними недоліками механічних ясів: неможливість створення ударів знизу вгору, а також важкість регулювання силою спрацьовування конусної замкової пари, особливо у глибоких свердловинах, оскільки величина такої сили залежить від властивостей бурової рідини, її складу, плавності й величини розвантаження колони при зарядці конусної пари, конфігурації стовбура й викривлення свердловини.

Зі зменшенням глибини прихоплення ефективність ЯМ знижується внаслідок недостатньої ваги бурильної колони і як наслідок неможливості забезпечити величину ударної сили.

Гідравлічний яс — вал з поршнем, що переміщається всередині гідравлічного циліндра, який входить до складу кожуха яса (табл. 7.8).

Циліндр має внутрішній канал змінного перерізу, заповненого рідиною (зазвичай мастилом). Гідравлічний ударний механізм може працювати у будь-якому буровому розчині. Інтенсивність ударного зусилля легко регулюється бу-

Таблиця 7.8 – Технічні характеристики і параметри гідравлічних бурильних ясів [244]

Тип		ЯГ	YS	YS	ЯГ	YS	ЯГ	YS	YS
Параметри		105	114В	121В	146	159В	170	178В	203В
Діаметр, мм	зовнішній	105	114	121	146	159	170	178	203
	внутрішній	30	38	38	25	57	70	57	70
Робочий хід, мм		260	289	290	320	380	320	380	390
Максимальний робочий момент, кН·м		15	4,9	7,8	12	15	50	19,6	23,5
Максимальна робоча температура, °С		90	150	150	150	150	90	150	150
Тип різьби		3-76	NC31	NC38	3-121	NC50	–	NC50	6 ⁵ / ₈ REG

Таблиця 7.9 – Технічні характеристики і параметри гідравлічних ударних механізмів [244]

Тип		ГУМ	ГУМ	ГУМ	ГУМ	ГУМ	ГУМ	ГУМД	ГУМД
Параметри		90	105	115	127	162	172	127	195
Діаметр, мм	зовнішній	91	104	116,5	130	168	172	127	195
	внутрішній	24	24	25	38	50	60	38	71
Довжина, мм		2755	2755	2354	2905	2319	2306	4420	5530
Максимальний удар, кН		1250	1250	2050	2500	3500	3500	2400	5200
Маса, кг		115	125	140	240	300	348	365	950
Допустимий момент кручення, кН·м		10	10	26	30	81	50	25	50
Тип різьби		3-73	3-86	3-101	3-108	3-147	3-147	3-108	3-147

рильником (табл. 7.9).

Гідромеханічний бурильний яс (ЯГМ) — інструмент, що використовує механічний і гідравлічний принципи роботи (табл. 7.10). ЯГМ використовують для ліквідації прихоплень бурильного інструмента в глибоких, похило-скерованих свердловинах та у свердловинах з ускладненнями. Конструкція ЯГМ дозволяє передавати крутний момент від ротора до вибійного двигуна без зміни працездатності гідромеханічного бурильного яса.

5. Нанесення удару по прихопленій компоновці бурильної колони

Удар наносять по прихопленій компоновці БК наносять обважненими бу-

Таблиця 7.10 – Технічні характеристики і параметри гідромеханічних бурильних ясів [158]

Тип		ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ
Параметри		80B	76B	70B	62B	56B	46B
Діаметр, мм	зовнішній	203	197	178	160	146	121
	внутрішній	71,4	71,4	70	57	57	51
Ударний хід, мм	верхній	368	368	344	344	332	305
	нижній	178	178	178	178	180	178
Допустиме зусилля розтягу, кН		2500	2500	2300	2200	2000	1400
Максимальний робочий момент, кН·м		20	18	15	15	15	13

рильними трубами, розігнаними на ділянці руху, обмеженому довжиною ходу яса. Механічні яси встановлюють над ловильними інструментами типу овершота або внутрішньої труболівки для вивільнення БТ збиванням вниз при сильному їх заклинюванні. Фахівці з ловильних робіт часто спускають ЯМ у складі компоновки БК, призначеної для роботи внутрішньої труборізки. Доти, поки ловильна колона переміщається у межах довжини ходу яса, на труборізку діє постійне осьове навантаження, що дорівнює вазі колони на інтервалі від ЯМ до труборізки. Наприклад, у похилій свердловині на ножі труборізки діє навантаження лише від ваги компоновки нижче ЯГМ, таким чином, виключається перенавантаження ножів від дії ваги решти частин ловильної колони.

Поки яс закритий, поршень перебуває у нижньому положенні у вузькій частині циліндра, де внаслідок невеликої кільцевої щілини рух поршня утруднений. Манжети поршня мають особливу конструкцію, яка дозволяє мастилу дуже повільно перетікати з порожнини над поршнем в порожнину під поршнем, коли вал з поршнем рухається догори під дією натягу ловильної колони.

Після проходження половини довжини ходу ЯМ, поршень потрапляє у широку частину циліндра, завдяки чому опір руху різко зменшується, і поршень, прискорившись, наносить удар по верхньому обмежувальному виступу кожуха. Силою удару можна керувати за допомогою зміни натягу колони, що є

головною перевагою гідравлічного яса перед механічним.

Більшість ЯГ і ЯГМ працює при температурі до 175°C, але можна використовувати спеціальне термостійке масло, яке витримує високі температури. Також використовують моделі гідравлічних ясів з перепускними клапанами, що забезпечують прискорений перетік рідини з порожнини під поршнем у порожнину над поршнем при перезарядці ЯГ. Однак варто зважати на ту обставину, що якщо до яса прикласти надто велике стискаюче осьове навантаження, масло буде перетікати під великим тиском, зруйнує ущільнення і виведе ЯГ з ладу. Тому при перезарядці яса необхідно розвантажувати колону поступово. Для вирівнювання тиску в свердловині та в порожнині ЯГ у сучасних конструкціях використовують плаваючий поршень.

Гідравлічний яс — ефективний інструмент для ліквідації прихоплень БІ. Потенціальна енергія розтягнутої колони труб над ясом перетворюється в енергію удару, яку можна змінювати, керуючи натягом колони.

Інтенсифікатор, амортизатор або акселератор (бустер) — допоміжний інструмент, що входить до ловильної колони з ясами. У випадку їх встановлення над ОБТ з'являється можливість збільшити силу удару та ізолювати від ударних навантажень ловильну колону і бурову установку. Вони є гідроаккумулятором поршневого типу, циліндр котрого заповнений робочим агентом, що стискається (нейтральним газом або силіконом). Коли у ловильній колоні створюють натяг, поршень акселератора стискає в циліндрі робочий агент, що приводить до накопичення потенціальної енергії. А коли спрацьовує гідравлічний яс, то енергія акселератора прискорює рух ОБТ догори, збільшивши силу удару ЯГ. Іншою функцією акселератора є гасіння ударних навантажень, які погіршують напружено-деформований стан труб і різьб ловильної колони. Якість демпфування досягають за рахунок збільшення довжини ходу вала акселератора при переході з розкритого стану в закритий, тобто довжина ходу гідравлічного яса компенсується довжиною ходу акселератора.

При роботі яса без акселератора, у момент спрацювання гідравлічного яса, колона, розміщена над ним, різко переходить із розтягнутого стану в стиснуте,

що приводить до висмикування практично всієї БК догори. Більша частина енергії при цьому поглинається силами тертя у свердловині. Разом з тим, на поверхні можливі помітні струшування елеватора, талевої системи і навіть бурової вежі. Використання бестерів вдається уникати таких струшувань.

Таким чином, запобігання різких стискаючих навантажень на ловильну колону — перевага бустерів. Використання їх дає можливість зменшити також масу ОБТ в ловильній колоні, оскільки зростає швидкість руху ОБТ при нанесенні удару.

Виробники ясів дають рекомендації зі збільшення маси ОБТ, які спускають з кожним типорозміром ясів. У випадку вмонтовування в ловильну колону бустерів дуже важливо не перевищити ці рекомендації, щоб не обірвати під ясом частини прихопленої компоновки БК (або ловильного інструмента).

6. Робота ловильної колони

Елементи колони необхідно спускати у свердловину строго у визначеній послідовності. Овершот або труболівка призначені для з'єднання з трубами, що застрягли у свердловині. Механічним ясом наносять удари зверху вниз для збивання прихоплених труб або заклиненого захоплення ловильного інструмента. Гідравлічним ясом наносять удари знизу вгору. ОБТ забезпечує необхідну ударну масу, а акселератор збільшує швидкість руху ОБТ і гасить ударні навантаження, спрямовані вгору, що приводить до зменшення стискаючих напружень у трубах.

При виборі маси ОБТ враховують розміри ясів, глибину їх спускання, густину рідини у свердловині, характеристики міцності елементів БК та кількість прихоплених труб: ОБТ повинна бути одного діаметра з ясом, а довжина ОБТ в метрах дорівнювати діаметру в міліметрах, помноженому на 0,36.

Наприклад, БК з ясом DJ 46В (зовнішній діаметр 121 мм = 4³/₄"), приєднаним до неї за допомогою різьби 89 мм = 3¹/₂" необхідно спускати $121 \times 0,36 = 43$ м ОБТ такого ж діаметра, 1 м яких має масу 73,7 кг. Розрахункова маса ОБТ складає $73,7 \times 43 \approx 3,17$ т. Для яса DJ 46В діаметром 178 мм = 7" з приєднаними муфтами 114,3 мм = 4¹/₂" необхідно спускати ОБТ довжиною $178 \times 0,36 =$

= 64 м такого ж діаметра, 1 м яких має масу 174,1 кг. Маса таких ОБТ $174,1 \times 64 \text{ м} \approx 11 \text{ т}$.

У разі виникнення аварії на значних глибоких ОБТ можуть перенавантажувати БК тому, щоб зменшити кількість ОБТ, які необхідно включити в колонону, в неї вмонтовують акселератори. У деяких випадках одну чи дві ОБТ розміщують над акселератором з метою стабілізації колони. Така компоновка дозволяє зменшити швидкість руху колони вгору, а також стабілізує БК у випадку наявності каверн й інших розширювачів стовбура свердловини у цьому інтервалі. Після з'єднання з прихопленими трубами створюють натяг ловильній колоні зусиллям, що перевищує вагу БК на задану величину і загальмовує бурову лебідку в очікуванні, коли поршень гідравлічного яса дійде до розширення частини циліндра і яс спрацює, нанісши удар. Силу удару можна змінювати в межах технічних можливостей труб та інструментів, спущених у свердловину. Зазвичай, відбивання ясом починають з порівняно легких ударів, поступово збільшуючи їхню силу за необхідності. Яси гідравлічні та ГУМи, які дозволяють змінювати силу удару, мають перевагу перед іншими ударними пристроями.

Коли прихоплену бурильну колони з'єднують з овершотом або труболовкою, відбивання ясом потрібно починати обов'язково з легких ударів і підсилювати їх поступово. При цьому захоплення ловильного інструмента більш рівномірно прилягає до поверхні прихопленої труби, а потім вриваються в неї своєю насічкою. Якщо відразу нанести сильні удари, то можна зірвати поверхню труби и затупити насічку захвату.

У випадку відбивання БК вгору механічний яс працює як видовжувач або як телескопічний вузол, а у випадку відбивання БК вниз — гідравлічний яс необхідно закрити і скористатись механічним ясом. Ця міра необхідна, оскільки удар зверху вниз по розкритому гідравлічному яса може вивести зі строю його ущільнення, до того ж сила удару буде ослаблена.

Яси перебирають після кожного спуску в свердловину: розбирають УМ, оглядають і замінюють ущільнення і мастило. Потім їх випробовують на стенді для оцінки опору розтягуванню. Декілька ГУМів ніколи не спускають одночас-

но, так як вони обов'язково спрацюють у різний момент часу, і один з них обов'язково вдарить по ущільнювачам іншого, внаслідок чого може бути пошкоджено ущільнювачі й знижено силу удару. Яси варто замінювати при кожному підйомі колони зі свердловини.

Якщо БК виявилась прихопленою на невеликій глибині, наприклад, у жолобних виробках, щоб ліквідувати таку аварію, необхідно збивати труби вниз, оскільки удари вгору тільки посилять прихоплення, одним із способів:

- «ударну трубу», що складається зі звичайної або старої провідної труби, на яку вільно надягають трубу більшого діаметра. До обох труб прикріплюють фланці як площини, що співударяються. Внутрішню трубу вгвинчують у верхній з'єднувальний кінець прихопленої колони, потім припіднімають допоміжною лебідкою зовнішню трубу і скидають донизу. При співударі фланців прихопленій колоні передаються досить сильні удари, що дозволяють ліквідувати прихоплення;
- яс для малих глибин, у якому регулюванням зусилля спрацьовування фрикційного спускового механізму, збільшують або зменшують силу удару. Такі яси можна ефективно використовувати для збивання вниз ловильних інструментів із заклиненим захопленням.

В ускладнених і глибоких похило-скерованих свердловинах з підвищеною небезпекою виникнення прихоплень Бі економічно вигідно вмонтувати яс у бурильну колону, щоб у випадку виникнення аварії відразу скористатись ним. Як було зазначено раніше, бурильні ударні механізми поділяють на два різновиди за принципом дії.

В одних моделях використовують принцип вала, що обертається. При дії на яс осьового навантаження ролики повертають втулку зі щілиноподібними прорізами до положення, коли забезпечується вільний хід яса. Величину крутного моменту змінюють шляхом регулювання пружиною під дією повороту БК ротором: у випадку повороту вправо — посилюється розтягувальне зусилля, необхідне для спрацьовування яса, а у випадку повороту вліво — осьове зусилля знижується. В конструкціях інших моделей один з елементів телескопічної

пари має виступи, а другий — відповідні їм щілини. При спусканні у свердловину і у процесі буріння виступи знаходяться у щілинах, а у випадку прихоплення — створюється розтягувальне навантаження на яс з одночасним поворотом ротором, в результаті виступи виходять із щілин і яс стає придатним для відбивання прихопленого БІ.

Бурильні яси необхідно розміщувати у розтягнутій частині БК над її нейтральним перерізом. Якщо УМ виявиться в перехідній зоні, то він зазнає згинальних напружень, що сприятиме його передчасному виходу з ладу.

Розміщувати яси необхідно вище основної ваги обважненої бурильної труби, якщо відбулося прихоплення долота або ОБТ. Для збільшення сили удару за рахунок додаткової рухомої маси доцільно ввести до колони декілька ОБТ або бурильних труб з потовщеними стінками.

7.4 Рекомендації з використання осциляторів для ліквідації прихоплення бурильного інструмента

Рекомендації до пунктів 1–4, які наведено на с. 244–252 у підрозділі 7.3, для застосування ударних механізмів при вивільненні бурильного інструмента такі самі й для осциляторів:

Приклад 7.4. У БК №1 виникло прихоплення. При визначенні верхньої межі прихоплення при різниці сил розтягу $\Delta P = P_2 - P_1$ бурильна колона отримала видовження Δl (табл. 7.11). Визначити верхню межу зони прихоплення бурильної колони.

$$\text{Сталевий сплав} \quad L = H_1 = 36,8 \frac{1,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,75}{7850 \cdot 600 \cdot 10^3} = 1292,1 \text{ м.} \quad (7.11)$$

$$\text{Алюмінієвий сплав} \quad L = H_1 = 12,7 \frac{1,05 \cdot 0,7 \cdot 10^{11} \cdot 0,09}{2710 \cdot 30 \cdot 10^3} = 1033,34 \text{ м.} \quad (7.12)$$

$$\text{Титановий сплав} \quad L = H_1 = 20,6 \frac{1,05 \cdot 1,12 \cdot 10^{11} \cdot 0,64}{4400 \cdot 450 \cdot 10^3} = 783,0 \text{ м.} \quad (7.13)$$

Приклад 7.5. У БК №2 виникло прихоплення. При визначенні верхньої межі прихоплення при різниці сил розтягу $\Delta P = P_2 - P_1$ бурильна колона отримала видовження Δl (табл. 7.12). Визначити верхню межу зони прихоплення буриль-

ної колони, якщо БТ виготовлено з алюмінієвого сплаву Д16.

$$\begin{aligned}
 H_3 &= 53,9 \left(\frac{1,05 \cdot 0,7 \cdot 10^{11} \cdot 1,5}{2710 \cdot 200 \cdot 10^3} - \frac{750}{12,7} - \frac{1800}{11,1} \right) = -959,64 \text{ м}; \\
 H_2 &= 12,7 \left(\frac{1,05 \cdot 0,7 \cdot 10^{11} \cdot 1,5}{2710 \cdot 200 \cdot 10^3} - \frac{1800}{11,1} \right) = 523,89 \text{ м}; \\
 L &= l_1 + H_2 = 2323,89 \text{ м}.
 \end{aligned}
 \tag{7.14}$$

Приклад 7.6. Визначити найбільшу кількість обертів, максимальне зусилля під час розходжування бурильної колони та вагу неприхопленої компоновки БК №1 для даних, наведених у табл. 7.11, скориставшись результатами, отриманими у *прикладі 7.4*.

Найбільшу кількість обертів неприхопленої частини БК №1 обчислюємо за формулою (7.6), максимальне зусилля під час розходжування — за формулою (7.7), а вагу — $P_{\text{пр}} = mgH$ (m наведено в табл. 7.11).

$$n_{\text{сталь}} = 0,204 \frac{1292 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{(380 \div 750) \cdot 10^6}{1,5} \right)^2 - \left(\frac{361 \cdot 1292}{4,45 \cdot 10^{-3}} \right)^2} = 4,4 \div 9,2;
 \tag{7.15}$$

$$P = (380 \div 750) \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = (1124 \div 2225) \text{ кН}; \quad P_{\text{пр}} = 466,4 \text{ кН}.$$

$$n_{\text{Al}} = 0,204 \cdot 10^{-11} \frac{1033,34}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{120 \cdot 10^6}{1,5} \right)^2 - \left(\frac{124,6 \cdot 1033,34}{4,45 \cdot 10^{-3}} \right)^2} = 1,1;
 \tag{7.16}$$

$$P = 120 \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = 356 \text{ МН}; \quad P_{\text{пр}} = 129 \text{ кН}.$$

$$n_{\text{Ti}} = 0,204 \frac{783 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{(250 \div 380) \cdot 10^6}{1,5} \right)^2 - \left(\frac{202 \cdot 783}{4,45 \cdot 10^{-3}} \right)^2} = 1,86 \div 5,20;
 \tag{7.17}$$

$$P = (250 \div 380) \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = (741,7 \div 1127) \text{ кН}; \quad P_{\text{пр}} = 158 \text{ кН}.$$

Згідно табличних даних (табл. 7.5) і (табл. 7.6) допустима кількість обертів БТ із зовнішнім діаметром 139,7 мм становить 3,5-6,8 для труб із сталевих сплавів; 3,7 для труб із титанових сплавів і 6 для труб із алюмінієвих сплавів. Максимальне значення зусиль перевищує вагу неприхопленої компоновки БК у 2–3 рази. Отже, деформовано-напружений стан БК №1 дозволяє застосовувати

спосіб розходжування на початковому етапі її звільнення.

4. Комплектація ловильної колони

Якщо за допомогою статичних зусиль вивільнити прихоплений БІ не вда-лося, або неможливо, то після цього приступають до комплектації ловильної колони, яка містить осцилятор (рис. 5.1), який за рахунок збурених коливальних рухів або періодичної ударної дії значно послаблює сили прихоплення (поперечна вібрація) або тертя (поздовжня вібрація), що полегшує процес вивільнення івилучення прихопленої БІ.). Осцилятори поділяють на:

- залежно від розміщення відносно прихопленої частини БК: *поверхневі й глибинні*;
- залежно від методу збурення вібрацій: *дебалансні* (ексцентрикові) — *вібро-молоти* [16], *бігункові, планетарні та ударні* [15];
- за типом приводу: *механічні, електричні, електромеханічні, гідравлічні, електрогідравлічні, пневматичні, вакуумно-компресорні, електромагнітні та магніострикційні*.

У свердловинних глибиною до 150 м використовують *поверхневі вібратори*, які розміщують над гирлом свердловини. В наш час найбільше розповсюдження отримали *дебалансні вібратори неспрямованої і спрямованої дії* з приводом від електромоторів змінного струму, а також *вібромолоти*.

Вібратор неспрямованої дії — на вісь осцилятора навішується неврівноважена маса, що обертається у підшипниках корпусу. При цьому виникає відцентрова сила (рис. 5.15, табл. 5.4) з амплітудою:

$$A_{P_{36}} = m\varepsilon\omega^2, \quad (7.18)$$

що передається через підшипники на корпус, який жорстко пов'язаний з вільною компоновкою БК. Ця сила є обертовим вектором, який змінює свій напрям за 1 оберт на 360° і проекція якого на напрям n , у якому осцилятор формує гармонічне збурення:

$$P_{36}^n(t) = m\varepsilon\omega^2 \sin \omega t. \quad (7.19)$$

Зі збільшенням частоти ω зростає амплітуда сили, збуреної осцилятором,

за квадратною залежністю від ω . Для різних частот також передбачається можливість зміни неврівноваженої маси осцилятора m і ексцентриситету ε (табл. 5.4).

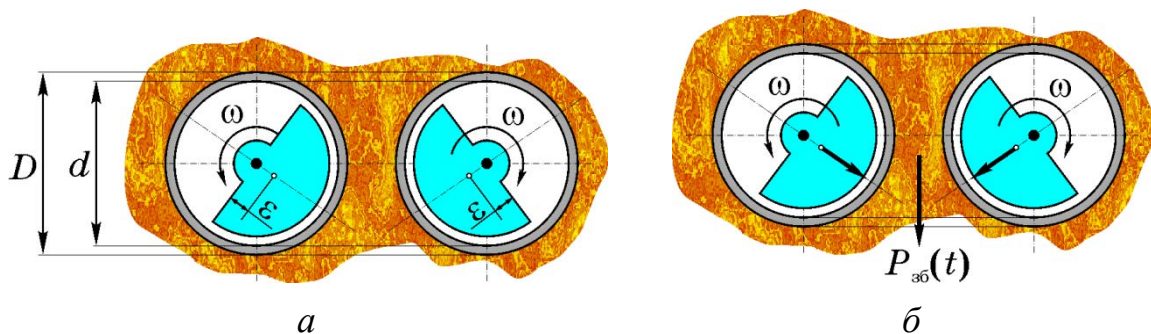
Вібратор спрямованої дії — на вісь осцилятора встановлюють поруч два валика з навішеними на них неврівноваженими масами (рис. 7.11 – а). Валики обертаються одночасно з однаковими кутовими швидкостями у протилежних напрямках. При цьому відцентрові сили формують результуючу силу (рис. 7.11 – б) з амплітудою:

$$A_{P_{36}}(t) = 2m\varepsilon\omega^2 \sin \omega t, \quad (7.20)$$

Результуюча сила $P_{36}(t)$ під час всього руху спрямована вздовж однієї лінії.

Таким чином, у вібраторах неспрямованої дії величина збурювальна сила постійна, а напрям — змінюється, у вібраторах спрямованої дії величина збурювальної сили змінюється від найбільшого значення до нуля, потім змінює свій напрям на протилежний і зростає знову до свого максимального значення. Під дією цієї сили вібратор здійснює коливальні рухи, постійно спрямовані вздовж лінії дії збурювальної сили.

Зазначимо, що такі вібратори мають наступні недоліки: складність налаштування та регулювання; велику вагу; неодноразові поломки з'єднань, амортизаторів і двигунів; двигун працює в досить складних умовах; вихід з ладу окремих деталей вібратора під час роботи; оскільки відсутнє плавне регулювання кількості обертів ексцентриків, то неможливо безперервно підтримувати резонанс; тривалість безперервної роботи складає 5–10 хв., після чого необхід-



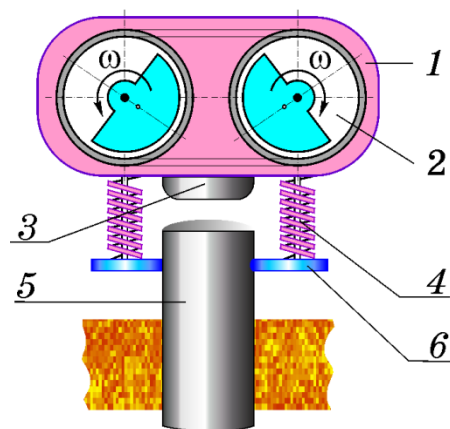
а – кутова швидкість ω і ексцентриситет ε ; б – збурювальна сила $P_{36}(t)$

Рисунок 7.11 – Розрахункова схема вібратора спрямованої дії

на зупинка для охолодження двигуна; сильно зношуються і швидко виходять з ладу бурильні труби і вантажопідійомні пристрої. Використання у поверхневих осциляторах гідродвигунів дозволяють значно покращити їхню роботу.

Дебалансні вібратори не можуть збурювати високочастотні коливання, оскільки на високих обертах підшипники швидко виходять з ладу. Тому, щоб збільшити частоту коливань застосовують вібромолоти [36].

Вібромолоти — це ексцентрикові вібратори спрямованої дії, у яких збурювальне зусилля перетворюється в ударні імпульси. Коливання в таких вібраторах збурюють під час обертання неврівноважених мас (дебалансів або ексцентриків) за рахунок відцентрових сил, що змінюють свій напрям у разі повороту ексцентриків. Вони поєднують переваги вібраторів і ударних механізмів. Робота цих машин заснована на сумісній дії на прихоплену зону ударів, збурених вібрацією (рис. 7.12). Вібратор кріпиться на горі БК на пружних елементах і під час роботи вдаряє по ній. Схема роботи вібромолота (рис. 7.12) наступна: в ударну частину *1* вмонтовано два однакових електродвигуна з паралельними валами, на яких жорстко закріплено дебаланси *2*. Вали обертаються у протилежних напрямках і збурюють коливання ударної частини, підвішеної на пружинах *4* до нижньої плити *6*, що жорстко з'єднана з бурильною колоною. У залежності від жорсткості пружинної підвіски, ходу бойка — початкового проміжку між бойком *3* і ковадлом *5* та сили опору, зумовленою силою прихоплення, вібро-



1 – віброзбудник, *2* – дебаланси, *3* – боек,
4 – пружини, *5* – ковадло, *6* – нижня плита

Рисунок 7.12 – Розрахункова схема вібромолота

молот може здійснювати удари по прихопленій БК з різною частотою. Жорсткість пружин необхідно підбирати з умов настроювання на один із резонансів БК. Правильний підбір ходу бойка дозволяє регулювати режим роботи вібромолота. Вібратор закріплюють на БК, натягують колону за допомогою лебідки і після цього вмикають електродвигуни. Вивільнення легкого прихоплення настає через 15–20 хвилин роботи вібратора. На важкий випадок прихоплення може бути витрачено 4–5 годин. Вібромолоти вивільняють прихопленій БІ у 3–8 разів швидше за аналогічні за потужністю поверхневі дебалансні вібратори.

Відомий наступний різновид ГВМ — гідровібрування за допомогою насоса на гирлі свердловини.

Спосіб гідровібрування заснований на використанні нерівномірності подачі промивальної рідини буровими насосами, внаслідок чого колона бурильних труб зазнає коливального руху. Для створення значних коливань БІ на буровому насосі відключають компенсатор і частину клапанів. Недоліком такого способу є виникнення гідравлічних ударів в маніфольді, що може привести до руйнування останнього. З цієї причини спосіб гідровібрування широко не застосовується. Насоси ЗІФ-Р-200/40 і НГР-250/50, які використовують у нафтогазовій промисловості, не дозволяють збурити у прихопленій БК коливання з такою амплітудою, яка б забезпечувала успішну ліквідацію аварії.

Поверхневі вібратори (табл. 7.11) використовують для ліквідації прихоп-

Таблиця 7.11 – Технічні характеристики поверхневих вібраторів [21]

Тип Параметри	БТ-9	В-109	ВБ-7	ВГ-6
Потужність електродвигуна, кВт	7,0	7,0	7,0	5,6
Кількість електродвигунів, шт.	1	2	1	2
Момент ексцентриків, Н·м	15	12,5–15	20	14
Частота обертань дебалансів, об/хв	1250	1250–2500	1250	1150
Збурювальне зусилля, кН	30	43,5–87	35	20,5
Габарити, мм	700×470 ×1200	700×470×1 200	570×500 ×730	810×620 ×1970
Маса, кг	400	250	400	427

лень бурильного інструмента в неглибоких свердловинах. Завдяки їхньому розміщенню над гирлом свердловини без обмеження у розмірах вдається передати на бурильну колону поздовжню вібрацію достатньо великої потужності. Ефективність їхньої роботи знижується зі зростанням глибини прихоплення і не перевищує 200 м, оскільки інтенсивно згасають енергія і амплітуда коливань через поглинання вібрації масою бурильних труб.

Останнім часом збільшилась глибина і зросла кількість похило-скерованих свердловин, тому почастишали випадки застосування *глибинних вібраторів*, які вмонтовуються у БК близько до зони прихоплення [107].

Глибинні вібратори застосовують для вивільнення прихопленої БК за рахунок накладання ударних імпульсів на розтягнуту колону. Переміщення прихопленої БК, що виникають при цьому, знижують силу зчеплення між породою і трубами, і як наслідок необхідне значно менше зусилля для зрушення прихопленої колони. В наш час найбільше розповсюдження отримали *механічні (зубчасті)* і *гідравлічні глибинні вібратори*. Механічний вібратор створює ударні імпульси за рахунок відносного обертання зубчастої пари, ГВМ працює за принципом гідродударника за рахунок енергії потоку очисного агента.

Глибинні *механічні (зубчасті) вібратори* виготовляють глухими і промивними в залежності від необхідності подачі промивальної рідини на вибій. Окрім того, промивні зубчасті вібратори за допомогою спеціальних пристроїв можна вмонтовувати у БК. Конструкція глухих вибійних вібраторів не передбачає промивання свердловини під час своєї роботи. Такі осцилятори не входять до складу ловильної колони і їх спускають у свердловину після виникнення аварії. Глухі зубчасті вібратори рекомендовано налаштовувати на наступний режим роботи осцилятора, що забезпечує збереження міцності БТ діаметром 50 мм,: $n = 350$ об/хв., $P = 10$ кН; $n = 300$ об/хв., $P = 15\text{--}20$ кН (P – величина натягу штока вібратора без врахування ваги вільної компоновки БК, n – число обертів інструмента);

Багаторічний досвід експлуатації зубчастих вібраторів виявив такі переваги їх використання: дозволяється їх встановлювати безпосередньо у зоні при-

хоплення; створюють як позовжні, так і крутні коливання; успішно ліквідують прихоплення БІ дробом і окремими невеликими вивалами; відрізняються простою і зручністю їх експлуатації; у випадку зношення зіскакувальний механізм легко замінити новим; простий у виготовленні; низька вартість виготовлення.

Найпростіший за конструкцією механічний глибинний вібратор (рис. 7.13) складається з верхнього перевідника 1 з двома кулачками 2, порожнистого штока 3, верхньої зубчастої напівмуфти 4, корпуса 5, нижньої зубчастої напівмуфти 5, закріпленої на штоку 3 мутрою, труби 7, ізольованою від камери сальником, перевідника-від'єднувача 8, мітчика 9 для з'єднання з зворотною трубою. Після з'єднання вібратора з аварійним БІ натягують БК, при цьому кулачки 2 виходять із зачеплення, а зубці нижньої напівмуфти 5 входять у зчеплення з верхньою напівмуфтою 4. Від обертання розтягнутої БК косі зубці нижньої напівмуфти будуть зіскакуватимуть зі зубців верхньої напівмуфти і наносити по ній удари, котрі передаються на прихоплений БІ.

Для вібратора діаметром 89 мм рекомендується підтримувати зусилля на-

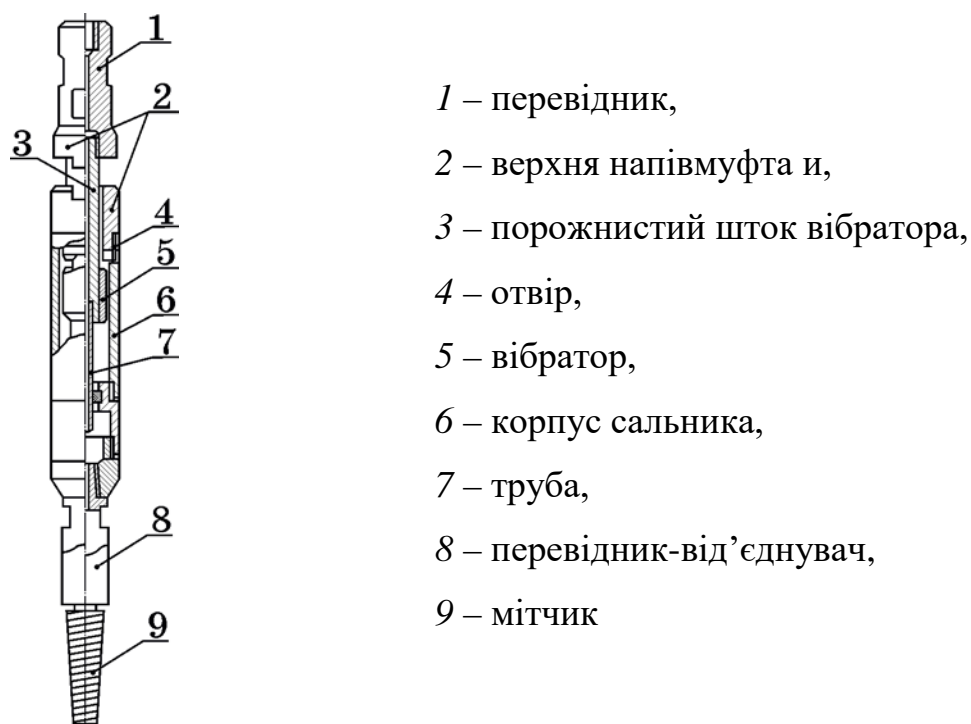
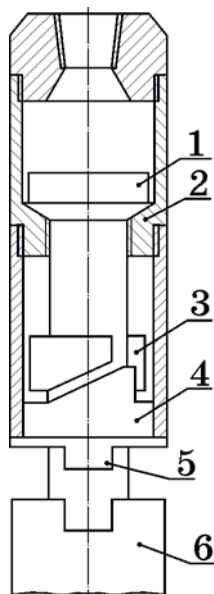


Рисунок 7.13 – Вібратор глибинний механічний зубчастий конструкції Попова [107]

тягу в межах 100–150 кН при частоті обертання 300–350 об/хв при одночасній подачі промивальної рідини.

Для підвищення зносостійкості зубчастої пари було запропоновано конструкції, які дозволили розвантажити зубці від ударів (рис. 7.14). Для підвищення зносостійкості зубців храпового механізму було запропоновано ввести новий додатковий вузол — ударник і ковадло. Для цього з верхньою кулачковою напівмуфтою 3 з'єднано ударник 1, який передає удар на ковадло 2, посилене дією пружини. Хід ударника підібрано так, щоб удар сприймався ковадлом і ударником, а кулачки муфт 4 і 5 служать лише для переміщення ударника на визначену висоту. Удар по ковадлу забезпечується за рахунок сили стискання пружини і випереджає контакт кулачків у випадку їх зіскакування. Таким чином, кулачки не сприймають ударного навантаження і менше зношуються.

Зазначимо також суттєві недоліки використання механічних глибоких вібраторів: малий ресурс тривалості роботи (20–45 хв.), пов'язаний швидким зношуванням зубців зіскакувального механізму; обмежена величина амплітуди поздовжніх і крутих коливань; обмежена область використання (не використовують для ліквідації прихоплень БІ шламом і заклинюванням у нестійких по-



- 1 – ударник,
- 2 – ковадло,
- 3 – напівмуфти,
- 4 – верхній кулачок,
- 5 – нижній кулачок,
- 6 – труба

Рисунок 7.14 – Вібратор глибокий механічний зубчастий пружинний (BC-1) Твердохлебова [107]

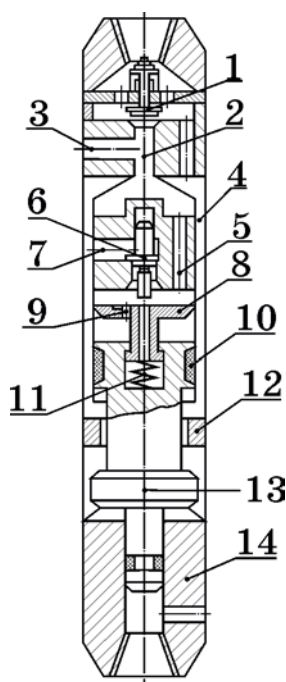
родах); робота вібратора знижує міцність бурильних труб та їх різьбових з'єднань; неможливе плавне регулювання частоти ударів.

Крім описаних механічних глибинних вібраторів існують інші конструктивні варіанти їх виготовлення — глибинний вібратор двосторонньої дії, кульковий вібратор тощо.

Досвід використання механічних глибинних вібраторів показав, що через малий ресурс робочого часу і недостатньої енергії удару за їх допомогою можна ліквідувати лише прихоплення БІ дрібними або окремими шматками гірських порід. У всіх інших випадках вони малоефективні.

Гідравлічні глибинні вібратори — удари бойка по ковадлу формуються за рахунок ефекту гідравлічного удару потоку промивальної рідини, який відбувається внаслідок різкого перекриття потоку клапаном (рис. 7.15, табл. 7.12).

Гідровібратор починає працювати після перекриття пусковим клапаном 1 отвору 2, що відбувається за рахунок швидкісного напору промивальної рідини. При нижньому положенні бойка 13 рідина по каналу 3 з бурильних труб потрапляє під поршень 10 і піднімає його. При цьому рідина із зони над поршнем виходить по каналам 4, 5 і отвору 9.



- 1 – пусковий клапан,
- 2 – отвір,
- 3–5, 7 – канали,
- 6 і 8 – верхній і нижній клапани,
- 9 – отвір у каналі 8,
- 10 – поршень,
- 11 – пружина,
- 12 – верхнє ковадло,
- 13 – боек
- 14 – нижнє ковадло

Рисунок 7.15 – Вібратор глибинний гідравлічний [107]

Таблиця 7.12 – Технічні характеристики поверхневих гідро вібраторів [20]

Тип Параметри	ВГ-57	ВГ-73	ВГ-89	ВГ-108	ВГ-106
Діаметр корпусу, мм	57	73	89	108	146
Витрати рідини, л/хв	90	120	180	250–350	300–400
Тиск рідини, МПа	2,9	2,5	2,8	3,5	4,0
Частота ударів, Гц	30	32,5	36,5	36	38,3
Енергія 1 удару, Дж	50	80	120	330	350
Довжина, м	2,3	2,4	2,3	2,4	2,2
Маса, кг	38	55	85	145	170

По мірі підйому поршня *10* переміщається клапан *8*, який закриває канал *5* і викликає перестановку клапана *6*, що відкриває канал *7*. Відбувається удар бойка *13* по верхньому ковадлу. Тепер рідина по каналу *7* і отвору *9* в клапані *8* потрапляє в зону над поршнем. За рахунок різниці площ поршень *10* буде переміщатися вниз і закінчиться ударом бойка по нижньому ковадлу *14*. При цьому клапани *6* і *8* пересуваються у нижнє положення, закривши канал *7*. Поздовжні удари по верхньому і нижньому ковадлам передадуться прихопленому БІ, викликавши у ньому вимушені коливання.

Гідровібратор спускають на бурильних трубах і під'єднують до прихопленої БК. При витраті рідини 150 л/хв. (ВГ-73) натягують БК із зусиллям 20–30 кН. Після початку руху вгору збільшують натяг до 50–70 кН. Успішно використовується вібратор для послаблення затяжки різьб у випадку вивільненні БК із свердловини частинами. До БІ приєднують вібратор і мітчик або колокол. Після з'єднання з частиною БК, що залишилась у свердловині, дають натяг і запускають вібратор. Розгвинчування починають не раніше, ніж за 10–15 хв. роботи вібратора.

У гідравлічних вібраторах ударної дії — ГУМах енергія гідрудару і рухомого потоку рідини надає поршню-бойку зворотно-поступальний рух. Бойок після удару по ковадлу, передає удари прихопленому БІ (рис. 7.8).

Згідно загальної класифікації об'ємних поршневих гідромашин глибинні ГВМ за принципом їх роботи розділяють на три типи:

- гідровібратори одинарної дії з одним робочим порожнистим циліндром, в яких один хід бойок здійснює за рахунок енергії потоку промивальної рідини, а інший — за рахунок стиснутої пружини або власної ваги;
- гідровібратори диференціальної дії зі східчастим поршнем, що розділяє циліндр на дві робочі порожнини, з котрих тільки одну контролює водорозподільний пристрій;
- гідровібратори подвійної дії з двома робочими порожнистими циліндрами, які контролює водорозподільний пристрій.

Зворотно-поступальний рух бойка у гідровібраторів диференціальної та подвійної дії здійснюється потоком промивальної рідини без участі пружин.

Клапанно-дросельний гідроударник диференціальної дії виробництва США є гідравлічним ясом. Удари він наносить тільки по верхньому ковадлу вгору. Як розрахований на декілька сотень ударів у хвилину, має великий діаметр і призначений для ліквідації прихоплень бурильних труб.

Гідровібратори мають низку переваг перед іншими вібраційними механізмами: великий ресурс робочого часу; зручні і безпечні при експлуатації, поламані деталі легко замінюються новими; колонна бурильних труб не обертається; мають достатню енергію одиничного удару (до 350 кДж); дозволяють збудувати у прихопленому БІ коливання необхідної амплітуди; просте і плавне регулювання частоти і сили ударів.

Збудник пружних коливань (ЗПК), розроблений Інститутом механіки

Таблиця 7.13 – Технічні характеристики збудників пружних коливань [244]

Параметри \ Тип	ВУК-170	ВУК-210
Діаметр корпусу, мм	170	210
Довжина, м	3,0	3,3
Хід штока, м	0,8	1,0
Діаметр прохідного каналу, мм	55	75
Сила удару вгору, кН	1500	2500
Сили зчеплення роз'єднувального вузла, кН	10–800	20–1000
Частота імпульсної дії, хв	1	1

МДУ, має замок, що складається з ніпеля і муфти, на яких нарізана спеціальна гелікоїдна різьба (рис. 7.6 – а, табл. 7.13). Зарядка замка забезпечується вкручуванням ніпеля в муфту із заданим моментом. Замок розщеплюється осьовим натягом колони, при цьому ніпель виривається з муфти, яка пружно деформується. Для створення ударів знизу-вгору ЗПК встановлюють якомога ближче до місця прихоплення, а для створення ударів зверху-вниз ЗПК встановлюють на відстані 500–1500 м від місця прихоплення. Зусилля розщеплення регулюють числом обертів закручування ніпеля в муфту.

Зазначимо, що згідно (6.32) максимальна частота вібрації повинна визначатися наступними залежностями

для десбалансного осцилятора неспрямованої дії:

$$v \leq \sigma_{\pi} / (2\pi\varepsilon\sqrt{E\rho}); \quad (7.21)$$

для десбалансного осцилятора спрямованої дії:

$$v \leq \sigma_{\pi} / (4\pi\varepsilon\sqrt{E\rho}); \quad (7.22)$$

для вібромолота:

$$v \leq \sigma_{\pi} / 2s\sqrt{E\rho}, \quad (7.23)$$

де s – хід бойка до зустрічі з ковадлом.

Вібраційний спосіб доцільно проводити при одночасному натягу БК. Застосування такого способу може також привести до відновлення циркуляції бурильного розчину. Для ліквідації прихоплення БІ, викликаного шламом або затягуванням, у слабких породах коливання БК необхідно неперервно збурювати декілька годин.

7.5 Реєстрація прихоплень

Всі аварії бурова організація реєструє в журналі обліку аварій протягом 24 годин з моменту їх виникнення. Усі випадки прихоплень заносять до картки обліку аварій (табл. 7.14), у якій відображають дані про свердловину, якість промивальної рідини, режим промивання, характеристики стовбура і вибійних умов, якість і кількість мастильних добавок, компоновку БК, обставини виникнення прихоплення, ймовірні причини виникнення аварії, міри з ліквідації ава-

рії та витрати часу і коштів. Карточку обліку прихоплень складає технологічна служба управління бурових робіт (УБР) у трьох примірниках: перший зберігають у справі свердловини (діловодстві бурової організації), другий — у картці-базі реєстрації прихоплень, яку направляють у науково-дослідну або проектну організацію, а третій — направляють в об'єднання. Карточку обліку прихоплень підписує начальник технологічної служби управління бурових робіт або його заступник, інженер або майстер з аварійних робіт і начальник бурової.

Якщо за планом, складеним буровою організацією, прихоплення не ліквідовано протягом 10 діб, то подальший план робіт з його ліквідації складає об'єднання, а при тривалості понад 30 діб об'єднання подає графік ліквідації аварії у відповідне управління міністерства і щомісяця звітує про хід робіт з ліквідації прихоплення. Усі розпорядження з ліквідації прихоплень або зміни плану робіт передаються особі, відповідальній за їх виконання. Після ліквідації прихоплення бурильного інструмента протягом 24 годин з моменту вивільнення БК складається акт про ліквідацію аварії.

Таблиця 7.14 – Картка обліку прихопленнь

Об'єднання	Конструкція		Параметри промивальної рідини			Режим промивання		Вага інструмента, кН	
	УБР	проектна	фактична	позначення	проектна	фактична	Вибій свердловини, м		
Площа				ρ , кг/м ³			Q , л/с	Знаходження долота, м	
№ свердловини				T , с			P , Н/см ²		
Проектна глибина				V , см ³			Характер циркуляції	T , °С	на вибої
				СНС, міс/см ²					на гирлі
Початок аварії				рН			$P_{\text{пласт}}$, Н/см ²		
Кінець аварії				K , мм					
				Вміст піску, %					
Характеристика стовбура свердловини у зоні прихоплення		Стратиграфія					Вид змащувальної добавки		
		Літологія					Вміст мастила, %		
		Діаметр свердловини, мм					Остання дата додавання мастила		
		Викривлення свердловини							
		Інтервали жолобоутворення, м					Обробка промивальної рідини реагентами		
		Проникність, мД							
Компоновка низу бурильної колони:				Верхня межа прихоплення, м		за пружним видовженням			
(Опис прихоплення)						за геофізичними даними			
(Вжиті заходи з ліквідації аварії)				Причина прихоплення					
								Витрати на ліквідацію аварії	
		вартість, грн.							

7.6 Висновки до розділу 7

1. На основі запропонованих нових математичних моделей та розроблених нових методик теоретичного дослідження процесів, що виникають у прихопленій БК у випадку застосування ударних механізмів і осциляторів для їх вивільнення, складено програми для параметричних досліджень [196; 274].

2. Розроблено конструкції пристрою-випрямляча стовбура свердловини [114] та шарошкового калібратора [153], призначені для збереження діаметра свердловини протягом роботи породоруйнівного інструмента, забезпечення точного центрування вертикальних і похило-скерованих свердловин.

3. Розроблено конструкції гідравлічного ударного пристрою [114] та пристрою для усунення прихоплень [253]. Запропоновані УМ дозволяють досить успішно ліквідувати такі прихоплення як заклинювання, викликані падінням сторонніх предметів у свердловину, зашламування, звуження жолобів.

При усуненні прихоплень, викликаних прилипанням до глиняної кірки на невеликій довжині прихоплення, рекомендується використовувати ГУП, а у глибоких свердловинах — ПУП, які дозволяють наносити удари вгору і вниз. Механізми цього типу мають просту конструкцію і великі величини силових характеристик за рахунок енергії, накопиченої пружною деформацією бурильної колони. Однак деякі ускладнення їх конструкції викликані необхідністю забезпечення герметизації поршневої камери, що унеможлиблює їх використання для свердловин діаметром меншим за 93 мм.

Найперспективнішими механізмами цього типу для використання в геологорозвідувальних свердловинах залишаються механічні яси, які застосовують у свердловинах діаметрами 59 мм і 46 мм. Водночас лише ГУМи завдяки гідравлічному керуванню розмиканням механізму — «затвори», які забезпечують фіксоване положення бойка впродовж накопичення потенціальної енергії, довготривалі у застосуванні. Запропонована авторами конструкція ПУПа дозволяє визначати тривалість удару, ударну силу, будувати ударний імпульс рухомої частини БК методом тензометрії, що значно підвищує точність визначення динамічних характеристик ударного пристрою, а також дозволяє досліджувати вплив

фізичних параметрів пристрою на ефективність роботи УМ та суттєво підвищувати надійність їхньої роботи.

4. Розроблено «Інструкцію з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» та «Інструкцію з використання осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструменту».

Результати теоретичних і практичних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. 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>.

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

3. *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.

4. *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.

5. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 76636 Україна. *Комп'ютерна програма «Програма для розрахунку спектра бурильної колони (RangeDrillString)»*: дата реєстрації 06.02.2018. Автор: Левчук К. Г.

6. *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.

7. *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.

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 коливань талевого каната 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 БК 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 при 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* — післяударний 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 при 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 компонок бурильної колони. Рекомендовано застосовувати цей спосіб на глибинах до 200 м і налаштовувати 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 налаштовувати 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 компонок бурильної колони при ударних і вібраційних роботах у свердловині. Для сталевих бурильних труб динамічні складові сил в зоні прихоплення перевищують відповідні складові для алюмінієвих труб у 2,8–3 рази, а для титанових 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 звільненні бурильного інструмента.

Отримано залежності для підбору частоти і амплітуди коливань осциляторів з міркувань збереження міцності бурильних труб, визначення необхідної тривалості вібрацій для вивільнення 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 випрямляча стовбура свердловин і калібратора шарошкового, а також двох пристроїв 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, які 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 ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Aarrestad T. V., Tonnesen H. A., and Kyllingstad A. Drill String Vibrations: Comparison Between Theory and Experiments on a Full-Scale Research Drilling Rig. *SPE/IADC Drilling Conference*. Dallas, Texas, 1986.

2. Abimbola M. and Khan F. Development of an Integrated Tool for Risk Analysis of Drilling Operations. *Process Safety and Environment Protection*. 2016. Vol. 102. P. 421–430.

DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.psep.2016.04.012>.

3. Andrusenko E. N., Gulyaev V. I., and Shlyun' N. V. Critical States of Drill Strings in the Channels of Inclined Boreholes. *Mechanics of Solids*. 2016. Vol. 51. Iss. 2. P. 234–243.

DOI: <http://dx.doi.org/10.3103/S0025654416020114>.

4. Annis M. R. and Monaghan P. H. Differential Pressure Sticking-Laboratory Studies of Friction Between Steel and Mud Filter Cake. *J. Petroleum Technology*. 1962. Vol. 14. Iss. 5. P. 537–543.

DOI: <https://doi.org/10.2118/151-PA>.

5. Armstrong-Helouvry B., Dupont P., de Wit C. Canudas. A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for Control of Machines with Friction. *Automatika*. 1994. Vol. 30. Iss. 7. P. 1083–1138.

6. Bailey J. R., Biediger E., Gupta V., Ertas D., Elks W. C., Dupriest F. E. Drilling Vibrations Modelling and Field Validation. *IADC/SPE Drilling Conference*, 4–6 March 2008. Orlando, Florida, USA: Society of Petroleum Engineers. P. 15.

DOI: <https://doi.org/10.2118/112650-MS>.

7. Balandin I. Buoyant Aluminum Drill Pipes for Extended-reach Drilling. *SPE Russian Oil and Gas Conference and Exhibition*, 26–28 October 2010. Moscow, Russia: Society of Petroleum Engineers. P. 14.

8. Baley L., Jones T., Belaskie J., Houwen O., Jardine S., McCann D., Orban J., and Sheppard M. Causes, Detection and Prevention. *Oilfield Review* 3. 1991. No. 4. P. 13–26.

9. Bateman K., Turner G., Pearce J. M., Noy D. J., Birchall D., and Rochelle C. A. Large-Scale Column Experiment: Study of CO₂, Porewater, Rock Reactions and Model Test Case. *Oil Gas Sci. Technol.* 2005. Vol. 60. No. 1. P. 161–175.
DOI: <https://doi.org/10.2516/ogst:2005010>.
10. Booer A. K. and Meehan R. J. Drillstring Imaging: An Interpretation of Surface Drilling Vibrations. *SPE Drilling Completion.* 1993. Vol. 8. Iss. 2. P. 93–98.
DOI: <https://doi.org/10.2118/23889-PA>.
11. Borwein J. M. and Skerritt M. P. An Introduction to Modern Mathematical Computing With Maple. Springer Undergraduate Texts in Mathematics and Technology, 2012. 233 p.
12. Botros K. K., O’Blenes J., and Yajure E. Transfer Matrix Technique for Determining the Resonance Conditions in Retrieving Stuck Drill Pipes with a Top Vibratory Suspended Drive. *J. Petroleum Gas Eng.* 2014. Vol. 5. Iss. 5. P. 70–82.
DOI: <https://doi.org/10.5897/JPGE2014.0194>.
13. Bradbury R. E. and Wilhoit J. C. Effect of Tool Joints on Passages of Plane Longitudinal and Torsional Waves Along a Drill Pipe. *J. Eng. Industry.* 1963. Vol. 85. Iss. 2. P. 156–162.
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3667618>.
14. Canudas de Wit C., Olsson H., Åström K. J., and Lischinsky P. A New Model for Control of Systems with Friction. *IEEE Transactions on Automatic Control.* 1995. Vol. 40. No. 3. P. 419–425.
15. Cheng Y., Vandiver J. K., and Moe G. The Linear Vibration Analysis of Marine Risers Using the web-Based Dynamic Stiffness Method. *J. Sound Vibration.* 2002. Vol. 251. No 4. P. 750–760.
16. Chi A., Zhang J., Ge W., and Guo B. Prediction of Drill String Fatigue Life Under Axial-Torsional-Combined Vibration. *SPE Gas Technology Symposium.* 2006. Calgary, Alberta, Canada: Society of Petroleum Engineers, 2006.
17. Clausen J. R., Rebellon J. E., Blanc J., and Barton S. P. Novel Drilling Technology Delivers a Step Change in Challenging Deepwater Operations. *SPE Middle East Oil and Gas Show and Conference*, 25–28 September 2011. Manama, Bahrain, 2011.

18. Dareing D. W. and Radzimovsky E. I. Effect of Dynamic Bit Forces on Bit Bearing Life. *Society Petroleum Eng. J.* 1965. Vol. 5. Iss. 4.

DOI: <https://doi.org/10.2118/1261-PA>.

19. Dongying H., Peiming S., Guoqiang Z., Zifeng L., Xujia L., and Lianjin W. Safety Evaluation of Marine Derrick Steel Structures Based on Dynamic Measurement and Updated Finite Element Model. *Proc. Eng.* 2011. Vol. 26. P. 1891–1900.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.11.2381>.

20. Drilling.ru. Буровой портал. Гидравлические вибраторы.

URL: <http://drillings.ru/gidrovibrator>.

21. Drilling.ru. Буровой портал. Поверхностные вибраторы.

URL: <http://www.sts-samara.ru/catalogue-fishing-tools-overshot.html>.

22. Drinčić B. Mechanical Models of Friction That Exhibit. Hysteresis, Stick-Slip, and the Stribeck Effect: dis. for the degree of Doctor of Philosophy: Aerospace Engineering. Michigan: The University of Michigan, USA, 2012. 198 p.

23. Finnie I. and Bailey J. J. An Experimental Study of Drill-String Vibration. *J. Eng. Industry.* 1960. Vol. 82. Iss. 2. P. 129–135.

DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3663020>.

24. Gelfgat M. Y., Basovich V. S. and Adelman A. J. Aluminium Alloy Tubulars for Oil and Gas Industry. *Drilling SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, 9–12 October 2005. Dallas, Texas, 2005.

DOI: <http://dx.doi.org/10.2118/97035-MS>.

25. Gudmestad O. T. and Connor J. J. Linearization methods and the influence of current on the nonlinear hydrodynamic drag force. *Applied Ocean Research.* 1983. Vol. 5, No. 4. P. 184–194.

26. Halsey G. W., Kyllingstad A., Aarrestad T. V., and Lysne D. Drill String Torsional Vibrations: Comparison Between Theory and Experiment on a Full-Scale Research Drilling Rig. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, 5–8 October 1986. New Orleans, Louisiana, USA: Society of Petroleum Engineers, 1986. P. 10.

DOI: <https://doi.org/10.2118/15564-MS>.

27. Helpiks.org. Метчики ловильные гладкие ЛМГ.
URL: <https://helpiks.org/6-22007.html>.
28. Housseine C. O., Monroy C., and Bigot F. A New Linearization Method for Vectorial Morison Equation. *30th International Workshop on Water Waves and Floating Bodies*, 12–15 April 2015. Bristol, UK, 2015. P. 165.
29. Jansen J. D., Steen L. Vd., and Zachariassen E. Active Damping of Torsional Drill String Vibrations With a Hydraulic Top Drive. *SPE Drilling & Completion*. 1995. Vol. 10, No. 4. P. 250–254.
30. Kent W. Muhlbauer. Pipeline Risk Management Manual. Gulf Publishing Company, 1992. 256 p.
31. Khulief Y. A. and Al-Naser H. Finite Element Dynamic Analysis of Drill-strings. *Finite Elements in Analysis and Design*. 2005. Vol. 41, Iss. 13. P. 1270–1288. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.finel.2005.02.003>.
32. Kuiper G. L. and Metrikine A. V. Dynamic stability of a submerged, free-hanging riser conveying fluid. *J. Sound Vibration*. 2005. Vol. 280, No. 3–5. P. 1051–1065.
33. Levchuk K. Frees Stuck Pipe Strings by Means Mechanical Transverse Oscillator. *Differential Equations, Mathematical Physics and Applications: book of Abstracts Intern. Conf.*, 17–19 October 2017. Vinnytsia: Vasyl' Stus Donetsk National University, 2017. P. 126–127.
34. Levchuk K. Modeling technologies dismissal jammed drill pipes with vibratory systems. *Modern Scientific Researches and Development: Theoretical Value and Practical Results: materials of Intern. Sci. Pract. Conf.*, 15–18 March 2016. Bratislava, Slovak Republic, 2016. Vol. 4. P. 74–75.
35. Li Z. and Guo B. Analysis of Longitudinal Vibration of Drill String in Air and Gas Drilling. *Rocky Mountain Oil & Gas Technology Symposium*. Denver, Colorado, U.S.A.: Society of Petroleum Engineers, 2007.
36. Ljuština A. M., Parunov J., and Senjanović I. Static and dynamic analysis of marine riser. *Theory and Practice of Naval Architecture: 16th Symposium, SORTA 2004*, 21–23 October 2004. Plitvice, Croatia, University of Zagreb.

37. Lubinski A. A Study of the Buckling of Rotary Drilling Strings. *Drilling and Production Practice*. New York, USA, 1950. P. 178–214 p.

38. Maidla Eric E. and Wojtanowicz Andrew K. Laboratory Study of Borehole Friction Factor With a Dynamic-Filtration Apparatus. *SPE Drilling Engineering*. 1990. Vol. 5. Iss. 3. P. 247–255.

DOI: <https://doi.org/10.2118/18558-PA>.

39. Menand S., Sellami H., Tijani M., Stab O., Dupuis D. C., and Simon C. Advancements in 3D Drill String mechanics: From the Bit to the Topdrive. *IADC/SPE Drilling Conference*, 21–23 February 2006. Miami, Florida, USA: Society of Petroleum Engineers. P. 12.

DOI: <https://doi.org/10.2118/98965-MS>.

40. Moisyshyn V., Borysevych B., and Shcherbiy R. Multifactorial mathematical model of mechanical drilling speed. *Mining of Mineral Deposits*. London: Taylor and Francis Group. 2013. P. 359–368.

41. Moisyshyn V. and Kulyshyn Z. Defining Transmission Function and Proper Frequencies of Drilling Strings. *The Intern. Conf. Carpathian Euro-region Specialists Industrial Systems*, 19–20 May 2006. Scientific Bulletin North University of Baia Mare. 2006. Serie C. Vol. XX. P. 249–254.

42. Moisyshyn V. and 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. Art. No. 27 (8 p.).

DOI: <http://dx.doi.org/10.2516/ogst/2017024>.

43. Moisyshyn V. and 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>.

44. Moisyshyn V., Yacyshyn V., and Vytyaz O. The Use of the Spatial Characteristics Technique with the View of Estimating the Explosion Wave Impact on the Stuck Drilling String Zone. *Archives Min. Sci.* 2012. Vol. 57. Iss. 3. P. 601–618.

DOI: <https://doi.org/10.2478/v10267-012-0038-x>.

45. Navarro-López E. M. and Cortés D. Avoiding Harmful Oscillations in a Drill String through Dynamical Analysis. *J. Sound Vibration*. 2007. Vol. 307, No. 1–2. P. 152–171.

46. Outmans H. D. Mechanics of Differential Pressure Sticking of Drill Collars. *Petroleum Transactions. AIME*. 1958. Vol. 213. P. 265–274.

47. Method of freeing stuck drill pipe: pat. US: 6845818 B2. No. US10/425,512; Expired-Fee Related 2003-04-29; Grant 2005-01-15. Autors: Azra Nur Tutuncu, Arthur Herman Hale (USA).

48. Rashed G., Ghajar R., and Hashemi S. J. An Analytical Model For Drillstring Axial Vibration. *14th International Congress of Sound and Vibration*, 9–12 July 2007. Cairns, Australia, 2007. Vol. 1. 8 p.

49. Santus C., Bertini L., Beghini M., Merlo A., Baryshnikov A., and Santus C. Torsional strength comparison between two assembling techniques for aluminium drill pipe to steel tool joint connection. *Intern. J. Pressure Vessels and Piping*. 2009. Vol. 86, No. 2–3. P. 177–186.

50. Schmalhorst B., Brommundt E., Baumgart A., and Richter U. Drilling Dynamics in the Presence of Mud Flow. *IADC/SPE Drilling Conference*, 23–25 February 2000. New Orleans, Louisiana, USA, 2000.

DOI: <https://doi.org/doi:10.2118/59236-MS>.

51. Siems Gary L. and Boudreaux Stephen Paul. Applying Radial Acoustic Amplitude Signals To Predict Intervals of Sand-Stuck Tubing. *SPE Drilling Conference*, 21–23 February 2006. Miami, Florida, USA.

52. Skalle P., Aadmodt A., and Gundersen O. E. Detection of Symptoms for Revealing Causes Leading to Drilling Failures. *SPE Drilling & Completion*. 2013. Vol. 28, Iss. 2. P. 182–193.

DOI: <http://dx.doi.org/10.2118/165931-PA>.

53. Smith J. E., Schutz R. W., and Bailey E. I. Development of Titanium Drill Pipe for Short Radius Drilling. *IADC/SPE Drilling Conference*, 23–25 February 2000, New Orleans, Louisiana, USA.

DOI: <http://dx.doi.org/10.2118/59140-MS>.

54. Tang M., Xiong J., and He S. A new model for computing surge/swab pressure in horizontal wells and analysis of influencing factors. *J. Nat. Gas Sci. Eng.* 2014. Iss. 19. P. 337–343.

55. Tian J., Wu Ch., Yang L., Yang Z., Liu G., and Yuan C. Mathematical Modeling and Analysis of Drill String Longitudinal Vibration with Lateral Inertia Effect. *Shock and Vibration*. 2016. Vol. 2016, Art. No. 6281264 (8 p.).

DOI: <http://dx.doi.org/10.1155/2016/6281264>.

56. Tikhonov V. S., Safronov A. I., and Gelfgat M. Ya. Method of Dynamic Analysis for Rod-in-Hole Buckling. *ASME 8th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, 4–7 July 2006. Torino: Italy, 2006. Vol. 3. P. 25–32.

DOI: <https://doi.org/10.1115/ESDA2006-95059>.

57. van de Vrande B. L., van Campen D. H., and de Kraker A. An Approximate Analysis of Dry-Friction-Induced Stick-Slip Vibrations by a Smoothing Procedure. *Nonlinear Dynamics*. 1999. Iss. 2. P. 159–171.

DOI: <https://doi.org/10.1023/A:1008306327781>.

58. Vlasiy O., Mazurenko V., Ropyak L., and Rogal A. Improving the Aluminum Drill Pipes Stability by Optimizing the Shape of Protector Thickening. *Eastern European J. Enterprise Technol.* 2017. Vol. 1, No. 7 (85). P. 25–31.

DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.65718>.

59. Wiercigroch M., Nandakumar K., Pei L., Kapitaniak M., and Vaziri V. State Dependent Delayed Drill-string Vibration: Theory, Experiments and New Model. *Procedia IUTAM*. 2017. Vol. 22. P. 39–50.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.piutam.2017.08.007>.

60. Wikimedia Commons. File: Oil Rig NT8.jpg.

URL: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Oil_Rig_NT8.jpg.

61. William P. Fox. *Mathematical Modeling with Maple*. P. Fox. William, 2012. 592 p.

62. Wolfram J. On alternative Approaches to Linearization and Morison's Equation for Wave Forces. *Proc. Royal Society A*. 1999. Vol. 455, Iss. 1988. P. 2957-6.

DOI: <https://doi.org/10.1098/rspa.1999.0434>.

63. Абатуров В. Г. Бурение в сложных геологических условиях. Часть 1. Аварии, их предупреждение и ликвидация: курс лекций. Институт нефти и газа ТюмГНГУ, 2003. 60 с.
64. Абиев Р. Ш. Исследование динамически уравновешенной пульсационной резонансной колонны. *Хим. и нефтегаз. машиностр.*, 2000. № 3. С. 33–36.
65. Авария на нефтяной платформе «Deerwater Horizon» в Мексиканском заливе. ИТАР-ТАСС (20 апреля 2011 года).
66. Аладьев В. З., Бойко В. К., Ровба Е. А. Программирование в пакетах Maple и Mathematica: сравнительный аспект. Гродно: Гродненский госуниверситет, 2011. 517 с.
67. Александров Е. В., Соколинский В. Б. Прикладная теория и расчёты ударных систем: монография. Москва: Наука, 1969. 201 с.
68. Александров М. М. Взаимодействие колонны труб со стенками скважины. Москва: Недра, 1982. 144 с.
69. Александров М. М. Силы сопротивления при движении труб в скважине. Москва: Недра, 1978. 209 с.
70. Алексеев В. Н. Спиральный изгиб бурильной колонны в скважине. *Разведка и охрана недр*. 1973. № 10. С. 31–34.
71. Алфутов Н. А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. Москва: Машиностроение, 1978. 312 с.
72. АО «СибТрейдСервис». Продукция / Ловильный инструмент / Колокола. URL: <http://sts-samara.ru/catalogue-fishing-tools-collar.html>.
73. АО «СибТрейдСервис». Продукция / Ловильный инструмент / Овершоты. URL: <http://www.sts-samara.ru/catalogue-fishing-tools-overshot.html>.
74. Аппаратура акустической цементометрии восьми секторная сканирующая многочастотная (АКЦ8СМ). URL: http://www.tng-universal.ru/view_output_content.php?id=154.

75. А. с. 592957 СССР, Е 21 В 9/22. Лопастной калибратор / И. И. Барабашкин, Л. П. Константинов, В. М. Беляев, А. Г. Калинин, А. Г. Новиков, Сианка-Ибарра Луис. № 2327327/22-03; заявл. 25.02.76; опубл. 15.02.78, Бюл. № 6.

76. А. с. 1677253 СССР, МКИ 5Е 21 в 31/113. Гидравлический ударник / В. Г. Ясов, В. М. Чарковский, В. И. Векерик, Л. В. Ясова. № 4602628; заявл. 03.10.88; опубл. 15.09.91, Бюл. № 33; РЖ Горное дело, 1992. – 6Г22ОП.

77. Бажин И. И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода; под ред. С. А. Ермакова. Москва: Машиностроение, 1988. 312 с.

78. Балицкий В. П. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. Москва: Недра, 1975. 293с.

79. Балицкий В. П. К вопросу изучения собственных продольных колебаний бурильной колонны и ее резонансных свойств. *Машины и нефтяное оборудование: РНТС/ВНИИОЭНГ*. 1979. № 12. С. 12–19.

80. Барабашкин И. И., Кунцяк Я. В., Перлов Г. Ф. Экспериментальная установка для исследования кинематики буровых породоразрушающих инструментов. *Науч. тр. ВНИИБТ: Машины и нефтяное оборудование*, 1980. Вып. 8. С. 5–8.

81. Барановський Е. М., Мойсишин В. М. Нове у вирішенні проблем буримості гірських порід. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2006. № 2 (19). С. 37–42.

82. Барановський Е. М., Мойсишин В. М. Обґрунтування раціональних параметрів комбінованого ступінчастого руйнування гірських порід в глибокому бурінні. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2007. № 1 (22). С. 103–107.

83. Барановський Е. М., Мойсишин В. М. Про руйнування гірських порід при бурінні глибоких свердловин. *Нафтогазова енергетика*. 2007. № 3 (4). С. 21–24.

84. Баркан Д. Д. Виброметод в строительстве. Москва: Стройиздат, 1959. 316 с.
85. Барон Л. И. Характеристики трения горных пород. Москва: Наука, 1967. 208 с.
86. Барышников А. А. Анализ причин прихватов и современные способы их предупреждения и ликвидации. *Проблемы геологии и освоения недр: труды XVIII Международного симпозиума им. акад. М. А. Усова студентов и молодых учёных, Томский политехн. ун-т, 2014. Том II. С. 298–301.*
87. Басарыгин Ю. М., Булатов А. И., Проселков Ю. М. Осложнения и аварии при бурении нефтяных и газовых скважин. Москва: Недра, 2000. 680 с.
88. Бевзюк Ф. Г. Исследование влияния виброгасителя различной жёсткости на гашение вибраций бурильной колонны. *Науч. труды. Укр. НИИ нефтяной промышленности. 1976. Вып. 17. С. 54–58.*
89. Белан В. К., Симкин В. Я. Релаксационные крутильные колебания бурильных колонн. *Машины и нефтяное оборудование. 1973. № 2. С. 17–22.*
90. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: підруч. Москва: Высшая школа, 1980. 408 с.
91. Богданов В. И., Кулябин Г. А. Анализ крутильных колебаний бурильной колонны методом выявления скрытых периодичностей. *Проблемы нефти и газа Тюмени. 1973. Вып. 19. С. 20–22.*
92. Борецкий В. Г., Векерик В. И., Ненашев С. В., Борисевич Б. Д., Романчук Б. М. Опыт применения устройств для изменения динамического режима работы бурильной колонны. *Нефтяная промышленность. 1985. Вып. 2. С. 31–33.*
93. Борисевич Б. Д., Мойсишин В. М., Щербій Р. Б., Долішній Б. В. Буровий стенд для дослідження процесу руйнування гірських порід і динаміки бурильного інструменту. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2009. № 3 (32). С.23–29.*
94. Борисевич Б. Д., Мойсишин В. М., Щербій Р. Б., Долішній Б. В. Пристрої зміни динаміки процесу буріння на буровому стенді ІФНТУНГ. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2009. № 4 (33). С. 18–23.*

95. Булатов А. И., Аветисов А. Г. Справочник инженера по бурению. Москва: Недра, 1985. Том 1. 414 с.
96. Булатова Ж. М., Волхова Е. А., Дубров Е. Ф. Акустический каротаж. Ленинград: Недра, 1970. 204 с.
97. Бурение нефтяных и газовых скважин: под ред. Н. И. Шацова. Москва: Гостоптехиздат, 1961. 668 с.
98. Быков Л. И., Рафиков С. К., Кадыров И. Р. Оценка прочности трубопровода с учетом упругопластической работы металла труб. *Нефтегазовое дело*. 2011. № 4 (9). С. 51–55.
99. Васенин В. А. Расчётная оценка параметров колебаний грунта при ударном погружении свай. *Эл. науч. журнал. Реконструкция городов и геотехническое строительство*. 2001. № 4.
URL: www.georec.narod.ru/mag/2001n4.
100. Васильев Ю. С., Рогоцкий Г. В. Метод исследования и разработки динамически согласованных компоновок бурильного инструмента и режимов бурения. *Науч. труды ВНИИ буровой техники*. 1981. Вып. 52. С. 65–71.
101. Васюк Б. Н., Гошовский С. В. Усовершенствование технологии установки обсадных колонн в скважине. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент — техника и технология его изготовления и применения: сб. науч. тр.* Київ: ІНМ ім. В. М. Бакуля НАН України. 2011. Вип. 14. С. 93–97.
102. Векерик В. И., Мойсишин В. М. Уравнения равновесия участков бурильной колонны в скважине произвольно ориентированной в пространстве. Ивано-Франковск: Факел, 2007. 136 с.
103. Векерик В. И. Совершенствование технологий углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента: автореф. дис. на соиск. уч. степени докт. техн. наук: 05.15.10. Ивано-Франковск: ИФГТУНГ, 1991. 48 с.
104. Векерик В. І. Вплив параметрів бурової установки на динаміку роботи бурильного інструменту. *Нафтова і газова промисловість*. 1992. № 2. С. 31–35.

105. Векерик В. І., Левчук К. Г. Взаємодія аварійної й прихопленої компоновки бурильної колони при ліквідації аварій ударним способом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2014. № 48. С. 144–152.

106. 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.

107. Ветров А. К., Коломоец А. В. Аварии в разведочном бурении и способы борьбы с ними. Москва: Недра, 1969. 184 с.

108. Вибрации в технике: под ред. В. В. Болотина. Москва: Машиностроение, 1978. Т. 1. 352 с.

109. Вибрации в технике: под ред. И. И. Блехмана. Москва: Машиностроение, 1979. Т. 2. 351 с.

110. Вибрации в технике: под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. Москва: Машиностроение, 1980. Т. 3. 544 с.

111. Вибрации в технике: под ред. Э. Э. Лавенделла. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 4. 509 с.

112. Вибрации в технике: под ред. К. В. Фролова. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 6. 456 с.

113. Винниченко И. А. Применение математического и физического моделирования для разработки технологии ликвидации прихватов вибрационным воздействием. *Наука. Инновации. Технологии*. 2014. № 3. С. 7–16.

114. Випрямляч стовбура свердловини: пат. 129396 Україна, МПК E21B 7/10(2006.01). №201805432; заявл. 16.05.2018; опубл. 25.10.2018, Бюл. №20/2018. Автори: К. Г. Левчук, В. М. Мойсишин, В. І. Векерик.

115. Владиславлев В. С. Формирование траектории движения резца при нестационарном режиме работы. *Изв. Вузов. Геология и разведка*. 1981. № 2. С. 99–102.

116. Власюк В. И., Калинин А. Г. Бурение и опробование разведочных скважин. Учебное пособие для вузов: под ред. А. Г. Калинина. Москва: Центрлит-НефтеГаз, 2008. 566 с.

117. Воинов О. В. Теория устойчивости бурения и принципы определения рациональных компоновок бурильных колонн, устойчивых к вибрациям. *Труды ВНИИБТ*. 1983. Вып. 58. С. 25–32.

118. Гайдайчук В. В., Шевчук Л. В. Неголономна динаміка коливань кружляння колон глибокого буріння. *Опір матеріалів і теорія споруд*. 2014. № 92. С. 92–101.

119. Галахов М. А., Усов П. П. Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения. Москва: Наука, 1990. 280 с.

120. Галеев А. С., Москвин С. А. Исследование акустического канала связи. *Опыт, проблемы и перспективы внедрения методов виброакустического контроля и диагностики машин и агрегатов*: сб. науч. тр. Октябрьский: ОФ УГНТУ, 2000. С. 11–38.

121. Галимов М. А., Самотой А. К. Гидродинамические способы ликвидации прихватов бурильных колонн. Москва: ВНИИОЭНГ, 1981. 67 с.

122. Ганиев Р. Ф., Украинский Я. Е. Динамика частиц при воздействии вибрации. Киев: Наукова думка, 1975. 168 с.

123. Гидравлическое сопротивление трения труб.
URL: <https://wpcalc.com/gidravlichesкое-soprotivlenie-treniya-trub>.

124. Горная энциклопедия: в 5 т. / гл. ред. Е. А. Козловский. Москва: Сов. Энциклопедия, 1984. Т. 1. 560 с., Т. 2. 1986. 575 с., Т. 3. 1987. 592 с., Т. 4. 1989. 623 с., Т. 5. 1991. 541 с.

125. Гошовський С. В. Застосування енергії вибуху в технологіях спорудження свердловин: дис. ... докт. техн. наук: 05.15.10 / Івано-Франківськ: Ів.-Фр. держ. техн. ун-т нафти і газу, 1999. 237 с.

126. Григулецкий В. Г. Динамическое взаимодействие бурильной колонны с забоем вертикальной скважины. *Изв. вузов. Нефть и газ*. 1978. № 3. С. 27–30.

127. Григулецкий В. Г., Лукьянов В. Т. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны. Москва: Недра, 1990. 302 с.
128. Григулецкий В. Г. Оптимальное управление при бурении скважин. Москва: Недра, 1988. 229 с.
129. ГОСТ 23786-79. Трубы бурильные из алюминиевых сплавов. Технические условия. Москва: Госуд. комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1990. 22 с.
130. ГОСТ 24890-81. Трубы сварные из титана и титановых сплавов. Технические условия. Москва: Госуд. комитет СССР по стандартам, 1981. 12 с.
131. ГОСТ Р 50278-92. Трубы бурильные с приваренными замками. Технические условия. Москва: Госстандарт России, 1992. 20 с.
132. Гулизаде М. Н., Шахбазбеков К. Б., Йорданов Д. С. Определение коэффициента трения при движении труб в наклонной скважине. *Изв. вузов. Сер. Нефть и газ*. 1965. № 8. С. 13–17.
133. Гуляев В. И., Гайдайчук В. В., Андрусенко Е. Н., Шлюнь Н. В. Теоретическое моделирование наименее энергозатратных режимов бурения сверхглубоких криволинейных скважин. *Промислове будівництво та інженерні споруди*. 2014. № 1. С. 10–16.
134. Гюйгенс Х. Три мемуара по механике. О движении тел под влиянием удара. Москва: АН СССР, 1951. 380 с.
135. Двести законов мироздания. Науки о Земле. Закон последовательности напластования горных пород.
URL: https://elementy.ru/trefil/21212/Zakon_posledovatelnosti_naplastovaniya_gornykh_porod.
136. Динник А. Н. Удар и сжатие упругих тел: избранные труды. Киев: АН УССР, 1952. Т. 1. 151 с.
137. Джанзаков И. И., Умедов Ш. И. Моделирование процесса прихвата бурильных труб под воздействием перепада давления. *Узб. журн. нефти и газа*. 1998. № 4. С. 22–25.

138. Дэринг Д. В., Ливсей Б. Ж. Продольные и угловые колебания бурильных труб при наличии демпфирования: сб. конструирования и технология машиностроения. *Тр. американского общества инженеров-механиков*. Москва: Мир, 1968. № 4. С. 163–173.

139. Евсеев В. Д. Повышение эффективности бурения нефтяных и газовых скважин. *Проблемы геологии и освоения недр*. 2007. С.442–443.

140. Жлобинский Б. А. Динамическое разрушение горных пород при вдавливании. Москва: Недра, 1970. 152 с.

141. ЗАО «Буровое и нефтепромышленное оборудование».

URL: <http://bno.website/produkcija>.

142. ЗАО «Сенсор». ВБИ-Д06-45У-1111-3.

URL: <http://www.sensor-com.ru/sensors/vbi-d06-45u-1111-z>.

143. ЗАО «Сенсор». ВБИ-М08-45Р-1112-3.

URL: <http://www.sensor-com.ru/sensors/vbi-m08-45r-1112-z>.

144. Инструкция по борьбе с прихватами колонны труб при бурении скважин. Москва: Недра, 1976. 67 с.

145. Инструкция по ликвидации прихвата колонны труб в глубоких скважинах гидроимпульсным способом (ГИС). Москва: ВНИИБТ–Институт механики МГУ, 1972. 22 с.

146. Инструкция по освобождению прихваченного бурильного инструмента торпедированием. Ленинград: Недра, 1970. 24 с.

147. Инструкция по освобождению прихваченных труб в скважинах взрывом. Москва: Недра: Всесоюзный НИИ геоф. методов разв., 1982. 29 с.

148. Инструмент для ликвидации аварий. Каталог ООО «Биттехника», 2011. 124 с.

149. Инструмент для создания ударно-динамических нагрузок.

URL: <http://www.sts-samara.ru/catalogue/pdf/jars-um.pdf>.

150. Иогансен К. В. Спутник буровика: Справочник. Москва: Недра, 1990. 303 с.

151. Калинин С. Г. Динамика подъемной системы буровых установок. Львів: Вища шк., 1975. 159 с.
152. Калинин С. Г., Харченко Е. В. Динамика несущих конструкций буровых установок. Львов: Вища шк. при Львов. ун-те, 1988. 144 с.
153. Калібратор шарошковий: пат. 130707 Україна, МПК E21B 10/30(2006.01). №201805706; заявл. 22.05.2018: опубл. 26.12.2018, Бюл. №20/2018. Авторы: К. Г. Левчук, І. В. Цідило, В. М. Мойсишин, В. І. Векерик.
154. Каменских С. В., Фомин А. С. Осложнения и аварии при бурении нефтяных и газовых скважин. Ухта: УГТУ, 2010. 40 с.
155. Каракозов А. А. Разработка и исследование ударных механизмов для ликвидации прихватов в скважине: автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук: 05.15.14. Донецк: Донец. полит. ин-т, 1993. 18 с.
156. Каракозов А. А., Рязанов А. Н., Парфенюк С. Н., Сагайдак И. Д., Дерягина Д. А. Разработка гидравлического ударного механизма для ликвидации прихватов бурового снаряда в скважинах с низким уровнем промывочной жидкости. *Наук. праці Донецького нац. техн. ун-ту. Сер.: Гірничо-геологічна*. 2011. Вип. 14. С. 241–251.
157. Каталог продукции БУРИНТЕХ, 2017. 128 с.
158. Каталог продукции ЗАО нефтяная компания «Тянь Хэ», 2011. 69 с.
159. Каталог продукции ООО «НефтеПромЦентр». Нефтекамск, Республика Башкортостан, 2018. 32 с.
160. Кейн С. А. Современные технические средства управления траекторией наклонно направленных скважин: учеб. пособие. Ухта: УГТУ, 2014. 119 с.
161. Керимов З. Г., Багиров С. А. Автоматизированное проектирование конструкций. Москва: Машиностроение, 1985. 224 с.
162. Керимов З. Г. Динамические расчеты бурильной колонны. Москва: Недра, 1970. 158 с.
163. Керимов З. Г., Садыхов М. А., Алиев Ф. К., Кулиев Т. К. Исследование динамики вращающейся колонны бурильных труб методом Галеркина. *Изв. вузов. Нефть и газ*. 1992. № 3. С. 26–30.

164. Керимов З. Г. Управление явлением вибрации в процессе бурения нефтяных и газовых скважин / Керимов З. Г., Садыхов М. А. // Изв. вузов. Нефть и газ. 1975. – №5. – С. 29–33.

165. Кильчевский Н. А. Динамическое контактное сжатие твёрдых тел. Удар. Киев: Наукова думка, 1976. 318 с.

166. Кичигин А. В., Назаров В. И. Ликвидация прихватов бурильной колонны с использованием ударных механизмов. Москва: ВНИИОЭНГ, 1982. 60 с.

167. Колесников А. Е., Мелентьев Н. Я. Искривление скважин. Москва: Недра, 1981. 175 с.

168. Коломоец А. В. Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. Москва: Недра, 1985. 220 с.

169. Колонковое и керновое бурение — Анализ аварийности.
URL: <http://geologinfo.ru/102-kolonkovoie-i-kernovoe-burenie?showall=&start=48>.

170. Копылов В. Е., Бойко В. Г. О передаче продольной вибрации легкосплавными бурильными трубами. *Изв. вузов. Нефть и газ*. 1967. № 7. С. 67–68.

171. Копылов В. Е. Проблемы гашения вибраций бурильных труб. *Технология бурения нефтяных и газовых скважин*: сб. науч. тр. Тюмень. 1972. Вып. 13. С. 9–15.

172. Коцкулич Я. С., Кочкодан Я. М. Буріння нафтових і газових свердловин: підручник. Коломия: ВІК, 1999. 504 с.

173. Крупнейшие в мире разливы нефти с судов. Справка. РИА Новости, 27 мая 2009. URL: <https://ria.ru/eco/20090527/172442566.html>.

174. Крупные ЧП на нефтяных платформах в 2010–2015 годах. РИА Новости, 1 апреля 2015.

175. Кунии Д., Левеншпиль О. Промышленное псевдоожигение. Москва: Химия, 1976. 448 с.

176. 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.

177. Левчук К. Г. Вивільнення прихопленої бурильної колони способом фрикційних автоколивань. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. №1 (44). С. 72–80.

178. 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.

179. 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.

180. 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>.

181. 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>.

182. 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.

183. 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.

184. Левчук К. Г. Діагностування прихоплень металевих бурильних труб за їхнім напружено-деформованим станом у похило-скерованій свердловині. *Металофізика та новітні технології*. Т. 40. Вип. 5. 2018. С. 701–712.

DOI: <http://dx.doi.org/10.15407/mfint.40.05.0701>.

185. 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.

186. 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.

187. 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.

188. 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>.

189. 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.

190. 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.

191. Левчук К. Г. Моделювання вібраційного способу ліквідації прихоплень бурильної колони у похило-скерованій свердловині. *Нафтогазова галузь України*. 2018. С. 57–65.

192. 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>.

193. 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.

194. 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>.

195. 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.

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

197. 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.

198. Левчук К. Г. Технічні засоби і технології вивільнення прихопленої металевої 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>.

199. 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.

200. 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.

201. Левчук К. Г., Цідило І. В. Дослідження процесу звільнення прихоплення бурильної колони ударним пристроєм. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2016. №1 (33). С. 248–253.

202. Левчук К. Г., Цідило І. В. Звільнення бурильної колони від прихопленнь 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.

203. Левчук К. Г., Цідило І. В. Математична і комп'ютерна модель ліквідації прихопленнь 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.

204. Левчук К. Г., Цідило І. В. Удосконалення технології ліквідації прихопленнь 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.

205. Леонов Е. Г., Исаев В. И. Осложнения и аварии при бурении нефтяных и газовых скважин. Москва: ООО «Недра-Бизнес-центр», 2006. 413 с.

206. Лехницкий С. Г. Теория упругости анизотропного тела. Москва: Наука, 1977. 416 с.

207. Мавлютов М. Р. Разрушение горных пород при бурении скважин. Москва: Недра, 1978. 215 с.

208. Малько Б. Д., Лях М. М. Уравнение динамики подъемного механизма буровой установки при включении ШПМ лебедки. *Изв. вузов. Нефть и газ*. 1988. № 2. С. 19–23.

209. Мардонов Б. М., Бараев А. Б., Ахметов Н. М. Прикладные задачи механики бурения нефтегазовых скважин. Шымкент: Элем, 2013. 172 с.

210. Масленников И. К. Буровой инструмент. Справочник. Москва: Недра, 1989. 430 с.
211. Методическая инструкция по вскрытию продуктивных пластов перфораторами на насосно-компрессорных трубах / Фриндляр Л. Я., Гуцин Н. И., Куртинов В. М. и др. Москва: ВНИИ-геофизика, 1977. 40 с.
212. Мирзаджанзаде А. Х., Керимов З. Г., Копейкис М. Теория колебаний в нефтепромысловом деле. Москва–Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2005. 368 с.
213. Мирзаджанзаде А. Х., Степанова Г. С. Математическая теория эксперимента в добыче нефти и газа. Москва: Недра, 1977. 229 с.
214. Мирзаджанзаде А. Х., Ширинзаде С. А. Повышение эффективности и качества глубоких скважин. Москва: Недра, 1986. 278 с.
215. Мирсалимов Р. М., Гасанов Т. А., Атаев Р. Э., Фатуллаев К. И. Исследование вибраций бурильной колонны и инструмента на забое скважины комплексным устройством. *Изв. вузов. Нефть и газ*. 1978. № 4. С. 72–76.
216. Мислюк М. А., Зарубін Ю. О. Моделювання явищ та процесів у нафтопромисловій справі. Івано-Франківськ: Екор, 1999. 496 с.
217. Мислюк М. А., Рибчич І. Й., Яремійчук Р. С. Буріння свердловин: у 5-и томах: довідник. Київ: Інтерпрес ЛТД, 2004. Т. 5: Ускладнення. Аварії. Екологія. 372 с.
218. Мойсишин В. М., Борисевич Б. Д., Гаврилів Ю. Л., Зінченко С. А. Стійкість і коливання бурильної колони. Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2013. 612 с.
219. Мойсишин В. М., Векерик В. І. Повна система рівнянь умовної рівноваги ділянок бурильної колони у свердловині орієнтованій довільно у просторі. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2011. № 1 (13). С. 56–86.
220. Мойсишин В.М. Визначення вектора повної кривини пружної бурильної колони. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 1998. Вип. 2 (35). С. 15–22.

221. Мойсишин В. М., Кулинин З. В. Динаміка бурильної колони з амортизатором при ліквідації прихоплень ударним способом. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 2007. Вип. 33. С.207–215.

222. Мойсишин В. М., Кулинин З. В. Динаміка бурильної колони при ліквідації прихоплень ударним способом (частина 1). *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2003. № 4 (9). С. 10–17.

223. Мойсишин В. М., Кулинин З. В. Динаміка бурильної колони при ліквідації прихоплень ударним способом (частина 2). *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2004. №1 (10). С. 12–14.

224. 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.*

225. 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.*

226. 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.

227. Мойсишин В. М., Левчук К. Г. Дослідження процесу звільнення прихоплення бурильної колони ударним пристроєм. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2015. Випуск 4 (80). С. 147–150.

228. 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.

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

230. Мойсишин В. М. Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловин роторним способом: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.15.10. Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1996. 49 с.

231. Мойсишин В. М. Про рівняння рівноваги пружної лінії бурильної колони. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2010. № 1 (9). С. 56–74.

232. Мойсишин В. М., Яремійчук Р. С., Гураль І. М., Яремійчук Я. С. Математична модель поперечних коливань багатоопорної компоновки з гідронавантажувачем. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2003. № 1 (6). С. 30–37.

233. Молдавцев С. А., Векерик В. І., Молдавцев С. А. Динаміка шарошкового долота і бурильного інструменту в процесі буріння. Івано-Франківськ: Факел, 2006. 182 с.

234. Мыслюк М. А., Дольк Р. Н. О выборе технологических решений для бурения наклонных участков скважин. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2016. № 4. С. 4–13.

235. Неудачин Г. И., Калиниченко О. И., Коломоец А. В., Пилипец В. И. Новые технические средства ликвидации аварий при бурении скважин. *Уголь Украины*. 1981. № 10. С. 27–29.

236. Новицкий Б. Г. Применение акустических колебаний в химико-технологических процессах. Москва: Химия, 1983. 192 с.

237. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Гоголь В. І. Деякі питання експлуатаційної надійності бурильної колони та її елементів у процесі будівництва свердловин. *Нафтогазова галузь України*. 2013. № 1. С. 9–13.

238. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Іванків О. О., Польовий А. Я. Вплив інтенсивності поперечних коливань на динамічний стан бурильної колони. *Нафтогазова галузь України*. 2016. Т. 21, № 3. С. 13–15.

239. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М. Вібрації та хвильової процеси в бурильній колоні, як додатковий ресурс збільшення корисної потужності на долоті. *Нафтова і газова промисловість*. 2012. № 5. С. 19–23.

240. Огородніков П. І., Світлицький В. М. Побудова динамічної моделі бурильної колони з врахуванням дії широкосмугових вібрацій, що генерує долото при бурінні. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2009. №3. С. 23–29.

241. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Сухина І. І. Аналіз динаміки прихопленої частини бурильної колони при застосуванні ударно-вібраційних пристроїв. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2007. № 3 (24). С. 79–82.

242. ООО ПКФ СнабЭнергоРесурс. Труболовка внутренняя неосвобождающаяся ТВ-48...ТВ-114.

URL: http://www.burovoborudovanie.ru/goods/64268171-trubolovki_vnutrenniye_neosvobozhdayushchiesya_tv_48_tv_114.

243. Опір матеріалів: підручник / Г. С. Писаренко О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; за ред. Г. С. Писаренка. Київ: Вища школа, 1993. 655 с.

244. Оринчак М. І., Бейзик О. С., Юрич А. Р., Гриців В. В. Ускладнення та аварії в бурінні. Практикум. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. 90 с.

245. Осложнения и аварии при эксплуатации и ремонте скважин: учебн. пособие; под ред. Г. П. Зозули. Тюмень: ТюмГНГУ, 2012. 372 с.

246. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учебник для технических вузов: под общ. ред. А. В. Чичинадзе. Москва: Машиностроение, 2001. 664 с.

247. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки. Москва: Комкнига, 2007. 352 с.

248. Пантелеев А. Иногда они тонут / А. Пантелеев // Нефтянка, 6 апреля 2015.

URL: <http://neftianka.ru/offshore-disasters>.

249. Петров Н. А., Давыдова И. Н., Попов А. Н. Исследование зарубежных лубрикантов и эмульгаторов в качестве смазочных добавок промывочных растворов. *Нефтегазовое дело*. 2012. № 5. С. 405–418.

250. Потапов Ю. С., Симонов В. В. Разрушение горных пород трёхшарошечными долотами малого диаметра. Москва: Гостоптехиздат, 1961. 87 с.

251. Преображенская Н. А. Экспериментальные данные о погружении и извлечении шпунта и свай вибрированием в песчаных грунтах. *Динамика грунтов*: сб. НИИОСП. Москва: Госстройиздат, 1960. № 32. 164 с.

252. Пристрій для усунення прихопленй при бурінні: пат. 104433 Україна: МПК E21B 31/107(2006.1). №201508373; заявл. 25.08.2015; опубл. 25.01.2016, Бюл. № 2/2016. Автори: К. Г. Левчук, В. І. Векерик, В. М. Мойсишин.

253. Пристрій для усунення прихопленй при бурінні: пат. 108599 Україна, МПК E21B 31/107(2006.1). №201600336; заявл. 15.01.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14/2016. Автори: К. Г. Левчук, В. І. Векерик, В. М. Мойсишин.

254. Пуляев С. М., Степанов М. А., Кайтуков Б. А., Лукьянов Н. А., Дьяконов Н. А., Капырин П. Д. Механическое оборудование и технологические комплексы: учебн. пособие. Москва: МГСУ, 2015. 480 с.

255. Пустовойтенко И. П. Предупреждение и ликвидация аварий в бурении. Москва: Недра, 1988. 279 с.

256. Ребиндер П. А., Шрейнер Л. А., Жигач К. Ф. Понизители твердости в бурении. Москва: АН СССР. 1944. 200 с.

257. Ребрик Б. М. Вибротехника в бурении. Москва: Недра, 1966. 232 с.

258. Рибчич І. Й., Мислюк М. А., Василюк Ю. М. Аналіз показників роботи тришарашкових доліт у буровому управлінні «Укрбургаз». *Нафтова і газова промисловість*. 2007. № 3. С. 20–25.

259. Рис В. В. Вплив вібрацій на сили прихоплення бурильних труб при ліквідації ускладнень. *Прикарпат. вісн. НТШ. Сер. Число*. 2015. № 1. С. 263–274.

260. Рис В. В., Мойсишин В. М. Ліквідація прихопленй бурильної колони механічними способами. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2006. № 2 (19). С. 5–9.

261. Романишин Т. Л. Підвищення ефективності очищення вибоїв нафтогазових свердловин пристроями на основі постійних магнітів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2014. 168 с.

262. 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.

263. Ростехнадзор назвал виновных в аварии на «Башнефть–Уфанефтехиме». *Интерфакс. Экономика*, 15 марта 2017.

264. Савельев С. В., Бурый Г. Г. Исследование процесса вибрационного деформирования грунта. *Вестник Иркутск. ГТУ*. 2013. № 2 (73). С. 66–69.

265. Самарский А. А., Вабищевич П. Н. Численные методы решения обратных задач математической физики: учеб. пособие. Москва: ЛКИ, 2009. 480 с.

266. Самоной А. К. Анализ эффективности способов ликвидации прихватов. *Обзор, информ. Сер. Бурение*. Москва: ВНИИОЭНГ, 1983. 67 с.

267. Самоной А. К. Предупреждение и ликвидация прихватов труб при бурении скважин. Москва: Недра, 1979. 182 с.

268. Санников Р. Х., Мавлютов М. Р. Вынужденные колебания бурильного инструмента и динамическая нагрузка на долото и талевый канат. *Изв. вузов. Нефть и газ*. 1973. № 2. С. 35–40.

269. Сароян А. Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. Москва: Недра, 1979. 231 с.

270. Сароян А. Е., Оганов Г. С., Ширин-Заде С. А. Проектирование и эксплуатация бурильной колонны. Москва: ВНИИЦЭНГ, 2010. 380 с.

271. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны / А. Е. Сароян. Москва: Недра, 1990. 263 с.

272. Сахаров З. А. Ликвидация прихватов при бурении скважин. Москва: Недра, 1976. 182 с.

273. Светлицкий В. А. Механика трубопроводов и шлангов. Москва: Машиностроение, 1982. 279 с.

274. 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.

275. Сеид-Рза М. К., Шерстнев Н. М., Бабаев О. А., Григорян А. А. Причины прихватов бурильного инструмента, способы их предупреждения и ликвидации. Баку: Азернешр, 1975. 175 с.

276. Семенцов Г. Н., Горбийчук М. И., Бестелесный А. Г. К вопросу создания математической модели процесса углубления скважин. *Изв. вузов. Нефть и газ.* 1975. № 11. С. 23–29.

277. Сепиашвили А. Л., Диланов Г. М. Гашение колебаний бурильного инструмента. *Изв. ВУЗов. Нефть и газ.* 1974. № 3. С. 25–30.

278. Сесюнин Н. А. Некоторые задачи стеснённого пространственного изгиба упругих стержней: автореф. дис. на соискание науч. степени д-ра техн. наук: 01.02.04. Москва: Моск. госуд. открытый ун-т, 1997. 36 с.

279. Симонов В. В., Юнин Е. К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. Москва: Недра, 1977. 216 с.

280. Симонов В. В., Юнин Е. К. Волновые процессы в бурильной колонне. Москва: МИНХ, 1979. 112 с.

281. Симонянц Л. Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения. Москва: Недра, 1966. 227 с.

282. Скважинный прихватаопределитель (ПО-90, ПО-70, ПО-50, ПО-36, ПО-28). Паспорт и руководство по эксплуатации. Саратов, 2016. 7 с.

283. Слабий О. О. Дослідження динаміки бурової систем и під час буріння свердловин на морі (огляд). *Прикарпат. вісн. НТШ. Число.* 2013. № 1 (21). С. 256–321.

284. Справочник инженера по бурению: под ред. Мищевича В. И., Сидорова Н. А. Москва: Недра, 1973. Том 1. 520 с.

285. Султанов Б. З. Работа бурильной колонны в скважине / Б. З. Султанов, Е. И. Ишемгужин, И. Х. Шаммасов, В. Н. Сорокин. Уфа: УНИ, 1973. 216 с.

286. Султанов Б. З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны. Москва: Недра, 1991. 208 с.

287. Сурнин Л. С. Повышение эффективности применения амортизаторов на базе исследования волновых процессов в бурильной колонне: дис. канд. техн. наук: 05.15.10 / Ивано-Франковск: ИФГТУНГ, 1986. 186 с.

288. Тарасевич В. И. Основы повышения производительности буровых установок. Москва: Недра, 1968. 212 с.

289. Технология бурения нефтяных и газовых скважин: уч. для студ. Вузов: в 5 тю; под общ. ред. В. П. Овчинникова. Тюмень: ТИУ, 2017. Т. 4. 571 с.

290. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Москва: Наука, 1967. 444 с.

291. Трубы нефтяного сортамента: справочник; под общей ред. А. Е. Сарояна. Москва: Недра, 1987. 488 с.

292. Устройства для ликвидации прихватов. Механические ударники типа УМ.

URL: <https://studfiles.net/preview/2682431/page:19/>.

293. Ушаков Л. Гидравлические ударные механизмы: опыт расчета и проектирования. Palmarium academic publishing, 2013. 280 с.

294. Ферштер А. В., Блейх Б. А., Шейнбаум С. А. Выбор оптимальных условий работы яса. *Нефтяное хозяйство*. 1977. № 2. С. 17–19.

295. Фролов А. А., Овчинников П. В., Грачев С. И. Справочник бурового мастера. Инфра-Инженерия, 2006. 609 с.

296. Хамитов Р. Н., Аверьянов Г. С., Татевосян А. А. Электромеханическое демпфирование в системах амортизации крупногабаритных объектов. *Вестн. Сиб. ГАУ им. акад. М. Ф. Решетнева*. 2011. № 1 (34). С. 150–153.

297. Хан Х. Теория упругости: Основы линейной теории и её применения. Москва: Мир, 1988. 344 с.

298. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. Львов: Свит, 1991. 173 с.

299. Харченко Є. В., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб. *Технічні вісті*. 2007. № 1 (25), № 2 (26). С. 28–32.

300. Харченко Є., Гілета І., Квашенко О. Розрахунок поперечних коливань довгомірних несівних конструкцій зі змінними параметрами. *Технічні вісті*. 2006. № 1 (23), № 2 (24). С. 105–108.

301. Хільчевський В. В. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів: Навчальний посібник. Київ: Либідь, 2002. 328 с.

302. Хуань Т., Деринг Д. В. Продольный изгиб и поперечные колебания бурильных труб. *Тр. АОИМ: Конструирование и технология машиностроения*. 1968. № 4. С. 99–106.

303. Хузина Л. Б., Габдрахимов М. С. Наддолотный маятниковый вибратор. *Эл. науч. журнал. Нефтегазовое дело*. 2005. № 2.

URL: http://ogbus.ru/autors/Khuzina_1.pdf.

304. Чарковський В. М. Дослідження умов ефективного застосування бурового яса на малих глибинах. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. № 1 (54). С. 57–64.

305. Челомей В. Н. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т.: под ред. Э. Э. Лавендела. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 4. Вибрационные процессы и машины. 509 с.

306. Чудик І. І., Різничук А. І. Дослідження передумов жолобоутворення на стінках свердловини замками бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2014. № 2 (51). С. 80–87.

307. Шиповский А. К. Обоснование и разработка динамической модели образования и предупреждение дифференциальных прихватив (на примере Самарской области): дис. ... канд. техн. наук: 25.00.15 / Самара: Самарс. госуд. техн. ун-т, 2014. 138 с.

308. Щепетов О. А. Системная классификация аварий в бурении. *Вестник АГТУ. Серия: Управление, вычислительная техника и информатика*. 2009. № 2. С. 36–42.

309. Юнин Е. К. Введение в динамику глубокого бурения. Москва: Либроком, 2009. 168 с.

310. Юнин Е. К., Хегай В. К. Динамика глубокого бурения. Москва: Недра, 2004. 286 с.
311. Юртаев В. Г. Динамика буровых установок. Москва: Недра, 1987. 155 с.
312. Яковлев И. Г., Овчинников В. П., Семенов А. Ф., Семенов Т. М. Предупреждение и ликвидация осложнений, аварий и брака при строительстве скважин: учебное пособие. Тюмень: ТюмГНГУ, 2014. 156 с.
313. Ясов В. Г., Мыслюк М. А. Осложнения в бурении: справочное пособие. Ивано-Франковск: ИФДТУНГ, 1999. 191 с.
314. Эйгелес Р. М., Ворожцов М. И., Королько Е. И. Исследование закономерностей начального периода процесса бурения резанием. *Разрушение горных пород при бурении скважин*. 1973. С. 211–216.
315. Эйгелес Р. М., Стрекалова Р. В. Расчет и оптимизация процессов бурения скважин. Москва: Недра, 1977. 200 с.
316. Энциклопедия физики и техники. Скорость звука.
URL: http://femto.com.ua/articles/part_2/3692.html.
317. Эпштейн Е. Ф., Мацейчик В. И., Ивахнин И. И., Асатурян А. Ш. Расчёт бурильных труб в геологоразведочном бурении. Москва: Недра, 1979. 160 с.
318. Эскин М. Г., Исаченко Л. Е. Зависимость динамической нагрузки и времени контакта долота с породой от параметров бурения. *Нефтяное хозяйство*. 1971. № 6. С. 15–18.

Додаток А

Список публікацій 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*. № 1 (44). 2018. 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. 189–199.

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 i 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 ІФН-ТУНГ*. 2015. № 2 (39). С. 71–77.

18. Мойсишин В. М., **Левчук К. Г.**, Шегда Л. М., Клімковський А. Р. Ма-

тематичне 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 компонок 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 прихоплення 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 й інструкції

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.

Опубліковані 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 техні-*

ці 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.

Додаткові публікації

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.

Додаток Б


**Програми моделювання динамічних процесів ліквідації
прихоплень бурильного інструмента способом фрикційних автоколивань**

**ІНСТРУКЦІЯ КОРИСТУВАЧА ДО ПРОГРАМИ РОЗРАХУНКУ
ДИНАМІКИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО
ІНСТРУМЕНТА СПОСОБОМ ФРИКЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ
(вертикальна свердловина)**

(FrSelf-OscDrill_1)

Для роботи з програмою потрібно запуснути файл «Програма FrSelf-OscDrill_1.mw» за допомогою середовища символічної математики Maple (після запуску Maple за допомогою команди  – Open a file відкрити файл «Програма FrSelf-OscDrill_1.mw») та у тексті програми ввести такі вихідні дані моделі:

- $c0, M0, \alpha_1, \alpha_2, g, f := 53 \cdot 10^6, 9855, 48.4, 380.4, 9.81, 0.3$:
- $\rho, Est, l_3 := 7850, 2.1 \cdot 10^{11}, 25$:
- $Dtr_1, dtr_1, Dtr_2, dtr_2, l_1, l_2 := 0.1397, 0.1177, 0.2032, 0.0714, 1400, 130 \quad l_3$:

Після введення вихідних даних потрібно здійснити розрахунок, за допомогою команди –  – Execute the entire worksheet.

За допомогою комп'ютерної програми проводились розрахунки швидкостей та законів руху секцій прихопленої бурильної колони при її вивільненні шляхом фрикційних автоколиваний. Збурення через пружний елемент здійснювались постійною швидкістю $u0$ та гармонійною силою $Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t + \gamma 1)$.

Геометричні параметри бурильної колони зведено до табл. Б.1, а фізичні характеристики бурильних труб та динамічні характеристики прихопленої бурильної колони зведено до табл. Б 2.

Таблиця Б.1 – Геометричні параметри дворозмірної бурильної колони

Діаметри труб, мм		Довжина, м		
бурильних (БТ)	обважненої (ОБТ)	секції БТ	ОБТ	прихоплення
$Dtr_1(dtr_1)$	$Dtr_2(dtr_2)$	l_1	l_2	l_3
139,7(117,7)	203,2(71,4)	1400	130– l_3	25

Таблиця Б.2 – Динамічні характеристики прихопленої бурильної колони

Густина матеріалу БТ	Модуль Юнга	Жорсткість	Маса	Коефіцієнт тертя		
		талевового каната	сухого	в'язкого		
				БТ	ОБТ	
ρ	Est	$c0$	$M0$	f	α_1	α_2
кг/м ³	ГПа	Н/м	кг	–	кг/с	
7850	210	$53 \cdot 10^6$	9855	0,3	48,4	380,4

Прискорення вільного падіння g .

Збурювальна сила $U_0 := u_0 \cdot t + Q_0 \cdot \sin(\Omega \cdot t + \gamma_1)$.

Швидкість гаку талевої системи u_0 .

Амплітуда збурювальної сили Q_0 .

Частота збурювальної сили Ω .

Поточний момент часу t .

Початкова фаза збурювальної сили $\gamma_1 = \pi/6$.

Сила статичного тертя $p_{st} = 12$ кН.

Сила динамічного тертя $p_{din} = 10^4$.

Результати проведених чисельних експериментів наведено на рис. Б.1 і рис. Б.2.

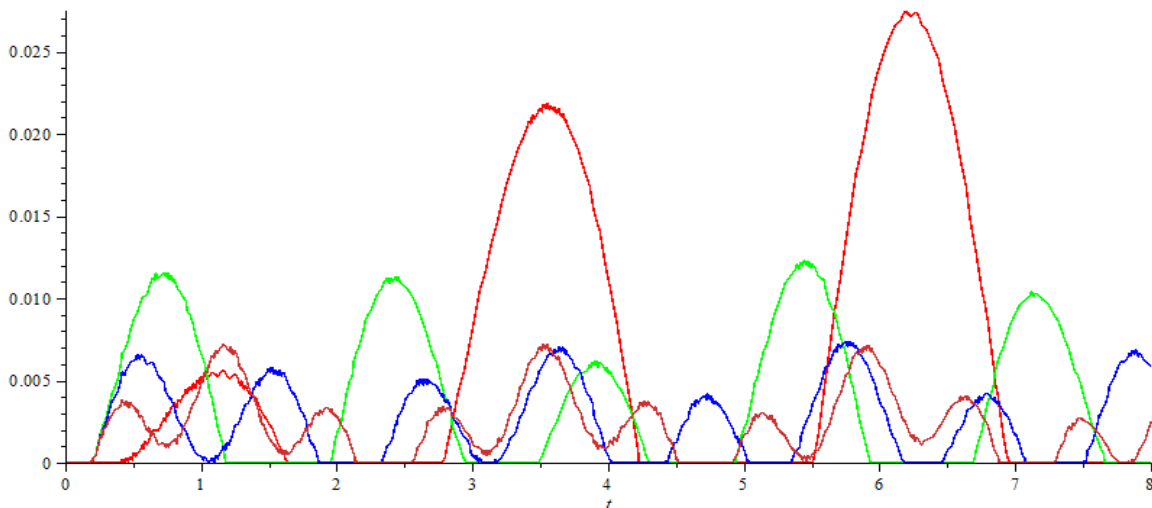


Рисунок Б.1 – Поштовхувальна швидкість: **червона крива** – верху бурильної колони, **зелена крива** – секції БТ, **синя крива** – вільної частини ОБТ, **руда крива** – прихопленої труби

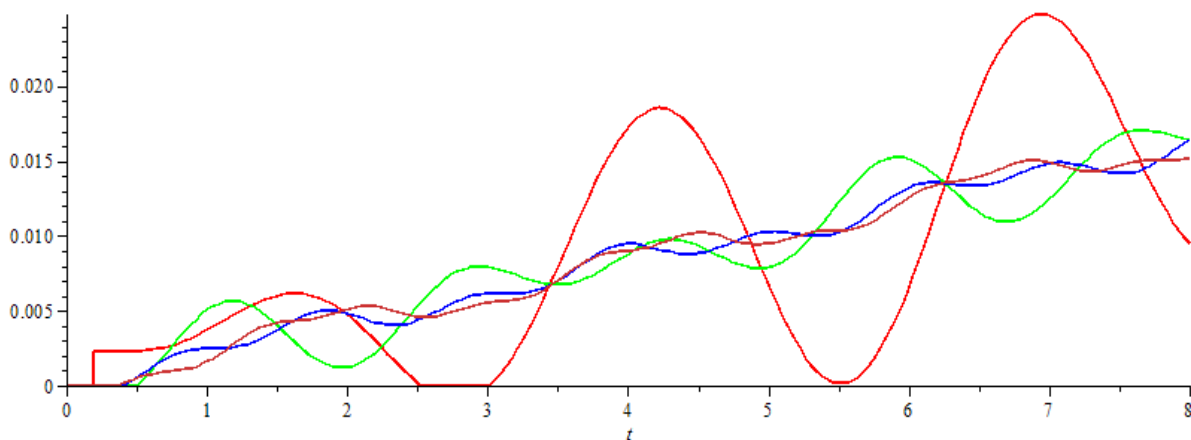


Рисунок Б.2 – Закон поштовхувального руху: **червона крива** – верху бурильної колони, **зелена крива** – секції БТ, **синя крива** – вільної частини ОБТ, **руда крива** – прихопленої труби

**ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА
СПОСОБОМ ФРИКЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ**

(вертикальна свердловина)

(FrSelf-OscDrill_1)

(Вихідний код програми)

```

> restart:
  with(plottools); with(plots); with(linalg);
> U0:=u0*t+Q0*sin(Ω*t+γ1):
> eq0:=M0· $\frac{d^2}{dt^2}$ x0(t)=-c0·(x0(t)-u0·t-Δ0)+c1·(x1(t)-x0(t)-Δ1)-α· $\frac{d}{dt}$ x0(t)-M0·g:
  eq1:=M1· $\frac{d^2}{dt^2}$ x1(t)=-c1·(x1(t)-x0(t)-Δ1)+c2·(x2(t)-x1(t)-Δ2)-α· $\frac{d}{dt}$ x1(t)-M1·g:
  eq2:=M2· $\frac{d^2}{dt^2}$ x2(t)=-c2·(x2(t)-x1(t)-Δ2)+c3·(x3(t)-x2(t)-Δ3)-α· $\frac{d}{dt}$ x2(t)-M2·g:
  eq3:=M3· $\frac{d^2}{dt^2}$ x3(t)=-c3·(x3(t)-x2(t)-Δ3)-f·pdin·(l3-x3(t))-M3·g:
> eqST0:=c0·Δ0-c1·Δ1-M0·g:
  eqST1:=c1·Δ1-c2·Δ2-M1·g:
  eqST2:=c2·Δ2-c3·Δ3-M2·g:
  eqST3:=c3·Δ3-M3·g-f·pst·l3:
> Δ:=solve({eqST0,eqST1,eqST2,eqST3},{Δ0,Δ1,Δ2,Δ3}):
  Δ0,Δ1,Δ2,Δ3:=rhs(Δ1),rhs(Δ2),rhs(Δ3),rhs(Δ4):
> sys:=subs(Q0=0,simplify(eq0),simplify(eq1),simplify(eq2),simplify(eq3):
> pdin:=104:
> c0,M0,α1,α2,g,f:=53·106,9855,48.4,380.4,9.81,0.3:
> ρ,Est,l3:=7850,2.1·1011,25:
  Dtr1,dtr1,Dtr2,dtr2,l1,l2:=0.1397,0.1177,0.2032,0.0714,1400,130-l3:
  Dtr3,dtr3:=Dtr2,dtr2:
  for j from 1 to 3 do Fj,Fkj:=evalf((Dtrj2 - dtrj2)·π/4),evalf(dtrj2·π/4):
  mtrj,mkj:=Fj·ρ,Fkj·q: od:
> F3:=F2:
  for j from 1 to 3 do mj:=mtrj+mkj: Mj:=mj·lj: od:
> for i from 1 to 3 do ci:=Est·Fi/li: od:
> pst:=1.2·104:
  Ω,u0,Q0:=2,0.2,0.25:
> eqT0:=c0·(x0st-U0)+c1·(x1st-x0st):

```

```

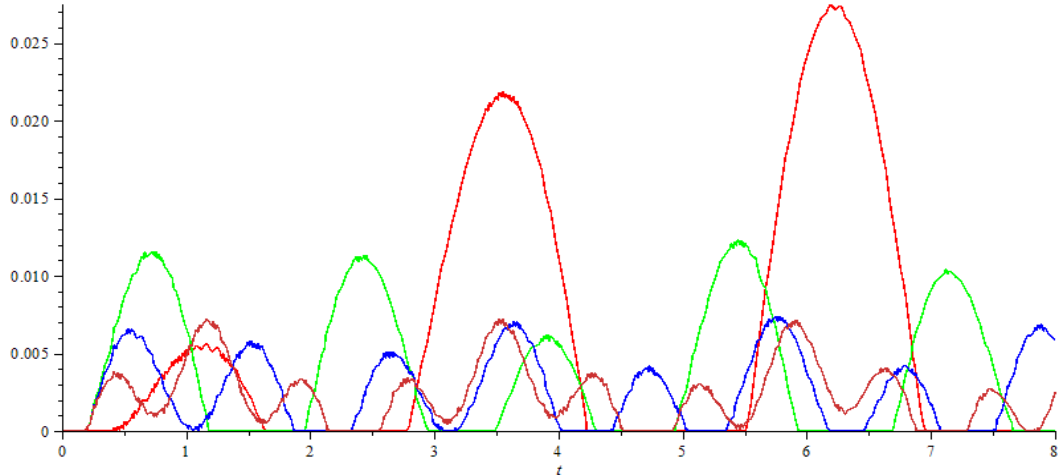
eqT1:=-c1*(x1st-x0st)+c2*(x2st-x1st):
eqT2:=-c2*(x2st-x1st)+c3*(x3st-x2st):
eqT3:=-c3*(x3st-x2st)-f*pst*l3):
eqT0,eqT1,eqT2,eqT3:=subs(x3st=0,t=T,eqT0),subs(x3st=0,t=T,eqT1),
subs(x3st=0,t=T,eqT2),subs(x3st=0,t=T,eqT3):
x2st:=solve(eqT3,x2st): x1st:=solve(eqT2,x1st): x0st:=solve(eqT1,x0st):
t1:=evalf4(solve(eqT0,T):
> Ω:='Ω':
for j from 0 to 3 do Xvymj:=A1vymj*sin(Ω*t)+A2vymj*cos(Ω*t): od:
> EQ0,EQ1,EQ2,EQ3:=expand(subs(u0=0,x0(t)=Xvym0,x1(t)=Xvym1,eq0)),
expand(subs(u0=0,x0(t)=Xvym0,x1(t)=Xvym1,x2(t)=Xvym2,eq1)),
expand(subs(u0=0,x1(t)=Xvym1,x2(t)=Xvym2,x3(t)=Xvym3,eq2)),
expand(subs(u0=0,x2(t)=Xvym2,x3(t)=Xvym3,eq3)):
> sys1:=coeff(lhs(EQ0),sin(Ω*t))=coeff(rhs(EQ0),sin(Ω*t))+c0*Q0,
coeff(lhs(EQ0),cos(Ω*t))=coeff(rhs(EQ0),cos(Ω*t)),
coeff(lhs(EQ1),sin(Ω*t))=coeff(rhs(EQ1),sin(Ω*t)),
coeff(lhs(EQ1),cos(Ω*t))=coeff(rhs(EQ1),cos(Ω*t)),
coeff(lhs(EQ2),sin(Ω*t))=coeff(rhs(EQ2),sin(Ω*t)),
coeff(lhs(EQ2),cos(Ω*t))=coeff(rhs(EQ2),cos(Ω*t)),
coeff(lhs(EQ3),sin(Ω*t))=coeff(rhs(EQ3),sin(Ω*t)),
coeff(lhs(EQ3),cos(Ω*t))=coeff(rhs(EQ3),cos(Ω*t)):
> Roz1:=solve({sys1},{A1vym0,A2vym0,A1vym1,A2vym1,A1vym2,A2vym2,A1vym3,
A2vym3}): assign(Roz1):
> sys:=eq0,eq1,eq2,eq3:
Roz:=evalf6(dsolve([sys])):
assign(Roz):
> s0,s1,s2,s3:=x0(t)+Xvym0,x1(t)+Xvym1,x2(t)+Xvym2,x3(t)+Xvym3:
> v0,v1,v2,v3:= $\frac{d}{dt}s0, \frac{d}{dt}s1, \frac{d}{dt}s2, \frac{d}{dt}s3$ :
> X0,X1,X2,X3,V0,V1,V2,V3:=subs(t=t1,x0(t)),subs(t=t1,x2(t)),subs(t=t1,x3(t)),
subs(t=t1,v0),subs(t=t1,v1),subs(t=t1,v2),subs(t=t1,v3):
> Ampl:=(X0,X1,X2,X3,V0,V1,V2,V3),{_C1,_C2,_C3,_C4,_C5,_C6,_C7,_C8}):
assign(Ampl):
> for i from 1 to N1 do T1i:=i*t1: Ω:=2i: vel3,move3:=evalc(Re(v3)),evalc(Re(s3)):
Speed3i:=piecewise(t1>t,0,0<vel3,vel3):
Move3i:=piecewise(t1>t,0,0<move3,move3):
od:
> t2,t3:=0,8:

```

```

GrV1:=plot(Speed31,t=t2..t3,thickness=1,color=red):
GrV2:=plot(Speed32,t=t2..t3,thickness=1,color=green):
GrV3:=plot(Speed33,t=t2..t3,thickness=1,color=blue):
GrV4:=plot(Speed34,t=t2..t3,thickness=1,color=orange):
display(seq(GrVi,i=1..4));

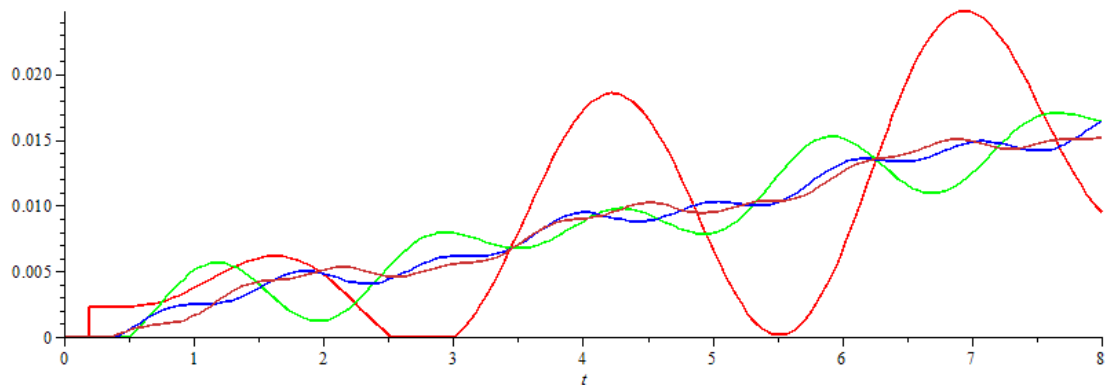
```



```


> GrS1:=plot(Move31,t=t2..t3,thickness=1,color=red):
GrS2:=plot(Move32,t=t2..t3,thickness=1,color=green):
GrS3:=plot(Move33,t=t2..t3,thickness=1,color=blue):
GrS4:=plot(Move34,t=t2..t3,thickness=1,color=orange):
display(seq(GrSi,i=1..4));

```




**ІНСТРУКЦІЯ КОРИСТУВАЧА ДО ПРОГРАМИ РОЗРАХУНКУ
ДИНАМІКИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО
ІНСТРУМЕНТА СПОСОБОМ ФРИКЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ
(похило-скерована свердловина)**

(FrSelf-OscDrill_2)

Для роботи з програмою потрібно запустити файл «Програма FrSelf-OscDrill_2.mw» за допомогою середовища символічної математики Maple (після запуску Maple за допомогою команди  – Open a file відкрити файл «Програма FrSelf-OscDrill_2.mw») та у тексті програми ввести такі вихідні дані моделі:

- $c0, M0, \alpha1, \alpha2, g, f := 53 \cdot 10^6, 9855, 48.4, 380.4, 9.81, 0.3$:
- $\rho, Est, l_5 := 7850, 2.1 \cdot 10^{11}, 40$:
- $Dtr_1, dtr_1, Dtr_2, dtr_2, l_1, l_2, l_3, l_4 := 0.1397, 0.1177, 0.2032, 0.0714, 1400, 130, 120 - l_5$:

Після введення вихідних даних потрібно здійснити розрахунок, за допомогою команди –  – Execute the entire worksheet.

За допомогою комп'ютерної програми проводились розрахунки швидкостей та законів руху секцій прихопленої бурильної колони при її вивільненні шляхом фрикційних автоколивань. Збурення через пружний елемент здійснювались постійною швидкістю $u0$ та гармонійною силою $Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t + \gamma1)$.

Геометричні параметри бурильної колони зведено до табл. Б.3, а фізичні характеристики бурильних труб та динамічні характеристики прихопленої бурильної колони зведено до табл. Б.4.

Таблиця Б.3 – Геометричні параметри дворозмірної бурильної колони

Діаметри труб, мм		Довжина ділянок бурильної колони, м				
бурильних (БТ)	обважненої (ОБТ)	секція БТ		ОБТ		
		вертикальна	криволінійна	диференціальна		
$Dtr_1(dtr_1)$	$Dtr_2(dtr_2)$	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5
139,7(117,7)	203,2(71,4)	4400	450	130	80	40

Таблиця Б.4 – Динамічні характеристики прихопленої бурильної колони

Густина матеріалу БТ	Модуль Юнга	Жорсткість	Маса	Коефіцієнт тертя		
		талевий канат		сухого	в'язкого	
					БТ	ОБТ
ρ	Est	$c0$	$M0$	f	$\alpha1$	$\alpha2$
кг/м ³	ГПа	Н/м	кг	–	кг/с	
7850	210	$53 \cdot 10^6$	9855	0,3	48,4	380,4

Прискорення вільного падіння g .

Збурювальна сила $U0:=u0 \cdot t + Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t + \gamma1)$.

Швидкість гаку талевої системи $u0$.

Амплітуда збурювальної сили $Q0$.

Частота збурювальної сили Ω .

Поточний момент часу t .

Початкова фаза збурювальної сили $\gamma1=\pi/6$.

Сила статичного тертя $pst=12$ кН.

Сила динамічного тертя $pdin:=10^4$.

Зенітні кути викривлених ділянок свердловини α_2, α_3 .

Тиск гірської породи на стінки бурильної колони N_2, N_3 .

Результати проведених чисельних експериментів наведено на рис. Б.3 і рис. Б.4.

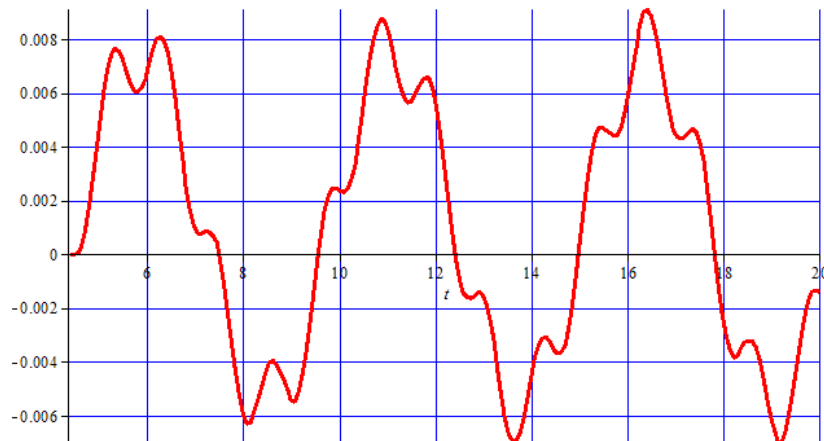


Рисунок Б.3 – Поштовхувальна швидкість вивільнення прихопленої бурильної труби

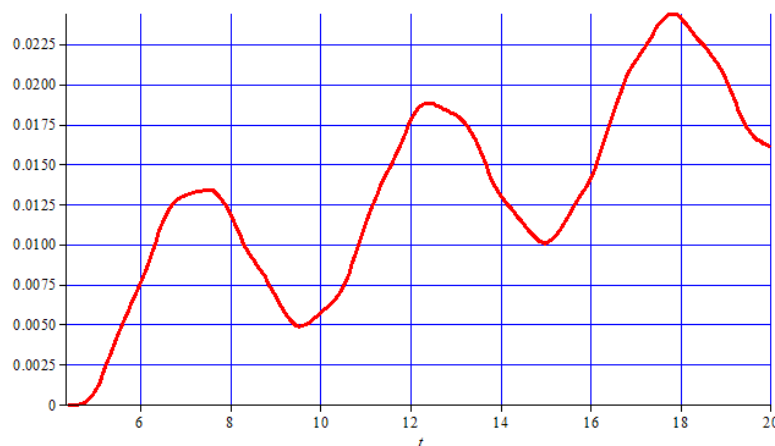


Рисунок Б.4 – Закон поштовхувального руху прихопленої бурильної труби

**ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА
СПОСОБОМ ФРИКЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ
(похило-скерована свердловина)**

(FrSelf-OscDrill_2)

(Вихідний код програми)

> restart:

with(plottools): with(plots): with(linalg):

> N1:=5: U0:=u0*t+Q0*sin(Ω*t+γ1):

$$eq_0 := M_0 \cdot \frac{d^2}{dt^2} s_0(t) = -c_0 \cdot (x_0(t) - u_0 \cdot t - \Delta_0) + c_1 \cdot (s_1(t) - s_0(t) - \Delta_1) - \alpha_1 \cdot \frac{d}{dt} s_0(t) - M_0 \cdot g:$$

$$eq_1 := M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} s_1(t) = -c_1 \cdot (s_1(t) - s_0(t) - \Delta_1) + c_2 \cdot (\varphi_2(t) \cdot R - s_1(t) - \Delta_2) - \alpha_1 \cdot \frac{d}{dt} x_1(t) - M_1 \cdot g:$$

$$eq_{21} := M_2 \cdot R \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_2(t) = -c_2 \cdot (\varphi_2(t) \cdot R - s_1(t) - \Delta_2) + c_3 \cdot (\varphi_3(t) \cdot R - \varphi_2(t) \cdot R - \Delta_3) - \alpha_2 \cdot R \cdot$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_2(t) - f \cdot N_2 - M_2 \cdot g \cdot \cos(\alpha_2 - \varphi_2(t)):$$

$$eq_{22} := M_2 \cdot R \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_2(t) \right)^2 = -M_2 \cdot g \cdot \sin(\alpha_2 - \varphi_2(t)) + N_2:$$

$$eq_{31} := M_3 \cdot R \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_3(t) = -c_3 \cdot (\varphi_3(t) \cdot R - \varphi_2(t) \cdot R - \Delta_3) + c_4 \cdot (s_4(t) - \varphi_3(t) \cdot R - \Delta_4) - \alpha_2 \cdot R \cdot$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_3(t) - f \cdot N_3 - M_3 \cdot g \cdot \cos(2\alpha_2 - \alpha_3 - \varphi_3(t)):$$

$$eq_{32} := M_3 \cdot R \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_3(t) \right)^2 = -M_3 \cdot g \cdot \sin(2\alpha_2 - \alpha_3 - \varphi_3(t)) + N_3:$$

$$eq_4 := M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} s_4(t) = -c_4 \cdot (s_4(t) - \varphi_3(t) \cdot R - \Delta_4) + c_5 \cdot (s_5(t) - s_4(t) - \Delta_5) - \alpha_2 \cdot \frac{d}{dt} s_4(t) -$$

$$M_4 \cdot g \cdot (\sin(\alpha_4) + f \cdot \cos(\alpha_4)):$$

$$eq_5 := M_5 \cdot \left(\frac{d}{dt} s_5(t) \right)^2 = -c_5 \cdot (s_5(t) - s_4(t) - \Delta_5) - \alpha_2 \cdot \frac{d}{dt} s_5(t) - M_5 \cdot g \cdot (\sin(\alpha_5) + f \cdot \cos(\alpha_5)) -$$

$$f \cdot p_{din} \cdot (l_5 - s_5(t)):$$

> eqST0 := c0*Δ0 - c1*Δ1 - M0*g:

$$eqST1 := c_1 \cdot \Delta_1 - c_2 \cdot \Delta_2 - M_1 \cdot g:$$

$$eqST21 := c_2 \cdot \Delta_2 - c_3 \cdot \Delta_3 - M_2 \cdot g \cdot \cos(\alpha_2) - f \cdot N_2 st:$$

$$eqST22 := -M_2 \cdot g \cdot \sin(\alpha_2) + N_2 st:$$

$$eqST31 := c_3 \cdot \Delta_3 - c_4 \cdot \Delta_4 - M_3 \cdot g \cdot \cos(2\alpha_2 + \alpha_3) - f \cdot N_3 st:$$

```

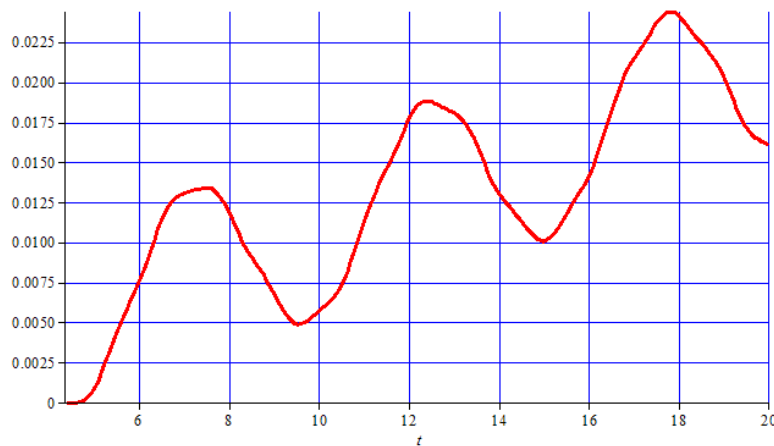
eqST32:=-M3·g·sin(2α2+α3)+N3st:
eqST4:=c4·Δ4-c5·Δ5-M4·g·(sin(α4)+f·cos(α4)):
eqST5:=c5·Δ5-M5·g·(sin(α4)+f·cos(α4))-f·pst·l5:
> Np:=solve({eqST22,eqST32},{N2st,N3st}):
N2st,N3st:=rhs(Np1),rhs(Np2):
> Δ:=solve({eqST0,eqST1,eqST21,eqST31,eqST4,eqST5},{Δ0,Δ1,Δ2,Δ3,Δ4,Δ5}):
> Δ0,Δ1,Δ2,Δ3,Δ4,Δ5:=rhs(Δ1),rhs(Δ2),rhs(Δ3),rhs(Δ4),rhs(Δ5),rhs(Δ6):
> sys:=subs(Q0=0,simplify(eq0),simplify(eq1),simplify(eq2),simplify(eq3):
> N2,N3:='N2','N3':
eq0,eq1,eq21,eq22,eq31,eq32,eq4,eq5:=subs(Q0=0,simplify(eq0)),simplify(eq1),
simplify(eq21),simplify(eq22),simplify(eq31),simplify(eq32),simplify(eq4),
simplify(eq5):
> pdin:=104: Digits:=6:
> c0,M0,α1,α2,g,f:=53·106,9855,48.4,380.4,9.81,0.3:
> ρ,Est,l5:=7850,2.1·1011,40:
Dtr1,dtr1,Dtr2,dtr2,l1,l2,l3,l4:=0.1397,0.1177,0.2032,0.0714,4400,450,130,120□l5:
Dtr3,dtr3:=Dtr2,dtr2:
for j from 1 to 2 do Fj,Fkj:=evalf((Dtrj2 - dtrj2)·π/4),evalf(dtrj2·π/4):
mtrj,mkj:=Fj·ρ,Fkj·q: od:
> for j from 1 to 2 do mj:=mtrj+mkj: od:
M1,M2,M3,M4,M5:=m1·l1,m1·l2,m2·l3,m2·l4, m2·l5:
> α2,α3,R:=evalf(23π/180),evalf(7π/180),evalf(180l3/(14 π)):
> c1,c2,c3,c4,c5:=2Est·F1/l1,2Est·F2/(l1+l2),2Est·F1·F2/(F1·l3+ F2·l2),2Est·F2/(l3+l4),
2Est·F2/l4:
> pst:=1.2·104: Ω,u0,Q0:=2,0.1,0.25:
> eqT0:=c0·(u0·T-s0st)+c1·(s1st-s0st):
eqT1:=-c1·(s1st-s0st)+c2·(φ2st·R-s1st):
eqT2:=M2·g·(cos(α2)-cos(α2-φ2st)+f·sin(α2))-f·sin(α2-φ2st)-c2·(φ2st·R-s1st)+
c3·R·(φ3st-φ2st):
eqT3:=M3·g·(cos(2α2+α3)-cos(2α2+α3-φ3st)+f·sin(2α2+α3))-f·sin(2α2+α3-φ3st)-
c3·R·(φ3st-φ2st)+c4·R·(s4st-φ3st·R):
eqT4:=-c4·(s4st-φ3st·R)-c5·s4st:
eqT5:=c5·s4st-f·pst·l5:
t1:=evalf4(rhs(solve({eqT0,eqT1,eqT2,eqT3,eqT4,eqT5}))[1])):
> S4:=solve(eq5,s4(t)): Φ3:=solve(eq4,φ3(t)):
Φ3:=expand(algsubs(s4(t)=S4,Φ3)):
> n3:=solve(eq32,N3): eqΦ2:=subs(N3=n3,eq31):

```

```

Φ2:=solve(eqΦ2,φ2(t)): Φ2:=subs(s4(t)=S4,Φ2):
Φ2:=algsubs(φ3(t)=Φ3,Φ2):
> n2:=solve(eq22,N2): eqS1:=subs(N2=n2,eq21):
S1:=algsubs(φ2(t)=Φ2,S1): S1:=subs(φ3(t)=Φ3,S1):
> eqS0:=solve(eq1,s0(t)): S0:=algsubs(s1(t)=S1,eqS0):
S0:=subs(φ2(t)=Φ2,eqS0):
> EQ:=algsubs(s0(t)=S0,eq0): EQ:=subs(s1(t)=S1,EQ):
> star:=s5(t1)=0,D(s5)(t1)=0,(D@@2)(s5)(t1)=0,(D@@3)(s5)(t1)=0,
(D@@4)(s5)(t1)=0,(D@@5)(s5)(t1)=0,(D@@6)(s5)(t1)=0,(D@@7)(s5)(t1)=0,
(D@@7)(s5)(t1)=0,(D@@8)(s5)(t1)=0,(D@@9)(s5)(t1)=0,(D@@10)(s5)(t1)=0,
(D@@11)(s5)(t1)=0:
> Roz:=dsolve({EQ,star},s5(t),method=rkf45,numeric,output=listprocedure,
abserr=1·10-7,relerr=1·10-7,maxfun=500000000):
S5:=eval(s5(t),Roz): V5:=eval( $\frac{d}{dt}s5(t)$ ,Roz):
> odeplot(Roz,[t,S5(t)],t1..20,axis=[gridlines=[10,color=blue]],color=red,
thickness=3);

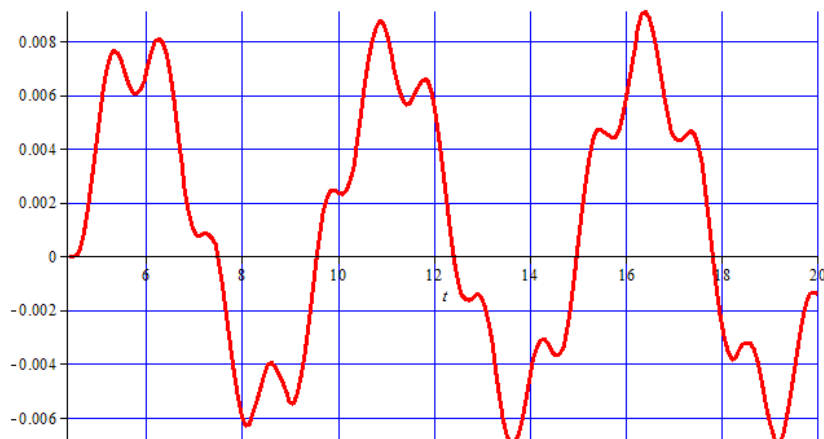
```



```

> odeplot(Roz,[t,V5(t)],t1..20,axis=[gridlines=[10,color=blue]],color=red,
thickness=3);


```




Додаток В

**Програми моделювання динамічних процесів ліквідації
прихоплень бурильного інструмента ударним способом**

**ІНСТРУКЦІЯ КОРИСТУВАЧА ДО ПРОГРАМИ
РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ
БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА УДАРНИМ СПОСОБОМ
(метод Г. Герца)
(Hertz-ImpactDrill)**

Для роботи з програмою потрібно запустити файл «Програма Hertz-ImpactDrill.mw» за допомогою середовища символічної математики Maple (після запуску Maple за допомогою команди  – Open a file відкрити файл «Програма Hertz-ImpactDrill.mw») та у тексті програми ввести такі вихідні дані моделі:

- $c0, m0, q, g := 53 \cdot 10^6, 9855, 1200, 9.81$:
- $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, f0 := 43.9, 48.4, 100, 150, 150, 0.3$:
- $\rho, E_1, L_3 := 7850, 2.1 \cdot 10^{11}, 40$:
- $Dtr_1, dtr_1, Dtr_2, dtr_2 := 0.1397, 0.1177, 0.2032, 0.0714, 1400$:
- $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 := 1800, 750, 150, 10, 20$:
- $R_1, R_2, \mu_1, \mu_2 := 0.1, 0.1, 0.3, 0.3$:

Після введення вихідних даних потрібно здійснити розрахунок, за допомогою команди –  – Execute the entire worksheet.

За допомогою комп'ютерної програми проводились розрахунки частотного спектра, вільних та вимушених поперечних коливань прихопленої бурильної колони, збурених на різних резонансних частотах, амплітудно-частотної характеристики. Геометричні параметри бурильної колони зведено до табл. В.1, а фізичні характеристики бурильних труб та динамічні характеристики прихопленої бурильної колони зведено до табл. В.2.

Таблиця В.1 – Геометричні параметри дворозмірної бурильної колони

Діаметри труб, мм		Довжина секцій бурильної колони (БК), м				
бурильних (БТ)	обважненої (ОБТ)	вільної БК	ОБТ		прихопленої БК	
$Dtr_1(dtr_1)$	$Dtr_2(dtr_2)$	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5
139,7(117,7)	203,2(71,4)	1800	750	150	10	20

Таблиця В.2 – Динамічні характеристики прихопленої бурильної колони

Густина		Модуль Юнга	Жорсткість	Маса	Коефіцієнт тертя		
БТ	БР		талевового каната		сухого	в'язкого	
ρ	q	E_1	$c0$	$m0$	f	α_1	α_2
кг/м ³		ГПа	Н/м	кг	–	кг/с	
7850	1200	210	$53 \cdot 10^6$	9855	0,3	48,4	380,4

Прискорення вільного падіння g .

Довжина ОБТ до місця встановлення ударного пристрою (бойка) l_2 .

Довжина ОБТ нижче місця встановлення ударного пристрою (ковадло) l_3 м.

Довжина прихоплення l_4 .

Вільна частина прихопленої БК нижче місця прихоплення l_5 .

Радіуси бойка і торця перехідника R_1 і R_2 відповідно.

Коефіцієнти Пуассона бойка і торця перехідника μ_1 і μ_2 відповідно.

Сила розчеплення замкової пари $P1$.

Інтенсивність розподіленої по довжині прихоплення бурильних труб утримувальної сили $P0$.

Поточний момент часу t .

Результати проведених чисельних експериментів наведено на рис. В.1 – рис. В.7.

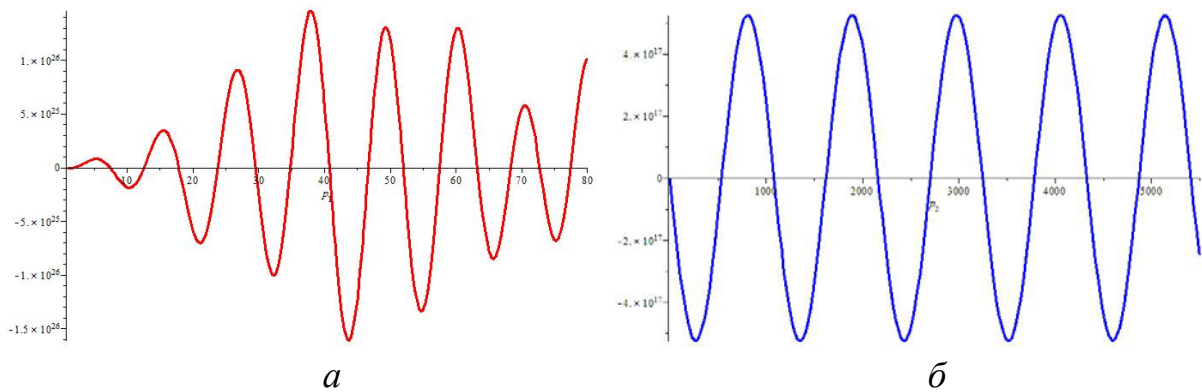


Рисунок В.1 – Частотне рівняння поздовжніх коливань: a – вільної, b – прихопленої компонок бурильної колони

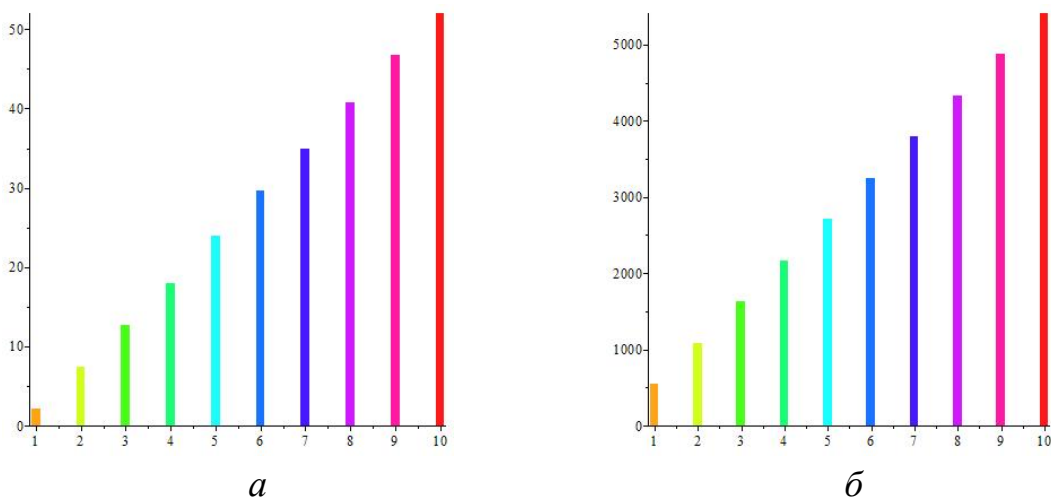


Рисунок В.2 – Частотний спектр поздовжніх коливань: a – вільної, b – прихопленої компонок бурильної колони

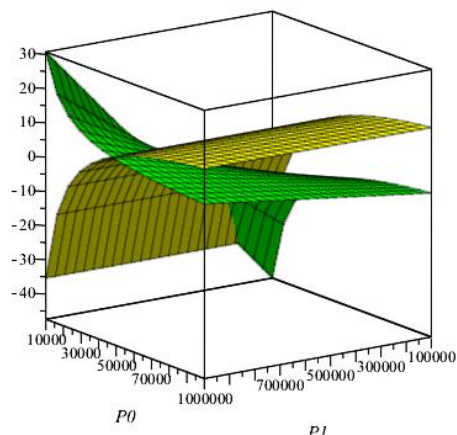
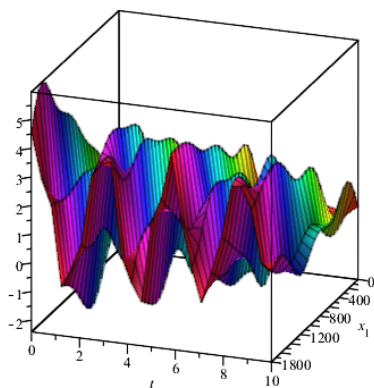
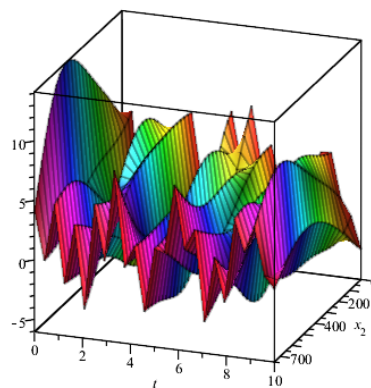


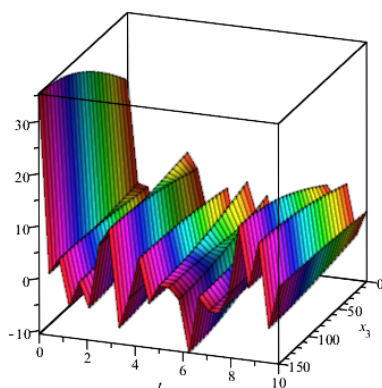
Рисунок В.3 – Визначення сили розчеплення замкової пари $P1$ в залежності від величини утримувальної сили, розподіленої по довжині прихоплення



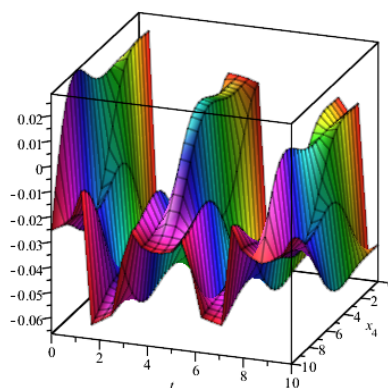
a



б



в



г

Рисунок В.4 – Поздовжні коливання аварійної компоновки бурильної колони:
a – колони БТ, *б* – ОБТ вище ударного пристрою,
в – ОБТ нижче ударного пристрою, *г* – біля зони прихоплення БК

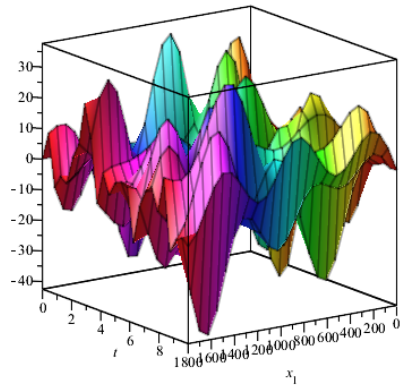
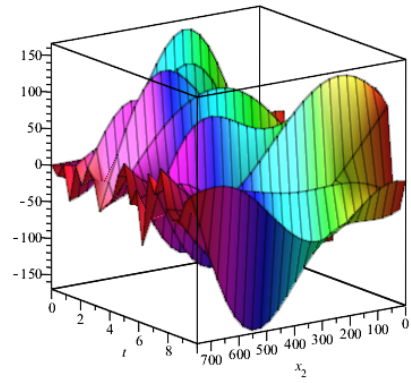
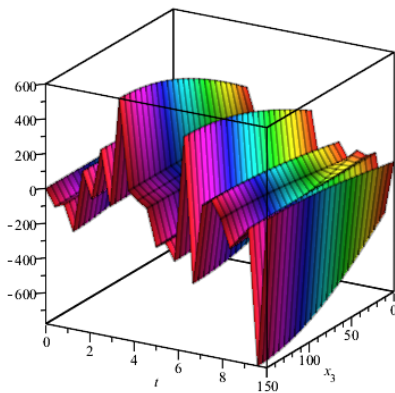
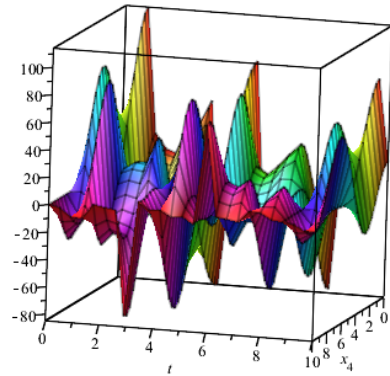
*a**б**в**г*

Рисунок В.5 – Швидкості поздовжніх коливань аварійної компоновки бурильної колони: *a* – колони БТ, *б* – ОБТ вище ударного пристрою, *в* – ОБТ нижче ударного пристрою, *г* – біля зони прихоплення БК

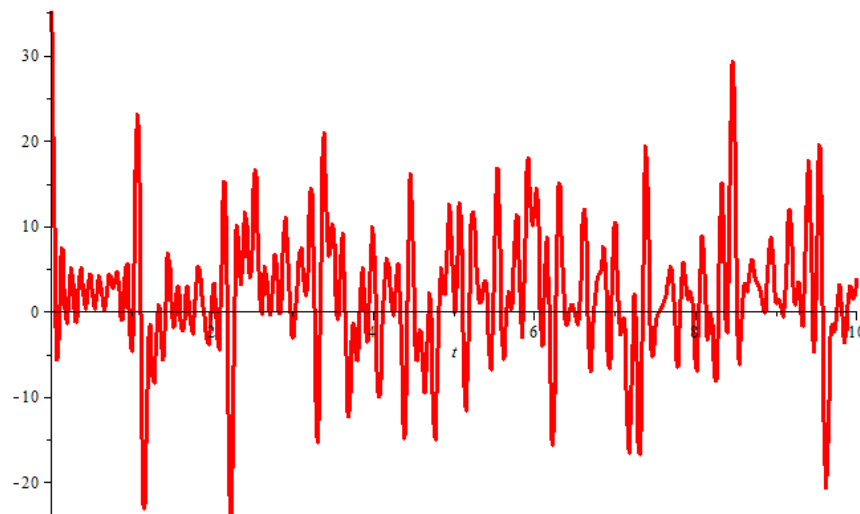


Рисунок В.6 – Поздовжні коливання біля зони прихоплення аварійної компоновки бурильної колони

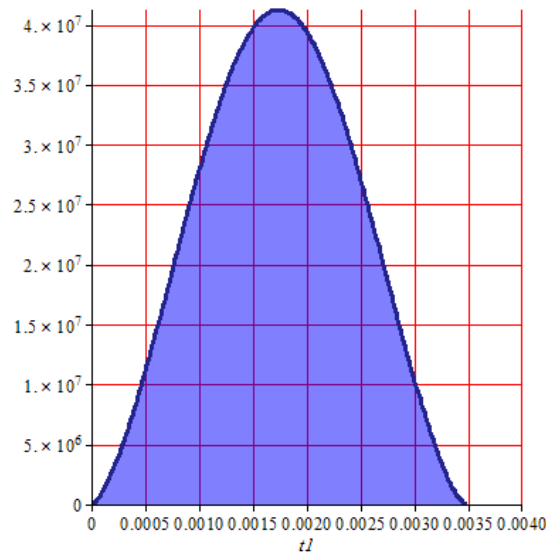


Рисунок В.7 – Ударний імпульс (сила взаємодії бойка і ковадла)

**ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА
УДАРНИМ СПОСОБОМ
(метод Г. Герца)
(Hertz-ImpactDrill)
(Вихідний код програми)**

> restart:

with(plottools); with(plots); with(linalg);

> N1,N2:=1,100:

> $kGerca := \frac{4 \cdot E_1 \cdot E_2}{3 \cdot \sqrt{R_1 + R_2}} \cdot \frac{\sqrt{R_1 \cdot R_2}}{E_2 \cdot (1 - \mu_1^2) + E_1 \cdot (1 - \mu_2^2)}$; $Fud := kGerca \cdot w(t1)^n$:

> $R_1, R_2, \mu_1, \mu_2 := 0.1, 0.1, 0.3, 0.3$;

for j from 1 to 2 do $F_j := evalf((Dtr_j^2 - dtr_j^2) \cdot \pi/4) + evalf(dtr_j^2 \cdot \pi/4)$:

$mtr_j, mk_j := F_j \cdot \rho, Fk_j \cdot q$: od;

> for j from 1 to 2 do $m_j := mtr_j + mk_j$; $M_j := m_j \cdot l_j$ end od:

> for i from 1 to 5 do $a_i := \sqrt{E_i / \rho}$; $h_i := \alpha_i / (2F_i \cdot \rho \cdot l_i)$: od:

for i from 2 to 5 do $E_i := E_1$: od:

for i from 3 to 5 do $\alpha_i, F_i := \alpha_2, F_2$: od:

> for i from 1 to 5 do $eq_i := \frac{\partial^2}{\partial t^2} u_i(x_i, t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t} u_i(x_i, t) - a_i^2 \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} u_i(x_i, t) = g$: $0 < x_i,$

$x_i < l_i, t \geq 0$: od:

$$\begin{aligned}
& \text{for } i \text{ from } 51 \text{ by } 2 \text{ to } 53 \text{ do } eq_i := \frac{\partial^2}{\partial t^2} u_i(x_5, t) + 2h_5 \cdot \frac{\partial}{\partial t} u_i(x_5, t) - a_5^2 \frac{\partial^2}{\partial x_5^2} u_i(x_5, t) = \\
& = g - f0 \cdot \text{sign} \left(\frac{\partial}{\partial t} u_i(x_5, t) \right) : \text{od} : \\
> \text{kraj11, kraj12} := E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, t) - c0 \cdot u_1(x_1, t) = m0 \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} u_1(x_1, t) - m0 \cdot g, \\
& E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, t) - c0 \cdot u_1(0, t) = m0 \cdot a_1^2 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} u_1(x_1, t) - m0 \cdot g : \\
& \text{kraj2} := u_1(l_1, t) = u_2(0, t) : \\
& \text{kraj3} := E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, t) = E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2, t) + q \cdot (F_2 - F_1) \cdot g \cdot l_1 : \\
& \text{kraj4} := u_2(l_2, t) = u_3(0, t) : \\
& \text{kraj5} := E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2, t) = E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3, t) + q \cdot (F_3 - F_2) \cdot g \cdot \sum_{j=1}^2 l_j : \\
& \text{kraj6} := E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3, t) = -q \cdot F_3 \cdot g \cdot \sum_{j=1}^3 l_j : \\
& \text{kraj7} := E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4, t) = -q \cdot F_4 \cdot g \cdot \sum_{j=1}^3 l_j : \\
& \text{kraj8} := u_4(l_4, t) = u_{51}(0, t) : \\
& \text{kraj9} := E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4, t) = E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_5(x_5, t) + q \cdot (F_5 - F_4) \cdot g \cdot \sum_{j=1}^4 l_j : \\
& \text{kraj101, kraj102} := u_{51}(l01, t) = 0, u_{53}(l02, t) = 0 : \\
& \text{kraj111, kraj112} := \frac{\partial}{\partial x_5} u_{51}(x_5, t) = 0, \frac{\partial}{\partial x_5} u_{53}(x_5, t) = 0 : \\
& \text{kraj13} := E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_{53}(x_5, t) = -q \cdot F_5 \cdot g \cdot \sum_{j=1}^5 l_j : \\
> \text{pocat1} := -E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_1 \cdot (l_1 - x_1) + \rho \cdot \sum_{j=2}^3 F_j \cdot l_j + q \cdot (F_2 - F_1) \cdot l_1 + \\
& q \cdot (F_3 - F_2) \cdot \sum_{j=1}^2 l_j - q \cdot F_3 \cdot \sum_{j=1}^3 l_j) + P1 = 0 : \\
& \text{pocat2} := -E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_2 \cdot (l_2 - x_2) + \rho \cdot F_3 \cdot l_3 + q \cdot (F_3 - F_2) \cdot \sum_{j=1}^2 l_j - \\
& -q \cdot F_3 \cdot \sum_{j=1}^3 l_j) + P1 = 0 :
\end{aligned}$$

$$pocat3 := -E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_3 \cdot (l_3 - x_3) - q \cdot F_3 \cdot \sum_{j=1}^3 l_j) + P1 = 0:$$

$$pocat4 := -E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_4 \cdot x_4 - q \cdot F_4 \cdot \sum_{j=1}^3 l_j) - P1 = 0:$$

$$pocat5, pocat6 := \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, 0) = 0, \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2, 0) = 0:$$

$$pocat7, pocat8, pocat9 := \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3, 0) = 0, \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4, 0) = 0, \frac{\partial}{\partial x_5} u_5(x_5, 0) = 0:$$

$$pocat10 := E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_{51}(x_5, t) + g \cdot (\rho \cdot F_4 \cdot l_4 + \rho \cdot F_5 \cdot l_5 + q \cdot F_5 \cdot \sum_{j=1}^3 l_j + q \cdot (F_5 - F_4) \cdot l_4) + P0 \cdot x_5 - P1 = 0:$$

$$pocat11, pocat12 := u_{52}(x_5, t), \frac{\partial}{\partial x_5} u_{52}(x_5, 0) = 0:$$

$$pocat12 := -E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_{53}(x_5, t) + g \cdot (\rho \cdot F_5 \cdot (l_5 - x_5) - q \cdot F_5 \cdot \sum_{j=1}^5 l_j) + P0 \cdot (l_5 - x_5) = 0:$$

$$> u_1(x_1, t) := \text{solve}(\int \text{lhs}(pocat1) dx_1, u_1(x_1, 0)):$$

$$u10 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, x_1=0, \text{evalf}(kraj12)), u_1(0, 0)):$$

$$u_1(x_1, 0) := \text{collect}(u_1(x_1, t), x_1) + u10: u_1(l_1, 0) := \text{subs}(x_1=l_1, u_1(x_1, 0)):$$

$$> u_2(x_2, t) := \text{solve}(\int \text{lhs}(pocat2) dx_2, u_2(x_2, 0)):$$

$$u20 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, kraj2), u_2(0, 0)):$$

$$u_2(x_2, 0) := \text{collect}(u_2(x_2, t), x_2) + u20: u_2(l_2, 0) := \text{subs}(x_2=l_2, u_2(x_2, 0)):$$

$$> u_3(x_3, t) := \text{solve}(\int \text{lhs}(pocat3) dx_3, u_3(x_3, 0)):$$

$$u30 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, kraj4), u_3(0, 0)):$$

$$u_3(x_3, 0) := \text{collect}(u_3(x_3, t), x_3) + u30:$$

$$> u_4(x_4, t) := \text{solve}(\int \text{lhs}(pocat4) dx_4, u_4(x_4, 0)):$$

$$u_4(l_4, t) := \text{collect}(x_4=l_4, u_4(x_4, t)) + u40:$$

$$u_{51}(x_5, t), u_{53}(x_5, t) := \text{collect}(\text{solve}(\int \text{lhs}(pocat10) dx_5, u_{51}(x_5, t)), x_5),$$

$$\text{collect}(\text{solve}(\int \text{lhs}(pocat12) dx_5, u_{53}(x_5, t)), x_5):$$

$$> l01 := \text{solve}(\text{subs}(x_5=l01, kraj111), l01):$$

$$l02 := \text{solve}(\text{subs}(x_5=l02, kraj112), l02):$$

$$l0 := \text{simplify}(l02 - l01);$$

$$u51 := \text{solve}(\text{subs}(x_5=l01, u_{51}(x_5, t) + u510), u510):$$

$$u53 := \text{solve}(\text{subs}(x_5=l02, u_{53}(x_5, t) + u530), u530):$$

$$> u_{51}(x_5, t), u_{52}(x_5, t), u_{51}(x_5, t) := u_{51}(x_5, t) + u51, 0, u_{53}(x_5, t) + u53:$$

$$u_{51}(0, t) := \text{subs}(x_5=0, u_{51}(x_5, 0)):$$

$$u40 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, kraj8), u40):$$

$$u_4(x_4, 0) := u_4(x_4, t) + u40:$$

```

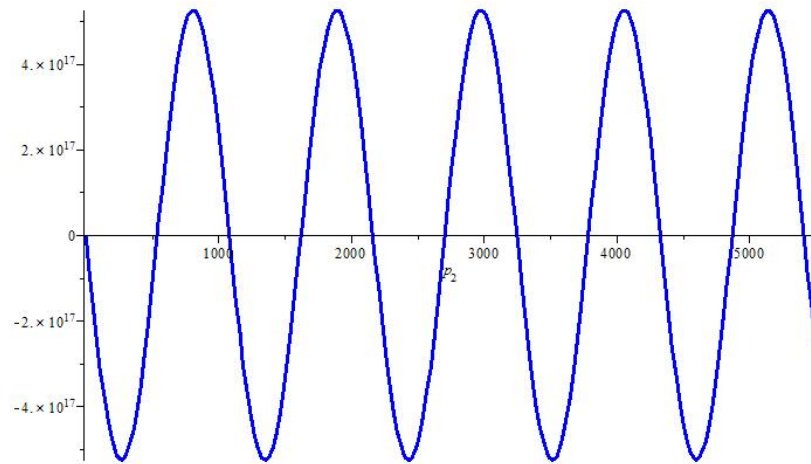
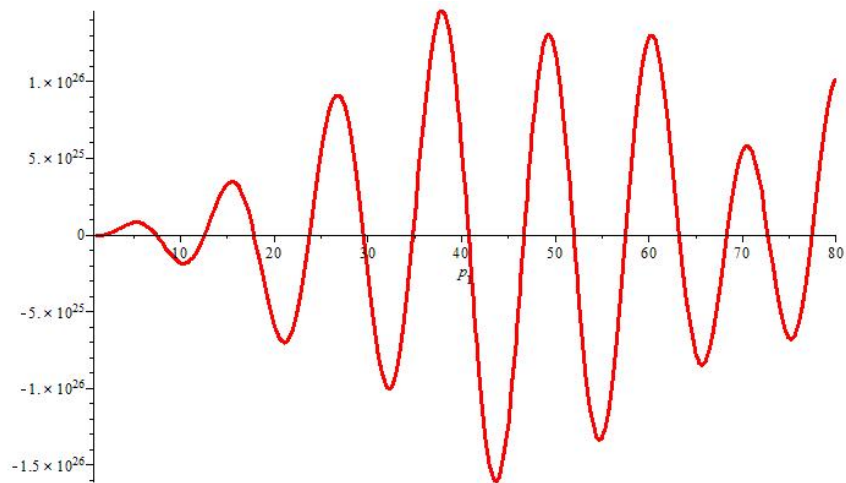
> for i from 1 to 4 do  $u_i(x_i) := b_{i,2} \cdot x_i^2 + b_{i,1} \cdot x_i + b_{i,0}$ : od:
  for i from 51 by 2 to 53 do  $u_i(x_5) := b_{i,2} \cdot x_5^2 + b_{i,1} \cdot x_5 + b_{i,0}$ : od:
  for i from 1 to 4 do  $u_i(x_i, t) := u_i(x_i)$ :  $b_{i,2} := \text{solve}(eq_i, b_{i,2})$ : od:
  for i from 51 by 2 to 53 do  $u_i(x_5, t) := u_i(x_5)$ :  $b_{i,2} := \text{solve}(eq_i, b_{i,2})$ : od:
> eq1, eq2, eq3, eq4, eq5 := subs(x1=0, kraj11), subs(x1=l1, x2=0, kraj3),
  subs(x2=l2, x3=0, kraj5), subs(x3=l3, kraj6), subs(x4=0, kraj7):
> koef1 := solve({eq1, eq2, eq3, eq4, eq5}, {b1,0, b1,1, b2,1, b3,1, b4,1}); assign(koef1):
  for i from 1 to 4 do  $u_i(x_i, t) := b_{i,2} \cdot x_i^2 + b_{i,1} \cdot x_i + b_{i,0}$ : od:
  for i from 51 by 2 to 53 do  $u_i(x_5, t) := b_{i,2} \cdot x_5^2 + b_{i,1} \cdot x_5 + b_{i,0}$ : od:
>  $u_1(l_1, t), u_2(0, t) := \text{subs}(x_1=l_1, u_1(x_1, t)), \text{subs}(x_2=0, u_2(x_2, t))$ :  $b_{2,0} := \text{solve}(kraj2, b_{2,0})$ :
   $u_2(l_2, t), u_3(0, t) := \text{subs}(x_2=l_2, b_{2,0}=b_{2,0}, u_2(x_2, t)), \text{subs}(x_3=0, u_3(x_3, t))$ :
 $b_{3,0} := \text{solve}(kraj4, b_{3,0})$ :
   $u_4(l_4, t), u_{51}(0, t) := \text{subs}(x_4=l_4, u_4(x_4, t)), \text{subs}(x_5=0, u_{51}(x_5, t))$ :
   $b_{51,1}, b_{53,1} := \text{solve}(\text{subs}(x_4=l_4, x_5=0, kraj9), b_{51,1}), \text{solve}(\text{subs}(x_5=l_5, kraj13), b_{53,1})$ :
> for i from 51 by 2 to 53 do  $u_i(x_5, t) := b_{i,2} \cdot x_5^2 + b_{i,1} \cdot x_5 + b_{i,0}$ : od:
  eq5, eq6 := subs(x5=L01, kraj111), subs(x5=L02, kraj112):
  L01 := solve(eq5, L01): L02 := solve(eq6, L02):
  L0 := simplify(L02 - L01);
> for i from 51 by 2 to 53 do  $u_i(x_5) := b_{i,2} \cdot x_5^2 + b_{i,1} \cdot x_5 + b_{i,0}$ : od:
  u51, u53 := subs(x5=L01, u51(x5, t)), subs(x5=L02, u53(x5, t)):
  koef2 := solve({u51, u53}, {b51,0, b53,0}): assign(koef2):
  eq13 :=  $u_4(l_4, t) = b_{51,0}$ :  $b_{4,0} := \text{solve}(eq13, b_{4,0})$ :
> for i from 1 to 4 do  $U_i := b_{i,2} \cdot x_i^2 + b_{i,1} \cdot x_i + b_{i,0}$ : od:
  for i from 51 by 2 to 53 do  $U_i(x_5, t) := b_{i,2} \cdot x_5^2 + b_{i,1} \cdot x_5 + b_{i,0}$ : od:
> for i from 1 to 4 do  $u0_i := \text{collect}(\text{simplify}(u_i(x_i, 0) - U_i), x_i)$ : od:
  for i from 51 by 2 to 53 do  $u0_i := \text{collect}(\text{simplify}(u_i(x_5, 0) - U_i), x_5)$ : od:
>  $u_1(x_1, t)$ , from
 $u_2(x_2, t), u_3(x_3, t), u_4(x_4, t), u_{51}(x_5, t), u_{53}(x_5, t) := 'u_1(x_1, t)', 'u_2(x_2, t)', 'u_3(x_3, t)',$ 
   $'u_4(x_4, t)', 'u_{51}(x_5, t)', 'u_{53}(x_5, t)'$ :
  for i from 1 to 5 do  $init\_c_i := u_i(x_i, 0), D_2(u_i)(x_i, 0)$ : od:
> for i from 1 to 3 do Eq1 := subs( $u_i(x_i, t) = X_i(x_i) \cdot T(t)$ , lhs(eq_i)):
  S1 := expand(Eq1/( $X_i(x_i) \cdot T(t)$ )):
  st1_i := op(1, S1) + op(2, S1) = - $p_1^2$ : sx1 := op(3, S1) =  $p_1^2$ : sx2 := dsolve(sx1,  $X_i(x_i)$ ):
   $X_i(x_i) := \text{subs}(\_C1=A1_i, \_C2=A2_i, rhs(sx2))$ : od:
> for i from 4 to 5 do Eq1 := subs( $u_i(x_i, t) = X_i(x_i) \cdot T(t)$ , lhs(eq_i)):
  S1 := expand(Eq1/( $X_i(x_i) \cdot T(t)$ )):

```

```

st1i:=op(1,S1)+op(2,S1)=- p22: sx1:=op(3,S1)= p22: sx2:=dsolve(sx1,Xi(xi):
Xi(xi):=subs(_C1=A1i,_C2=A2i,rhs(sx2)): od:
> Eq1:=E1·F1· $\frac{\partial}{\partial x_1}$  X1(x1) - c0·X1(x1) = m0·a12· $\frac{\partial^2}{\partial x_1^2}$  X1(x1):
Eq1:=evalf(subs(x1=0,Eq1)): Eq2:=evalf(subs(x1=l1,x2=0,X1(x1)=X2(x2)):
Eq3:=E1·F1· $\frac{\partial}{\partial x_1}$  X1(x1) = E2·F2· $\frac{\partial}{\partial x_2}$  X2(x2): Eq3:=evalf(subs(x1=l1,x2=0,Eq3)):
Eq4:=evalf(subs(x2=l2,x3=0, X2(x2)=X3(x3)):
Eq5:=E2·F2· $\frac{\partial}{\partial x_2}$  X2(x2) = E3·F3· $\frac{\partial}{\partial x_3}$  X3(x3): Eq5:=evalf(subs(x2=l2,x3=0,Eq5)):
Eq6:=E3·F3· $\frac{\partial}{\partial x_3}$  X3(x3) = 0: Eq6:=evalf(subs(x3=l3,Eq6)):
> Eq7:=E4·F4· $\frac{\partial}{\partial x_4}$  X4(x4) = 0: Eq7:=evalf(subs(x4=0,Eq7)):
Eq8:=evalf(subs(x4=l4,x5=0,X4(x4)=X5(x5)):
Eq9:=E4·F4· $\frac{\partial}{\partial x_4}$  X4(x4) = E5·F5· $\frac{\partial}{\partial x_5}$  X5(x5): Eq9:=evalf(subs(x4=l4,x5=0,Eq9)):
Eq10:=E5·F5· $\frac{\partial}{\partial x_5}$  X5(x5) = 0: Eq10:=evalf(subs(x5=l5,Eq10)):
> S2:=genmatrix({Eq1,Eq2,Eq3,Eq4,Eq5,Eq6},{A11,A21,A12,A22,A13,A23}):
Δ1:=convert(det(S2),trig):
S4:=genmatrix({Eq7,Eq8,Eq9,Eq10},{A14,A24,A15,A25}):
Δ2:=convert(det(S4),trig):
> S3:=solve({Eq1,Eq3,Eq4,Eq5,Eq6},{A11,A12,A22,A13,A23}): assign(S3):
S5:=solve({Eq7,Eq8,Eq9},{A14,A15,A25}): assign(S5):
> c0,m0,q,g:=53·106,9855,1200,9.81:
> α1,α2,α3,α4,α5,f0:=43.9,48.4,100,150,150,0.3:
> ρ,E1,l1,l2,l3,l4,l5: =7850, 2.1·1011,1800,750,150,10,20:
Dtr1,dtr1,Dtr2,dtr2: =0.1397,0.1177,0.2032,0.0714,:
> plot(Δ1/ p12,p=1..80,thickness=2,color=red);
> plot(Δ2/ p23,p=1..5500,thickness=2,color=blue);
> N:=10: for i from 1 to N do ω1j:=evalf(RootOf(Δ1,p1,5.5·j-3.5)):
ω2j:=evalf(RootOf(Δ2,p2,540·j)): od;

```



$$\omega_{11}:=2.153822$$

$$\omega_{21}:=541.430923$$

$$\omega_{12}:=7.428949$$

$$\omega_{22}:=1082.86185$$

$$\omega_{13}:=12.667217$$

$$\omega_{23}:=1624.29277$$

$$\omega_{14}:=17.891003$$

$$\omega_{24}:=2165.72369$$

$$\omega_{15}:=23.871232$$

$$\omega_{25}:=2707.15462$$

$$\omega_{16}:=29.574963$$

$$\omega_{26}:=3248.58554$$

$$\omega_{17}:=34.881296$$

$$\omega_{27}:=3790.01646$$

$$\omega_{18}:=40.797573$$

$$\omega_{28}:=4331.44738$$

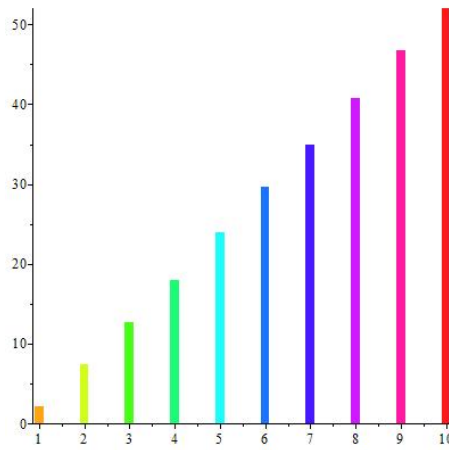
$$\omega_{19}:=46.738059$$

$$\omega_{29}:=4872.8783$$

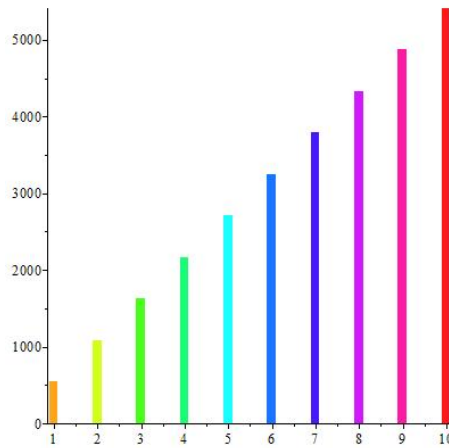
$$\omega_{110}:=52.036537$$

$$\omega_{210}:=5414.3092$$

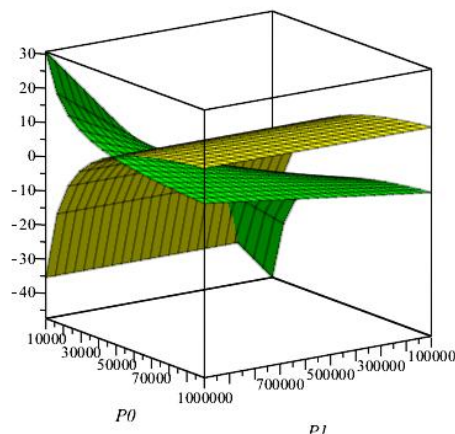
```
> Friq1:=seq(PLOT(rectangle([j-0.1,0],[j+0.1,omega1j]),COLOR(HUE,0.1*j)),j=1..N):
  display(Friq1,style=PATCHNOGRID);
```



```
> Friq2:=seq(PLOT(rectangle([j-0.1,0],[j+0.1,ω2_j]),COLOR(HUE,0.1·j)),j=1..N):
  display(Friq2,style=PATCHNOGRID);
```



```
> A2_1:=1: A2_4:=1: for i from 1 to N2 do
  C1_i:=evalf(subs(p_1=ω1_i,A1_1)): C2_i:=A2_1:
  C3_i:=evalf(subs(p_1=ω1_i,A1_2)): C4_i:=evalf(subs(p_1=ω1_i,A2_2)):
  C5_i:=evalf(subs(p_1=ω1_i,A1_3)): C6_i:=evalf(subs(p_1=ω1_i,A2_3)):
  D1_i:=evalf(subs(p_2=ω2_i,A1_4)): D2_i:=A2_4:
  D3_i:=evalf(subs(p_2=ω2_i,A1_5)): D4_i:=evalf(subs(p_2=ω2_i,A2_5)):
> plot3d([l01,l02],P1=10^5..10^6,P0=10^4..10^5,axes=boxed);
  P0,P1:=4·10^4,8·10^5:
```



> **for m from 1 to N do** $X_{1,m} := C1_m \cdot \sin(\omega 1_m x_1/a_1) + C2_m \cdot \cos(\omega 1_m x_1/a_1)$: $V_{1,m} := \frac{\partial}{\partial x_1} X_{1,m}$:

$X_{2,m} := C3_m \cdot \sin(\omega 1_m x_2/a_2) + C4_m \cdot \cos(\omega 1_m x_2/a_2)$: $V_{2,m} := \frac{\partial}{\partial x_2} X_{2,m}$:

$X_{3,m} := C5_m \cdot \sin(\omega 1_m x_3/a_3) + C6_m \cdot \cos(\omega 1_m x_3/a_3)$: $V_{3,m} := \frac{\partial}{\partial x_3} X_{3,m}$:

$X_{4,m} := D1_m \cdot \sin(\omega 2_m x_4/a_4) + D2_m \cdot \cos(\omega 2_m x_4/a_4)$: $V_{4,m} := \frac{\partial}{\partial x_4} X_{4,m}$:

$X_{5,m} := D3_m \cdot \sin(\omega 2_m x_5/a_5) + D4_m \cdot \cos(\omega 2_m x_5/a_5)$: $V_{5,m} := \frac{\partial}{\partial x_5} X_{5,m}$:

> **for i from 1 to N do** $s1_i := \text{subs}(p_1 = \omega 1_i, st1_1)$: $s2_i := \text{evalf}(\text{dsolve}(s1_i, T_1(t)))$:

$T_{1,i} := \text{expand}(\text{evalc}(\text{subs}(_C1 = CT1_i, _C2 = CT2_i, \text{rhs}(s2_i)))) \cdot \sqrt{\omega 1_i^2 - h_1^2}$:

$T0_{1,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, T_{1,i}))$:

$VT1_i := \frac{\partial}{\partial t} T_{1,i}$: $VT0_{1,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, VT1_i))$: $CT2_i := \text{solve}(VT0_{1,i}, CT2_i)$:

$s3_i := \text{subs}(p_1 = \omega 1_i, st1_2)$: $s4_i := \text{evalf}(\text{dsolve}(s3_i, T_2(t)))$:

$T_{2,i} := \text{expand}(\text{evalc}(\text{subs}(_C1 = CT1_i, _C2 = DT2_i, \text{rhs}(s4_i)))) \cdot \sqrt{\omega 1_i^2 - h_2^2}$:

$T0_{2,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, T_{2,i}))$:

$VT2_i := \frac{\partial}{\partial t} T_{2,i}$: $VT0_{2,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, VT2_i))$: $DT2_i := \text{solve}(VT0_{2,i}, DT2_i)$:

$s5_i := \text{subs}(p_1 = \omega 1_i, st1_3)$: $s6_i := \text{evalf}(\text{dsolve}(s5_i, T_3(t)))$:

$T_{3,i} := \text{expand}(\text{evalc}(\text{subs}(_C1 = CT1_i, _C2 = DT3_i, \text{rhs}(s6_i)))) \cdot \sqrt{\omega 1_i^2 - h_3^2}$:

$T0_{3,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, T_{3,i}))$:

$VT3_i := \frac{\partial}{\partial t} T_{3,i}$: $VT0_{3,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, VT3_i))$: $DT3_i := \text{solve}(VT0_{3,i}, DT3_i)$:

$s7_i := \text{subs}(p_2 = \omega 2_i, st1_4)$: $s8_i := \text{evalf}(\text{dsolve}(s7_i, T_4(t)))$:

$T_{4,i} := \text{expand}(\text{evalc}(\text{subs}(_C1 = DT1_i, _C2 = DT4_i, \text{rhs}(s8_i)))) \cdot \sqrt{\omega 1_i^2 - h_4^2}$:

$T0_{4,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, T_{4,i}))$:

$VT4_i := \frac{\partial}{\partial t} T_{4,i}$: $VT0_{4,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, VT4_i))$: $DT4_i := \text{solve}(VT0_{4,i}, DT4_i)$:

$s9_i := \text{subs}(p_2 = \omega 2_i, st1_5)$: $s10_i := \text{evalf}(\text{dsolve}(s9_i, T_5(t)))$:

$T_{5,i} := \text{expand}(\text{evalc}(\text{subs}(_C1 = DT1_i, _C2 = DT5_i, \text{rhs}(s10_i)))) \cdot \sqrt{\omega 1_i^2 - h_4^2}$:

$T0_{5,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, T_{5,i}))$:

$VT5_i := \frac{\partial}{\partial t} T_{5,i}$: $VT0_{5,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, VT5_i))$: $DT5_i := \text{solve}(VT0_{5,i}, DT5_i)$: **od**:

> **for** i **from** 1 **to** 10 **do** $eqC1 := T0_{1,m} = \frac{\int_0^{l_1} evalf(u0_1) \cdot X_{1,m} dx_1}{\int_0^{l_1} (X_{1,m})^2 dx_1} : AT1 := solve(eqC1):$

$u_{1,m} := subs(CT1_m = AT1, X_{1,m} \cdot T_{1,m}):$ **od**:

> **for** i **from** 1 **to** 10 **do** $eqC2 := T0_{2,m} = \frac{\int_0^{l_2} evalf(u0_2) \cdot X_{2,m} dx_2}{\int_0^{l_2} (X_{2,m})^2 dx_2} : AT2 := solve(eqC2):$

$u_{2,m} := subs(CT1_m = AT2, X_{2,m} \cdot T_{2,m}):$ **od**:

> **for** i **from** 1 **to** 10 **do** $eqC3 := T0_{3,m} = \frac{\int_0^{l_3} evalf(u0_3) \cdot X_{3,m} dx_3}{\int_0^{l_3} (X_{3,m})^2 dx_3} : AT3 := solve(eqC3):$

$u_{3,m} := subs(CT1_m = AT3, X_{3,m} \cdot T_{3,m}):$ **od**:

> **for** i **from** 1 **to** 10 **do** $eqC4 := T0_{4,m} = \frac{\int_0^{l_4} evalf(u0_4) \cdot X_{4,m} dx_4}{\int_0^{l_4} (X_{4,m})^2 dx_4} : AT4 := solve(eqC4):$

$u_{4,m} := subs(DT1_m = AT4, X_{4,m} \cdot T_{4,m}):$ **od**:

> **for** i **from** 1 **to** 10 **do** $eqC5 := T0_{5,m} = \frac{\int_0^{l_{01}} evalf(u0_{51}) \cdot X_{5,m} dx_5}{\int_0^{l_{01}} (X_{5,m})^2 dx_5} : AT5 := solve(eqC5):$

$u_{5,m} := subs(DT1_m = AT5, X_{5,m} \cdot T_{5,m}):$ **od**:

> $m := 'm'$:

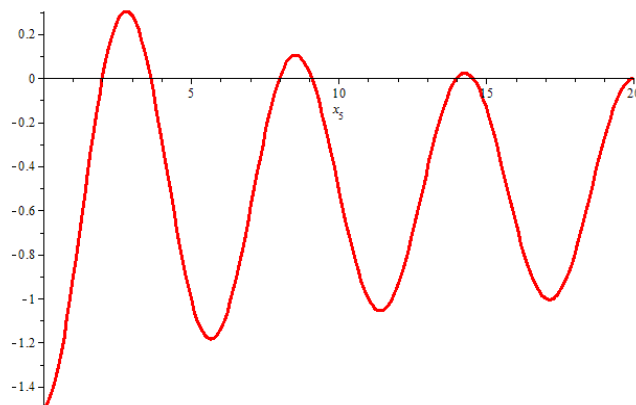
$u_1, u_2 := collect\left(U_1 + \sum_{m=1}^N u_{1,m}, \exp\right), collect\left(U_2 + \sum_{m=1}^N u_{2,m}, \exp\right):$

$u_3, u_4 := collect\left(U_3 + \sum_{m=1}^N u_{3,m}, \exp\right), collect\left(U_4 + \sum_{m=1}^N u_{4,m}, \exp\right):$

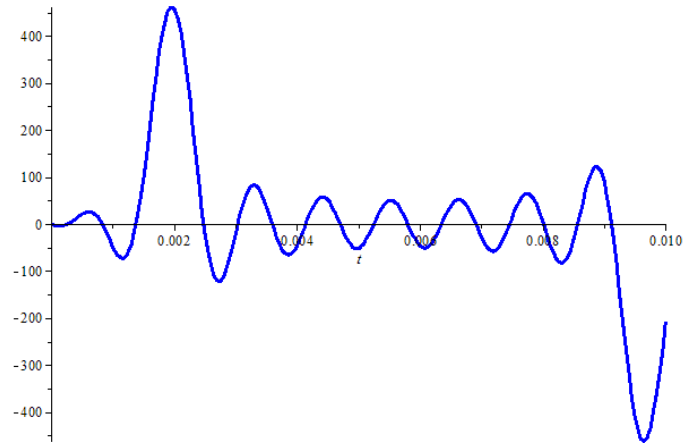
$u_5 := collect\left(U_{51} + \sum_{m=1}^N u_{5,m}, \exp\right):$

> $uX4, uX5, UT5 := \sum_{m=1}^N X_{4,m}, \sum_{m=1}^N X_{5,m}, \sum_{m=1}^N T_{5,m} : UVT5 := subs\left(f0 = 0.3, \frac{d}{dt} UT5\right):$

> $plot(uX5, x_5 = 0..15, thickness = 3, color = red);$



```
> plot(UVT5,t=0..0.01,thickness=3,color=blue);
```



```
> Digits:=6:
```

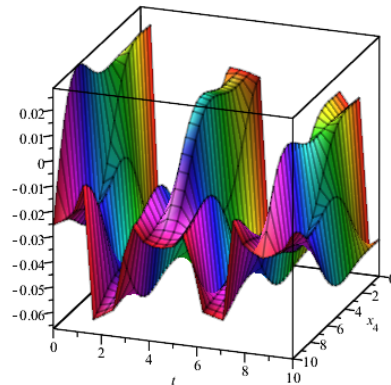
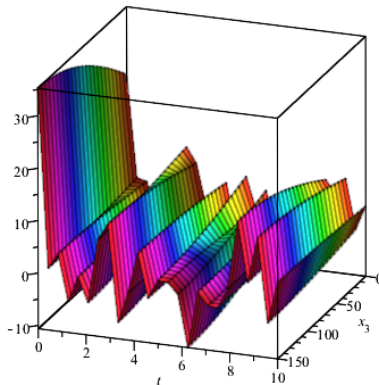
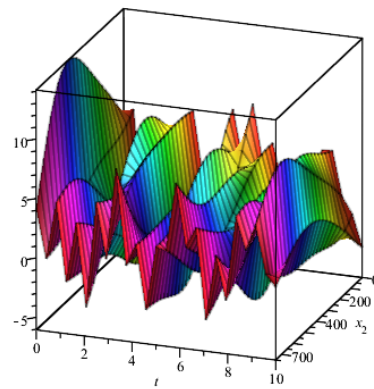
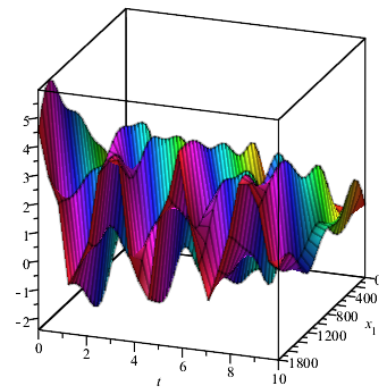
```
  for i from 1 to 10 do X5i:=fsolve(uX5,x5=0.1·(i-1)·l5..0.1·i·l5): od:
```

```
  T51:=fsolve(UVT5,t=-0.0001..0.0001):
```

```
> for i from 2N1 to 2N2+1 do T5i:=fsolve(UVT5,t=0.0001+0.00028·(i-1)..0.0002+
  0.0004·(i-1)): od:
```

```
> for i from N1 to N2 do u4,i:=piecewise(T52i ≤ t and t < T52i+1,subs(f0=0.3,u4),
  T52i ≤ t and t < T52i+1,subs(f0=-0.3,u4)):
```

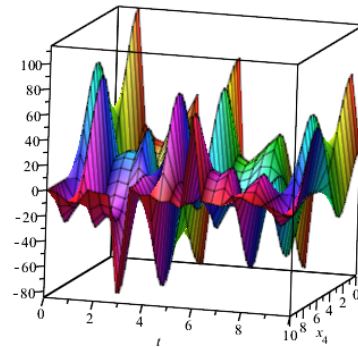
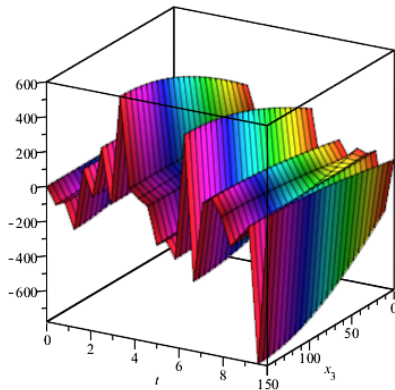
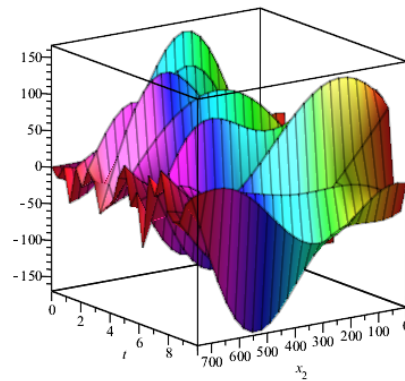
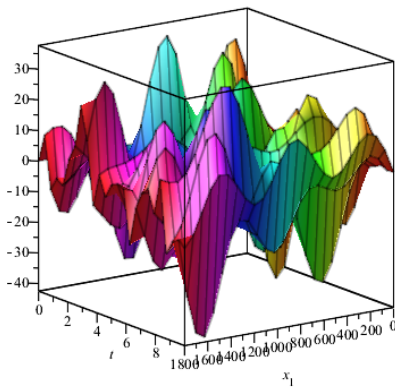
```
> for i from 1 to 4 do plot3d(ui,xi=0..li,t=0..10,axes=boxed,style=patch,
  grid=[25,25],color=xi): od;
```



```

> vu1,vu2:=collect( $\frac{\partial}{\partial t}u_1$ ,exp),collect( $\frac{\partial}{\partial t}u_2$ ,exp):
vu3,vu4:=collect( $\frac{\partial}{\partial t}u_3$ ,exp),collect( $\frac{\partial}{\partial t}u_4$ ,exp):
vu5,vu51,vu53:=collect( $\frac{\partial}{\partial t}u_5$ ,exp),collect( $\frac{\partial}{\partial t}u_{51}$ ,exp),collect( $\frac{\partial}{\partial t}u_{53}$ ,exp):
> for i from 1 to 4 do plot3d(vu_i,x_i=0..l_i,t=0..10,axes=boxed,style=patch,
grid=[25,25],color=x_i): od;

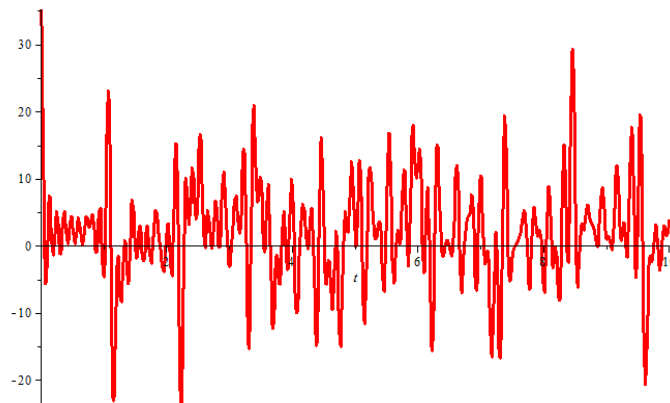
```



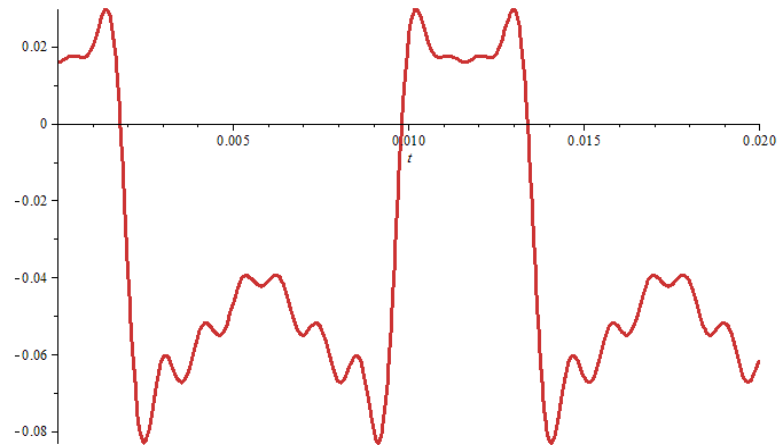
```

> u3l,u30:=subs(x3=l3,u3),evalf(subs(t=0,u3l):
u4l,u40:=subs(x4=0,u4),evalf(subs(t=0,u4l): Hid:=u4l-u40-u3l+u30:
plot(u3l,t=0..10,thickness=3,color=red);

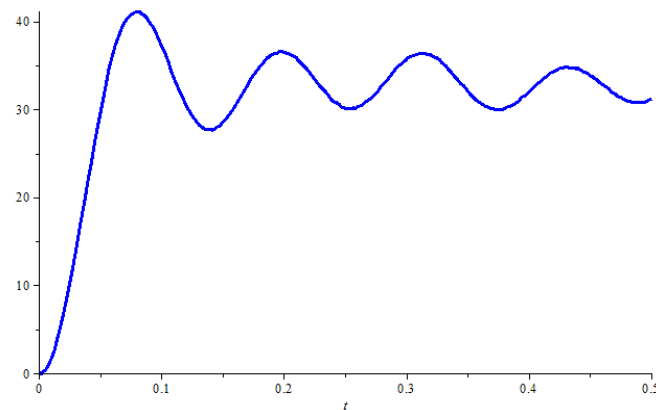
```



```
plot(u4l,t=0..0.02,thickness=3,color=orange);
```



```
plot(Hid,t=0..0.5,thickness=3,color=blue);
```



```
> ty:=fsolve(Hid-0.4,t=0..1):
```

```
u3,u4:=evalf(subs(x3=l3,t=t+ty,u3)),evalf(subs(x4=0,t=t+ty,u4)):
```

```
u3k,u4k:=evalf(subs(x3=l3,t=ty,u3)),evalf(subs(x4=0,t=ty,u4)):
```

```
u3l,u40:=evalf(subs(x3=l3,t=ty,vu3)),evalf(subs(x4=0,t=ty,vu4)):
```

```
v0:=v40-v3l:
```

```
> n,tk:=1.5,0.006:
```

```
eq1,eq2:=(M1+M2)·a2=-Fud,(M3+M4)·a3=Fud:
```

```
a2,a3:=solve(eq1,a2),solve(eq2,a3):
```

$$Eq1 = \frac{d^2}{dt^2} w(t) = a2 - a3:$$

```
W:=dsolve({Eq1,w(0)=0,D(w)(0)=v0},numeric,output=listprocedure):
```

```
> w:=evalf(w(t1),W):
```

```
for i from 160 to 200 do wp_i=w(0.00001i): od;
```

```
wmax:=max(seq(wp_i,i=160..200)): tmax:=0.002:
```

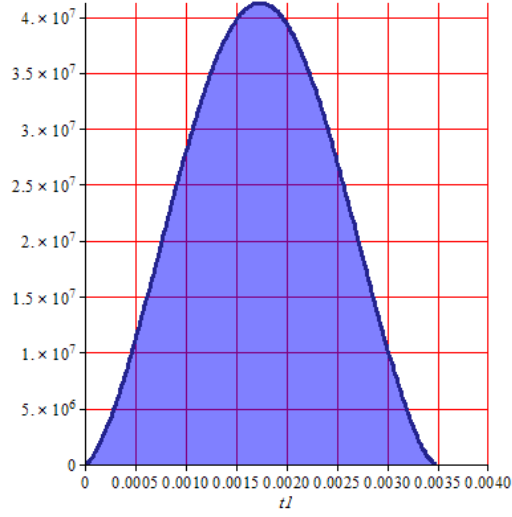
```
n,tk:=1.5,2tmax:
```

```
> odeplot(W,t1=0..tk,thickness=3,color=navy,axis=[gridlines=[10,color=red]]):
```

```
> w:=eval(w(t1),W): extrema(w,t1):
```


```
odeplot(W,[t1,kGerca·(w(t1))1.5],0..tk,color=navy,thickness=3,
```

```
axis=[gridlines=[10,color=red]]):
FUD:=0.01kGerca·wmax1.5:
> plot(0.01Fud,tl=0..tk,thickness=3,color=navy,filled=[color='Blue',
transparency=0.5],axis=[gridlines=[10,color=red]],thickness=3);
```




```
> eq3:=(∫0l1vu1·F1dx1+∫0l2vu2·F2dx2+∫0l3vu3·F3dx3+∫0l4vu4·F4dx4+∫0l01vu51·F5dx5)=
vud·(∫0l1F1dx1+∫0l2F2dx2+∫0l3F3dx3+∫0l4F4dx4+∫0l01F5dx5):
eq3:=evalf(subs(t=ty,eq3)): vud:=solve(eq3,vud):
> T1:=0.5·ρ·(∫0l1vu12·F1dx1+∫0l2vu22·F2dx2+∫0l3vu32·F3dx3+∫0l4vu42·F4dx4+
∫0l01vu512·F5dx5):
T1:=evalf(subs(t=ty,T1)):
T2:=0.5·(vud)2·ρ·(∫0l1F1dx1+∫0l2F2dx2+∫0l3F3dx3+∫0l4F4dx4+∫0l01F5dx5):
T3:=0.5·(vud)2·ρ·(∫0l3F3dx3+∫0l4F4dx4+∫0l01F5dx5):
ΔT:=T1-T2:
> K:=√(T2/T1): KPD:=100T3/T1: T4:=(1-K)·(T1-T2)/(1+K):
```

**ІНСТРУКЦІЯ КОРИСТУВАЧА ДО ПРОГРАМИ
РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ
БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА УДАРНИМ СПОСОБОМ
(метод Сен-Венана)
(SV-ImpactDrill)**

Для роботи з програмою потрібно запустити файл «Програма SV-ImpactDrill.mw» за допомогою середовища символічної математики Maple (після запуску Maple за допомогою команди  – Open a file відкрити файл «Програма SV-ImpactDrill.mw») та у тексті програми ввести такі вихідні дані моделі:

- $c0, m0, q, g := 53 \cdot 10^6, 9855, 1200, 9.81$:
- $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, f0 := 43.9, 48.4, 100, 150, 150, 0.3$:
- $\rho, E_1, L_3 := 7850, 2.1 \cdot 10^{11}, 40$:
- $Dtr_1, dtr_1, Dtr_2, dtr_2 := 0.1397, 0.1177, 0.2032, 0.0714, 1400$:
- $l_1, l_2, L, l_4, l_5 := 1400, 65, 130, 5, 20$:
- $E_{gr}, \rho_{gr} := 3.3 \cdot 10^{10}, 2320$:

Після введення вихідних даних потрібно здійснити розрахунок, за допомогою команди –  – Execute the entire worksheet.

За допомогою комп'ютерної програми проводились розрахунки частотного спектра, вільних та вимушених поперечних коливань прихопленої бурильної колони, збурених на різних резонансних частотах, амплітудно-частотної характеристики. Геометричні параметри бурильної колони зведено до табл. В.3, а фізичні характеристики бурильних труб та динамічні характеристики прихопленої бурильної колони зведено до табл. В.4.

Таблиця В.3 – Геометричні параметри дворозмірної бурильної колони

Діаметри труб, мм		Довжина секцій бурильної колони (БК), м				
бурильних (БТ)	обважненої (ОБТ)	вільної БК	ОБТ		прихопленої БК	
$Dtr_1(dtr_1)$	$Dtr_2(dtr_2)$	l_1	l_2	L	l_4	l_5
139,7(117,7)	203,2(71,4)	1400	65	130	5	20

Таблиця В.4 – Динамічні характеристики прихопленої бурильної колони

Густина			Модуль Юнга		Жорсткість талевого каната	Маса	Коефіцієнт тертя		
БТ	БР	сухого					в'язкого		
ρ	ρ_{gr}	q	E_1	E_{gr}	$c0$	$m0$	f	α_1	α_2
кг/м ³			ГПа		Н/м	кг	–	кг/с	
7850	2320	1200	210	33	$53 \cdot 10^6$	9855	0,3	48,4	380,4

Прискорення вільного падіння g .

Довжина ОБТ до місця встановлення ударного пристрою l_2 .

Довжина ОБТ L .

Довжина вільної ОБТ нижче місця встановлення ударного пристрою l_4 м.

Довжина прихоплення l_5 .

Густина матеріалу, з якого виготовлено БТ, і гірської породи ρ і ρ_{gr} відповідно.

Модулі пружності (Юнга) матеріалу, з якого виготовлено БТ, і гірської породи E і E_{gr} відповідно.

Сила розчеплення замкової пари $P1$.

Інтенсивність розподіленої по довжині прихоплення бурильних труб утримувальної сили $P0$.

Поточний момент часу t .

Результати проведених чисельних експериментів наведено на рис. В.8–рис. В.15.

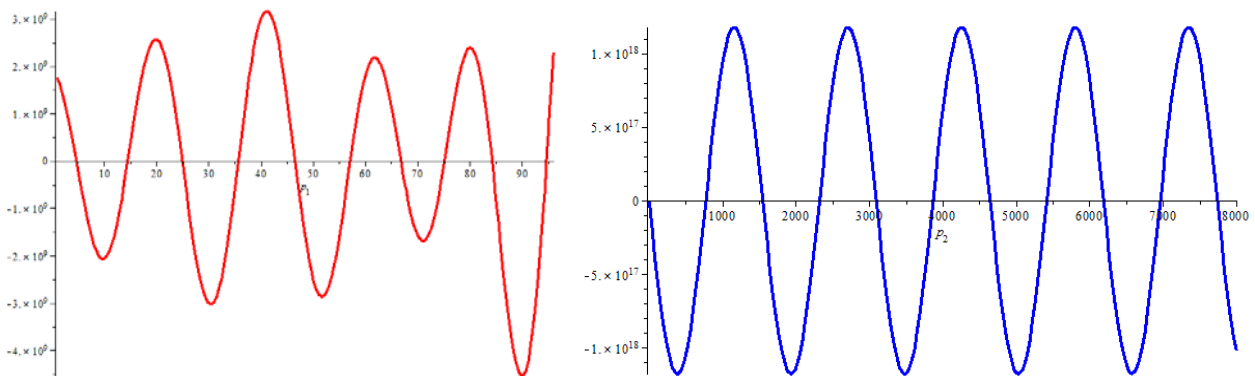


Рисунок В.8 – Частотне рівняння поздовжніх коливань:
 a – вільної, b – прихопленої компонок бурильної колони

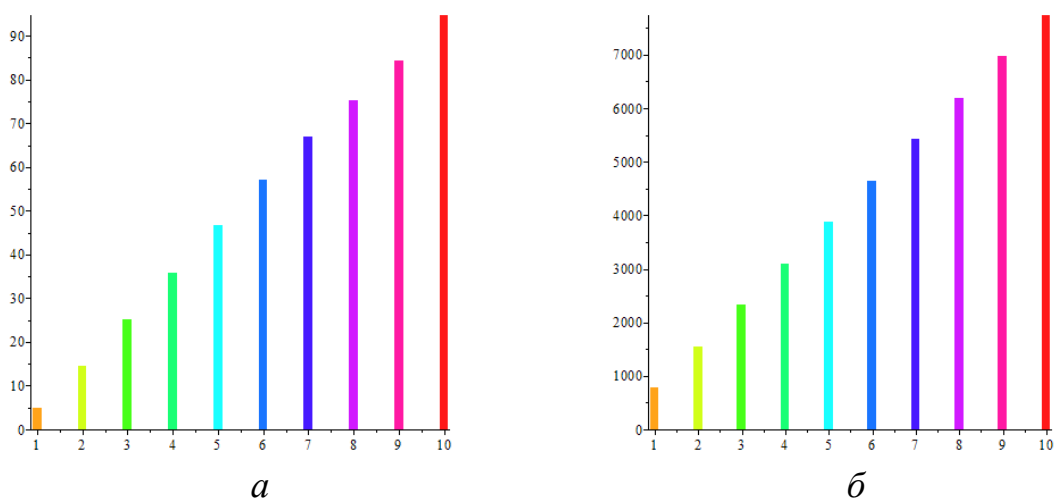


Рисунок В.9 – Частотний спектр поздовжніх коливань:
 a – вільної, b – прихопленої компонок бурильної колони

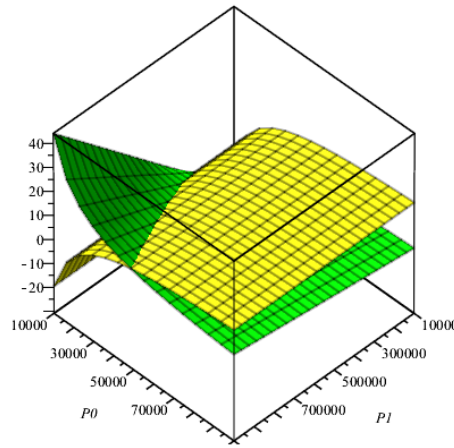
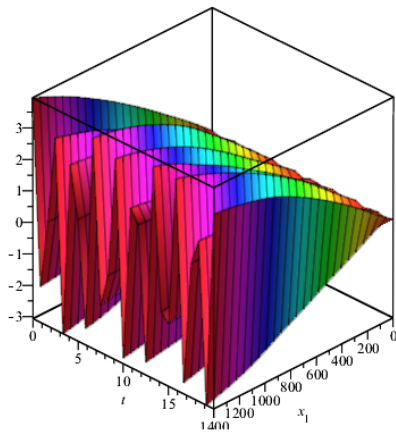
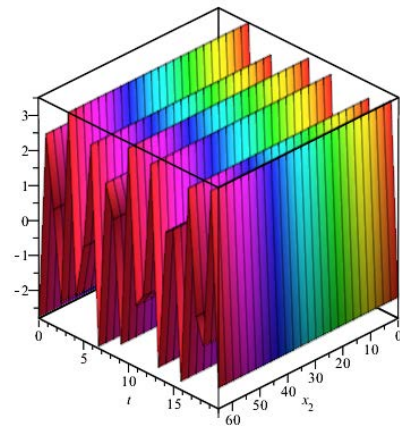


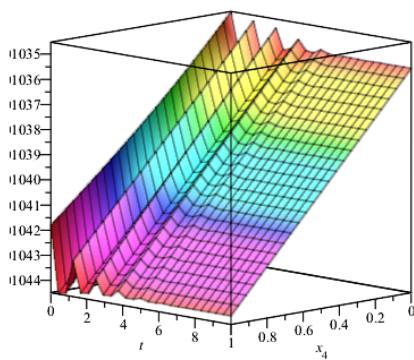
Рисунок В.10 – Визначення сили розчеплення замкової пари $P1$ в залежності від величини утримувальної сили, розподіленої по довжині прихоплення



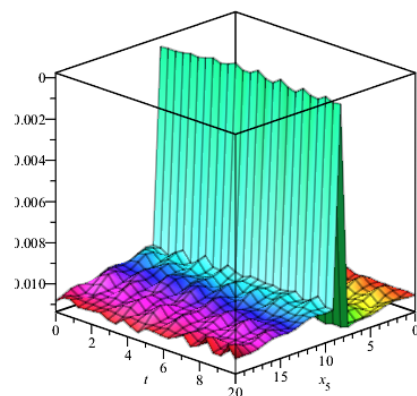
a



б



в



г

Рисунок В.11 – Поздовжні коливання аварійної компоновки бурильної колони:
a – колони БТ, *б* – ОБТ вище ударного пристрою,
в – ОБТ нижче ударного пристрою, *г* – біля зони прихоплення БК

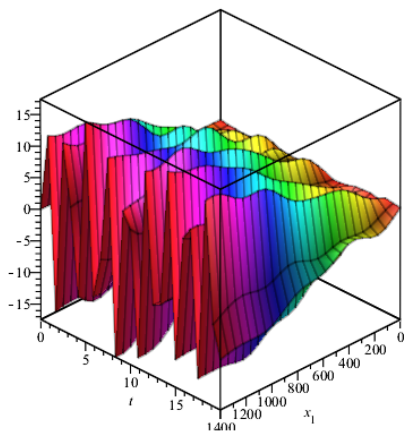
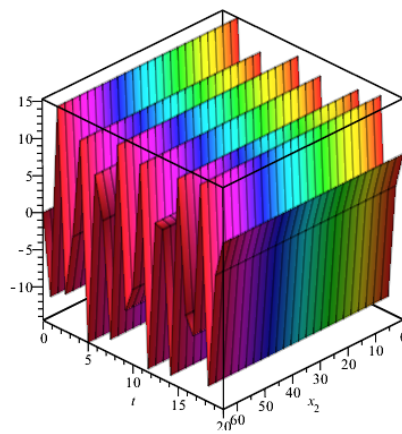
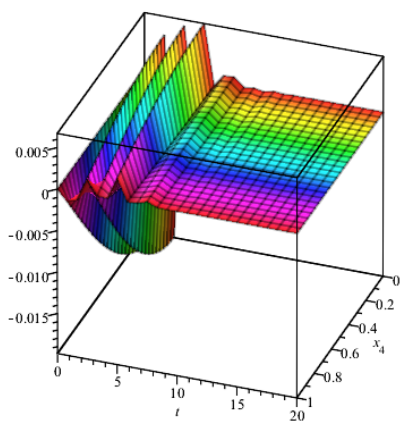
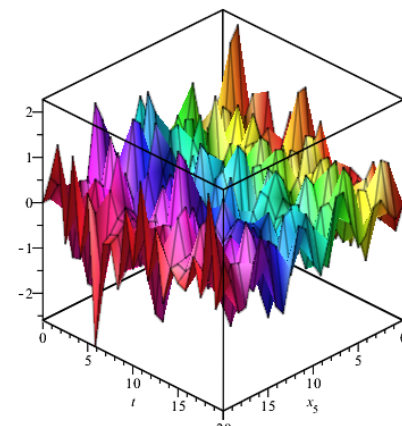
*a**б**в**г*

Рисунок В.12 – Швидкості поздовжніх коливань аварійної компоновки бурильної колони: *a* – колони БТ, *б* – ОБТ вище ударного пристрою, *в* – ОБТ нижче ударного пристрою, *г* – біля зони прихоплення БК

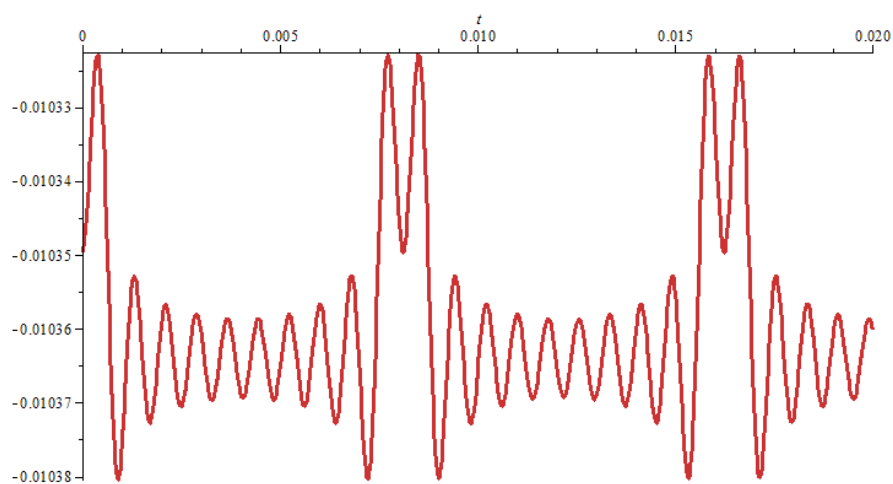


Рисунок В.13 – Поздовжні коливання біля зони прихоплення аварійної компоновки бурильної колони

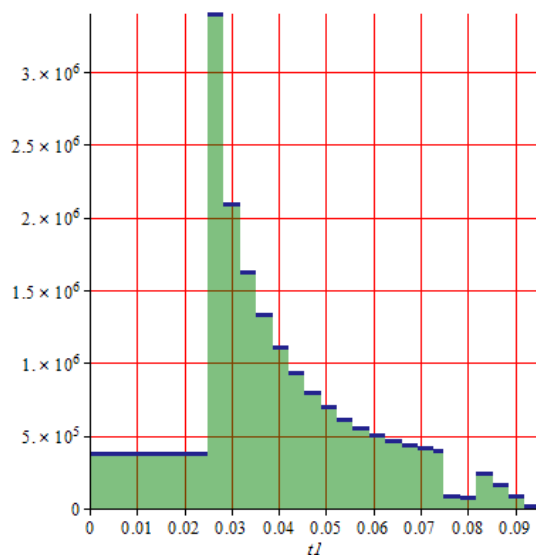


Рисунок В.14 – Ударний імпульс (сила взаємодії бойка і ковадла)

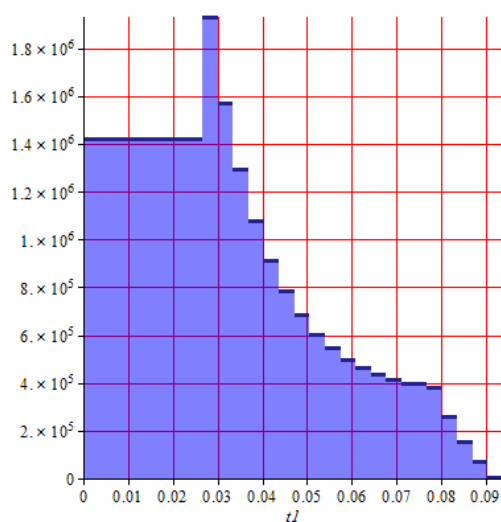


Рисунок В.15 – Ударний імпульс у зоні прихоплення

**ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА
УДАРНИМ СПОСОБОМ
(метод Сен-Венана)
(SV-ImpactDrill)**

(Вихідний код програми)

```

> restart: with(plottools): with(plots): with(linalg):
> N1,N2:=1,100:
> Egr,ρgr:=3.3·1010,2320:
  for j from 1 to 2 do Fj:=evalf((Dtrj2 - dtrj2)·π/4)+evalf(dtrj2·π/4):
  mtrj,mkj:=Fj·ρ,Fkj·q: od:
> for j from 1 to 2 do mj:=mtrj+mkj: Mj:=mj·lj end od:
> for i from 1 to 5 do ai:=√Ei/ρ : hi:=αi/(2Fi·ρ·li): od:
  for i from 2 to 5 do Ei:=E1: od: for i from 3 to 5 do αi,Fi:= α2,F2: od:
> for i from 1 to 5 do eqi:=∂2ui(xi,t)/∂t2 + 2hi·∂ui(xi,t)/∂t - ai2·∂2ui(xi,t)/∂xi2 = g : 0<xi,
  xi<li, t≥0: od:
  for i from 51 by 2 to 53 do
    eqi:=∂2ui(x5,t)/∂t2 + 2h5·∂ui(x5,t)/∂t - a52·∂2ui(x5,t)/∂x52 = g - f0·sign(∂ui(x5,t)/∂t): od:
> j:=1: kraj11,kraj12:=E1·F1·∂u1(x1,t)/∂x1 - c0·u1(x1,t) = m0·∂2u1(x1,t)/∂t2 - m0·g :
  E1·F1·∂u1(x1,t)/∂x1 - c0·u1(x1,t) = m0·a12·∂2u1(x1,t)/∂x12 - m0·g :
  kraj2:=u1(l1,t)=u2(0,t):
  kraj3:=E1·F1·∂u1(x1,t)/∂x1 = E2·F2·∂u2(x2,t)/∂x2 + q·(F2 - F1)·g·l1:
  kraj4:=E2·F2·∂u2(x2,t)/∂x2 = -q·F2·g·(l1 + L):
  kraj7:=E4·F4·∂u4(x4,t)/∂x4 = -q·g·(l1 + L):
  kraj8:=u4(l4,t)=u51(0,t):
  kraj9:=E4·F4·∂u4(x4,t)/∂x4 = E5·F5·∂u51(x5,t)/∂x5 + q(F5 - F4)·g·(l1 + L + l4):
  kraj101,kraj102:=u51(l01,t)=0,u53(l02,t)=0:

```

$$\text{kraj111}, \frac{\partial}{\partial x_5} u_{51}(x_5, t) = 0, \frac{\partial}{\partial x_5} u_{53}(x_5, t) = 0:$$

$$\text{kraj13} := E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_{53}(x_5, t) = -q \cdot F_5 \cdot g \cdot (l_1 + L + l_4 + l_5):$$

$$\begin{aligned} > \text{pocat1} := -E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_1 \cdot (l_1 - x_1) + \rho \cdot F_2 \cdot L + q \cdot (F_2 - F_1) \cdot l_1 - \\ & - q \cdot F_2 \cdot (l_1 + L)) + P1 = 0: \end{aligned}$$

$$\text{pocat2} := -E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_2 \cdot (L - x_2) - q \cdot F_2 \cdot (l_1 + L) + P1 = 0:$$

$$(l_1 + l_2) - q \cdot F_5 \cdot \sum_{j=1}^5 l_j) - P0 \cdot l_4 = 0:$$

$$\text{pocat4} := E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_4 \cdot x_4 - q \cdot F_4 \cdot (l_1 + L)) - P1 = 0:$$

$$\text{pocat5}, \text{pocat6} := \frac{\partial}{\partial t} u_1(x_1, 0) = 0, \frac{\partial}{\partial t} u_2(x_2, 0) = 0:$$

$$\text{pocat8}, \text{pocat9} := \frac{\partial}{\partial t} u_4(x_4, 0) = 0, \frac{\partial}{\partial t} u_5(x_5, 0) = 0:$$

$$\begin{aligned} \text{pocat10} := E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_{51}(x_5, t) + g \cdot (\rho \cdot F_4 \cdot l_4 + \rho \cdot F_5 \cdot x_5 + q \cdot F_5 \cdot (l_1 + L) + \\ + q \cdot (F_5 - F_4) \cdot l_4) + P0 \cdot x_5 - P1 = 0: \end{aligned}$$

$$\text{pocat111}, \text{pocat112} := u_{52}(x_5, t) = 0, \frac{\partial}{\partial t} u_{52}(x_5, 0) = 0:$$

$$\begin{aligned} \text{pocat12} := -E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_{53}(x_5, t) + g \cdot F_5 \cdot (\rho \cdot (l_5 - x_5) - q \cdot (l_1 + L + l_4 + l_5) + \\ + P0 \cdot (l_5 - x_5)) = 0: \end{aligned}$$

$$> u_1(x_1, t) := \text{solve}(\int \text{lhs}(\text{pocat1}) dx_1, u_1(x_1, 0)):$$

$$u10 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, x_1=0, \text{evalf}(\text{kraj12})), u_1(0, 0)):$$

$$u_1(x_1, 0) := \text{collect}(u_1(x_1, t), x_1) + u10: u_1(l_1, 0) := \text{subs}(x_1=l_1, u_1(x_1, 0)):$$

$$> u_2(x_2, t) := \text{solve}(\int \text{lhs}(\text{pocat2}) dx_2, u_2(x_2, 0)):$$

$$u20 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, \text{kraj2}), u_2(0, 0)):$$

$$u_2(x_2, 0) := \text{collect}(u_2(x_2, t), x_2) + u20: u_2(l_2, 0) := \text{subs}(x_2=l_2, u_2(x_2, 0)):$$

$$> u_4(x_4, t) := \text{solve}(\int \text{lhs}(\text{pocat4}) dx_4, u_4(x_4, 0)):$$

$$u_4(l_4, t) := \text{collect}(x_4=l_4, u_4(x_4, t)) + u40:$$

$$u_{51}(x_5, t), u_{53}(x_5, t) := \text{collect}(\text{solve}(\int \text{lhs}(\text{pocat10}) dx_5, u_{51}(x_5, t)), x_5),$$

$$\text{collect}(\text{solve}(\int \text{lhs}(\text{pocat12}) dx_5, u_{53}(x_5, t)), x_5):$$

$$> l01 := \text{solve}(\text{subs}(x_5=l01, \text{kraj111}), l01):$$

```

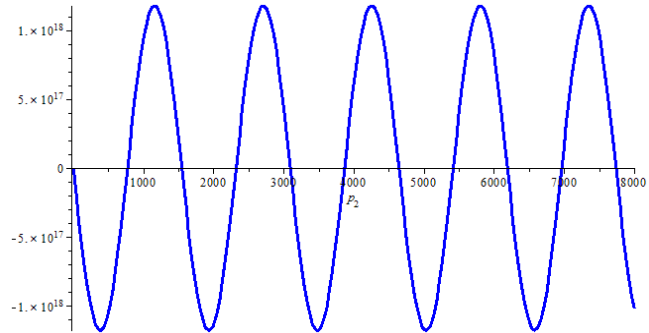
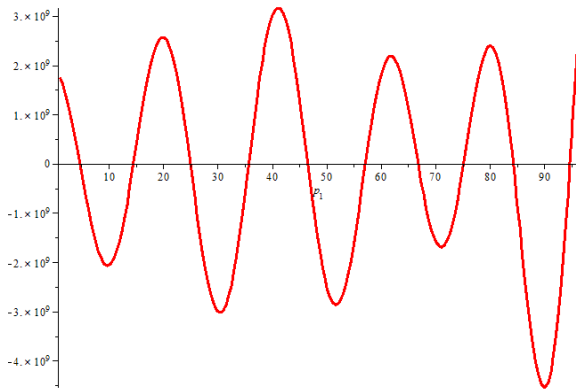
l02:=solve(subs(x5=l02,kraj112),l02): l0:=simplify(l02□l01);
u51:=solve(subs(x5=l01,u51(x5,t)+u510),u510):
u53:=solve(subs(x5=l02,u53(x5,t)+u530),u530):
> u51(x5,t),u52(x5,t),u51(x5,t):=u51(x5,t)+u51,0,u53(x5,t)+u53:
u51(0,t):=subs(x5=0,u51(x5,0)): u40:=solve(subs(t=0,kraj8),u40):
u4(x4,0):=u4(x4,t)+u40:
> for i from 1 to 4 do u_i(x_i):=b_{i,2}·x_i^2+b_{i,1}·x_i+b_{i,0}: od:
  for i from 51 by 2 to 53 do u_i(x_5):=b_{i,2}·x_5^2+b_{i,1}·x_5+b_{i,0}: od:
> for i from 1 to 4 do u_i(x_i,t):=u_i(x_i): b_{i,2}:=solve(eq_i,b_{i,2}): od:
  for i from 51 by 2 to 53 do u_i(x_5,t):=u_i(x_5): b_{i,2}:=solve(eq_i,b_{i,2}): od:
> eq1,eq2,eq3,eq4:=subs(x1=0,kraj11),subs(x1=l1,x2=0,kraj3),
  subs(x2=l2,kraj4),subs(x4=0,kraj7):
> koef1:=solve({eq1,eq2,eq3,eq4},{b_{1,0},b_{1,1},b_{2,1},b_{4,1}}); assign(koef1):
  for i from 1 to 4 do u_i(x_i,t):=b_{i,2}·x_i^2+b_{i,1}·x_i+b_{i,0}: od:
  for i from 51 by 2 to 53 do u_i(x_5,t):=b_{i,2}·x_5^2+b_{i,1}·x_5+b_{i,0}: od:
> u1(l1,t),u2(0,t):=subs(x1=l1,u1(x1,t)),subs(x2=0,u2(x2,t)): b_{2,0}:=solve(kraj2,b_{2,0}):
u2(l2,t),u3(0,t):=subs(x2=l2,b_{2,0}=b_{2,0},u2(x2,t)),subs(x3=0,u3(x3,t)):
u2l:=subs(x2=l2,u2(x2,t)): u30:=subs(x3=0,u3(x3,t)): b_{3,0}:=solve(kraj5,b_{3,0}):
u4(l4,t),u51(0,t):=subs(x4=l4,u4(x4,t)),subs(x5=0,u51(x5,t)):
b_{51,1},b_{53,1}:=solve(subs(x4=l4,x5=0,kraj9),b_{51,1}),solve(subs(x5=l5,kraj13),b_{53,1}):
> for i from 51 by 2 to 53 do u_i(x_5,t):=b_{i,2}·x_5^2+b_{i,1}·x_5+b_{i,0}: od:
  eq5,eq6:=subs(x5=L01,kraj111),subs(x5=L02,kraj112):
  L01:=solve(eq5,L01): L02:=solve(eq6,L02): L0:=simplify(L02-L01);
> for i from 51 by 2 to 53 do u_i(x_5):=b_{i,2}·x_5^2+b_{i,1}·x_5+b_{i,0}: od:
  u51,u53:=subs(x5=L01,u51(x5,t)),subs(x5=L02,u53(x5,t)):
  koef2:=solve({u51,u53},{b_{51,0},b_{53,0}}): assign(koef2):
  eq13:=u4(l4,t)=b_{51,0}: b_{4,0}:=solve(eq13,b_{4,0}):
> for i from 1 to 2 do U_i:=b_{i,2}·x_i^2+b_{i,1}·x_i+b_{i,0}: od:
  for i from 51 by 2 to 53 do U_i(x_5,t):=b_{i,2}·x_5^2+b_{i,1}·x_5+b_{i,0}: od:
> for i from 1 to 2 do u_i(x_i,0):=collect(simplify(u_i(x_i,0)-U_i),x_i): od:
  u4(x4,0):=collect(simplify(u4(x4,0)-U4),x4):
  for i from 51 by 2 to 53 do u_i(x_5,0):=collect(simplify(u_i(x_5,0)-U_i),x_5): od:
> u1(x1,t),u2(x2,t),u3(x3,t),u4(x4,t),u51(x5,t),u53(x5,t):='u1(x1,t)', 'u2(x2,t)', 'u3(x3,t)',
  'u4(x4,t)', 'u51(x5,t)', 'u53(x5,t)':
  for i from 1 to 5 do init_c_i:=u_i(x_i,0),D2(u_i)(x_i,0) od:
> for i from 1 to 3 do Eq1:=subs(u_i(x_i,t)=X_i(x_i)·T(t),lhs(eq_i)):

```

```

S1:=expand(Eq1/(X_i(x_i)·T(t))):
st1_i:=op(1,S1)+op(2,S1)=-p_1^2: sx1:=op(3,S1)=p_1^2: sx2:=dsolve(sx1,X_i(x_i)):
X_i(x_i):=subs(_C1=A1_i,_C2=A2_i,rhs(sx2)): od:
> for i from 4 to 5 do Eq1:=subs(u_i(x_i,t)=X_i(x_i)·T(t),lhs(eq_i)):
S1:=expand(Eq1/(X_i(x_i)·T(t))):
st1_i:=op(1,S1)+op(2,S1)=-p_2^2: sx1:=op(3,S1)=p_2^2: sx2:=dsolve(sx1,X_i(x_i)):
X_i(x_i):=subs(_C1=A1_i,_C2=A2_i,rhs(sx2)): od:
> Eq1:=E_1·F_1· $\frac{\partial}{\partial x_1}$ X_1(x_1)-c0·X_1(x_1)=m0·a_1^2 $\frac{\partial^2}{\partial x_1^2}$ X_1(x_1):
Eq1:=evalf(subs(x_1=0,Eq1)): Eq2:=evalf(subs(x_1=l_1,x_2=0,X_1(x_1)=X_2(x_2))):
Eq3:=E_1·F_1· $\frac{\partial}{\partial x_1}$ X_1(x_1)=E_2·F_2· $\frac{\partial}{\partial x_2}$ X_2(x_2): Eq3:=evalf(subs(x_1=l_1,x_2=0,Eq3)):
Eq4:=evalf(subs(x_2=l_2,x_3=0,X_2(x_2)=X_3(x_3))):
Eq5:=E_2·F_2· $\frac{\partial}{\partial x_2}$ X_2(x_2)=E_3·F_3· $\frac{\partial}{\partial x_3}$ X_3(x_3): Eq5:=evalf(subs(x_2=l_2,x_3=0,Eq5)):
Eq6:=E_3·F_3· $\frac{\partial}{\partial x_3}$ X_3(x_3)=0: Eq6:=evalf(subs(x_3=l_3,Eq6)):
> Eq7:=E_4·F_4· $\frac{\partial}{\partial x_4}$ X_4(x_4)=0: Eq7:=evalf(subs(x_4=0,Eq7)):
Eq8:=evalf(subs(x_4=l_4,x_5=0,X_4(x_4)=X_5(x_5))):
Eq9:=E_4·F_4· $\frac{\partial}{\partial x_4}$ X_4(x_4)=E_5·F_5· $\frac{\partial}{\partial x_5}$ X_5(x_5): Eq9:=evalf(subs(x_4=l_4,x_5=0,Eq9)):
Eq10:=E_5·F_5· $\frac{\partial}{\partial x_5}$ X_5(x_5)=0: Eq10:=evalf(subs(x_5=l_5,Eq10)):
> S2:=genmatrix({Eq1,Eq2,Eq3,Eq4},{A1_1,A2_1,A1_2,A2_2}): Δ1:=convert(det(S2),trig):
S4:=genmatrix({Eq7,Eq8,Eq9,Eq10},{A1_4,A2_4,A1_5,A2_5}): Δ2:=convert(det(S4),trig):
> S3:=genmatrix({Eq1,Eq3,Eq4},{A1_1,A1_2,A2_2}): assign(S3):
S5:=solve({Eq7,Eq8,Eq9},{A1_4,A1_5,A2_5}): assign(S5):
> c0,m0,q,g:=53·10^6,9855,1200,9.81:
> α_1,α_2,α_4,α_5,f0:=48.4,48.4,380.4,380.4,0.3:
> ρ,E_1,l_1,l_2,l_4,l_5,L:=7850,2.1·10^11,1400,65,1,20,130:
Dtr_1,dtr_1,Dtr_2,dtr_2:=0.1397,0.1177,0.2032,0.0714:
> plot(Δ1/p_1^2,p=1..80,thickness=3,color=red);
> plot(Δ2/p_2^3,p=1..5500,thickness=3,color=blue);

```



```
> N:=10: for i from 1 to N do  $\omega_{1j}:=\text{evalf}(\text{RootOf}(\Delta_1,p_1,10\cdot j-5))$ :  

 $\omega_{2j}:=\text{evalf}(\text{RootOf}(\Delta_2,p_2,775\cdot j))$ : od;
```

$\omega_{1_1}:=4.7415927$

$\omega_{2_1}:=774.004974$

$\omega_{1_2}:=14.580583$

$\omega_{2_2}:=1548.00994$

$\omega_{1_3}:=24.994532$

$\omega_{2_3}:=2322.01492$

$\omega_{1_4}:=35.745816$

$\omega_{2_4}:=3096.01990$

$\omega_{1_5}:=46.571650$

$\omega_{2_5}:=3870.02487$

$\omega_{1_6}:=57.154822$

$\omega_{2_6}:=4644.02984$

$\omega_{1_7}:=66.824886$

$\omega_{2_7}:=5418.03482$

$\omega_{1_8}:=75.193229$

$\omega_{2_8}:=6192.03979$

$\omega_{1_9}:=84.287548$

$\omega_{2_9}:=6966.04476$

$\omega_{1_{10}}:=94.719532$

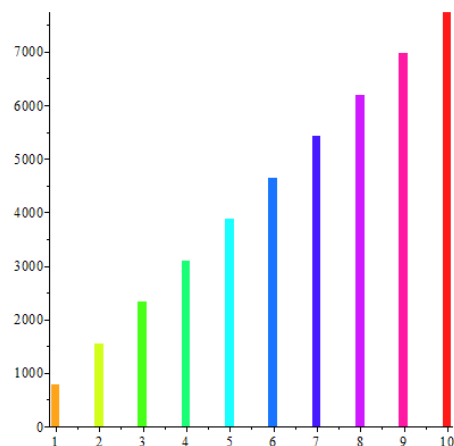
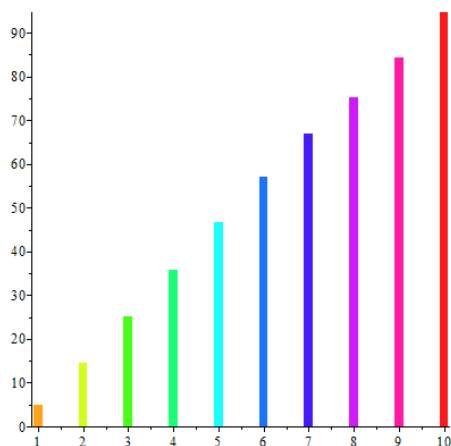
$\omega_{2_{10}}:=7740.04974$

```
> Friq1:=seq(PLOT(rectangle([j-0.1,0],[j+0.1, $\omega_{1j}$ ]),COLOR(HUE,0.1\cdot j)),j=1..N):  

display(Friq1,style=PATCHNOGRID);
```

```
> Friq2:=seq(PLOT(rectangle([j-0.1,0],[j+0.1, $\omega_{2j}$ ]),COLOR(HUE,0.1\cdot j)),j=1..N):  

display(Friq2,style=PATCHNOGRID);
```



```
> A2_1:=1: A2_4:=1: for i from 1 to N2 do
```

$C1_i:=\text{evalf}(\text{subs}(p_1=\omega_{1_i},A1_1))$: $C2_i:=A2_1$:

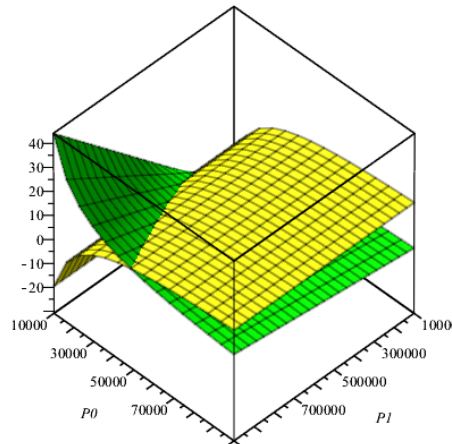
$C3_i:=\text{evalf}(\text{subs}(p_1=\omega_{1_i},A1_2))$: $C4_i:=\text{evalf}(\text{subs}(p_1=\omega_{1_i},A2_2))$:

$C5_i:=\text{evalf}(\text{subs}(p_1=\omega_{1_i},A1_3))$: $C6_i:=\text{evalf}(\text{subs}(p_1=\omega_{1_i},A2_3))$:

```

D1i:=evalf(subs(p2=ω2i,A14)): D2i:=A24:
D3i:=evalf(subs(p2=ω2i,A15)): D4i:=evalf(subs(p2=ω2i,A25)):
> plot3d([l01,l02],P1=105..106,P0=104..105,axes=boxed);
P0,P1:=4·104,8·105:

```



> **for** i **from** 1 **to** 10 **do**

$$X_{1,m} := C1_m \cdot \sin(\omega 1_m \cdot x_1 / a_1) + C2_m \cdot \cos(\omega 1_m \cdot x_1 / a_1): V_{1,m} := \frac{\partial}{\partial x_1} X_{1,m} :$$

$$X_{2,m} := C3_m \cdot \sin(\omega 1_m \cdot x_2 / a_2) + C4_m \cdot \cos(\omega 1_m \cdot x_2 / a_2): V_{2,m} := \frac{\partial}{\partial x_2} X_{2,m} :$$

$$X_{3,m} := C5_m \cdot \sin(\omega 1_m \cdot x_3 / a_3) + C6_m \cdot \cos(\omega 1_m \cdot x_3 / a_3): V_{3,m} := \frac{\partial}{\partial x_3} X_{3,m} :$$

$$X_{4,m} := D1_m \cdot \sin(\omega 2_m \cdot x_4 / a_4) + D2_m \cdot \cos(\omega 2_m \cdot x_4 / a_4): V_{4,m} := \frac{\partial}{\partial x_4} X_{4,m} :$$

$$X_{5,m} := D3_m \cdot \sin(\omega 2_m \cdot x_5 / a_5) + D4_m \cdot \cos(\omega 2_m \cdot x_5 / a_5): V_{5,m} := \frac{\partial}{\partial x_5} X_{5,m} :$$

> **for** i **from** 1 **to** 10 **do** $s1_i := \text{subs}(p_1 = \omega 1_i, st1_i)$: $s2_i := \text{evalf}(\text{dsolve}(s1_i, T_1(t)))$:

$$T_{1,i} := \text{expand}(\text{evalc}(\text{subs}(_C1 = CT1_i, _C2 = CT2_i, \text{rhs}(s2_i)))) \cdot \sqrt{\omega 1_i^2 - h_1^2} :$$

$$T0_{1,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, T_{1,i})):$$

$$VT1_i := \frac{\partial}{\partial t} T_{1,i} : VT0_{1,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, VT1_i)): CT2_i := \text{solve}(VT0_{1,i}, CT2_i):$$

$$s3_i := \text{subs}(p_1 = \omega 1_i, st1_2): s4_i := \text{evalf}(\text{dsolve}(s3_i, T_2(t))):$$

$$T_{2,i} := \text{expand}(\text{evalc}(\text{subs}(_C1 = CT1_i, _C2 = DT2_i, \text{rhs}(s4_i)))) \cdot \sqrt{\omega 1_i^2 - h_2^2} :$$

$$T0_{2,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, T_{2,i})):$$

$$VT2_i := \frac{\partial}{\partial t} T_{2,i} : VT0_{2,i} := \text{evalf}(\text{subs}(t=0, VT2_i)): DT2_i := \text{solve}(VT0_{2,i}, DT2_i):$$

$$s5_i := \text{subs}(p_1 = \omega 1_i, st1_3): s6_i := \text{evalf}(\text{dsolve}(s5_i, T_3(t))):$$

$$T_{3,i} := \text{expand}(\text{evalc}(\text{subs}(_C1 = CT1_i, _C2 = DT3_i, \text{rhs}(s6_i)))) \cdot \sqrt{\omega 1_i^2 - h_3^2} :$$


```

T03,i:=evalf(subs(t=0,T3,i)):
VT3i:= $\frac{\partial}{\partial t}$ T3,i: VT03,i:=evalf(subs(t=0,VT3i)): DT3i:=solve(VT03,i,DT3i):
s7i:=subs(p2= $\omega$ 2i,st14): s8i:=evalf(dsolve(s7i,T4(t))):
T4,i:=expand(evalc(subs(_C1=DT1i,_C2=DT4i,rhs(s8i)))) $\cdot\sqrt{\omega 1_i^2 - h_4^2}$ :
T04,i:=evalf(subs(t=0,T4,i)):
VT4i:= $\frac{\partial}{\partial t}$ T4,i: VT04,i:=evalf(subs(t=0,VT4i)): DT4i:=solve(VT04,i,DT4i):
s9i:=subs(p2= $\omega$ 2i,st15): s10i:=evalf(dsolve(s9i,T5(t))):
T5,i:=expand(evalc(subs(_C1=DT1i,_C2=DT5i,rhs(s10i)))) $\cdot\sqrt{\omega 1_i^2 - h_4^2}$ :
T05,i:=evalf(subs(t=0,T5,i)):
VT5i:= $\frac{\partial}{\partial t}$ T5,i: VT05,i:=evalf(subs(t=0,VT5i)): DT5i:=solve(VT05,i,DT5i): od:

> for m from 1 to 10 do CT1m:= $\frac{\int_0^{l_1} evalf(u_1(x_1,0)) \cdot X_{1,m} dx_k}{\int_0^{l_1} (X_{1,m})^2 dx_1}$ : AT1:=solve(eqC1):
u1,m:=subs(CT1m=AT1,X1,m·T1,m): od:

> for i from 1 to 10 do eqC2:=T02,m= $\frac{\int_0^{l_2} evalf(u_2(x_2,0)) \cdot X_{2,m} dx_2}{\int_0^{l_2} (X_{2,m})^2 dx_2}$ :
AT2:=solve(eqC2):
u2,m:=subs(CT1m=AT2,X2,m·T2,m): od:

> for i from 1 to 10 do eqC3:=T03,m= $\frac{\int_0^{l_3} evalf(u_3(x_3,0)) \cdot X_{3,m} dx_3}{\int_0^{l_3} (X_{3,m})^2 dx_3}$ :
AT3:=solve(eqC3):
u3,m:=subs(CT1m=AT3,X3,m·T3,m): od:

> for i from 1 to 10 do eqC4:=T04,m= $\frac{\int_0^{l_4} evalf(u_4(x_4,0)) \cdot X_{4,m} dx_4}{\int_0^{l_4} (X_{4,m})^2 dx_4}$ :
AT4:=solve(eqC4): u4,m:=subs(DT1m=AT4,X4,m·T4,m): od:

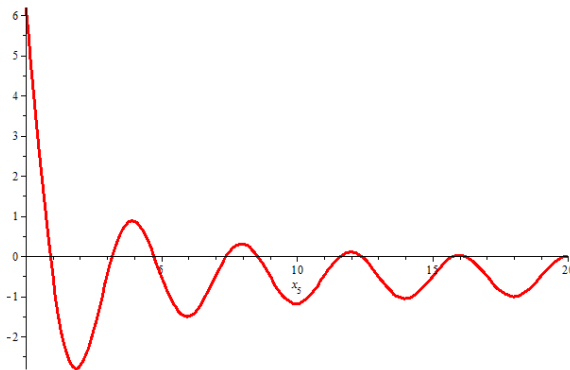
> for i from 1 to 10 do eqC5:=T05,m= $\frac{\int_0^{l_{01}} evalf(u_{51}(x_5,0)) \cdot X_{5,m} dx_5}{\int_0^{l_{01}} (X_{5,m})^2 dx_5}$ :
AT5:=solve(eqC5): u5,m:=subs(DT1m=AT5,X5,m·T5,m): od:
> m:=m':
u1,u2:=collect(U1 +  $\sum_{m=1}^N u_{1,m}$ , exp),collect(U2 +  $\sum_{m=1}^N u_{2,m}$ , exp):

```

```

u3,u4:=collect(U3 + sum(u3,m,exp),collect(U4 + sum(u4,m,exp)):
u5:=collect(U51 + sum(u5,m,exp)):
> UX4,UX5,UT5:=sum(X4,m),sum(X5,m),sum(T5,m):
UVT5:=subs(f0=0.3,d/UT5):
> plot(uX5,x5=0..l5,thickness=3,color=red);

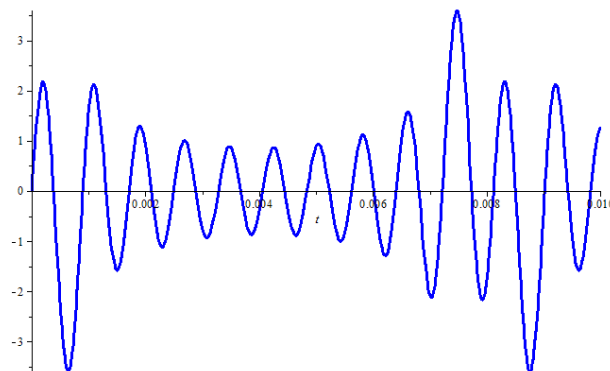
```



```

> plot(UVT5,t=0..0.01,thickness=3,color=blue);

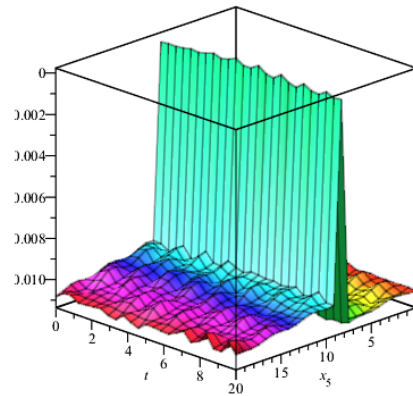
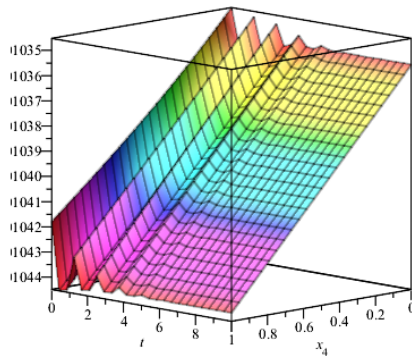
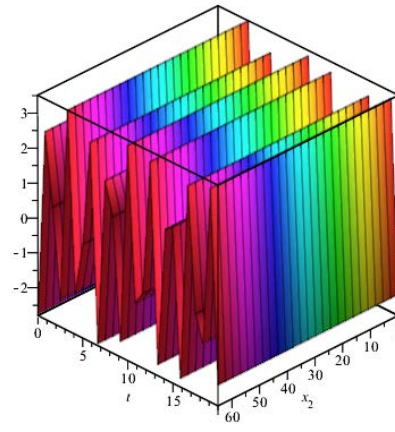
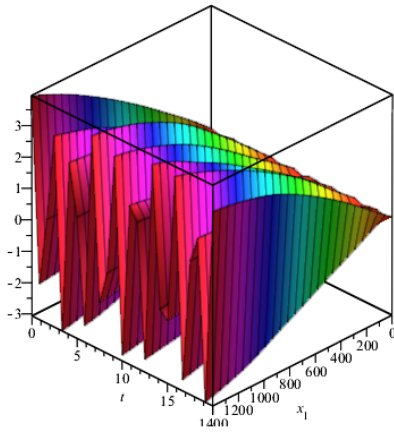
```



```

> Digits:=6:
  for i from 1 to 10 do X5i:=fsolve(UX5,x5=0.1*(i-1)..0.1*i): od:
  T51:=fsolve(UVT5,t=-0.0001..0.0001):
> for i from 2N1 to 2N2+1 do T5i:=fsolve(UVT5,t=0.0001+0.00028*(i-1)..0.0002+
  0.0004*(i-1)): od:
> for i from N1 to N2 do u4,i:=piecewise(T52i-1<=t and t<T52i,subs(f0=0.3,u4),
  T52i<=t and t<T52i+1,subs(f0=-0.3,u4)):
> for i from 1 to 2 do plot3d(u_i,x_i=0..l_i,t=0..10,axes=boxed,style=patch,
  grid=[25,25],color=x_i): od;

```

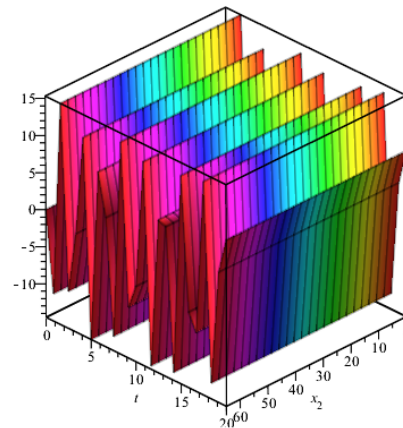
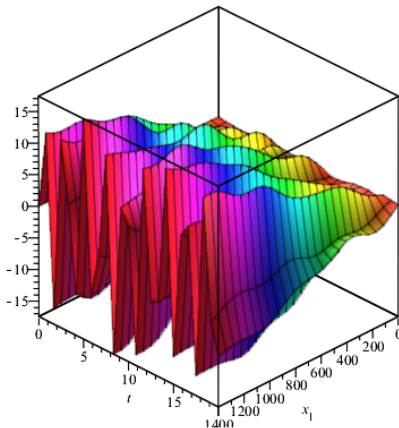


> $vu_1, vu_2 := \text{collect}\left(\frac{\partial}{\partial t} u_1, \text{exp}\right), \text{collect}\left(\frac{\partial}{\partial t} u_2, \text{exp}\right):$

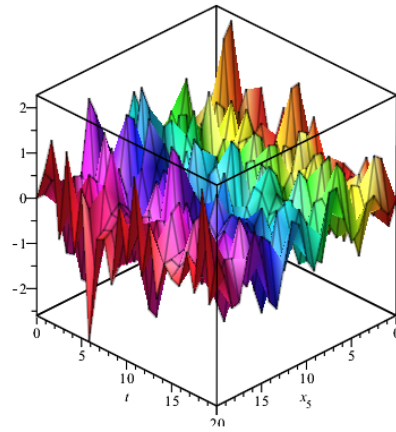
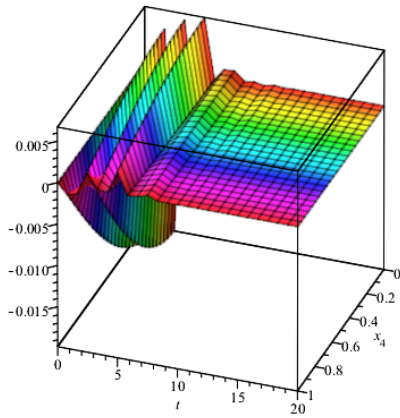
$vu_3, vu_4 := \text{collect}\left(\frac{\partial}{\partial t} u_3, \text{exp}\right), \text{collect}\left(\frac{\partial}{\partial t} u_4, \text{exp}\right):$

$vu_5 := \text{collect}\left(\frac{\partial}{\partial t} u_5, \text{exp}\right):$

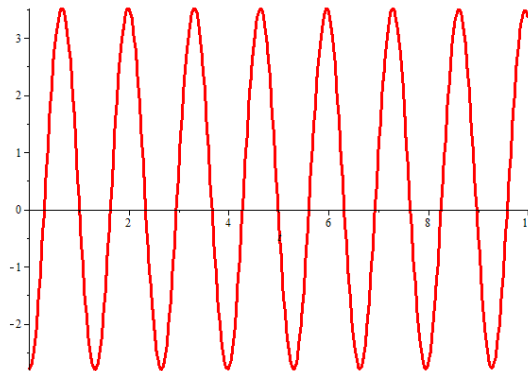
> **for** i **from** 1 **to** 2 **do** $\text{plot3d}(vu_i, x_i=0..l_i, t=0..10, \text{axes}=\text{boxed}, \text{style}=\text{patch}, \text{grid}=[25,25], \text{color}=x_i):$ **od**;



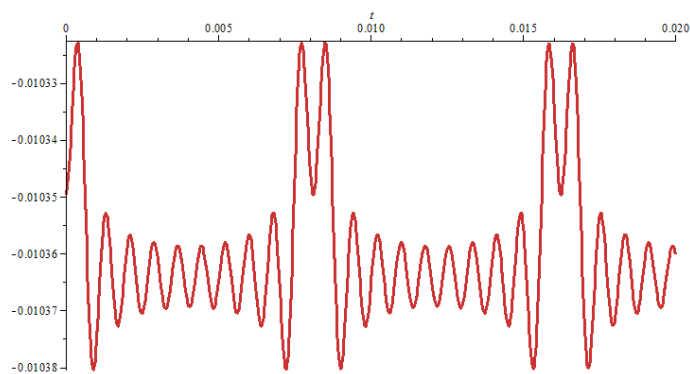
> **for** i **from** 4 **to** 5 **do** $\text{plot3d}(vu_i, x_i=0..l_i, t=0..10, \text{axes}=\text{boxed}, \text{style}=\text{patch}, \text{grid}=[25,25], \text{color}=x_i):$ **od**;



```
> u2l,u20:=subs(x2=L,u2),evalf(subs(t=0,u2l):
u4l,u40:=subs(x4=0,u4),evalf(subs(t=0,u4l):
Hid:=u4l-u40-u2l+u20:
plot(u2l,t=0..10,thickness=3,color=red);
```



```
plot(u4l,t=0..0.02,thickness=3,color=orange);
```



```
plot(Hid,t=0..0.5,thickness=3,color=navy):
```

```
> ty:=fsolve(|Hid|-0.5,t=0.1..0.15):
s0:=evalf(subs(x1=l1,t=ty,vu1)):
v0:=evalf(subs(x2=l2,t=ty,vu2)):
w0:=evalf(subs(x4=0,t=ty,vu4)):
n0:=evalf(subs(x5=l01,t=ty,vu5)):
```

$$> S0_0 := E_1 \cdot F_1 \cdot \text{evalf}(\text{subs}(x_1=0, t=ty, \frac{\partial}{\partial x_1} u_1)):$$

$$S_0 := E_1 \cdot F_1 \cdot \text{evalf}(\text{subs}(x_1=l_1, t=ty, \frac{\partial}{\partial x_1} u_1)):$$

$$R_0 := E_2 \cdot F_2 \cdot \text{evalf}(\text{subs}(x_2=l_2, t=ty, \frac{\partial}{\partial x_2} u_2)):$$

$$Q_0 := E_4 \cdot F_4 \cdot \text{evalf}(\text{subs}(x_4=0, t=ty, \frac{\partial}{\partial x_4} u_4)):$$

$$N_0 := E_5 \cdot F_5 \cdot \text{evalf}(\text{subs}(x_5=l01, t=ty, \frac{\partial}{\partial x_5} u_5)):$$

$$> T1 := 0.5 \cdot \rho \cdot (\int_0^{l_1} v u_1^2 \cdot F_1 dx_1 + \int_0^{l_2} v u_2^2 \cdot F_2 dx_2):$$

$$T1 := \text{evalf}(\text{subs}(t=ty, T1)):$$

$$T2 := 0.5 \cdot (vud)^2 \cdot \rho \cdot (\int_0^{l_1} F_1 dx_1 + \int_0^{l_2} F_2 dx_2 + \int_0^{l_3} F_3 dx_3 + \int_0^{l_4} F_4 dx_4 + \int_0^{l01} F_5 dx_5):$$

$$T3 := 0.5 \cdot (vud)^2 \cdot \rho \cdot (\int_0^{l_3} F_3 dx_3 + \int_0^{l_4} F_4 dx_4 + \int_0^{l01} F_5 dx_5):$$

$$\Delta T := T1 - T2:$$

$$> t_1 := l_1/a_1: t_2 := L/a_2: t_3 := (l_4+l01)/a_4:$$

$$N3, N4 := \text{floor}(t_2/t_3), \text{floor}(t_1/t_2):$$

$$\text{eq1} := \{R_1 + F_2 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} = F_2 \cdot v_0 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} + R_0, R_1 - F_4 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_4} = F_4 \cdot w_0 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_4} + Q_0\}:$$

$$\text{roz1} := \text{solve}(\text{eq1}, \{R_1, v_1\}): \text{assign}(\text{roz1}):$$

$$> \text{eq2} := \{Q_1 - F_4 \cdot w_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_4} = -F_4 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_4} + R_1, Q_1 - F_4 \cdot w_1 \cdot \sqrt{\rho_{gr} \cdot E_{gr}} = N_0\}:$$

$$\text{roz2} := \text{solve}(\text{eq2}, \{Q_1, w_1\}): \text{assign}(\text{roz2}):$$

> **for** *i* **from** 2 **to** N3+1 **do if** $R_{i-1} > 0$ **then**

$$\text{eq3} := \{R_i - F_2 \cdot v_i \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} = -F_2 \cdot v_{i-1} \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} + R_{i-1},$$

$$R_i + F_4 \cdot v_i \cdot \sqrt{\rho \cdot E_4} = F_4 \cdot w_{i-1} \cdot \sqrt{\rho \cdot E_4} + Q_{i-1}, Q_i - F_4 \cdot w_i \cdot \sqrt{\rho \cdot E_4} = -F_4 \cdot v_i \cdot \sqrt{\rho \cdot E_4} + R_i,$$

$$Q_i + F_4 \cdot w_i \cdot \sqrt{\rho \cdot E_{gr}} = Q_{i-1}\}:$$

$$\text{roz3} := \text{solve}(\text{eq3}): \text{assign}(\text{roz3}): \text{else break fi: od:}$$

$$> \text{eq4} := \{S_1 - F_1 \cdot s_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_1} = -F_1 \cdot s_0 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_1} + S_0, S_1 + F_2 \cdot s_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} = F_2 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2}\}:$$

$$\text{roz4} := \text{solve}(\text{eq4}, \{S_1, s_1\}): \text{assign}(\text{roz4}):$$

$$> \text{eq5} := \{R_{N3+2} - F_2 \cdot v_{N3+2} \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} = -F_2 \cdot s_1 \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} + S_1,$$

$$R_{N3+2} + F_4 \cdot v_{N3+2} \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} = F_4 \cdot v_{N3+1} \cdot \sqrt{\rho \cdot E_2} + R_{N3+2}\}:$$

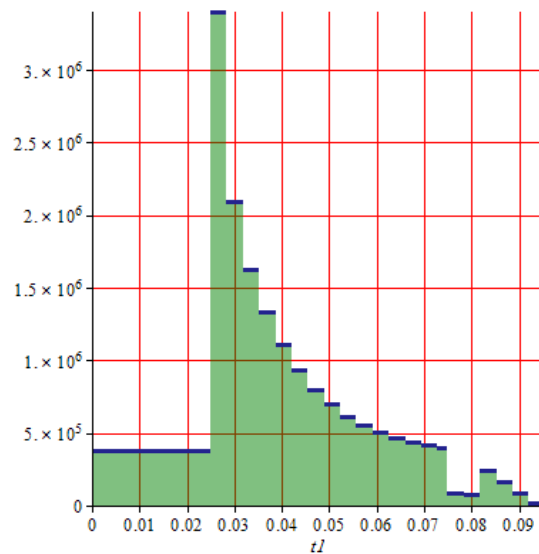
$$\text{roz5} := \text{solve}(\text{eq5}, \{R_{N3+2}, v_{N3+2}\}): \text{assign}(\text{roz5}):$$

> **for** *i* **from** N3+3 **to** 2N3+2 **do if** $R_{i-1} > 0$ **then**

```

eq3:={Ri-F2·vi·√ρ·E2=-F2·vi-1·√ρ·E2+Ri-1,
Ri+F4·vi·√ρ·E4=F4·wi-2·√ρ·E4+Qi-2,
Qi-1-F4·wi-1·√ρ·E4=-F4·vi·√ρ·E4+Ri,
Qi-1+F4·wi-1·√ρ·Egr=Qi-2}:
roz3:=solve(eq3): assign(roz3): else break fi: od:
Nud:=i-2:
> Gr10:=plot(-R0,t1=0..t2,color=navy,fill=[color="Green",transparency=0.5],
axis=[gridlines=[10,color=red]],thickness=3):
> for i from N3 to 2N3+2 do Gr1i:=plot(Ri,t1=t2+2t3·(i-1)..t2+2i·t3,color=navy,
fill=[color="Green",transparency=0.5],axis=[gridlines=[10,color=red]],
thickness=3): od:
> Gr1N3+1:=plot(RN3+1,t1=t2+2N3·t3..3t2+2i·t3,color=navy,thickness=3,
fill=[color="Green",transparency=0.5],axis=[gridlines=[10,color=red]]):
> for i from N3+2 to N3+7 do Gr1i:=plot(Ri,t1=3t2+2t3·(i-N3-2)..3t2+2(i-N3-1)·t3,
color=navy,fill=[color="Green",transparency=0.5],
axis=[gridlines=[10,color=red]],thickness=3): od:
> display(seq(Gr1i,i=0..Nud));

```



```

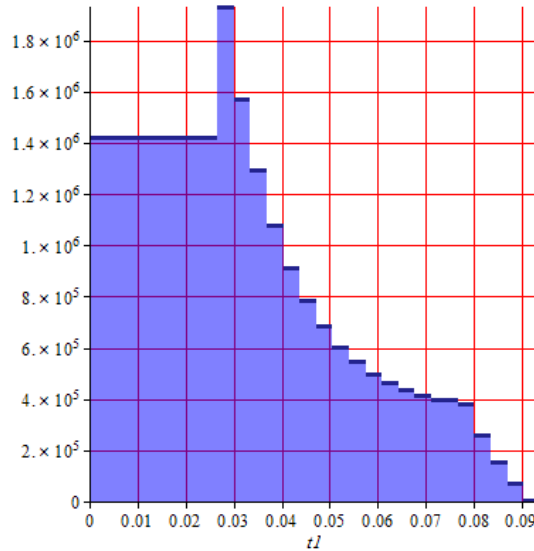
> Gr20:=plot(N0,t1=0..t2+t3,color=navy,fill=[color="Blue",transparency=0.5],
axis=[gridlines=[10,color=red]],thickness=3):
> for i from 1 to N3-1 do Gr2i:=plot(Qi,t1=t2+t3·(2i-1)..t2+(2i+1)·t3,color=navy,
fill=[color="Blue",transparency=0.5],axis=[gridlines=[10,color=red]],
thickness=3): od:
> Gr2N3:=plot(QN3,t1=t2+(2N3-1)·t3..3t2+t3,color=navy,thickness=3,
fill=[color="Blue",transparency=0.5],axis=[gridlines=[10,color=red]]):

```

> **for** i **from** $N3+1$ **to** $N3+6$ **do**

$Gr2_i := plot(Q_i, t1=3t_2+t_3 \cdot (2 \cdot (i-N3)-1) .. 3t_2+(2(i-N3)+1) \cdot t_3,$
 $color=navy, filled=[color="Green", transparency=0.5],$
 $axis=[gridlines=[10, color=red]], thickness=3):$ **od:**

> $display(seq(Gr2_i, i=0..Nud-2));$



> $i := 'i'$:

$$\Delta l := 200t_3 \cdot \left(\sum_{i=1}^{N3} v_i + \sum_{i=N3+2}^{Nud} v_i \right) + 200 \cdot (t_2 - N3 t_3) \cdot v_{N3+1}:$$

$$\Delta l_{pr} := 200t_3 \cdot \sum_{i=1}^{N3-1} w_i + 200 \cdot (t_2 - (N3-1) t_3) \cdot w_{N3} + 200t_3 \cdot \sum_{i=N3+1}^{N3-2} w_i:$$

$$\tau_1, \tau_2 := 1000 \cdot (3t_2 + (Nud - N3 - 1) 2t_3), 1000 \cdot (3t_2 - 3 \cdot t_3):$$

$$F_{ud} := \max(seq(R_i, i=1..Nud)): Q_{ud} := \max(seq(Q_i, i=1..N3)):$$

$$> A2 := 2 \cdot |R_0| \cdot v_0 \cdot t_2 + 2t_3 \cdot \left(\sum_{i=1}^{N3} R_i \cdot v_i + \sum_{i=N3+2}^{Nud} R_i \cdot v_i \right) + 2 \cdot (t_2 - N3 t_3) \cdot R_{N3+1} \cdot v_{N3+1}:$$


$$> \sigma_1, \sigma_2 := F_{ud}/F_2, F_{ud}/F_4: \eta := A2/T1: A3 := T1 - A2:$$

Додаток Г


**Програми моделювання динамічних процесів ліквідації
прихоплень бурильного інструмента вібраційним способом**

**ІНСТРУКЦІЯ КОРИСТУВАЧА ДО ПРОГРАМИ
РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ
БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА ВІБРАЦІЙНИМ СПОСОБОМ
(поверхневий осцилятор)**

(Top-OscDrill)

Для роботи з програмою потрібно запустити файл «Програма Top-OscDrill.mw» за допомогою середовища символічної математики Maple (після запуску Maple за допомогою команди  – Open a file відкрити файл «Програма Top-OscDrill.mw») та у тексті програми ввести такі вихідні дані моделі:

- $c0, m0, q, g := 53 \cdot 10^6, 9855, 1200, 9.81$:
- $\alpha_1, \alpha_2, f := 48.4, 380.4, 0.3$:
- $\rho, E_1, L_3 := 7850, 2.1 \cdot 10^{11}, 40$:
- $Dtr_1, dtr_1, Dtr_2, dtr_2 := 0.1397, 0.1177, 0.2032, 0.0714$:
- $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 := 1400, 130, 5, 10, L_3 - l_3 - l_4$:

Після введення вихідних даних потрібно здійснити розрахунок, за допомогою команди –  – Execute the entire worksheet.

За допомогою комп'ютерної програми проводились розрахунки частотного спектра, вільних та вимушених поперечних коливань прихопленої бурильної колони, збурених на різних резонансних частотах, амплітудно-частотної характеристики. Геометричні параметри бурильної колони зведено до табл. Г.1, а фізичні характеристики бурильних труб та динамічні характеристики прихопленої бурильної колони зведено до табл. Г.2.

Таблиця Г.1. – Геометричні параметри дворозмірної бурильної колони

Діаметри труб, мм		Довжина секцій бурильної колони (БК), м		
бурильних (БТ)	обваженої (ОБТ)	вільної БК	ОБТ	прихопленої БК
$Dtr_1(dtr_1)$	$Dtr_2(dtr_2)$	l_1	l_2	L_3
139,7(117,7)	203,2(71,4)	1400	130	40

Таблиця Г.2. – Динамічні характеристики прихопленої бурильної колони

Густина		Модуль Юнга	Жорсткість	Маса	Коефіцієнт тертя		
БТ	БР		талевому каната		сухого	в'язкого	
						БТ	ОБТ
ρ	q	E_1	$c0$	$m0$	f	α_1	α_2
кг/м ³		ГПа	Н/м	кг	–	кг/с	
7850	1200	210	$53 \cdot 10^6$	9855	0,3	48,4	380,4

Прискорення вільного падіння g .

Відстань вільної частини прихопленої секції БК $l_3=5$ м.

Довжина прихоплення $l_4=10$ м.

Вільна частина прихопленої БК нижче місця прихоплення $l_5:=L_3 \square l_3 \square l_4$.

Збурювальна сила $Qzb:=Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t)$.

Амплітуда збурювальної сили $Q0=1$ кН.

Частота збурювальної сили Ω .

Поточний момент часу t .

Результати проведених чисельних експериментів наведено на рис. Г.1–рис. Г.8.

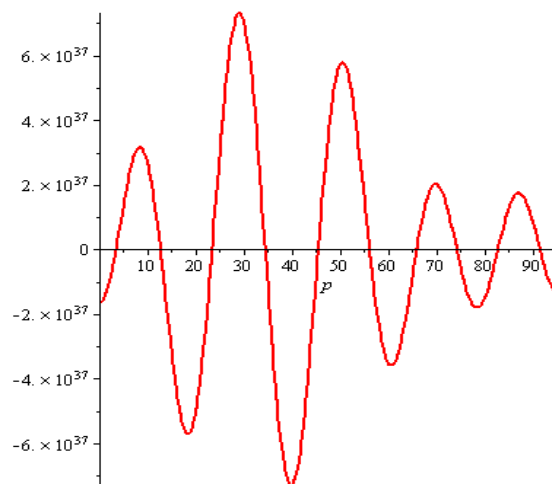


Рисунок Г.1 – Частотне рівняння поздовжніх коливань аварійної компоновки бурильної колони

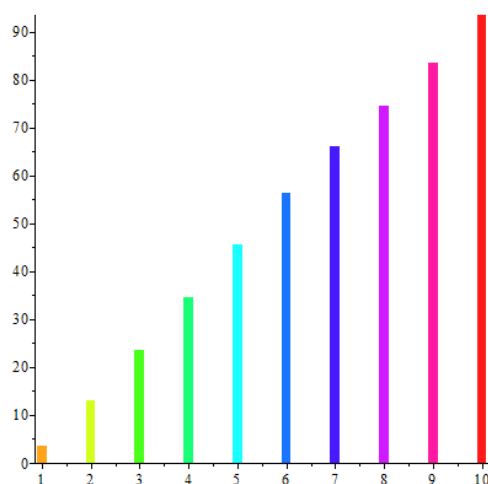


Рисунок Г.2 – Частотний спектр поздовжніх коливань аварійної компоновки бурильної колони

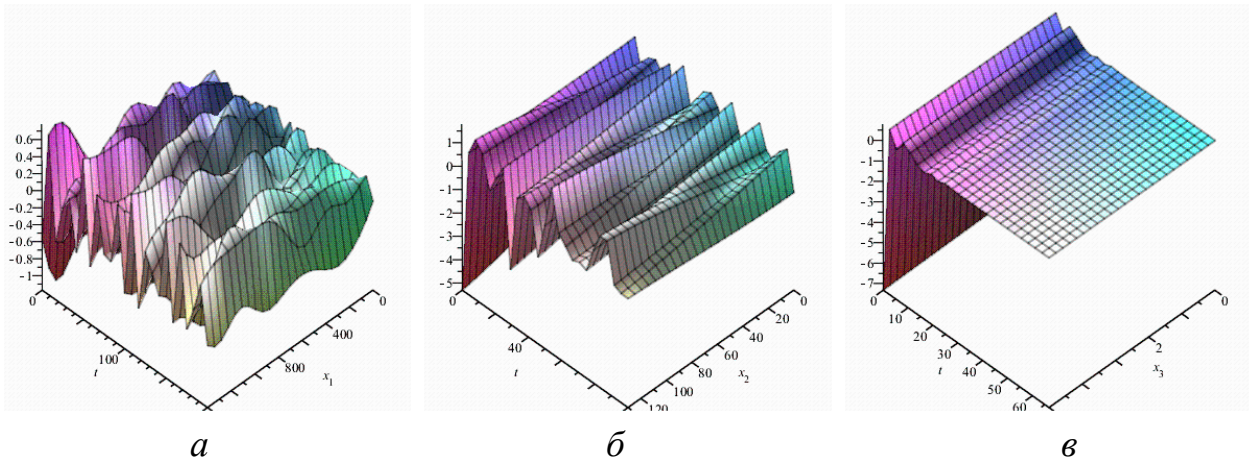


Рисунок Г.3 – Вільні поздовжні коливання бурильної колони:
a – вільної секції БТ, *б* – ОБТ, *в* – прихопленої компоновки БТ

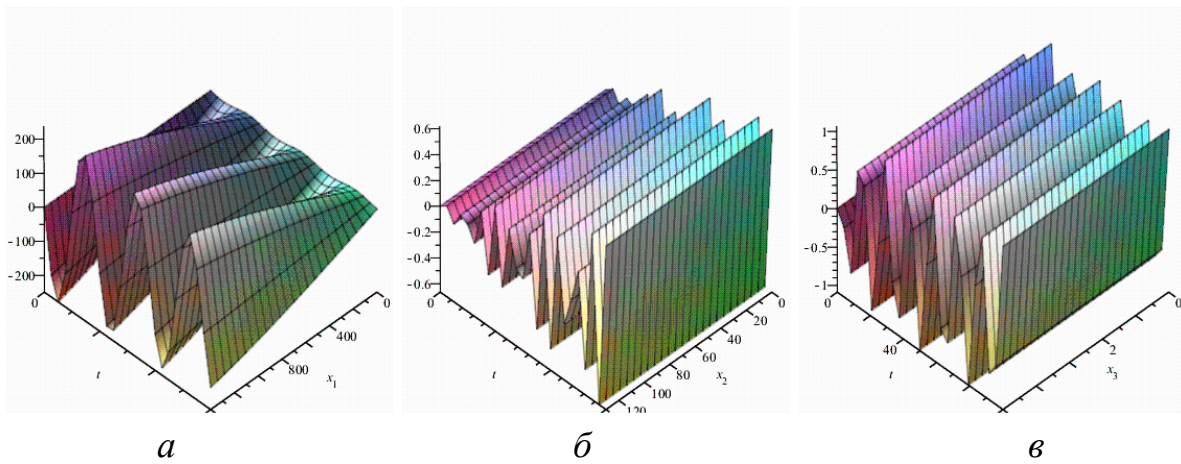


Рисунок Г.4 – Вимушені поздовжні коливання бурильної колони:
a – вільної секції БТ, *б* – ОБТ, *в* – прихопленої компоновки БТ
при налаштуванні на першу власну частоту

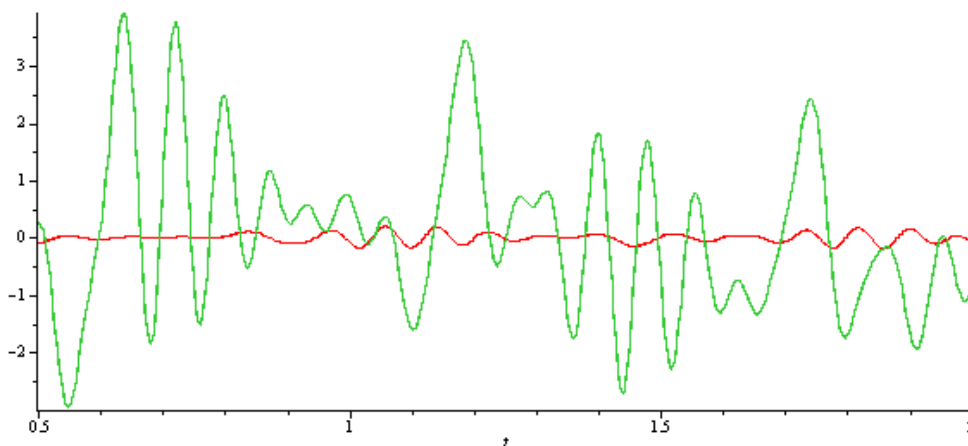


Рисунок Г.5 – Вільні поздовжні коливання на верху (**червона крива**) і біля зони прихоплення (**зелена крива**) аварійної компоновки бурильної колони

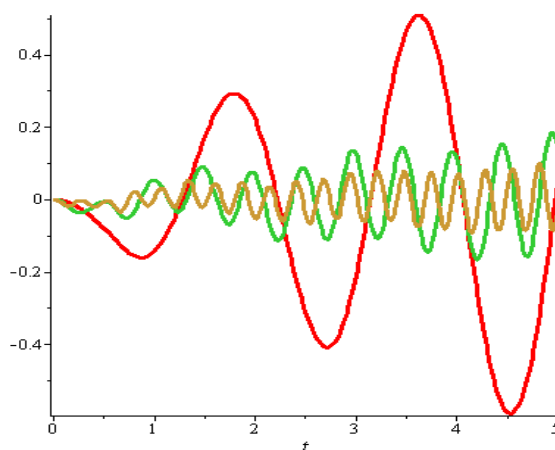


Рисунок Г.6 – Вимушені коливання аварійної компоновки бурильної колони біля зони прихоплення при налаштуванні на першу (**червона крива**), другу (**синя крива**) і третю (**руда крива**) власну частоту

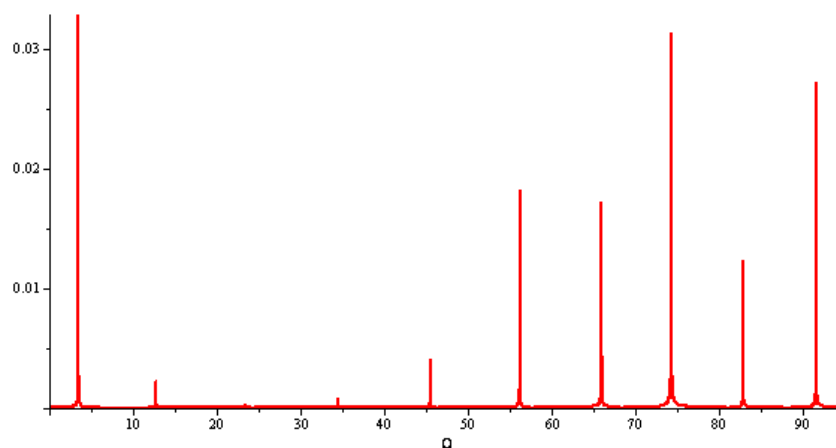


Рисунок Г.7 – Амплітудно-частотна характеристика поздовжніх коливань на верху прихопленої бурильної колони

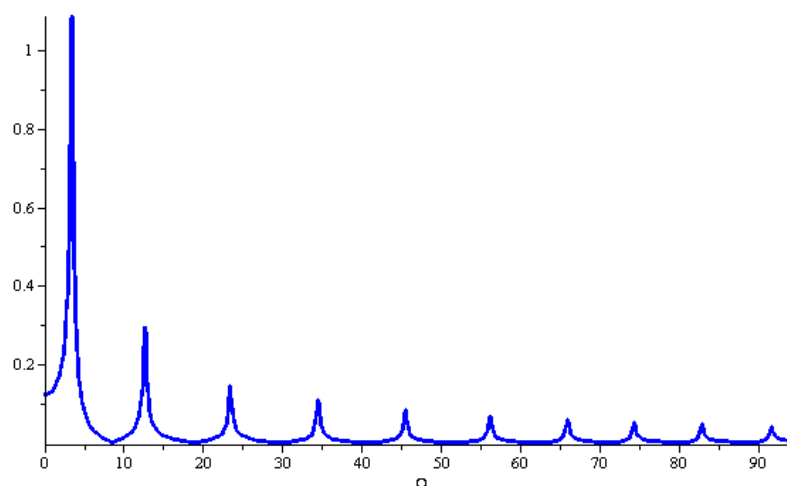


Рисунок Г.8 – Амплітудно-частотна характеристика поздовжніх коливань прихопленої бурильної колони біля зони прихоплення

**ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА
ВІБРАЦІЙНИМ СПОСОБОМ**

(поверхневий осцилятор)

(Top-OscDrill)

(Вихідний код програми)

> restart:

with(plottools); with(plots); with(linalg);

> N1,N2:=1,100:

> c0,m0,q,g:=53·10⁶,9855,1200,9.81:

> α₁,α₂,f0:=48.4,380.4,0.3:

> ρ,E₁,L₃:= 7850, 2.1·10¹¹,40:

Dtr₁,dtr₁,Dtr₂,dtr₂,l₁,l₂,l₃,l₄,l₅:=0.1397,0.1177,0.2032,0.0714,1400,130,5,10,L₃-l₃-l₄:

for j from 1 to 2 do F_j:=evalf((Dtr_j² - dtr_j²)·π/4)+evalf(dtr_j²·π/4):

mtr_j,mk_j:=F_j·ρ,Fk_j·q: od;

> **for j from 1 to 2 do m_j:=mtr_j+mk_j; M_j:=m_j·l_j end od:**

> **for i from 1 to 5 do a_i:=√E_i/ρ : h_i:=α_i/(2F_i·ρ·l_i): od:**

for i from 2 to 5 do E_i:=E₁: od:

for i from 3 to 5 do α_i,F_i:= α₂,F₂: od:

> **for i from 1 to 5 do eq_i:=**
$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} u_i(x_i, t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t} u_i(x_i, t) - a_i^2 \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} u_i(x_i, t) = g : 0 < x_i,$$

x_i < l_i, t ≥ 0: od:

eq₄:=
$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} u_4(x_4, t) + 2h_3 \cdot \frac{\partial}{\partial t} u_4(x_4, t) - a_3^2 \frac{\partial^2}{\partial x_4^2} u_4(x_4, t) = g - f0 \cdot \text{sign}\left(\frac{\partial}{\partial t} u_4(x_4, t)\right):$$

> j:=1:

kraj1:=
$$E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, t) - c0 \cdot u_1(x_1, t) = m0 \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} u_1(0, t) - m0 \cdot g - Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t):$$

kraj11,kraj12:=
$$E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, t) - c0 \cdot u_1(x_1, t) = m0 \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} u_1(x_1, t) - m0 \cdot g -$$

$$-Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t), E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, t) - c0 \cdot u_1(x_1, t) = m0 \cdot a_1^2 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} u_1(x_1, t) - m0 \cdot g -$$

$$-Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t):$$

kraj2:=u₁(l₁,t)=u₂(0,t):

kraj3:=
$$E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, t) = E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2, t) + q \cdot (F_2 - F_1) \cdot g \cdot l_1:$$

$$\text{kraj4}:=u_2(l_2,t)=u_3(0,t):$$

$$\text{kraj5}:=E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2,t) = E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3,t) + q \cdot (F_3 - F_2) \cdot g \cdot (l_1 + l_2):$$

$$\text{kraj6}:=u_3(l_3,t)=u_4(0,t):$$

$$\text{kraj7}:=E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3,t) = E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4,t):$$

$$\text{kraj8}:=u_4(l_4,t)=u_5(0,t):$$

$$\text{kraj9}:=E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4,t) = E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_5(x_5,t):$$

$$\text{kraj10}:=E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_5(x_5,t) = -q \cdot F_5 \cdot g \sum_{j=1}^5 l_j:$$

> j:='j':

$$\text{pocat}_1 := -E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1,0) + g \cdot (\rho \cdot F_1 \cdot (l_1 - x_1) + \rho \cdot \sum_{j=2}^5 F_j \cdot l_j + q \cdot (F_2 - F_1) \cdot l_1 + q \cdot (F_3 - F_2) \cdot (l_1 + l_2) - q \cdot F_5 \cdot \sum_{j=1}^5 l_j) - P0 \cdot l_4 = 0:$$

$$\text{pocat}_2 := -E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2,0) + g \cdot (\rho \cdot F_2 \cdot (l_2 - x_2) + \rho \cdot \sum_{j=3}^5 F_j \cdot l_j + q \cdot (F_3 - F_2) \cdot (l_1 + l_2) - q \cdot F_5 \cdot \sum_{j=1}^5 l_j) - P0 \cdot l_4 = 0:$$

$$\text{pocat}_3 := -E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3,0) + g \cdot (\rho \cdot F_3 \cdot (l_3 - x_3) + \rho \cdot \sum_{j=4}^5 F_j \cdot l_j - q \cdot F_5 \cdot \sum_{j=1}^5 l_j) - P0 \cdot l_4 = 0:$$

$$\text{pocat}_4 := -E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4,0) + g \cdot (\rho \cdot F_4 \cdot (l_4 - x_4) + \rho \cdot F_5 \cdot l_5 - q \cdot F_5 \cdot \sum_{j=1}^5 l_j) - P0 \cdot (l_4 - x_4) = 0:$$

$$\text{pocat}_5 := -E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_5(x_5,0) + g \cdot F_5 \cdot (\rho \cdot (l_5 - x_5) - q \cdot \sum_{j=1}^5 l_j) = 0:$$

> **for** i **from** 1 **to** 5 **do** $u_i(x_i,t) := \text{solve}(\int \text{lhs}(\text{pocat}_i) dx_i, u_i(x_i,0))$: **od**;

$$u10 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, x_1=0, \text{evalf}(\text{kraj1})), u_1(0,0):$$

$$u_1(x_1,0) := \text{collect}(u_1(x_1,t), x_1) + u10:$$

$$u_1(l_1,0) := \text{subs}(x_1=l_1, u_1(x_1,0)):$$

> $u20 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, x_1=l_1, x_2=0, \text{kraj2}), u_2(0,0):$

$$u_2(x_2,0) := \text{collect}(u_2(x_2,t), x_2) + u20:$$

$$u_2(l_2,0) := \text{subs}(x_2=l_2, u_2(x_2,0)):$$

> $u30 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, \text{kraj4}), u_3(0,0)):$

```

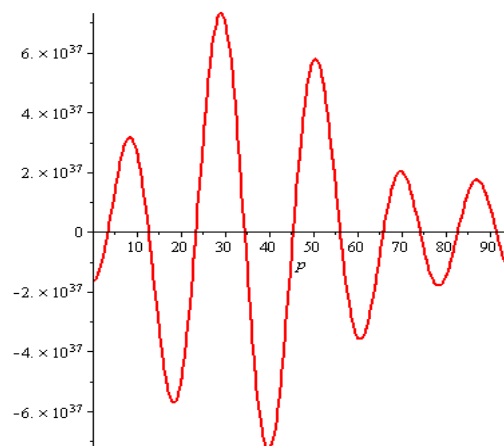
u3(x3,0):=collect(u3(x3,t),x3)+u30:
u31:=subs(x3=l3,u3(x3,0)):
> u4(x4,0):=collect(u4(x4,t),x4):
u5(x5,0):=collect(u5(x5,t),x5):
> for i from 1 to 5 do ui(xi):=bi,2·xi2+bi,1·xi+bi,0: od:
  for i from 1 to 5 do ui(xi,t):=ui(xi): bi,2:=solve(eqi,bi,2): od:
  for i from 1 to 4 do ui(li,t):=subs(xi=li,ui(xi,t)): ui+1(0,t):=subs(xi+1=0,ui+1(xi+1,t)): od:
> eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10:=subs(x1=0,Q0=0,kraj11),kraj2,
  subs(x1=l1,x2=0,kraj3),kraj4,subs(x2=l2,x3=0,kraj5),kraj6,subs(x3=l3,x4=0,kraj7),
  kraj8,subs(x4=l4,x5=0,kraj9),subs(x5=l5,kraj10):
> koef1:=solve({eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10},{b1,0,b1,1,b2,0,b2,1,b3,0,b3,1,
  b4,0,b4,1,b5,0,b5,1}): assign(koef1):
  for i from 1 to 5 do ui(xi):=bi,2·xi2+bi,1·xi+bi,0: od:
> for i from 1 to 5 do ui(xi,0):=expand(ui(xi,0)□ui(xi)): od:
> u1(x1,t),u2(x2,t),u3(x3,t),u4(x4,t),u5(x5,t):='u1(x1,t)', 'u2(x2,t)', 'u3(x3,t)', 'u4(x4,t)',
  'u5(x5,t)':
> kraj1:=E1·F1· $\frac{\partial}{\partial x_1}u_1(x_1,t) - c0 \cdot u_1(x_1,t) = m0 \cdot a_1^2 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2}u_1(x_1,t) - Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t)$ :
  kraj2:=u1(x1,t)=u2(x2,t):
  kraj3:=E1·F1· $\frac{\partial}{\partial x_1}u_1(x_1,t) = E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2}u_2(x_2,t)$ :
  kraj4:=u2(x2,t)=u3(x3,t):
  kraj5:=E2·F2· $\frac{\partial}{\partial x_2}u_2(x_2,t) = E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3}u_3(x_3,t)$ :
  kraj6:=u3(x3,t)=u4(x4,t):
  kraj7:=E3·F3· $\frac{\partial}{\partial x_3}u_3(x_3,t) = E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4}u_4(x_4,t)$ :
  kraj8:=u4(x4,t)=u5(x5,t):
  kraj9:=E4·F4· $\frac{\partial}{\partial x_4}u_4(x_4,t) = E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5}u_5(x_5,t)$ :
  kraj10:=E5·F5· $\frac{\partial}{\partial x_5}u_5(x_5,t) = 0$ :
> for i from 1 to 5 do ui(xi,t):=ci,2·xi2+ci,1·xi: od:
> eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10:=subs(x1=0,kraj1),
  subs(x1=l1,x2=0,kraj2),subs(x1=l1,x2=0,kraj3),subs(x2=l2,x3=0,kraj4),
  subs(x2=l2,x3=0,kraj5),subs(x3=l3,x4=0,kraj6),subs(x3=l3,x4=0,kraj7),

```

```

subs(x4=l4,x5=0,kraj8),subs(x4=l4,x5=0,kraj9),subs(x5=l5,kraj10):
> koef2:=solve({eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10},{c1,1,c1,2,c2,1,c2,2,c3,1,c3,2,
c4,1,c4,2,c5,1,c5,2}); assign(koef2):
> for i from 1 to 5 do  $\varphi_i(x_i,t):=c_{i,2} \cdot x_i^2 + c_{i,1} \cdot x_i$ :  $\varphi_i(x_i,0):=subs(t=0,\varphi_i(x_i,t))$ : od:
> for i from 1 to 5 do  $eqw_i:=\frac{\partial^2}{\partial t^2} w_i(x_i,t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t} w_i(x_i,t) - a_i^2 \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} w_i(x_i,t) =$ 
 $\frac{\partial^2}{\partial t^2} \varphi_i(x_i,t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t} \varphi_i(x_i,t) - a_i^2 \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} \varphi_i(x_i,t)$ :  $w_i(x_i,0):=u_i(x_i,0)-\varphi_i(x_i,0)$ : od:
> for i from 1 to 5 do  $u_i(x_i,t):=X_i(x_i) \cdot T(t)$ : od:
> for i from 1 to 5 do  $Eq1:=subs(w_i(x_i,t)=u_i(x_i,t),lhs(eqw_i))$ :
 $S1:=expand(Eq1/(X_i(x_i) \cdot T(t)))$ :  $st1:=op(1,S1)+op(2,S1)=-p^2$ :  $sx1:=op(3,S1)=p^2$ :
 $sx2:=dsolve(sx1,X_i(x_i))$ :  $X_i(x_i):=subs(_C1=A1_i,_C2=A2_i,rhs(sx2))$ :
 $u_i(x_i,t):=X_i(x_i) \cdot T(t)$ : od:
> eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10:=subs(Q0=0,x1=0,kraj1),
subs(x1=l1,x2=0,kraj2),subs(x1=l1,x2=0,kraj3),subs(x2=l2,x3=0,kraj4),
subs(x2=l2,x3=0,kraj5),subs(x3=l3,x4=0,kraj6),subs(x3=l3,x4=0,kraj7),
subs(x4=l4,x5=0,kraj8),subs(x4=l4,x5=0,kraj9),subs(x5=l5,kraj10):
> S1:=genmatrix({eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10},{A1_1,A2_1,A1_2,
A2_2,A1_3,A2_3,A1_4,A2_4,A1_5,A2_5}):
 $\Delta1:=convert(det(S1),trig)$ :  $\Delta1:=expand(\Delta1/(p^5 \cdot (T(t))^{10}))$ :
>  $A1_1:=1$ :  $S2:=solve(\{subs(Q0=0,eq1),eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9\},\{A2_1,A1_2,
A2_2,A1_3,A2_3,A1_4,A2_4,A1_5,A2_5\})$ : assign(S2):
>  $P0:=solve(u3l,P0)$ :
> plot( $\Delta1,p=0..95,thickness=2$ );

```



```

> N:=10: for i from 1 to N do  $\omega_i:=evalf(RootOf(\Delta1,p,10 \cdot j - 6.5))$ : od:

```

$$\omega_1:=3.452373$$

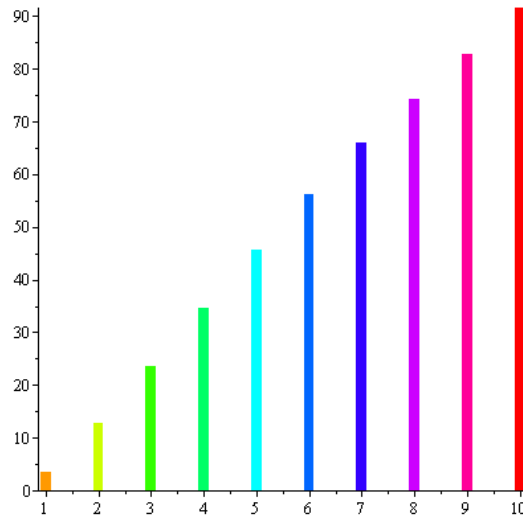
$$\omega_2:=12.695226$$

$$\omega_3:=23.454591$$

$$\omega_4:=34.498214$$

$$\begin{aligned}\omega_5 &:= 45.504492 & \omega_6 &:= 56.197518 \\ \omega_7 &:= 65.967519 & \omega_8 &:= 74.299609 \\ \omega_9 &:= 82.869647 & \omega_{10} &:= 91.612327\end{aligned}$$

```
> Friq1:=seq(PLOT(rectangle([j-0.1,0],[j+0.1, \omega_j]),COLOR(HUE,0.1*j)),j=1..N):
display(Friq1,style=PATCHNOGRID);
```



```
> for i from 1 to 3 do X_i(x_i):=A1_i*sin(p*x_i/a_i)+A2_i*cos(p*x_i/a_i): od;
```

```
> assume(\Omega>0): for i from 1 to 3 do C_i:=\frac{\int_0^{l_i} rhs(eqw_i) \cdot X_i(x_i) dx_i}{\int_0^{l_i} (X_i(x_i))^2 dx_i}:
```

$$C_i:=subs(\Omega='\Omega',C_i): C0_i:=\frac{\int_0^{l_i} w_i(x_i,0) \cdot X_i(x_i) dx_i}{\int_0^{l_i} (X_i(x_i))^2 dx_i}: \text{od}: \Omega:=evaln(\Omega):$$

```
> for i from 1 to 3 do for k from 1 to 10 do p:=\omega_k:
```

$$eqT_{i,k}:=\frac{\partial^2}{\partial t^2}T_i(t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t}T_i(t) + p^2T_i(t) = C_i:$$

$$eq1T_{i,k}:=\frac{\partial^2}{\partial t^2}T_i(t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t}T_i(t) + p^2T_i(t) = 0:$$

$$T0_{i,k},v0_{i,k}:=subs(p=\omega_k,C0_i,0): X_{i,k}:=A1_i \cdot \sin(p \cdot x_i/a_i) + A2_i \cdot \cos(p \cdot x_i/a_i): \text{od}: \text{od}:$$

```
> for i from 1 to 3 do for k from 1 to 10 do T1_{i,k}:=evalf(rhs(dsolve(eq1T_{i,k},T_i(t))):
```

$$T2_{i,k}:=C3_{i,k} \cdot \sin(\Omega \cdot t) + C4_{i,k} \cdot \cos(\Omega \cdot t): eq2T:=subs(T_i(t)=T2_{i,k},eqT_{i,k}):$$

$$eqC3,eqC4:=coeff(lhs(eq2T),\sin(\Omega \cdot t))=coeff(rhs(eq2T),\sin(\Omega \cdot t)),coeff(lhs(eq2T),\cos(\Omega \cdot t))=coeff(rhs(eq2T),\cos(\Omega \cdot t)):$$

$$koefC1:=solve(\{eqC3,eqC4\},\{C3_{i,k},C4_{i,k}\}): assign(koefC1):$$

$$T_{i,k}:=T1_{i,k}+T2_{i,k}: v_{i,k},V_{i,k}:=\frac{\partial T_{i,k}}{\partial t}, \frac{\partial}{\partial x_i}T_{i,k}: \text{od}: \text{od}:$$

```
> for i from 1 to 3 do for k from 1 to 10 do eqT0,eqv0:=subs(t=0,T_{i,k}),subs(t=0,v_{i,k}):
```

```

C2i,k:=solve(eqT0=T0i,k,_C2): C1i,k:=solve(subs(_C2=C2i,k,eqv0=v0i,k),_C1) od: od:
> for i from 1 to 3 do for k from 1 to 10 do Ti,k:=subs(_C1=C1i,k,_C2=C2i,k,Ti,k): od:
od:

```

```

> k:='k': for i from 1 to 3 do Ui:=expand(ui(xi)+φi(xi,t)+∑k=110Ti,k·Xi,k):

```

$$V_i, v_i, VM_i := \frac{\partial}{\partial x_i} U_i, \frac{\partial}{\partial t} U_i, \frac{\partial}{\partial t} V_i : \mathbf{od}$$

```

> Q0:=1000: k:='k':

```

```

> for i from 1 to 3 do Uwi:=Ui-ui(xi)-φi(xi,t): Ufreei:=expand(subs(Ω=0,Uwi)):

```

```

Uvymi:=Uwi-Ufreei: Uvi:=expand(subs(Ω=ω1,Uvymi)):

```

```

Ufi:=plot3d(Ufreei,xi=0..li,t=0..200/i,thickness=1,axes=framed):

```

```

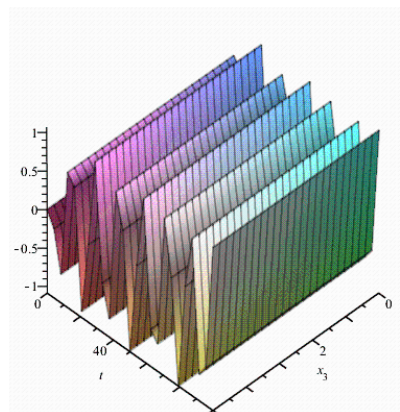
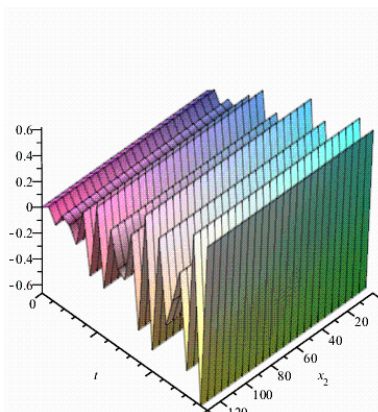
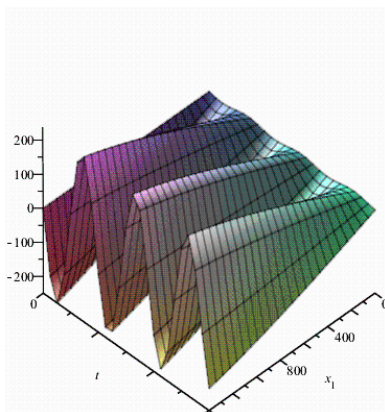
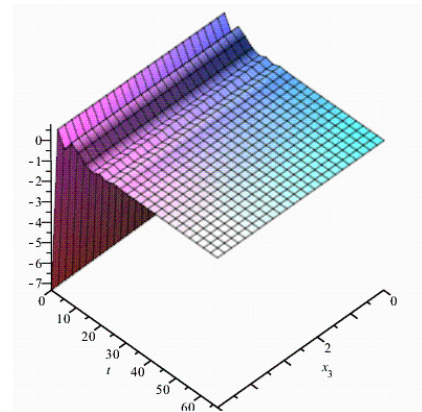
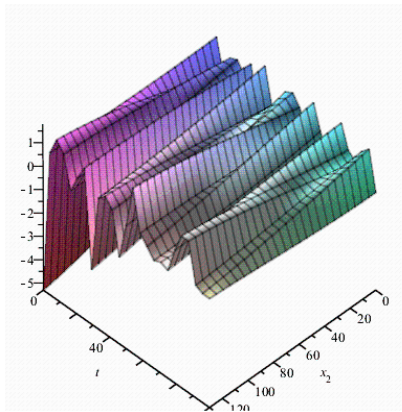
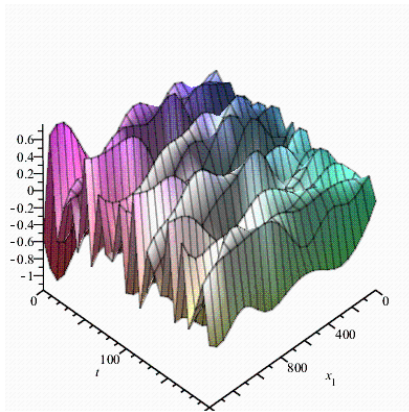
Uvi:=plot3d(Uvi,xi=0..li,t=0..300/i,thickness=1,axes=framed): od:

```

```

> display(Uf1); display(Uf2); display(Uf3); display(Uv1); display(Uv2); display(Uv3);

```



```

> Ut1,Ut3:=expand(subs(x1=0,Ufree1),expand(subs(x3=l3,Ufree3)):

```

```

for k from 1 to 3 do Uf1k,Uf3k:=expand(subs(x1=0,Ω=ωk,Uvym1),
expand(subs(Ω=ωk,x3=l3,Uvym3)): od:

```

```

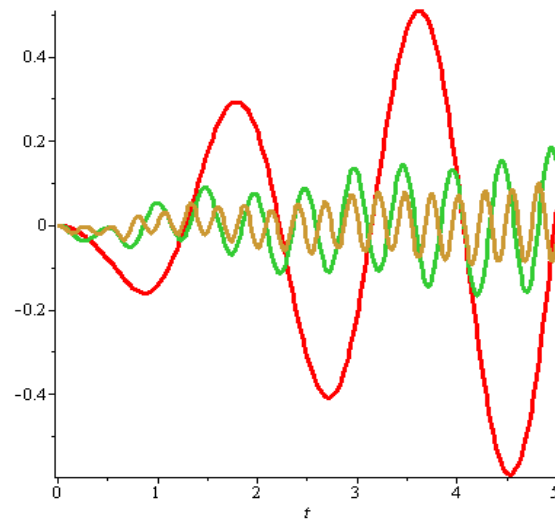
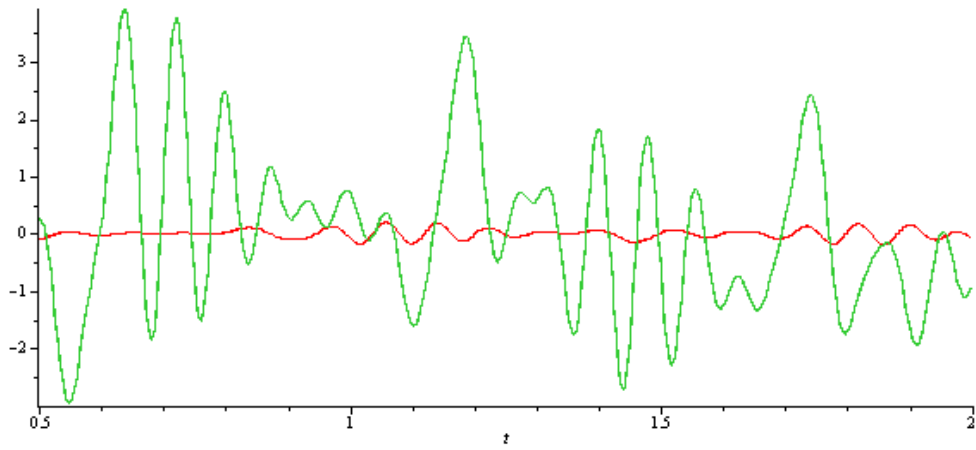
> plot([Ut1,Ut3],t=0.5..2,thickness=2,axes=framed):

```

```

plot([Uf11,Uf32,Uf33],t=0.5,thickness=2,axes=framed):

```



> $U_{top}, U_{foot} := \text{evalf}(\text{subs}(x_1=0, U_1), \text{subs}(x_3=l_3, U_3))$:

> $\text{Ampl1}_1, \text{Ampl1}_3 := \text{coeff}(U_{top}, \sin(\Omega \cdot t)), \text{coeff}(U_{foot}, \sin(\Omega \cdot t))$:

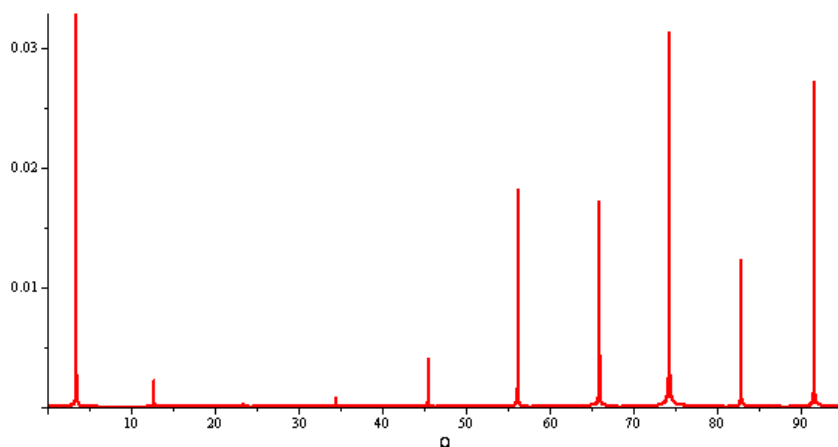
$\text{Ampl2}_1, \text{Ampl2}_3 := \text{coeff}(U_{top}, \cos(\Omega \cdot t)), \text{coeff}(U_{foot}, \cos(\Omega \cdot t))$:

$A_{top}, A_{foot} := \left| \sqrt{(\text{Ampl1}_1)^2 + (\text{Ampl2}_1)^2} \right|, \left| \sqrt{(\text{Ampl1}_3)^2 + (\text{Ampl2}_3)^2} \right|$:

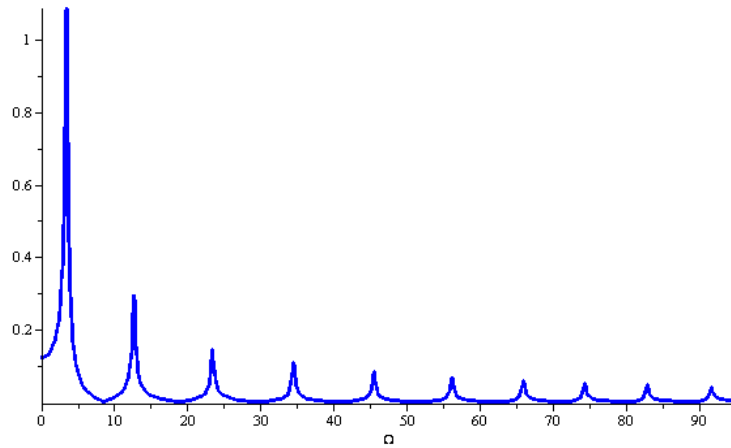
$\text{Phaz}_1, \text{Phaz}_3 := \arctan(\text{Ampl2}_1 / \text{Ampl1}_1), \arctan(\text{Ampl2}_3 / \text{Ampl1}_3)$:

$f_{Pered} := A_{foot} / A_{top}$:

> $Q0 := 10^3$: $\text{plot}(A_{top}, \Omega=0..95, \text{thickness}=3)$;



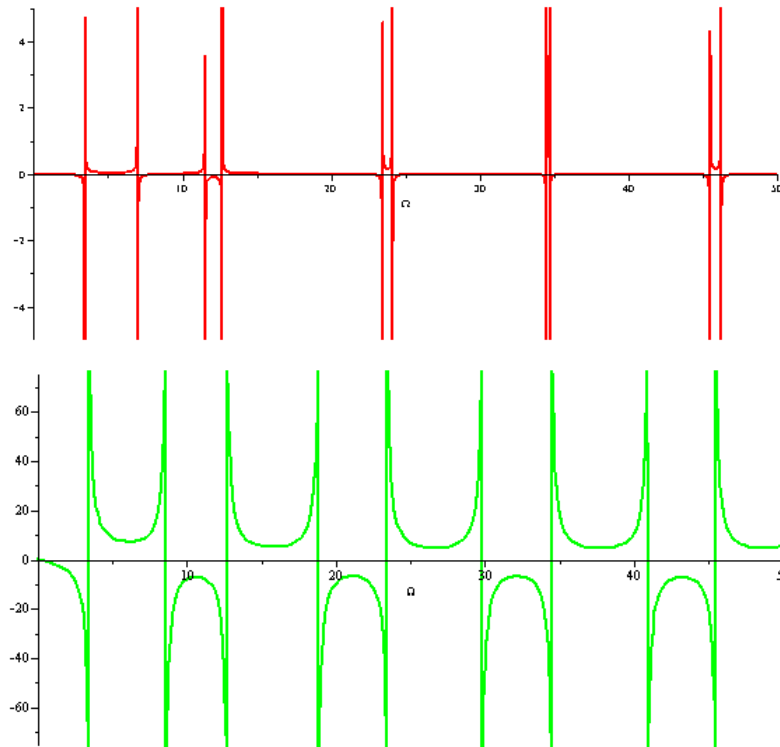
```
> plot(Afoot,Ω=0..95,thickness=3,color=blue);
```



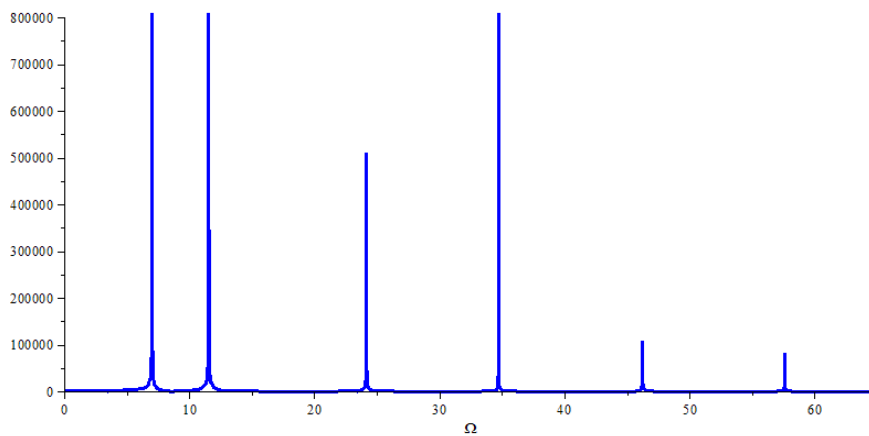
```
> plot(180·Phaz1/evalf(π),Ω=0..50,thickness=3,view=[0..50,□5..5]);
```

```
plot(180·Phaz3/evalf(π),Ω=0..80,thickness=3,color=green,view=[0..50,
```

```
□75..75]);
```



```
> plot(Afoot/Atop,Ω=0..65,0.8·105,thickness=3,color=blue);
```




```

> k:='k':
> for k from 1 to 10 do Atk,Afk,Aper:=evalf(subs(Ω=1.000009ωk,|Atop|)),
  evalf(subs(Ω=ωk,|Afoot|)),evalf(subs(Ω=1.000009ωk,|Afoot/Atop|)): od:
> for k from 1 to 10 do v1,k:=evalf(subs(Ω=1.000001ωk,v1)),
  V1,k:=evalf(subs(Ω=1.000001ωk,V1)): od:
> for k from 1 to 10 do v2,k:=evalf(subs(Ω=1.000001ωk,v2)),
  V2,k:=evalf(subs(Ω=1.000001ωk,V2)): od:
> for k from 1 to 10 do v3,k:=evalf(subs(Ω=1.000001ωk,v3)),
  V3,k:=evalf(subs(Ω=1.000001ωk,V3)): od:
> tD:=10:
  for k from 1 to 10 do P1k,P3k:|=E1·F1·∫0tD subs(x1 = 0,V1,k) dt |,
  |E3·F3·∫0tD subs(x3 = l3,V3,k) dt |,Pperk:=P3k/P1k: od:
> Ptop:=seq([ωi,P1i],i=1..10): plot([Ptop],thickness=3,color=red):
  Pfoot:=seq([ωi,P3i],i=1..10): plot([Pfoot],thickness=3,color=blue):
> tD:=10:
  for k from 1 to 10 do v1,k:=evalf(subs(Ω=1.000001ωk,v1)),
  V1,k:=evalf(subs(Ω=1.000001ωk,V1)): od:
> for k from 1 to 10 do v2,k:=evalf(subs(Ω=ωk,v2)),V2,k:=evalf(subs(Ω=ωk,V2)): od:
> for k from 1 to 10 do v3,k:=evalf(subs(Ω=ωk,v3)),V3,k:=evalf(subs(Ω=ωk,V3)): od:
> for k from 1 to 10 do σ1k,σ3k:|=E1·F1·∫0tD subs(x1 = 0,V1,k) dt |,
  |E3·F3·∫0tD subs(x3 = l3,V3,k) dt |,σperk:=σ3k/σ1k: od:
> σtop:=seq([ωi,σ1i],i=1..10): plot([σtop],thickness=3,color=red):
  σfoot:=seq([ωi,σ3i],i=1..10): plot([σfoot],thickness=3,color=blue):
> for k from 1 to 10 do EAk,EA3k:|=E1·F1·|∫0tD (∫0l1 V1,k dx1) dt | +E2·F2·|∫0tD (∫0l2 V2,k dx2) dt |
+E3·F3·|∫0tD (∫0l3 V3,k dx3) dt |,E3·F3·|∫0tD (∫0l3 V3,k dx3) dt |: od:
> EA:=seq([ωi,EAi],i=1..10): plot([EA],thickness=3,color=red):
  EAfoot:=seq([ωi,EA3i],i=1..10): plot([EAfoot],thickness=3,color=blue):
> for k from 1 to 10 do ETk,ET3k:|=0.5·ρ·(F1·∫0tD (∫0l1 (v1,k)2 dx1) dt +F2·
∫0tD (∫0l2 (v2,k)2 dx2) dt +F3·∫0tD (∫0l3 (v3,k)2 dx3) dt),0.5·ρ·F3·∫0tD (∫0l3 (v3,k)2 dx3) dt : od:
> ET:=seq([ωi,ETi],i=1..10): plot([ET],thickness=3,color=red):
  ETfoot:=seq([ωi,ET3i],i=1..10): plot([ETfoot],thickness=3,color=blue):


```

**ІНСТРУКЦІЯ КОРИСТУВАЧА ДО ПРОГРАМИ
РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ
БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА ВІБРАЦІЙНИМ СПОСОБОМ
(свердловинний осцилятор)**

(Borehole-OscDrill)

Для роботи з програмою потрібно запустити файл «Програма Borehole-OscDrill.mw» за допомогою середовища символічної математики Maple (після запуску Maple за допомогою команди  – Open a file відкрити файл «Програма Borehole-OscDrill.mw») та у тексті програми ввести такі вихідні дані моделі:

- $c0, m0, q, g := 53 \cdot 10^6, 9855, 1200, 9.81$:
- $\alpha_1, \alpha_2, f := 48.4, 380.4, 0.3$:
- $\rho, E_1, L_2, L_4 := 7850, 2.1 \cdot 10^{11}, 130, 40$:
- $Dtr_1, dtr_1, Dtr_2, dtr_2, l_1 := 0.1397, 0.1177, 0.2032, 0.0714, 1400$:

Після введення вихідних даних потрібно здійснити розрахунок, за допомогою команди –  – Execute the entire worksheet.

За допомогою комп'ютерної програми проводились розрахунки частотного спектра, вільних та вимушених поперечних коливань прихопленої бурильної колони, збурених на різних резонансних частотах, амплітудно-частотної характеристики. Геометричні параметри бурильної колони зведено до табл. Г.3, а фізичні характеристики бурильних труб та динамічні характеристики прихопленої бурильної колони зведено до табл. Г.4.

Таблиця Г.3 – Геометричні параметри дворозмірної бурильної колони

Діаметри труб, мм		Довжина секцій бурильної колони (БК), м		
бурильних (БТ)	обважненої (ОБТ)	вільної БК	ОБТ	прихопленої БК
$Dtr_1(dtr_1)$	$Dtr_2(dtr_2)$	l_1	L_2	L_4
139,7(117,7)	203,2(71,4)	1400	130	40

Таблиця Г.4 – Динамічні характеристики прихопленої бурильної колони

Густина		Модуль Юнга	Жорсткість	Маса	Коефіцієнт тертя		
БТ	БР		талевому каната		сухого	в'язкого	
						БТ	ОБТ
ρ	q	E_1	$c0$	$m0$	f	α_1	α_2
кг/м ³		ГПа	Н/м	кг	–	кг/с	
7850	1200	210	$53 \cdot 10^6$	9855	0,3	48,4	380,4

Прискорення вільного падіння g .

Місце установки осцилятора в ОБТ $l_2=50$ м.

Відстань від місця установки осцилятора в ОБТ

до прихопленої частини БК $l_3=L_2-l_2$.

Вільна частина прихопленої БК до місця прихоплення $l_4=5$ м.

Довжина прихоплення $l_5=10$ м.

Вільна частина прихопленої БК нижче місця прихоплення $l_6:=L_4-l_4-l_5$.

Збурювальна сила $Q_z b := Q_0 \cdot \sin(\Omega \cdot t)$,

Амплітуда збурювальної сили $Q_0=1$ кН,

Частота збурювальної сили Ω ,

Поточний момент часу t .

Результати проведених чисельних експериментів наведено на
рис. Г.9–рис. Г.18.

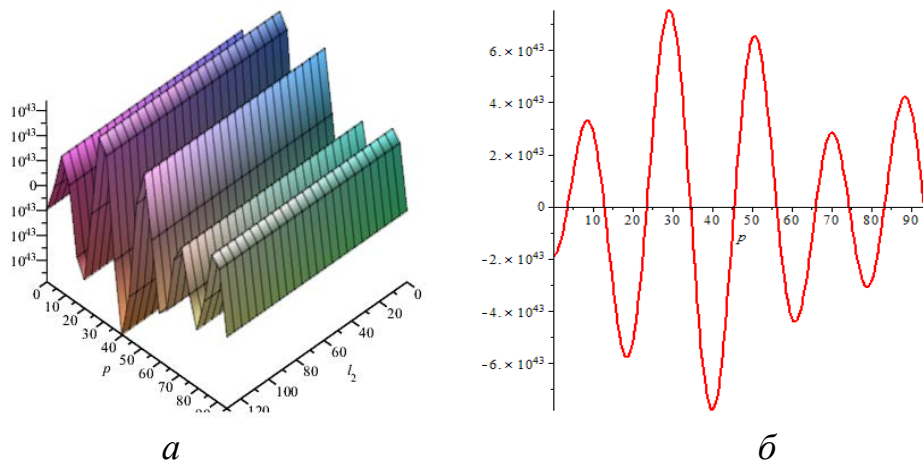


Рисунок Г.9 – Частотне рівняння поздовжніх коливань прихопленої БК
в залежності від місця установки осцилятора: a — $f(l_2)$, b — $l_2=50$ м

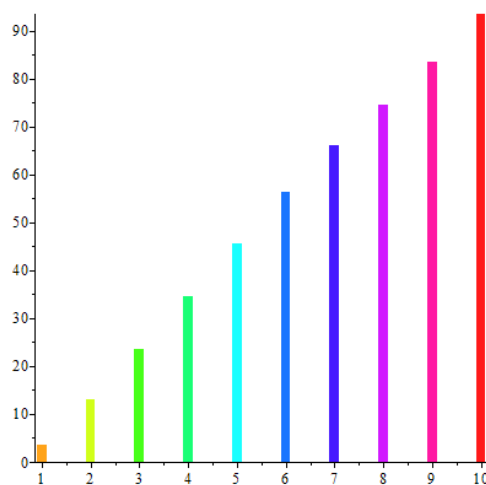


Рисунок Г.10 – Частотний спектр поздовжніх коливань
прихопленої бурильної колони ($l_2=50$ м)

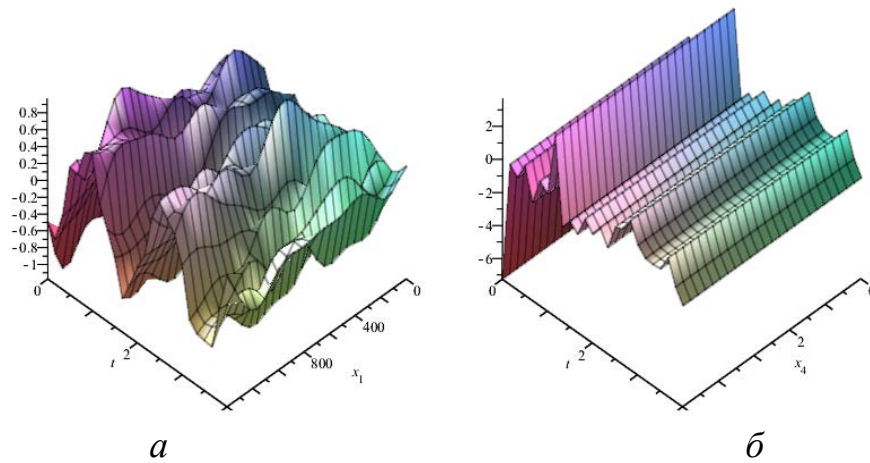


Рисунок Г.11 – Вільні поздовжні коливання:
a – вільної, *б* – прихопленої частини бурильної колони

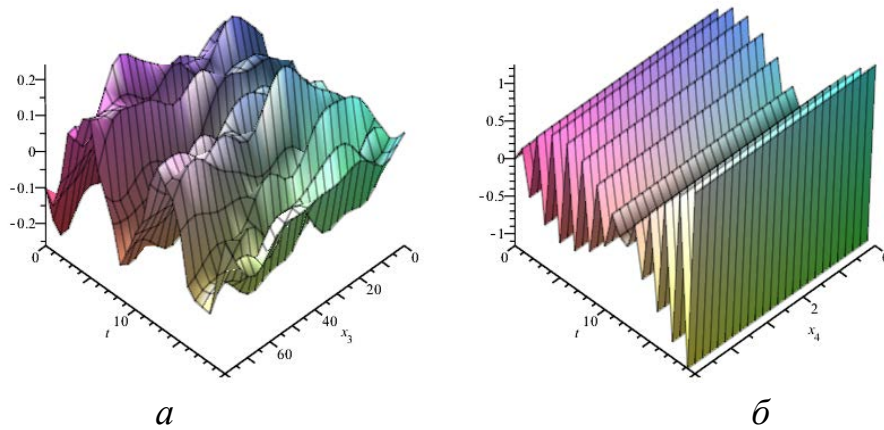


Рисунок Г.12 – Вимушені поздовжні коливання: *a* – вільної, *б* – прихопленої частини БК при налаштуванні на першу власну частоту

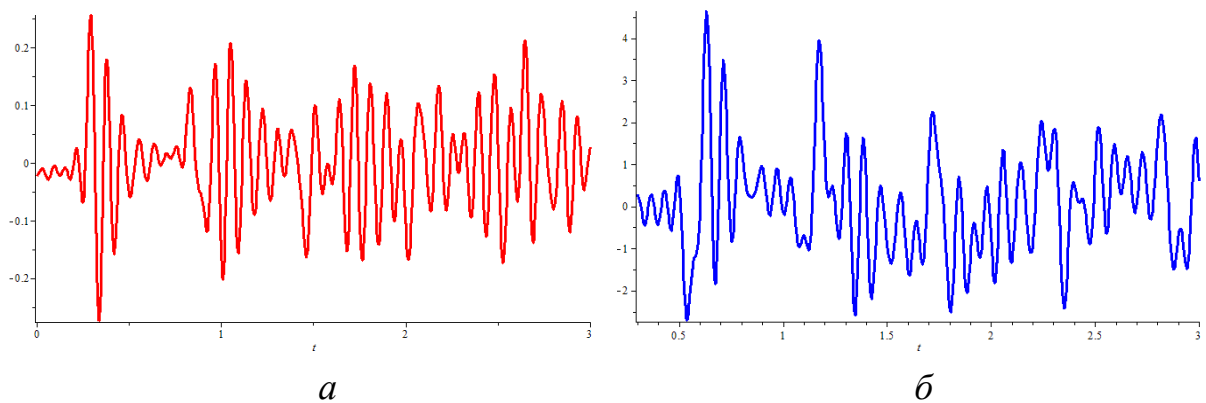


Рисунок Г.13 – Вільні поздовжні коливання аварійної компоновки бурильної колони: *a* – на верху, *б* – біля зони прихоплення

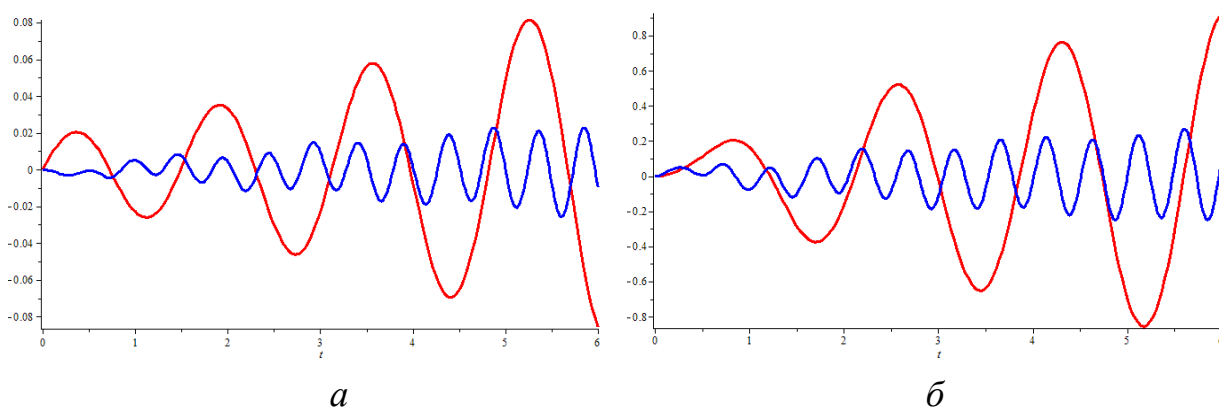


Рисунок Г.14 – Поздовжні коливання аварійної компоновки БК у місці встановлення осцилятора: *a* – вільні, *б* – вимушені при налаштуванні на першу (червона крива) і другу (синя крива) власну частоту

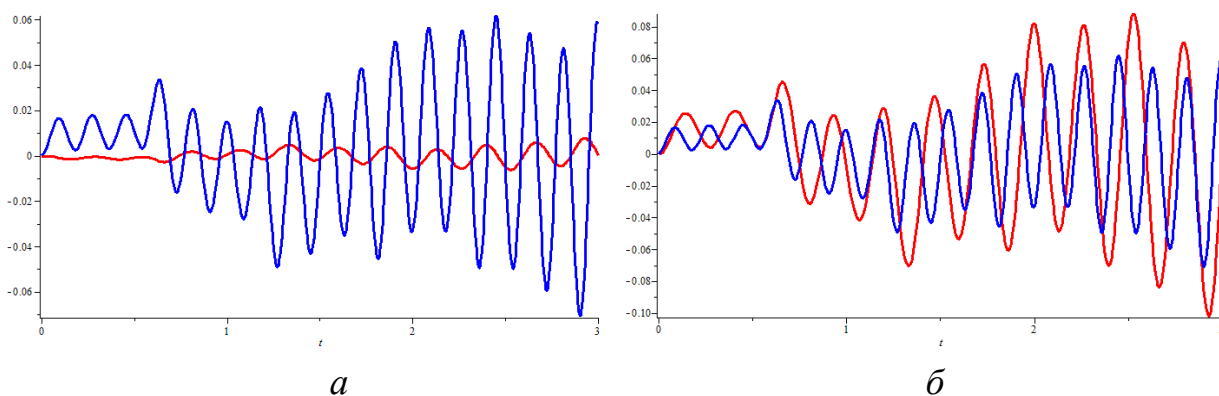


Рисунок Г.15 – Поздовжні коливання аварійної компоновки БК у місці встановлення осцилятора: *a* – вільні, *б* – вимушені при налаштуванні на третю (червона крива) і четверту (синя крива) власну частоту

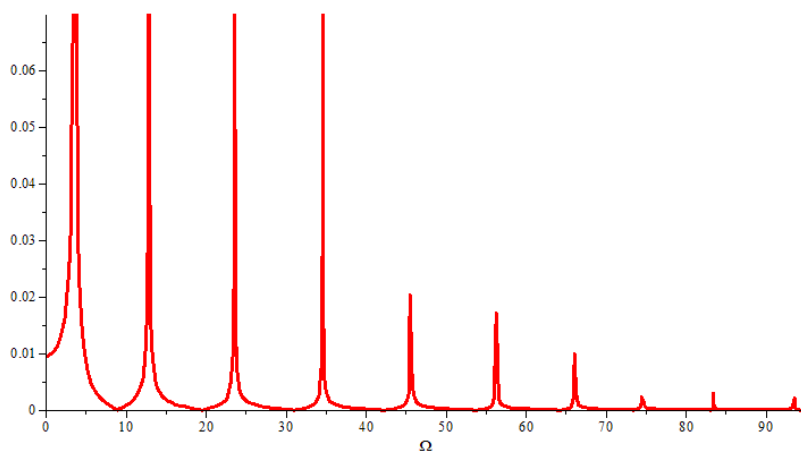


Рисунок Г.16 – Амплітудно-частотна характеристика поздовжніх коливань прихопленої бурильної колони у місці встановлення осцилятора

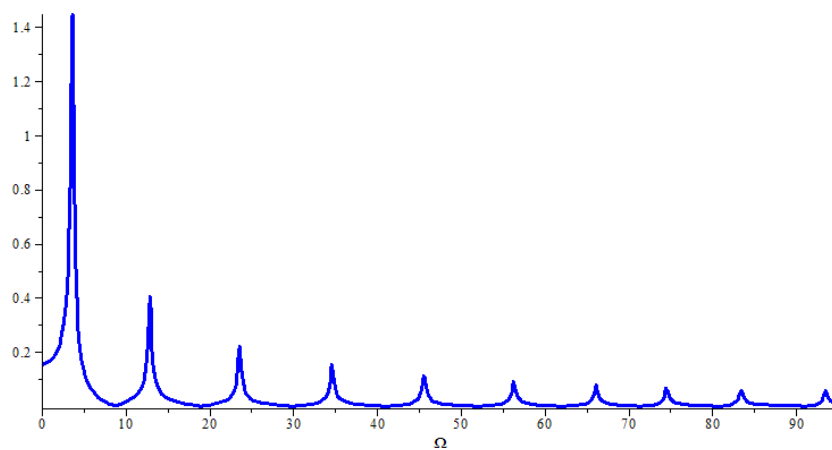


Рисунок Г.17 – Амплітудно-частотна характеристика поздовжніх коливань прихопленої бурильної колони біля зони прихоплення

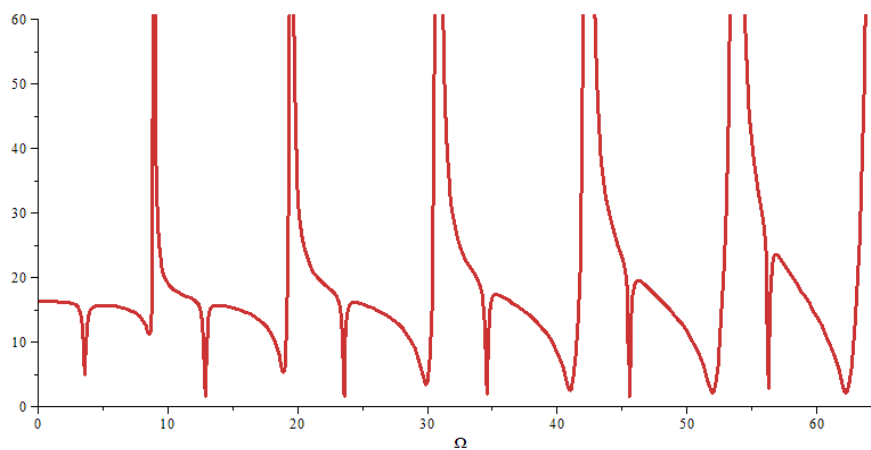


Рисунок Г.18 – Коефіцієнт передачі амплітуди поздовжніх коливань прихопленої бурильної колони

**ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА
ВІБРАЦІЙНИМ СПОСОБОМ
(свердловинний осцилятор)**

(Borehole-OscDrill)

(Вихідний код програми)

> restart:

with(plottools); with(plots); with(linalg);

> N1,N2:=1,100:

> c0,m0,q,g:=53·10⁶,9855,1200,9.81: α₁,α₂,f0:=48.4,380.4,0.3:

> ρ,E₁,L₂,L₄:= 7850, 2.1·10¹¹,130,40:

Dtr₁,dtr₁,Dtr₂,dtr₂,l₁,l₂,l₃,l₄,l₅,l₆:=0.1397,0.1177,0.2032,0.0714,1400,l₂,
L₂-l₂,5,10,L₄-l₄-l₅:

for i from 1 to 6 do F_i:=evalf((Dtr_i² - dtr_i²)·π/4)+evalf(dtr_i²·π/4):

mtr_i,mk_i:=F_i·ρ,Fk_i·q: **od**;

> **for i from 1 to 6 do** m_i:=mtr_i+mk_i: M_i:=m_i·l_i **end od**:

> **for i from 1 to 6 do** a_i:=√E_i/ρ : h_i:=α_i/(2F_i·ρ·l_i): **od**:

for i from 2 to 6 do E_i:=E₁: **od**:

for i from 3 to 6 do α_i,F_i:= α₂,F₂: **od**:

> **for i from 1 to 6 do** eq_i:= $\frac{\partial^2}{\partial t^2}u_i(x_i,t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t}u_i(x_i,t) - a_i^2 \frac{\partial^2}{\partial x_i^2}u_i(x_i,t) = g$: 0<x_i,

x_i<l_i, t≥0: **od**:

eq₅:= $\frac{\partial^2}{\partial t^2}u_4(x_4,t) + 2h_4 \cdot \frac{\partial}{\partial t}u_5(x_5,t) - a_4^2 \frac{\partial^2}{\partial x_5^2}u_5(x_5,t) = g - f0 \cdot \text{sign}\left(\frac{\partial}{\partial t}u_5(x_5,t)\right)$:

> j:=j':

kraj1:= E₁·F₁· $\frac{\partial}{\partial x_1}u_1(x_1,t) - c0 \cdot u_1(x_1,t) = m0 \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2}u_1(0,t) - m0 \cdot g$:

kraj01,kraj02:= E₁·F₁· $\frac{\partial}{\partial x_1}u_1(x_1,t) - c0 \cdot u_1(x_1,t) = m0 \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2}u_1(x_1,t) - m0 \cdot g$,

E₁·F₁· $\frac{\partial}{\partial x_1}u_1(x_1,t) - c0 \cdot u_1(x_1,t) = m0 \cdot a_1^2 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2}u_1(x_1,t) - m0 \cdot g$:

kraj2:=u₁(l₁,t)=u₂(0,t):

kraj3:= E₁·F₁· $\frac{\partial}{\partial x_1}u_1(x_1,t) = E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2}u_2(x_2,t) + q \cdot (F_2 - F_1) \cdot g \cdot l_1$:

kraj4:=u₂(l₂,t)=u₃(0,t):

$$\text{kraj5} := E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3, t) - E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2, t) = -Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t):$$

$$\text{kraj6} := u_3(l_3, t) = u_4(0, t):$$

$$\text{kraj7} := E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3, t) = E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4, t) + q \cdot (F_4 - F_3) \cdot g \cdot (l_1 + l_2 + l_3):$$

$$\text{kraj8} := u_4(l_4, t) = u_5(0, t):$$

$$\text{kraj9} := E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4, t) = E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_5(x_5, t):$$

$$\text{kraj10} := u_5(l_5, t) = u_6(0, t):$$

$$\text{kraj11} := E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_5(x_5, t) = E_6 \cdot F_6 \cdot \frac{\partial}{\partial x_6} u_6(x_6, t):$$

$$\text{kraj12} := E_6 \cdot F_6 \cdot \frac{\partial}{\partial x_6} u_6(x_6, t) = -q \cdot F_6 \cdot g \sum_{j=1}^6 l_j:$$

> j:=j':

$$\text{pocat1} := -E_1 \cdot F_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} u_1(x_1, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_1 \cdot (l_1 - x_1) + \rho \cdot \sum_{j=2}^6 F_j \cdot l_j + q \cdot (F_2 - F_1) \cdot l_1 +$$

$$q \cdot (F_4 - F_3) \cdot \sum_{j=1}^3 l_j - q \cdot F_6 \cdot \sum_{j=1}^6 l_j) - P0 \cdot l_5 = 0:$$

$$\text{pocat2} := -E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} u_2(x_2, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_2 \cdot (l_2 - x_2) + \rho \cdot \sum_{j=3}^6 F_j \cdot l_j + q \cdot (F_4 - F_3) \cdot \sum_{j=1}^3 l_j$$

$$- q \cdot F_6 \cdot \sum_{j=1}^6 l_j) - P0 \cdot l_5 = 0:$$

$$\text{pocat3} := -E_3 \cdot F_3 \cdot \frac{\partial}{\partial x_3} u_3(x_3, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_3 \cdot (l_3 - x_3) + \rho \cdot \sum_{j=4}^6 F_j \cdot l_j - q \cdot (F_4 - F_3) \cdot \sum_{j=1}^3 l_j) -$$

$$- q \cdot F_6 \cdot \sum_{j=1}^6 l_j) - P0 \cdot l_5 = 0:$$

$$\text{pocat4} := -E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4} u_4(x_4, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_4 \cdot (l_4 - x_4) + \rho \cdot \sum_{j=5}^6 F_j \cdot l_j - q \cdot F_6 \cdot \sum_{j=1}^6 l_j) -$$

$$P0 \cdot l_5 = 0:$$

$$\text{pocat5} := -E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5} u_5(x_5, 0) + g \cdot (\rho \cdot F_5 \cdot (l_5 - x_5) - \rho \cdot F_6 \cdot l_6 - q \cdot F_6 \cdot \sum_{j=1}^6 l_j) -$$

$$P0 \cdot (l_5 - x_5) = 0:$$

$$\text{pocat6} := -E_6 \cdot F_6 \cdot \frac{\partial}{\partial x_6} u_6(x_6, 0) + g \cdot F_6 \cdot (\rho \cdot (l_6 - x_6) - q \cdot \sum_{j=1}^6 l_j) = 0:$$

> **for** i **from** 1 **to** 6 **do** $u_i(x_i, t) := \text{solve}(\text{lhs}(\text{pocat}_i) dx_i, u_i(x_i, 0))$: **od**;

$$u10 := \text{solve}(\text{subs}(t=0, x_1=0, \text{evalf}(\text{kraj1})), u_1(0, 0)):$$

$$u_1(x_1, 0) := \text{collect}(u_1(x_1, t), x_1) + u10:$$

$$u_1(l_1, 0) := \text{subs}(x_1=l_1, u_1(x_1, 0)):$$

```

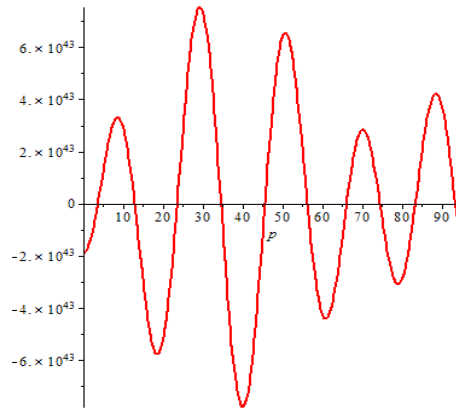
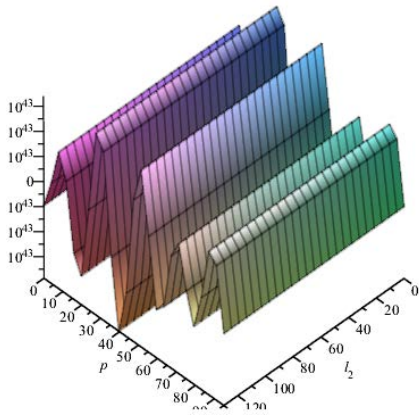
> u20:=solve(subs(t=0,x1=l1,x2=0,kraj2)),u2(0,0):
  u2(x2,0):=collect(u2(x2,t),x2)+u20:
  u2(l2,0):=subs(x2=l2,u2(x2,0)):
> u30:=solve(subs(t=0,x2=l2,x3=0,kraj4),u3(0,0)):
  u3(x3,0):=collect(u3(x3,t),x3)+u30:
  u3(l3,0):=subs(x3=l3,u3(x3,0)):
> u40:=solve(subs(t=0,x3=l3,x4=0,expand(kraj6)),u4(0,0)):
  u4(x4,0):=collect(u4(x4,t),x4)+u40:
  u41:=subs(x4=l4,u4(x4,0)):
> u5(x5,0):=collect(u5(x5,t),x5):
  u6(x6,0):=collect(u6(x6,t),x6):
> for i from 1 to 6 do ui(xi):=bi,2·xi2+bi,1·xi+bi,0: od:
  for i from 1 to 6 do ui(xi,t):=ui(xi): bi,2:=solve(eqi,bi,2): od:
  for i from 1 to 5 do ui(li,t):=subs(xi=li,ui(xi,t)): ui+1(0,t):=subs(xi+1=0,ui+1(xi+1,t)): od:
> eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10,eq11,eq12:=subs(x1=0,Q0=0,kraj01),
  kraj2,subs(x1=l1,x2=0,kraj3),kraj4,subs(Q0=0,x2=l2,x3=0,kraj5),kraj6,
  subs(x3=l3,x4=0,kraj7),kraj8,subs(x4=l4,x5=0,kraj9),kraj10,subs(x5=l5,x6=0,kraj11),
  subs(x6=l6,kraj12):
> koef1:=solve({eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10,eq11,eq12},{b1,0,b1,1,
  b2,0,b2,1,b3,0,b3,1,b4,0,b4,1,b5,0,b5,1,b6,0,b6,1}); assign(koef1):
  for i from 1 to 6 do ui(xi):=bi,2·xi2+bi,1·xi+bi,0: od:
> for i from 1 to 6 do ui(xi,0):=expand(ui(xi,0)-ui(xi)): od:
> u1(x1,t),u2(x2,t),u3(x3,t),u4(x4,t),u5(x5,t),u6(x6,t):='u1(x1,t)', 'u2(x2,t)', 'u3(x3,t)',
  'u4(x4,t)', 'u5(x5,t)', 'u6(x6,t)':
> kraj1:= E1·F1· $\frac{\partial}{\partial x_1}u_1(x_1,t) - c0 \cdot u_1(x_1,t) = m0 \cdot a_1^2 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2}u_1(x_1,t)$ :
  kraj21:=u1(x1,t)=u2(x2,t):
  kraj31:= E1·F1· $\frac{\partial}{\partial x_1}u_1(x_1,t) = E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2}u_2(x_2,t)$ :
  kraj41:=u2(x2,t)=u3(x3,t):
  kraj51:= E3·F3· $\frac{\partial}{\partial x_3}u_3(x_3,t) - E_2 \cdot F_2 \cdot \frac{\partial}{\partial x_2}u_2(x_2,t) = -Q0 \cdot \sin(\Omega \cdot t)$ :
  kraj61:=u3(x3,t)=u4(x4,t):
  kraj71:= E3·F3· $\frac{\partial}{\partial x_3}u_3(x_3,t) = E_4 \cdot F_4 \cdot \frac{\partial}{\partial x_4}u_4(x_4,t)$ :
  kraj81:=u4(x4,t)=u5(x5,t):
  kraj91:= E4·F4· $\frac{\partial}{\partial x_4}u_4(x_4,t) = E_5 \cdot F_5 \cdot \frac{\partial}{\partial x_5}u_5(x_5,t)$ :
  kraj101:=u5(x5,t)=u6(x6,t):

```

```

kraj111:=E5·F5·∂/∂x5u5(x5,t)=E6·F6·∂/∂x6u6(x6,t):
kraj121:=E6·F6·∂/∂x6u6(x6,t)=0:
> for i from 1 to 6 do ui(xi,t):=(ci,2·xi^2+ci,1·xi)·sin(Ω·t): od:
> eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10,eq11,eq12:=subs(x1=0,kraj1),
subs(x1=l1,x2=0,kraj21),subs(x1=l1,x2=0,kraj31),subs(x2=l2,x3=0,kraj41),
subs(x2=l2,x3=0,kraj51),subs(x3=l3,x4=0,kraj61),subs(x3=l3,x4=0,kraj71),
subs(x4=l4,x5=0,kraj81),subs(x4=l4,x5=0,kraj91),subs(x5=l5,x6=0,kraj101),
subs(x5=l5,x6=0,kraj111),subs(x6=l6,kraj121):
> koef2:=solve({eq1,eq2,eq3,eq4},{c1,1,c1,2,c2,1,c2,2}); assign(koef2):
for j from 3 to 6 do cj,1:=solve(eq12j_1,cj,1): cj,2:=solve(eq12j,cj,2): od:
> for i from 1 to 6 do φi(xi,t):=(ci,2·xi^2+ci,1·xi)·sin(Ω·t): od:
for i from 1 to 6 do φi(xi,0):=evalf(subs(t=0,φi(xi,t))): od:
> for i from 1 to 6 do eqwi:=∂^2/∂t^2wi(xi,t)+2hi·∂/∂twi(xi,t)-ai^2·∂^2/∂xi^2wi(xi,t)=
∂^2/∂t^2φi(xi,t)+2hi·∂/∂tφi(xi,t)-ai^2·∂^2/∂xi^2φi(xi,t): wi(xi,0):=ui(xi,0)□φi(xi,0): od:
> for i from 1 to 6 do ui(xi,t):=Xi(xi)·T(t) od:
> for i from 1 to 6 do Eq1:=subs(wi(xi,t)=ui(xi,t),lhs(eqwi)):
S1:=expand(Eq1/(Xi(xi)·T(t))): st1i:=op(1,S1)+op(2,S1)=□p^2: sx1:=op(3,S1)=p^2:
sx2:=dsolve(sx1,Xi(xi)): Xi(xi):=subs(_C1=A1i,_C2=A2i,rhs(sx2)):
ui(xi,t):=Xi(xi)·T(t): od:
> eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10,eq11,eq12:=evalf(subs(x1=0,kraj1)),
evalf(subs(x1=l1,x2=0,kraj21)),evalf(subs(x1=l1,x2=0,kraj31)),
evalf(subs(x2=l2,x3=0,kraj41)),evalf(subs(Q0=0,x2=l2,x3=0,kraj51)),
evalf(subs(x3=l3,x4=0,kraj61)),evalf(subs(x3=l3,x4=0,kraj71)),
evalf(subs(x4=l4,x5=0,kraj81)),evalf(subs(x4=l4,x5=0,kraj91)),
evalf(subs(x5=l5,x6=0,kraj101)), evalf(subs(x5=l5,x6=0,kraj111)),
evalf(subs(x6=0,kraj121)):
> S1:=genmatrix({eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7,eq8,eq9,eq10,eq11,eq12},
{A11,A21,A12,A22,A13,A23,A14,A24,A15,A25,A16,A26}):
Δ1:=convert(det(S1),trig): Δ1:=expand(Δ1/(p^6·(T(t))^12)):
> A11:=1: S2:=solve({subs(Q0=0,eq21),eq22,eq23,eq24,eq25,eq26,eq27,eq28,eq29,eq210,
eq211},{A21,A12,A22,A13,A23,A14,A24,A15,A25,A16,A26}): assign(S2):
> P0:=solve(u4l,P0):
plot3D(Δ1,l2=0..L2,p=0..95,axes=framed);
> l2:=50: plot(Δ1,p=0..95,thickness=2);

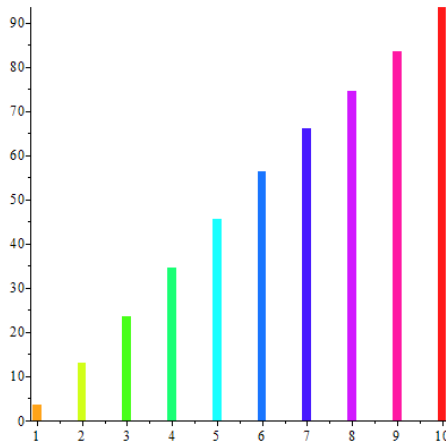
```



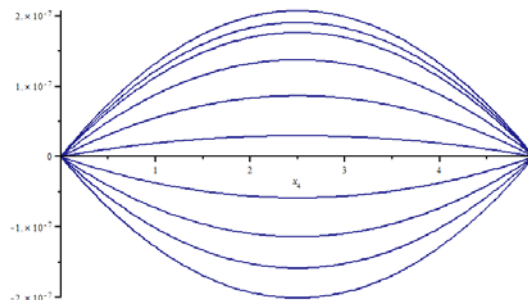
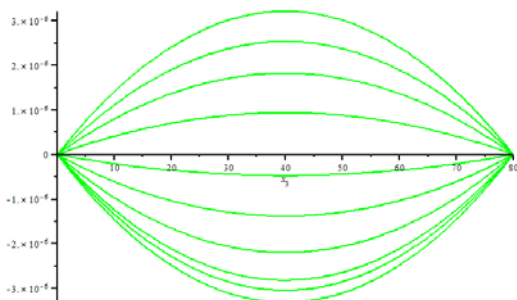
```
> N:=10: for i from 1 to N do  $\omega_i:=evalf(\text{RootOf}(\Delta 1,p,10\cdot j-6.5))$ : od;
```

$\omega_1:=3.635667$	$\omega_2:=12.890468$
$\omega_3:=23.596155$	$\omega_4:=34.620685$
$\omega_5:=45.629302$	$\omega_6:=56.341824$
$\omega_7:=66.142418$	$\omega_8:=74.545539$
$\omega_9:=83.436423$	$\omega_{10}:=93.516150$

```
> Friq1:=seq(PLOT(rectangle([j-0.1,0],[j+0.1,  $\omega_j$ ]),COLOR(HUE,0.1\cdot j)),j=1..N):
display(Friq1,style=PATCHNOGRID);
```



```
> for i from 1 to N do f33i,f44i:=evalf(subs(Q0=1000, $\Omega$ =10,t=0.1i, $\varphi_3(x_3,t)$ )),
evalf(subs(Q0=1000, $\Omega$ =10,t=0.1i, $\varphi_4(x_4,t)$ )):
f3i,f4i:=plot(f33i,x3=0..l3,thickness=2,color=green),
plot(f44i,x4=0..l4,thickness=2,color=navy): od:
display(seq(f3i,i=1..10)); display(seq(f4i,i=1..10));
```



> **for** i **from** 1 **to** 4 **do** $X_i(x_i):=A1_i \cdot \sin(p \cdot x_i/a_i)+A2_i \cdot \cos(p \cdot x_i/a_i)$: **od**;

> *assume*($\Omega > 0$):

for i **from** 1 **to** 3 **do** $C_i := \frac{\int_0^{l_i} rhs(eqw_i) \cdot X_i(x_i) dx_i}{\int_0^{l_i} (X_i(x_i))^2 dx_i}$: $C_i := subs(\Omega = '\Omega', C_i)$:

$C0_i := \frac{\int_0^{l_i} w_i(x_i, 0) \cdot X_i(x_i) dx_i}{\int_0^{l_i} (X_i(x_i))^2 dx_i}$: **od**: $\Omega := evaln(\Omega)$:

> $Q0 := 1000$:

> **for** i **from** 1 **to** 3 **do for** k **from** 1 **to** 10 **do** $p := \omega_k$:

$eqT_{i,k} := \frac{\partial^2}{\partial t^2} T_i(t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t} T_i(t) + p^2 T_i(t) = C_i$:

$eq1T_{i,k} := \frac{\partial^2}{\partial t^2} T_i(t) + 2h_i \cdot \frac{\partial}{\partial t} T_i(t) + p^2 T_i(t) = 0$:

$T0_{i,k}, v0_{i,k} := subs(p = \omega_k, C0_i, 0)$: $X_{i,k} := A1_i \cdot \sin(p \cdot x_i/a_i) + A2_i \cdot \cos(p \cdot x_i/a_i)$: **od**: **od**:

> **for** i **from** 1 **to** 4 **do for** k **from** 1 **to** 10 **do** $T1_{i,k} := evalf(rhs(dsolve(eq1T_{i,k}, T_i(t))))$:

$T2_{i,k} := C3_{i,k} \cdot \sin(\Omega \cdot t) + C4_{i,k} \cdot \cos(\Omega \cdot t) + C5_{i,k}$: $eq2T := subs(T_i(t) = T2_{i,k}, eqT_{i,k})$:

$eqC3, eqC4, eqC5 := coeff(lhs(eq2T), \sin(\Omega \cdot t)) = coeff(rhs(eq2T), \sin(\Omega \cdot t))$,

$coeff(lhs(eq2T), \cos(\Omega \cdot t)) = coeff(rhs(eq2T), \cos(\Omega \cdot t))$:

$subs(\Omega = 0, C3_{i,k} = 0, C4_{i,k} = 0, eq2T)$:

$koefC1 := solve(\{eqC3, eqC4\}, \{C3_{i,k}, C4_{i,k}\})$: *assign*($koefC1$): $C5_{i,k} = solve(eqC5)$:

$T_{i,k} := T1_{i,k} + T2_{i,k}$: $v_{i,k}, V_{i,k} := \frac{\partial T_{i,k}}{\partial t}, \frac{\partial}{\partial x_i} T_{i,k}$: **od**: **od**:

> **for** i **from** 1 **to** 4 **do for** k **from** 1 **to** 10 **do** $eqT0, eqv0 := subs(t = 0, T_{i,k}), subs(t = 0, v_{i,k})$:

$C2_{i,k} := solve(eqT0 = T0_{i,k}, _C2)$: $C1_{i,k} := solve(subs(_C2 = C2_{i,k}, eqv0 = v0_{i,k}), _C1)$ **od**: **od**:

> **for** i **from** 1 **to** 4 **do for** k **from** 1 **to** 10 **do** $T_{i,k} := subs(_C1 = C1_{i,k}, _C2 = C2_{i,k}, T_{i,k})$:

od: **od**:

> $k := 'k'$: **for** i **from** 1 **to** 4 **do** $U_i := expand(u_i(x_i) + \varphi_i(x_i, t) + \sum_{k=1}^{10} T_{i,k} \cdot X_{i,k})$:

$V_i, v_i, VM_i := \frac{\partial}{\partial x_i} U_i, \frac{\partial}{\partial t} U_i, \frac{\partial}{\partial t} V_i$: **od**:

> $k := 'k'$:

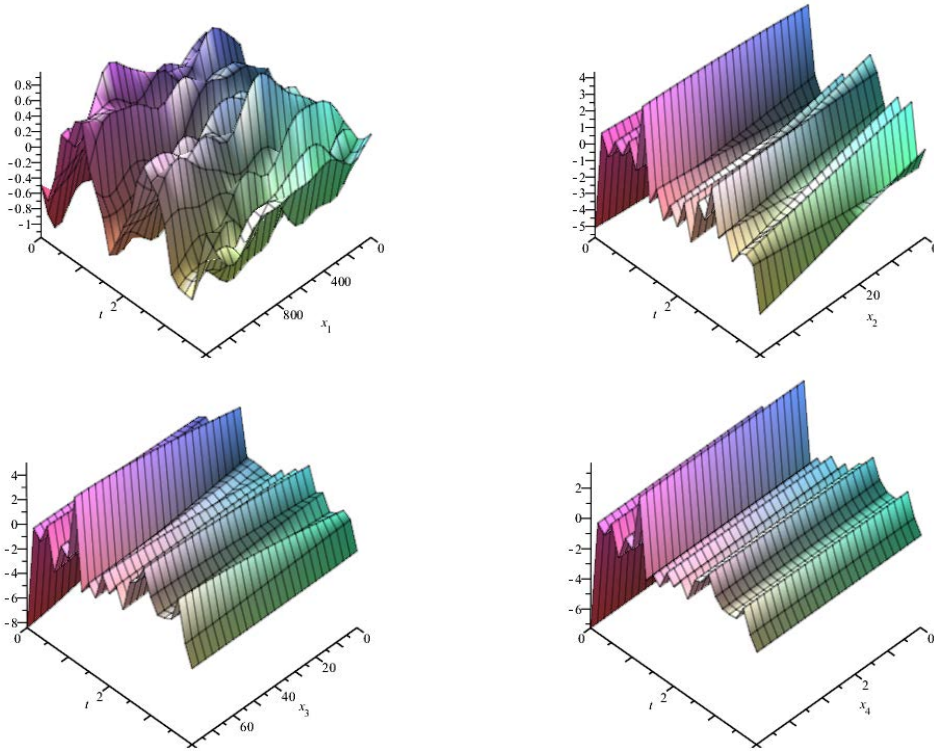
> **for** i **from** 1 **to** 4 **do** $Uw_i := U_i - u_i(x_i) - \varphi_i(x_i, t)$: $Ufree_i := expand(subs(\Omega = 0, Uw_i))$:

$Uvym_i := Uw_i - Ufree_i$: $Uv_i := expand(subs(\Omega = \omega_1, Uym_i))$:

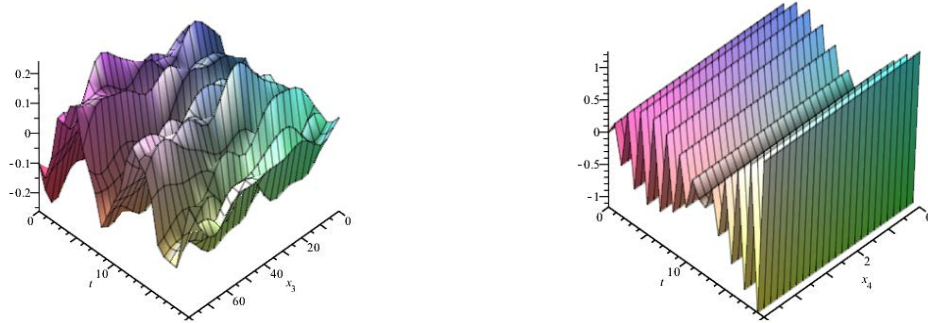
$Uf_i := plot3d(Ufree_i, x_i = 0..l_i, t = 0..4, thickness = 1, axes = framed)$:

$Uv_i := plot3d(Uv_i, x_i = 0..l_i, t = 0..20, thickness = 1, axes = framed)$: **od**:

> *display*(Uf_1); *display*(Uf_2); *display*(Uf_3); *display*(Uf_4);

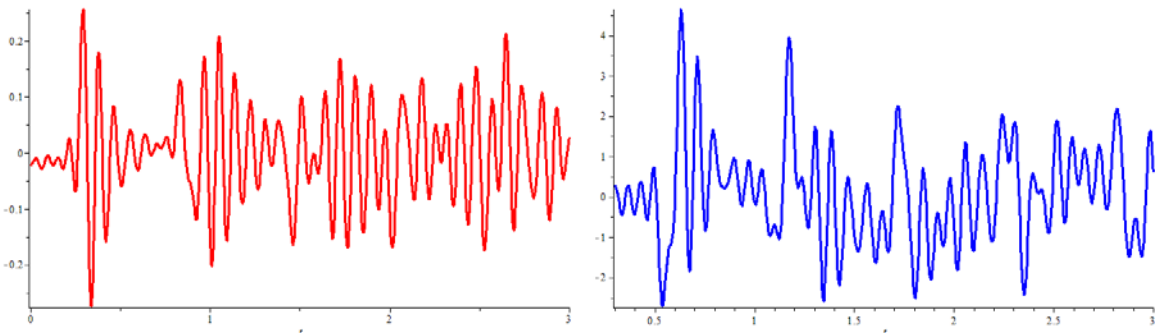


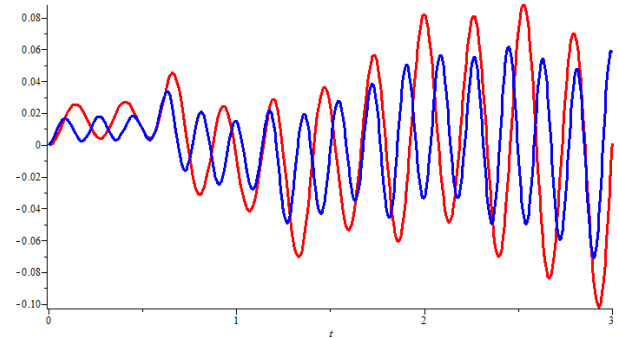
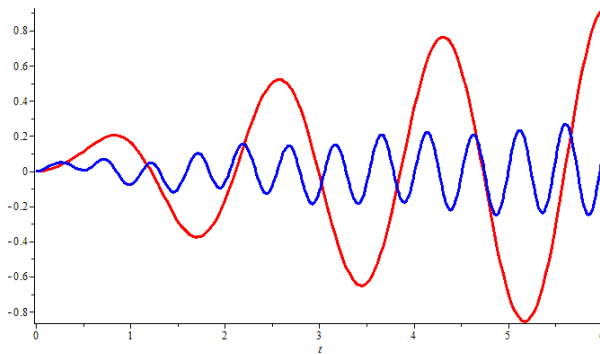
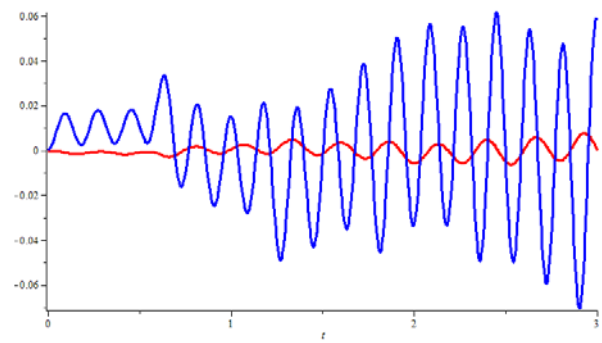
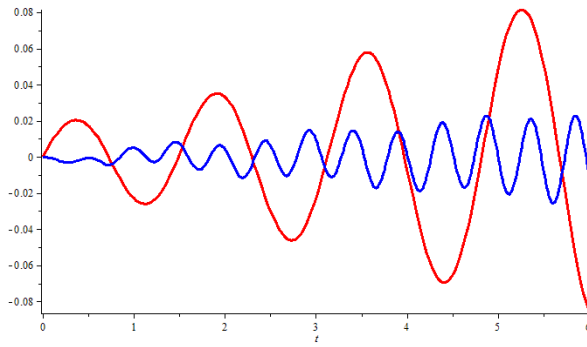
```
> display(Uv3); display(Uv4);
```



```
> U2free1,U2free4:=expand(subs(x1=0,Ufree1)),expand(subs(x4=l4,Ufree4));
for k from 1 to 4 do Uv3k,Uv4k:=expand(subs(x3=0,Ω=ωk,Uvym3)),
expand(subs(Ω=ωk,x4=l4,Uvym4)): od;
```

```
> plot(U2free1,t=0..3,thickness=3,axes=framed,color=red);
plot(U2free4,t=0..3,thickness=3,axes=framed,color=blue);
plot([Uf31,Uf32],t=0..3,thickness=2,axes=framed,color=[red,blue]);
plot([Uf33,Uf34],t=0..3,thickness=2,axes=framed,color=[red,blue]);
plot([Uv41,Uv42],t=0..6,thickness=2,axes=framed,color=[red,blue]);
plot([Uv43,Uv44],t=0..3,thickness=2,axes=framed,color=[red,blue]);
```





> $U_{top}, U_{foot} := \text{evalf}(\text{subs}(x_3=0, U_3), \text{subs}(x_4=l_4, U_4)):$

> $Ampl1_3, Ampl1_4 := \text{coeff}(U_{top}, \sin(\Omega \cdot t)), \text{coeff}(U_{foot}, \sin(\Omega \cdot t)):$

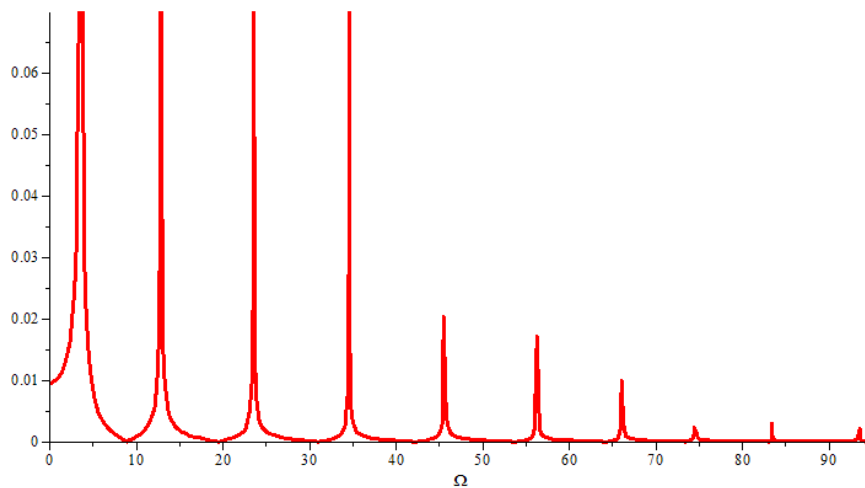
$Ampl2_3, Ampl2_4 := \text{coeff}(U_{top}, \cos(\Omega \cdot t)), \text{coeff}(U_{foot}, \cos(\Omega \cdot t)):$

$A_{top}, A_{foot} := \left| \sqrt{(Ampl1_3)^2 + (Ampl2_3)^2} \right|, \left| \sqrt{(Ampl1_4)^2 + (Ampl2_4)^2} \right|:$

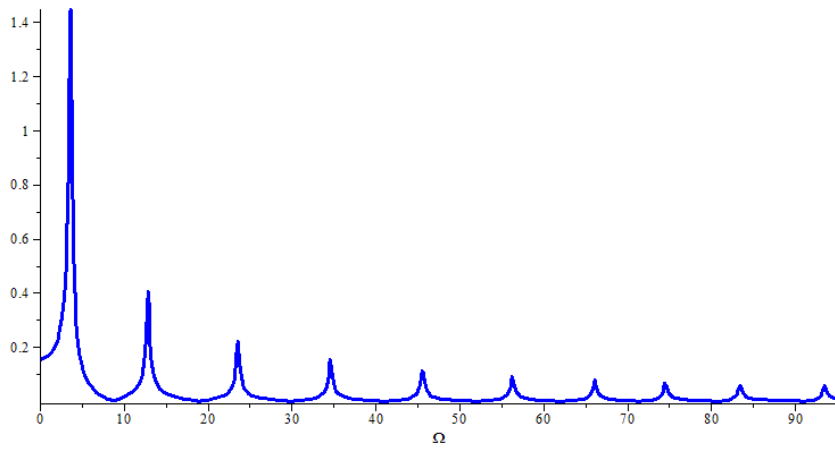
$Phaz_3, Phaz_4 := \arctan(Ampl2_3/Ampl1_3), \arctan(Ampl2_4/Ampl1_4):$

$f_{Pered} := A_{foot}/A_{top}:$

> $\text{plot}(A_{top}, \Omega=0..95, \text{thickness}=3, \text{color}=\text{red});$

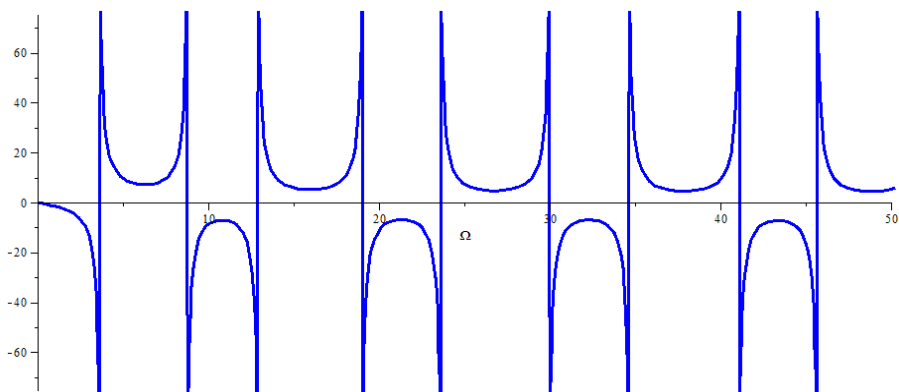
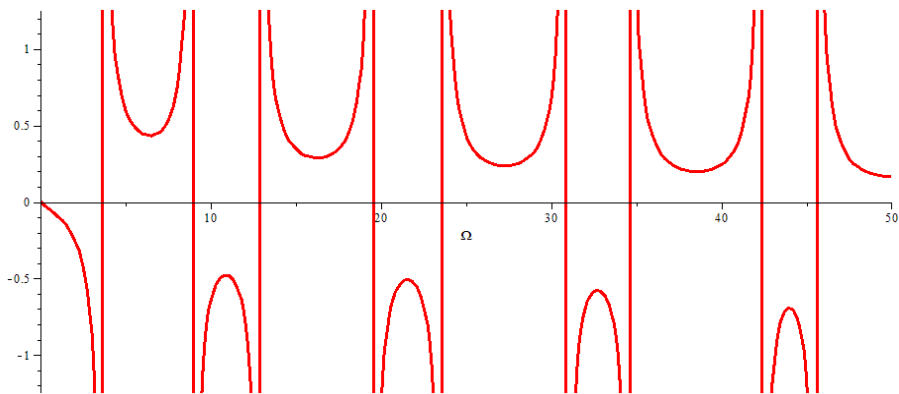


> $\text{plot}(A_{foot}, \Omega=0..95, \text{thickness}=3, \text{color}=\text{blue});$

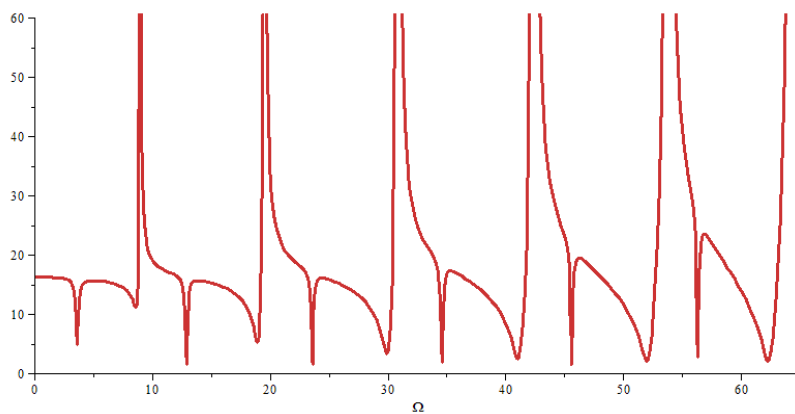


```
> plot(180·Phaz3/evalf(π),Ω=0..50,thickness=3,color=red);
plot(180·Phaz4/evalf(π),Ω=0..80,thickness=3,color=blue,view=[0..50,
```

```
□75..75]);
```



```
> plot(fPred,Ω=0..65,thickness=3,color=orange);
```




```

> k:='k':
> for k from 1 to 10 do Atk,Afk,Apered:=evalf(subs(Ω=ωk,|Atop|)),
  evalf(subs(Ω=ωk,|Afoot|)),evalf(subs(Ω=ωk,|Ppered|)): od:
> tD:=10:
> for k from 1 to 10 do v1,k:=evalf(subs(Ω=ωk,v1)),V1,k:=evalf(subs(Ω=ωk,V1)): od:
  for k from 1 to 10 do v2,k:=evalf(subs(Ω=ωk,v2)),V2,k:=evalf(subs(Ω=ωk,V2)): od:
  for k from 1 to 10 do v3,k:=evalf(subs(Ω=ωk,v3)),V3,k:=evalf(subs(Ω=ωk,V3)): od:
  for k from 1 to 10 do v4,k:=evalf(subs(Ω=ωk,v4)),V4,k:=evalf(subs(Ω=ωk,V4)): od:
> for k from 1 to 10 do P3k,P4k:=|E3·F3·∫0tD subs(x3 = 0,V3,k) dt |,
  |E4·F4·∫0tD subs(x4 = l4,V4,k) dt |,Pperk:=P4k/P3k: od:
> Ptop:=seq([ωi,P3i],i=1..10): plot([Ptop],thickness=3,color=red):
  Pfoot:=seq([ωi,P4i],i=1..10): plot([Pfoot],thickness=3,color=blue):
> for k from 1 to 10 do σ3k,σ4k:=|E3·F3·∫0tD subs(x3 = 0,V3,k) dt |,
  |E4·F4·∫0tD subs(x4 = l4,V4,k) dt |,σperk:=σ4k/σ3k: od:
> σtop:=seq([ωi,σ3i],i=1..10): plot([σtop],thickness=3,color=red):
  σfoot:=seq([ωi,σ4i],i=1..10): plot([σfoot],thickness=3,color=blue):
> for k from 1 to 10 do EAk,EA4k:=E1·F1·|∫0tD (∫0l1 V1,k dx1) dt |+E2·F2·|∫0tD (∫0l2 V2,k dx2) dt |+
  E3·F3·|∫0tD (∫0l3 V3,k dx3) dt |+E4·F4·|∫0tD (∫0l4 V4,k dx4) dt |+E4·F4·|∫0tD (∫0l4 V4,k dx4) dt |: od:
> EA:=seq([ωi,EAi],i=1..10): plot([EA],thickness=3,color=red):
  EAfoot:=seq([ωi,EA4i],i=1..10): plot([EAfoot],thickness=3,color=blue):
> for k from 1 to 10 do ETk,ET4k:=0.5·ρ·(F1·∫0tD (∫0l1 (v1,k)2 dx1) dt +F2·
  ∫0tD (∫0l2 (v2,k)2 dx2) dt +F3·∫0tD (∫0l3 (v3,k)2 dx3) dt +F4·∫0tD (∫0l4 (v4,k)2 dx4) dt ),
  0.5·ρ·F4·∫0tD (∫0l4 (v4,k)2 dx4) dt : od:
> ET:=seq([ωi,ETi],i=1..10): plot([ET],thickness=3,color=red):
  ETfoot:=seq([ωi,ET4i],i=1..10): plot([ETfoot],thickness=3,color=blue):


```

**ІНСТРУКЦІЯ КОРИСТУВАЧА ДО ПРОГРАМИ
РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ
БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА СПОСОБОМ
ЗБУРЕННЯ ПОПЕРЕЧНИХ ВІБРАЦІЙ**

(TrOscDrill)

Для роботи з програмою потрібно запуснути файл «Програма TrOscDrill.mw» за допомогою середовища символічної математики Maple (після запуску Maple за допомогою команди  – Open a file відкрити файл «Програма TrOscDrill.mw») та у тексті програми ввести такі вихідні дані моделі:

- $c0, m0, q, g := 53 \cdot 10^6, 9855, 1200, 9.81$:
- $\alpha_1, \alpha_2, f, \gamma_1 := 48.4, 380.4, 0.3, 0$:
- $\rho, Est, l_2 := 7850, 2.1 \cdot 10^{11}, 40$:
- $Dtr_1, dtr_1, Dtr_2, dtr_2, l_1, lS_2 := 0.1397, 0.1177, 0.2032, 0.0714, 1400, 130$:

Після введення вихідних даних потрібно здійснити розрахунок, за допомогою команди –  – Execute the entire worksheet.

За допомогою комп'ютерної програми проводились розрахунки частотного спектра, вільних та вимушених поперечних коливань прихопленої бурильної колони, збурених на різних резонансних частотах, амплітудно-частотної характеристики. Геометричні параметри бурильної колони зведено до табл. Г.5, а фізичні характеристики бурильних труб та динамічні характеристики прихопленої бурильної колони зведено до табл. Г.6.

Таблиця Г.5 – Геометричні параметри дворозмірної бурильної колони

Діаметри труб, мм		Довжина, м		
бурильних (БТ)	обважненої (ОБТ)	секції БТ	ОБТ	прихоплення
$Dtr_1(dtr_1)$	$Dtr_2(dtr_2)$	l_1	lS_2	l_2
139,7(117,7)	203,2(71,4)	1400	130	40

Таблиця Г.6 – Динамічні характеристики прихопленої бурильної колони

Густина		Модуль Юнга	Жорсткість	Маса	Коефіцієнт тертя		
БТ	БР		талевового каната		сухого	в'язкого	
ρ	q	Est	$c0$	$m0$	f	α_1	α_2
кг/м ³		ГПа	Н/м	кг	–	кг/с	
7850	1200	210	$53 \cdot 10^6$	9855	0,3	48,4	380,4

Прискорення вільного падіння g .

Збурювальна сила $Q_z b := Q_0 \cdot \sin(\Omega \cdot t + \gamma_1)$.

Амплітуда збурювальної сили $Q_0 = 1$ кН.

Частота збурювальної сили Ω .

Поточний момент часу t .

Початкова фаза збурювальної сили $\gamma_1 = \pi/6$.

Результати проведених чисельних експериментів наведено на рис. Г.19–рис. Г.26.

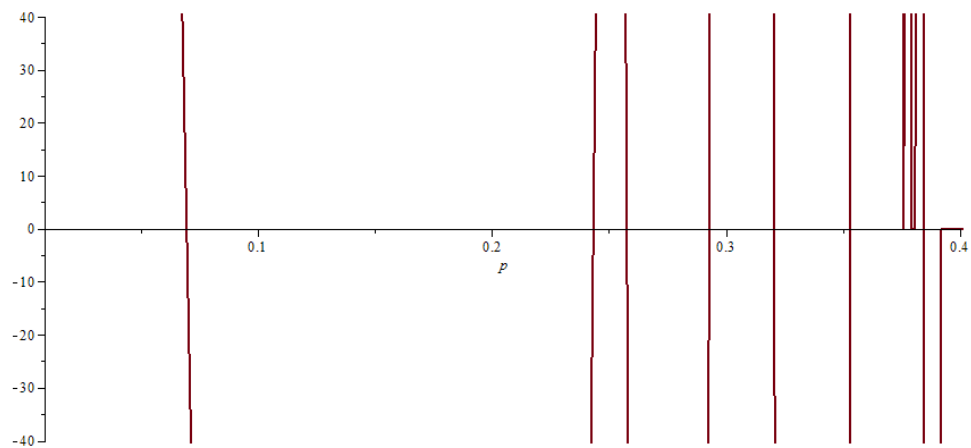


Рисунок Г.19 – Частотне рівняння поперечних коливань прихопленої бурильної колони

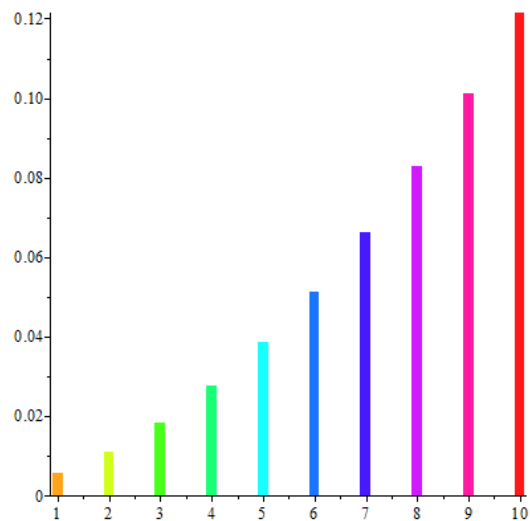


Рисунок Г.20 – Частотний спектр поперечних коливань прихопленої бурильної колони

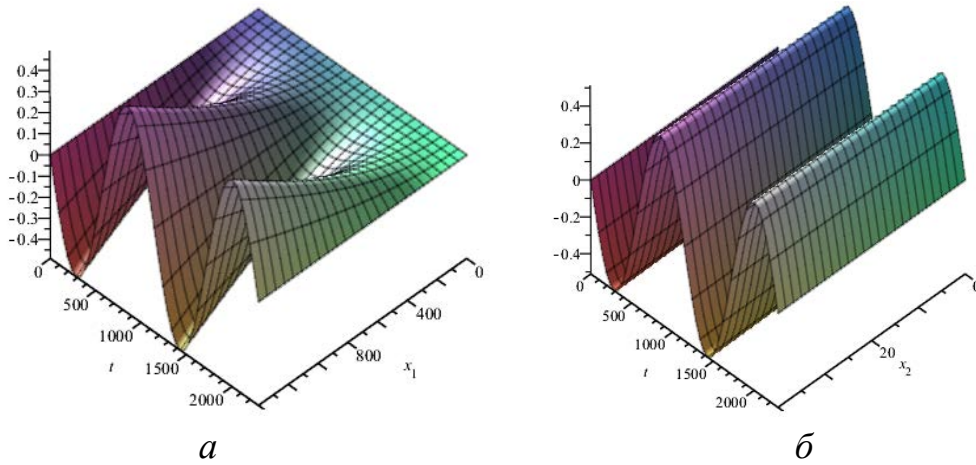


Рисунок Г.21 – Додаткова складова вимушених поперечних коливань (стояча хвиля): *a* – вільної, *б* – прихопленої частини прихопленої бурильної колони при налаштуванні на першу власну частоту

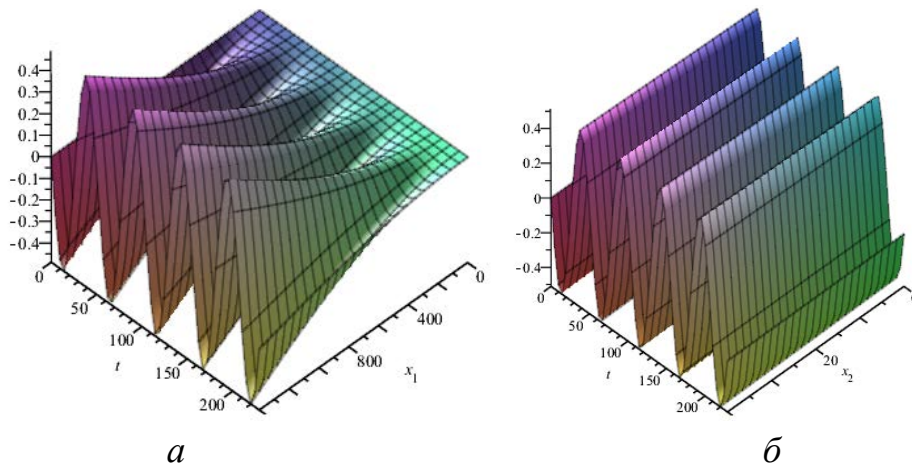


Рисунок Г.22 – Додаткова складова вимушених поперечних коливань (стояча хвиля): *a* – вільної, *б* – прихопленої частини прихопленої бурильної колони при налаштуванні на десяту власну частоту

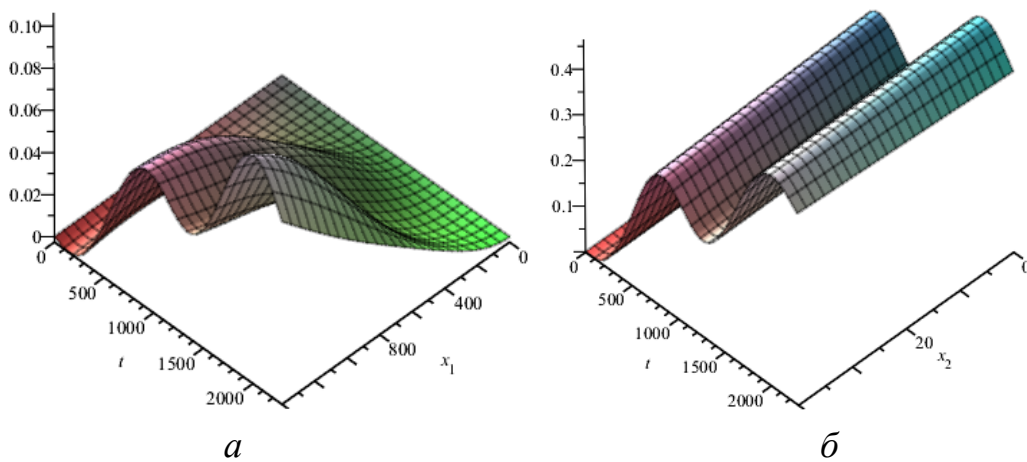


Рисунок Г.23 – Вимушені поперечні коливання: *a* – вільної, *б* – прихопленої частини прихопленої бурильної колони при налаштуванні на першу власну частоту

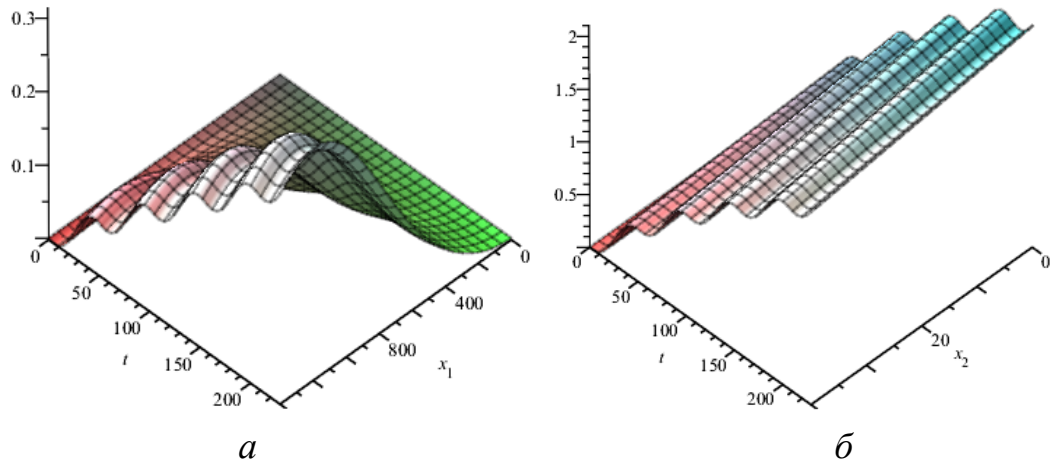


Рисунок Г.24 – Вимушені поперечні коливання: *a* – вільної, *б* – прихопленої частини прихопленої бурильної колони при налаштуванні на десяту власну частоту

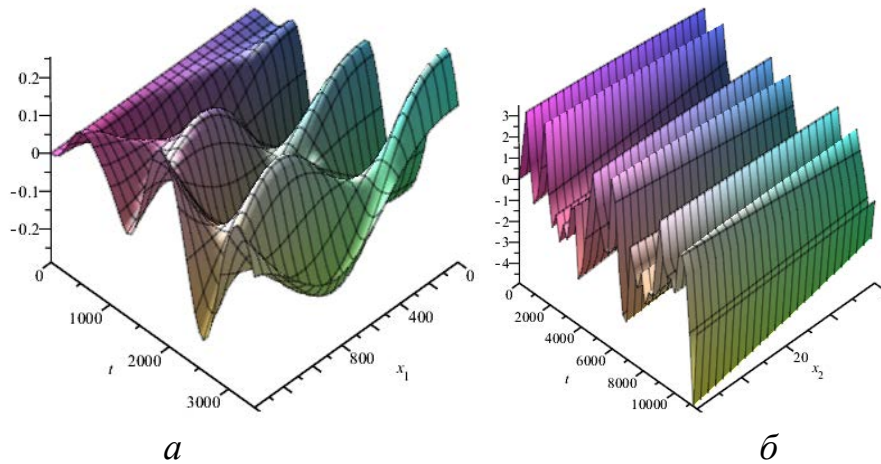


Рисунок Г.25 – Сили тиску на гірську породу, викликану вимушеними поперечними коливаннями бурильної колони: *a* – БТ, *б* – поблизу «голови» прихоплення при налаштуванні на першу власну частоту

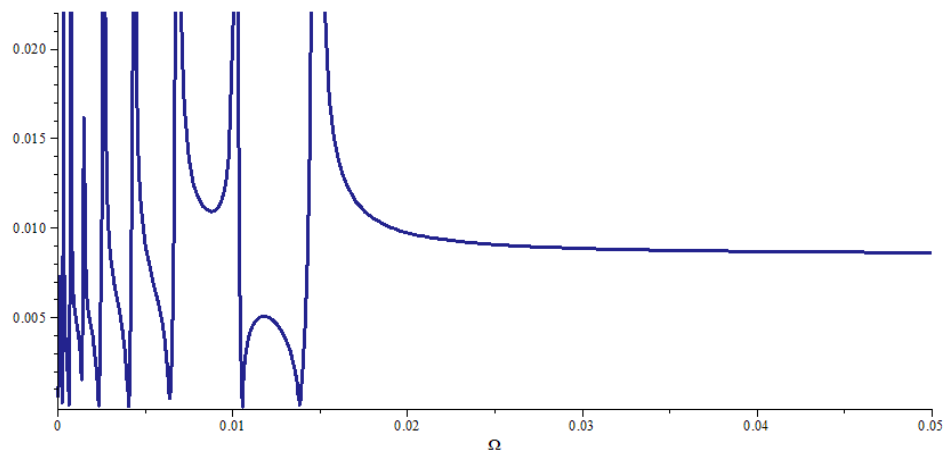


Рисунок Г.26 – Амплітудно-частотна характеристика поперечних коливань прихопленої бурильної колони

**ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ
ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА
СПОСОБОМ ЗБУРЕННЯ ПОПЕРЕЧНИХ ВІБРАЦІЙ
(TrOscDrill)**

(Вихідний код програми)

> restart:

with(plottools); with(plots); with(linalg);

> N1,N2:=1,100: Qzb:=Q0·sin(Ω·t+γ1):

> c0,m0,q,g:=53·10⁶,9855,1200,9.81:

α₁, α₂,f,γ1:=48.4,380.4,0.3,π/6:

> ρ,Est,l₂:=7850,2.1·10¹¹,40:

Dtr₁,dtr₁,Dtr₂,dtr₂,l₁,lS₂:=0.1397,0.1177,0.2032,0.0714,1400,130:

for j from 1 to 2 do F_j,Fk_j:=evalf((Dtr_j² - dtr_j²) · π/4),evalf(dtr_j² · π/4):

mtr_j,mk_j:=F_j·ρ,Fk_j·q: Jtr_j:=evalf((Dtr_j⁴ - dtr_j⁴) · π/64): **od**;

> **for j from 1 to 2 do** m_j:=mtr_j+mk_j: M_j:=m_j·l_j **end od**:

> Ntr:=evalf(f · ρ_{gr} · g · π · Dtr₂ · x₃² / (2l₂)):

> **for i from 1 to 2 do** b_i:=√Est · Jtr_i / m_i: f0:= evalf(f · Ntr · tan²(π/4 + β/2) / M₂):

od:

for i from 1 to 2 do eq_i:= b_i² · $\frac{\partial^4}{\partial x_i^4} W_i(x_i, t) + \frac{\partial^2}{\partial t^2} W_i(x_i, t) = 0$: **od**:

eq₃:=b₂² · $\frac{\partial^4}{\partial x_3^4} W_3(x_3, t) + \frac{\partial^2}{\partial t^2} W_3(x_3, t) = f0$:

> **for i from 1 to 2 do** eq_i:=b_i² · $\frac{\partial^4}{\partial x_i^4} W_i(x_i, t) + \frac{\partial^2}{\partial t^2} W_i(x_i, t) = 0$:

> j:=j': kraj1,kraj2:=W₁(x₁,t)=0, $\frac{\partial}{\partial x_1} W_1(x_1, t) = 0$:

kraj3,kraj4:=W₁(x₁,t)=W₂(x₂,t), $\frac{\partial}{\partial x_1} W_1(x_1, t) = \frac{\partial}{\partial x_2} W_2(x_2, t)$:

kraj5,kraj6:=Est · Jtr₁ · $\frac{\partial^2}{\partial x_1^2} W_1(x_1, t) = Est · Jtr_2 · \frac{\partial^2}{\partial x_2^2} W_2(x_2, t)$,

Est · Jtr₁ · $\frac{\partial^3}{\partial x_1^3} W_1(x_1, t) = Est · Jtr_2 · \frac{\partial^3}{\partial x_2^3} W_2(x_2, t)$:

kraj7,kraj8:=Est · Jtr₂ · $\frac{\partial^2}{\partial x_2^2} W_2(x_2, t) = 0$, Est · Jtr₂ · $\frac{\partial^3}{\partial x_2^3} W_2(x_2, t) = Q_{zb}$:

> $j:=j'$:

$$pocat_{11}, pocat_{12}, pocat_{13}, pocat_{14} := W_1(x_1, 0) = 0, \frac{\partial}{\partial x_1} W_1(x_1, 0) = 0,$$

$$Est \cdot Jtr_1 \cdot \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} W_1(x_1, t) = 0, Est \cdot Jtr_1 \cdot \frac{\partial^3}{\partial x_1^3} W_1(x_1, t) = 0:$$

$$pocat_{21}, pocat_{22}, pocat_{23}, pocat_{24} := W_2(x_2, 0) = 0, \frac{\partial}{\partial x_2} W_2(x_2, 0) = 0,$$

$$Est \cdot Jtr_2 \cdot \frac{\partial^2}{\partial x_2^2} W_2(x_2, 0) = 0, Est \cdot Jtr_2 \cdot \frac{\partial^3}{\partial x_2^3} W_2(x_2, 0) = 0:$$

> $W_1(x_1, 0), W_2(x_2, 0) := 0, 0:$

> **for** i **to** 2 **do** $W_i(x_i, t) := c_{i,3} \cdot x_i^3 + c_{i,2} \cdot x_i^2 + c_{i,1} \cdot x_i + c_{i,0}$: **od**;

> $eq1, eq2, eq3, eq4, eq5, eq6, eq7, eq8 := subs(x_1=0, kraj1), subs(x_1=0, kraj2), subs(x_1=l_1, x_2=0, kraj3), subs(x_1=l_1, x_2=0, kraj4), subs(x_1=l_1, x_2=0, kraj5), subs(x_1=l_1, x_2=0, kraj6), subs(x_2=l_2, kraj7), subs(x_2=l_2, kraj8);$

> $koef2 := solve(\{eq1, eq2, eq3, eq4, eq5, eq6, eq7, eq8\}, \{c_{1,0}, c_{1,1}, c_{1,2}, c_{1,3}, c_{2,0}, c_{2,1}, c_{2,2}, c_{2,3}\});$
 $assign(koef2):$

for i **from** 1 **to** 2 **do** $\varphi_i(x_i, t) := c_{i,3} \cdot x_i^3 + c_{i,2} \cdot x_i^2 + c_{i,1} \cdot x_i + c_{i,0}$: $\varphi_i(x_i, 0) := evalf(subs(t=0, \varphi_i(x_i, t)))$ **od**;

> **for** i **from** 1 **to** 2 **do**

$$eqw_i := B_i^2 \cdot \frac{\partial^4}{\partial x_i^4} w_i(x_i, t) + \frac{\partial^2}{\partial t^2} w_i(x_i, t) = b_i^2 \cdot \frac{\partial^4}{\partial x_i^4} \varphi_i(x_i, t) + \frac{\partial^2}{\partial t^2} \varphi_i(x_i, t):$$

$w_i(x_i, 0) := W_i(x_i, 0) - \varphi_i(x_i, 0)$: **od**;

$$eqw_i := b_2^2 \cdot \frac{\partial^4}{\partial x_3^4} w_3(x_3, t) + \frac{\partial^2}{\partial t^2} w_3(x_3, t) = 0:$$

> **for** i **from** 1 **to** 2 **do** $W_i(x_i, t) := Y_i(x_i) \cdot T(t)$ **od**;

> **for** i **from** 1 **to** 2 **do** $Eq1 := subs(w_i(x_i, t) = W_i(x_i, t), lhs(eqw_i)):$

$$S1 := expand(Eq1 / (Y_i(x_i) \cdot T(t))): sy1_i := op(1, S1) = p^4: st1 := op(2, S1) = -p^4:$$

$$sy2 := dsolve(sy1_i, Y_i(x_i)): Y_i(x_i) := subs(_C1=A1_i, _C2=A2_i, _C3=A3_i, _C4=A4_i, rhs(sy2)):$$

$W_i(x_i, t) := Y_i(x_i) \cdot T(t)$ **od**;

> **for** i **from** 1 **to** 2 **do** $W_i(x_i, t) := subs(B_i = b_i, W_i(x_i, t))$ **od**;

$$W_3(x_3, t) := subs(B_2 = b_2, W_3(x_3, t)):$$

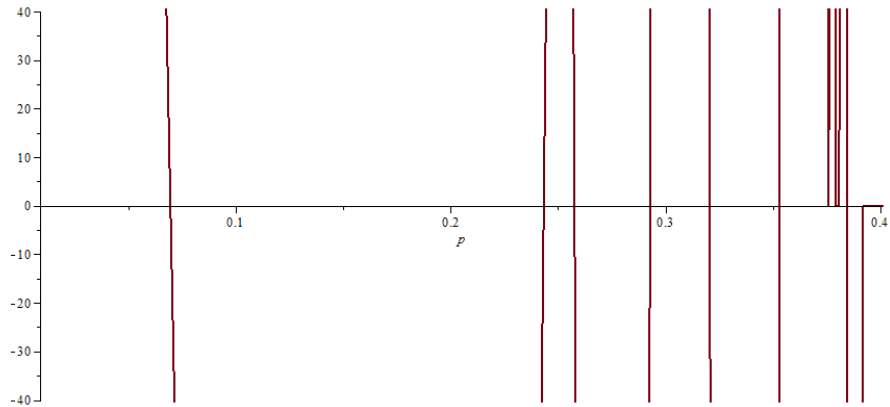
> $eq1, eq2, eq3, eq4, eq5, eq6, eq7, eq8 := evalf(subs(x_1=0, kraj1)), evalf(subs(x_1=0, kraj2)), evalf(subs(x_1=l_1, x_2=0, kraj3)), evalf(subs(x_1=l_1, x_2=0, kraj4)), evalf(subs(x_1=l_1, x_2=0, kraj5)), evalf(subs(x_1=l_1, x_2=0, kraj6)), evalf(subs(x_2=l_2, kraj7)), evalf(subs(x_2=l_2, Q0=0, kraj8)):$

> $S1 := genmatrix(\{eq1, eq2, eq3, eq4, eq5, eq6, eq7, eq8\}, \{A1_1, A1_2, A2_1, A2_2, A3_1, A3_2, A4_1,$

```

A42});
Δ1:=convert(det(S1),trig): Δ1:=evalf(expand(Δ1/(p4·(T(t))8)):
> A11:=1; S2:=solve({eq1,eq2,eq3,eq4,eq5,eq6,eq7},{A12,A21,A22,A31,A32,A41,A42});
assign(S2):
> plot(Δ1,p=0..10,view=[0.01..0.4,-40..40],thickness=2);

```



```

> N:=10: for j from 2 to N do ωj:=ωTj-1+0.0305: od;
> for j to N do Ωj:=evalf5((ωTj)2): od;

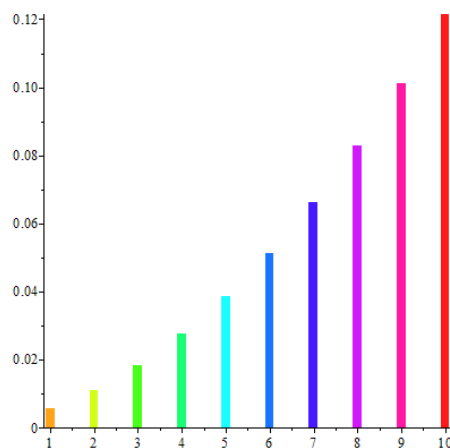
```

$\omega_1:=0.0054841$	$\omega_2:=0.010931$
$\omega_3:=0.018238$	$\omega_4:=0.027407$
$\omega_5:=0.038436$	$\omega_6:=0.051325$
$\omega_7:=0.066075$	$\omega_8:=0.082685$
$\omega_9:=0.10116$	$\omega_{10}:=0.12149$

```

> Friq1:=seq(PLOT(rectangle([j-0.1,0],[j+0.1,ωj]),COLOR(HUE,0.1·j)),j=1..N):
display(Friq1,style=PATCHNOGRID);

```



```

> for i from 1 to 2 do Yi(xi):=simplify(A1i·exp(p·xi/√bi)+A2i·exp(-p·xi/√bi)+
A3i·sin(p·xi/√bi)+A4i·cos(p·xi/√bi),trig): od;
> assume(Ω>0):

```

for i **from** 1 **to** 2 **do** $C_i := \frac{\int_0^{l_i} rhs(eqw_i) \cdot Y_i(x_i) dx_i}{\int_0^{l_i} (Y_i(x_i))^2 dx_i}$; $C_i := subs(\Omega = \Omega, C_i)$; $C0_i :=$
 $\frac{\int_0^{l_i} w_i(x_i, 0) \cdot Y_i(x_i) dx_i}{\int_0^{l_i} (Y_i(x_i))^2 dx_i}$; **od**: $\Omega := evaln(\Omega)$:

> **for** k **from** 1 **to** 10 **do** $p := \omega_k$: $eqT_{1,k} := \frac{\partial^2}{\partial t^2} T_1(t) + p^4 T_1(t) = C_1$:
 $T0_{1,k}, v0_{1,k} := subs(p = \omega_k, C0_1), 0$: $eq1T_{1,k} := \frac{\partial^2}{\partial t^2} T_1(t) + p^4 T_1(t) = 0$:
 $Y_{1,k} := A1_1 \cdot \exp(p \cdot x_1 / \sqrt{b_1}) + A2_1 \cdot \exp(-p \cdot x_1 / \sqrt{b_1}) + A3_1 \cdot \sin(p \cdot x_1 / \sqrt{b_1}) +$
 $A4_1 \cdot \cos(p \cdot x_1 / \sqrt{b_1})$; **od**:

> **for** k **from** 1 **to** 10 **do** $p := \omega_k$: $eqT_{2,k} := \frac{\partial^2}{\partial t^2} T_2(t) + p^4 T_2(t) = C_2$:
 $T0_{2,k}, v0_{2,k} := subs(p = \omega_k, C0_2), 0$: $eq1T_{2,k} := \frac{\partial^2}{\partial t^2} T_2(t) + p^4 T_2(t) = 0$:
 $Y_{2,k} := A1_2 \cdot \exp(p \cdot x_2 / \sqrt{b_2}) + A2_2 \cdot \exp(-p \cdot x_2 / \sqrt{b_2}) + A3_2 \cdot \sin(p \cdot x_2 / \sqrt{b_2})$
 $+ A4_2 \cdot \cos(p \cdot x_2 / \sqrt{b_2})$; **od**:

> **for** k **from** 1 **to** 10 **do** $T1_{1,k} := evalf(rhs(dsolve(eq1T_{1,k}, T_1(t))))$:
 $T2_{1,k} := C3_{1,k} \cdot \sin(\Omega \cdot t) + C4_{1,k} \cdot \cos(\Omega \cdot t)$: $eq2T := subs(T_1(t) = T2_{1,k}, eqT_{1,k})$:
 $eqC3, eqC4 := coeff(lhs(eq2T), \sin(\Omega \cdot t)) = coeff(rhs(eq2T), \sin(\Omega \cdot t)), coeff(lhs(eq2T),$
 $\cos(\Omega \cdot t)) = coeff(rhs(eq2T), \cos(\Omega \cdot t))$:
 $koefC1 := solve(\{eqC3, eqC4\}, \{C3_{1,k}, C4_{1,k}\})$: $assign(koefC1)$:
 $T_{1,k} := T1_{1,k} + T2_{1,k}$; $v_{1,k}, V_{1,k} := \frac{\partial T_{1,k}}{\partial t}, \frac{\partial}{\partial x_1} T_{1,k}$; **od**:

> **for** k **from** 1 **to** 10 **do** $T1_{2,k} := evalf(rhs(dsolve(eq1T_{2,k}, T_2(t))))$:
 $T2_{2,k} := C3_{2,k} \cdot \sin(\Omega \cdot t) + C4_{2,k} \cdot \cos(\Omega \cdot t)$: $eq2T := subs(T_2(t) = T2_{2,k}, eqT_{2,k})$:
 $eqC3, eqC4 := coeff(lhs(eq2T), \sin(\Omega \cdot t)) = coeff(rhs(eq2T), \sin(\Omega \cdot t)), coeff(lhs(eq2T),$
 $\cos(\Omega \cdot t)) = coeff(rhs(eq2T), \cos(\Omega \cdot t))$:
 $koefC1 := solve(\{eqC3, eqC4\}, \{C3_{1,k}, C4_{1,k}\})$: $assign(koefC1)$:
 $T_{2,k} := T1_{2,k} + T2_{2,k}$; $v_{2,k}, V_{2,k} := \frac{\partial T_{2,k}}{\partial t}, \frac{\partial}{\partial x_2} T_{2,k}$; **od**:

> **for** k **from** 1 **to** 10 **do** $eqT0, eqv0 := subs(t = 0, T_{1,k}), subs(t = 0, v_{1,k})$:
 $C2_{1,k} := solve(eqT0 = T0_{1,k}, _C2)$: $C1_{1,k} := solve(subs(_C2 = C2_{1,k}, eqv0 = v0_{1,k}), _C1)$ **od**:

> **for** k **from** 1 **to** 10 **do** $eqT0, eqv0 := subs(t = 0, T_{2,k}), subs(t = 0, v_{2,k})$:
 $C2_{2,k} := solve(eqT0 = T0_{2,k}, _C2)$: $C1_{2,k} := solve(subs(_C2 = C2_{2,k}, eqv0 = v0_{2,k}), _C1)$ **od**:

> for k from 1 to 10 do $T_{1,k} := \text{subs}(_C1=C1_{1,k}, _C2=C2_{1,k}, T_{1,k})$ od:

for k from 1 to 10 do $T_{2,k} := \text{subs}(_C1=C1_{2,k}, _C2=C2_{2,k}, T_{2,k})$ od:

> k:='k': $W_1, W_2 := \varphi_1(x_1, t) + \sum_{k=1}^{10} T_{1,k} \cdot Y_{1,k}, \varphi_2(x_2, t) + \sum_{k=1}^{10} T_{2,k} \cdot Y_{2,k}$:

$P_1, P_2 := \text{Est} \cdot \text{Jtr}_1 \cdot \frac{\partial^3}{\partial x_1^3} W_1, \text{Est} \cdot \text{Jtr}_2 \cdot \frac{\partial^3}{\partial x_2^3} W_2$:

$Wz b_1, Wz b_2 := \text{coeff}(W_1, Q0), \text{coeff}(W_2, Q0)$:

$\text{Ampl}_1, \text{Ampl}_2 := \text{coeff}(Wz b_1, \sin(\Omega \cdot t)), \text{coeff}(Wz b_2, \sin(\Omega \cdot t))$;

> $Q0 := 1000$:

> $W\varphi_1, W\varphi_2 := \text{subs}(\Omega=\omega_1, \varphi_1(x_1, t)), \text{subs}(\Omega=\omega_1, \varphi_2(x_2, t))$:

$Wk\varphi_1, Wk\varphi_2 := \text{subs}(\Omega=\omega_{10}, \varphi_1(x_1, t)), \text{subs}(\Omega=\omega_{10}, \varphi_2(x_2, t))$:

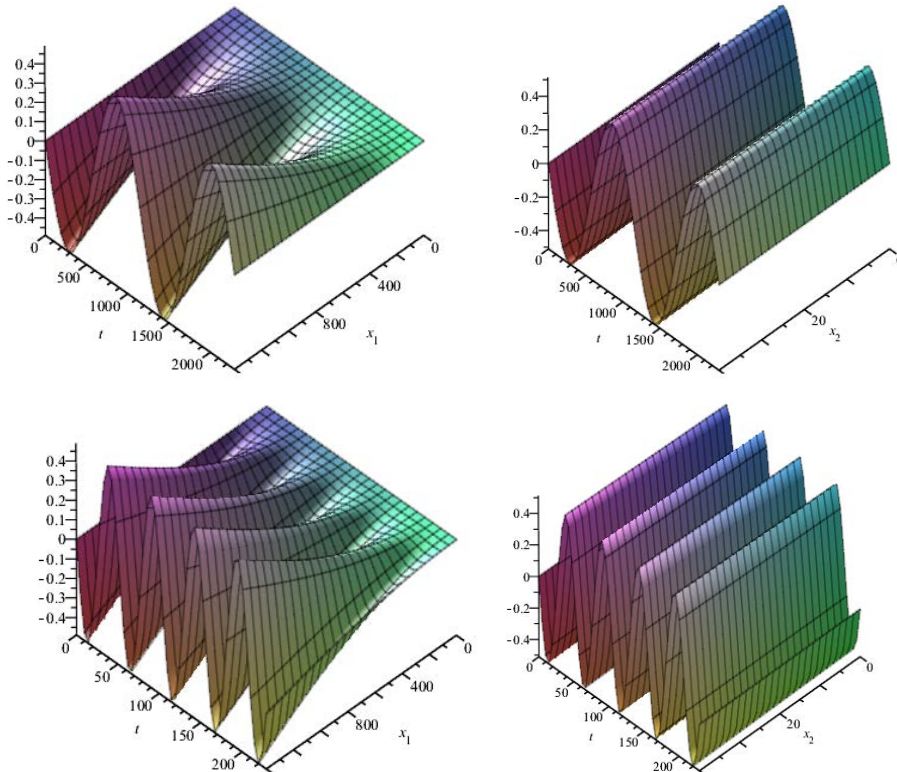
> $T\varphi, Tk\varphi := \text{evalf}(2 \cdot \pi / \omega_1), \text{evalf}(2 \cdot \pi / \omega_{10})$:

> $UW\varphi_1, UW\varphi_2 := \text{plot3d}(10^{-6} W\varphi_1, x_1=0..l_1, t=0..2T\varphi, \text{thickness}=1, \text{axes}=\text{framed}),$
 $\text{plot3d}(10^{-6} W\varphi_2, x_2=0..l_2, t=0..2T\varphi, \text{thickness}=1, \text{axes}=\text{framed})$:

$UWk\varphi_1, UWk\varphi_2 := \text{plot3d}(10^{-6} Wk\varphi_1, x_1=0..l_1, t=0..T\varphi/5, \text{thickness}=1, \text{axes}=\text{framed}),$

$\text{plot3d}(10^{-6} Wk\varphi_2, x_2=0..l_2, t=0..T\varphi/5, \text{thickness}=1, \text{axes}=\text{framed})$;

$\text{display}(UW\varphi_1); \text{display}(UW\varphi_2); \text{display}(UWk\varphi_1); \text{display}(UWk\varphi_2)$;



> k:='k': $W1_1, W1_2 := \text{subs}(\Omega=\omega_1, W_1), \text{subs}(\Omega=\omega_1, W_2)$:

$W10_1, W10_2 := \text{subs}(\Omega=\omega_{10}, W_1), \text{subs}(\Omega=\omega_{10}, W_2)$:

$P1_1, P1_2 := \text{subs}(\Omega=\omega_1, P_1), \text{subs}(\Omega=\omega_1, P_2)$:

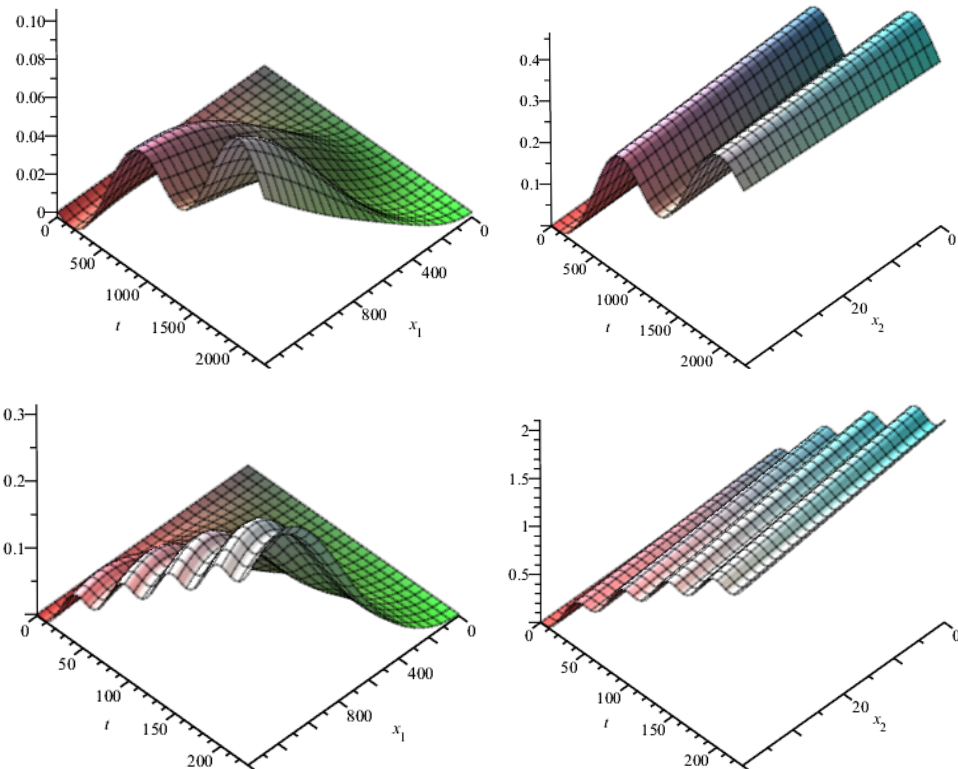
$UW1_1, UW1_2 := \text{plot3d}(10^{-8} W1_1, x_1=0..l_1, t=0..2T\varphi, \text{thickness}=1, \text{axes}=\text{framed}),$

$\text{plot3d}(10^{-8} W1_2, x_2=0..l_2, t=0..2T\varphi, \text{thickness}=1, \text{axes}=\text{framed})$:

```

UWk1,UWk2:=plot3d(10-8W101,x1=0..l1,t=0..Tφ/5,thickness=1,axes=framed),
plot3d(10-8W102,x2=0..l2,t=0..Tφ/5,thickness=1,axes=framed):
display(UW1); display(UW2); display(UWk1); display(UWk2);

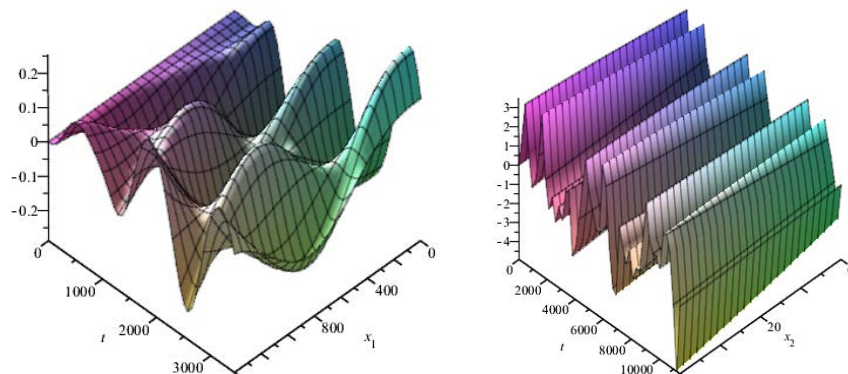
```



```

> W1zb1,W1zb2:=subs(Ω=ω1,Wzb1),subs(Ω=ω1,Wzb2):
W10zb1,W10zb2:=subs(Ω=ω10,Wzb1),subs(Ω=ω10,Wzb2):
UWzb1,UWzb2:=plot3d(10-5W1zb1,x1=0..l1,t=0..2Tφ,thickness=1,axes=framed),
plot3d(10-5W1zb2,x2=0..l2,t=0..2Tφ,thickness=1,axes=framed):
UWzkb1,UWzkb2:=plot3d(10-5W10zb1,x1=0..l1,t=0..Tφ/5,thickness=1,axes=framed),
plot3d(10-5W10zb2,x2=0..l2,t=0..Tφ/5,thickness=1,axes=framed):
display(UWzb1); display(UWzb2); display(UWzkb1); display(UWzkb2):
> P11,P12:=subs(Ω=ω1,P1),subs(Ω=ω1,P2):
UP1:=plot3d(10-6P1,x1=0..l1,t=0..3Tφ,thickness=1,axes=framed):
UP2:=plot3d(10-6P2,x2=0..l2,t=0..10Tφ,thickness=1,axes=framed):
display(UP1); display(UP2);

```

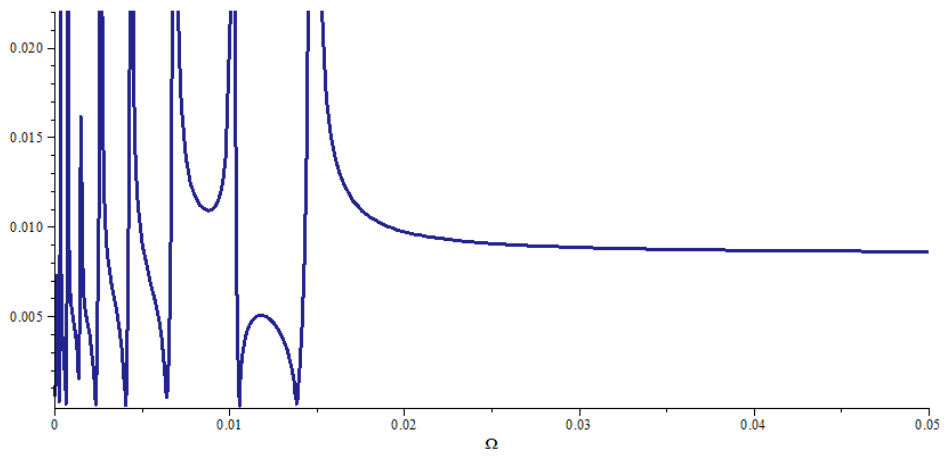


407

> $Q0:=10^3$:

$Ampl:=subs(x_2=l_2,Ampl_2)$:

$plot(10^{-6}|Ampl|,\Omega=0..0.05,thickness=3,color=navy)$;



Додаток Д

**Інструкції з використання механічних способів ліквідації
прихоплень бурильного інструмента**

ІНСТРУКЦІЯ З ВИКОРИСТАННЯ УДАРНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА

ЗМІСТ

I. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

II. ВИКОРИСТАННЯ УДАРНИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОГО БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

1. Визначення зон прихоплення
2. Розходжування бурильної колони
3. Від'єднання вільної компоновки бурильної колони
4. Комплектація ловильної колони
5. Нанесення удару по прихопленій компоновці бурильної колони
6. Робота ловильної колони
7. Реєстрація прихоплень

«Інструкція з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» є регламентним нормативно-технічним документом при використанні ударних пристроїв для складання технічних, технологічних і режимно-технологічних планів робіт та інших нормативних документів у випадку розвідки або буріння кожної конкретної свердловини на родовищах України.

Викладені «Інструкцією з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» вказівки і заходи необхідно виконувати з урахуванням специфіки кожної свердловини у конкретних гірсько-геологічних умовах.

Інструкція призначена для інженерно-технічних працівників, бурових майстрів, бурильників та їх помічників. Представлена «Інструкція» розроблена в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу К. Г. Левчук.

I. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. При розвідці й бурінні нафтових і газових свердловин необхідно неухильно дотримуватись «Правил розробки нафтових і газових родовищ» (Наказ Міністерства екології та природних ресурсів України № 118 від 15 березня 2017 р.), «Правил безпеки в нафтогазодобувній промисловості України» (Наказ Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду № 95 від 6 травня 2008 р.), «Загальних правил вибухобезпеки для вибухопожежонебезпечних хімічних, нафтохімічних і нафтопереробних виробництв» (НПАОП 0.00-1.41-88), «Правил безпеки під час експлуатації установок підготовки нафти на підприємствах нафтової промисловості» (НПАОП 23.2-1.01-76), «Правил безпеки в нафтогазодобувній промисловості України» (НПАОП 11.1-1.01-08), «Правил безпеки під час виконання робіт з розвідування та розроблення нафти і газу в акваторіях Чорного та Азовського морів» (НПАОП 11.1-1.15-13), та інших регламентних документів, які є основою для проектування і будівництва свердловин.

1.2. Інженерно-технічні працівники нафтогазової промисловості зобов'язані забезпечувати виконання буровими бригадами технічних і технологічних проектів на буріння свердловин, контролювати дотримання виконавцями правил, інструкцій та інших регламентних документів з безпечного прокладання свердловин на родовищах України.

1.3. Бурові майстри та їхні помічники, начальники бурових зобов'язані виконувати вимоги технічних і технологічних проектів з будівництва свердловин, правила, інструкції, регламентні документи та додаткові плани робіт з безаварійного прокладання свердловин.

1.4. Бурильники, бурові майстри і начальники бурових — керівники і виконавці робіт з буріння свердловин, несуть усю відповідальність за дотримання правил та інструкцій з безаварійного прокладання свердловин.

1.5. Заступаючи на зміну бурильник зобов'язаний:

- при знаходженні бурильної колони у свердловині при піднятті її на довжину не менше 15 метрів і переконатись за показаннями контрольно-вимірювальних приладів у її цілісності;
- перевірити справність обладнання;
- уважно оглянути талевий канат, гальмівну систему, елеватори, ключі і ланцюгові передачі;
- перевірити справність превенторів і їхню обв'язку;
- ретельно ознайомитись зі станом свердловини, з'ясувати можливі зони ускладнень стовбура, наявність затяжок, посадок, уступів або звужень;
- ознайомитись з характером і величиною обробки попереднього долота;
- перевірити якість і кількість бурового розчину;
- ознайомитись з розпорядженнями керівництва бурової бригади.

1.6. Всі операції у свердловині, за виключенням аварійних, повинен виконувати бурильник. Передавати пульт керування і гальмування лебідкою іншим особам заборонено.

1.7. У випадках виникнення у свердловині прихоплень або аварій бурильник зобов'язаний негайно повідомити керівництво бурової або начальника зміни через одного зі своїх помічників, а самостійно прийняти відповідні першочергові заходи з ліквідації прихоплення (аварії) і наступні роботи вести під керівництвом бурового майстра (начальника бурової).

II. ВИКОРИСТАННЯ УДАРНИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОГО БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

До того, як приступити до вивільнення прихопленого бурильного інструменту, необхідно з'ясувати: глибину прихоплення; кількість і довжину прихоплених ділянок; потенціальну причину і тип прихоплення; стійкість і властивості гірських порід, що вистилають стінки свердловини; деякі особливості конкретної аварії: кількість шламу у випадку використання пристроїв на вибої, на яку висоту було піднято пристрій над вибоєм під час прихоплення, наявність або відсутність циркуляції промивальної рідини тощо.

Ліквідацію складних випадків прихоплень необхідно проводити лише після конкретного, всеохоплюючого аналізу, економічного обґрунтування і підготовки плану дій, затверджених головним інженером. Невірний вибір методики або способу ліквідації аварії може привести до ускладнення аварії.

Основні правила вибору способу полягають у наступному [255]:

- *перший етап.* Насамперед застосовують способи, що не вимагають доставки додаткових матеріалів і обладнання — гідровібрування буровими насосами паралельно з розходжуванням і відбиванням БК ротором, організація гідроімпульсу [145], зменшення тиску в зоні прихоплення шляхом зниження рівня у затрубному просторі;
- *другий етап.* Реалізують спроби вивільнення БК без її розгвинчування над прихопленою компоновкою БК за допомогою сторонніх організацій (геофізиків) і доставки додаткових матеріалів (нафти, кислоти). Застосовують наступні способи ліквідації прихоплень — встановлення рідинних ванн, струшування інструмента торпедами з детонувальним шнуром, імпульс-

но-хвильовий спосіб [146, 147];

- *третьої етап.* Передбачає роз'єднання БК (вільна компоновка бурильної колони від'єднується від прихопленої компоновки БК). Після чого використовують ударні механізми, осцилятори або випробувачі шарів гірської породи [144, 255], або пристрою для зменшення гідравлічного тиску, що спускається у свердловину, в зоні прихоплення [313]. Окрім того, можуть бути застосовані такі трудомісткі способи як оббурювання прихопленої БК і вилучення її частинами або встановлення цементного мосту і забурювання з нього нового стовбура.

1. Визначення зон прихоплення

У випадку прихоплення бурильного інструменту (БІ) насамперед необхідно визначити місце прихоплення, скориставшись методом, що базується на вимірюваннях видовження бурильних труб (БТ). Пружність бурильних труб визначається модулем Юнга (табл. Д.1 і табл. Д.2).

Верхню межу прихоплення бурильної колони розраховують наступним чином:

- вимірюють видовження Δl вільної компоновки бурильної колони (БК) при заданих розтягувальних зусиллях P_1 і P_2 : до колони БТ прикладають зусилля P_1 , що перевищує на 5 поділок покази індикатора ваги — повної ваги БК до її прихоплення з урахуванням сил опору (рис. Д.1). На провідну трубу наносять позначку навпроти нерухокої площини стола ротора; БК повністю розвантажують і повторно розтягують із зусиллям P_2 , яка перевищує зусилля P_1 на 5 поділок. Далі зусилля P_2 повільно зменшують до P_1 і на провідну трубу наносять другу позначку. Різницю між отриманими позначками за однакового натягу мертвого кінця канату пояснюється втратами на тертя у талевій системі. Відстань між позначками ділять навпіл і вважають верхньою точкою відліку; аналогічно прикладають зусилля P_2 , що перевищує P_1 на 10–20 поділок, і на провідну трубу наносять позначку. Однак зусилля P_2 не повинно перевищувати границю плинності (табл. Д.1 і табл. Д.2). Далі повторно розтягують БК із зусиллям, що перевищує P_2 на 5 поділок, і повільно зменшують до P_2 , а провідну трубу наносять другу

Таблиця Д.1 – Механічні характеристики бурильних труб із сталевих сплавів

Марка	Густина кг/м ³	Модуль пружності	Границя			Швидкість хвилі км/с	Коефіцієнт Пуассона
			плинності	міцності	міцності на розтяг		
			МПа				
Д	7850	$2,1 \cdot 10^5$	380	650	350–450	5,189	0,28
К			500	700			
Е			550	750			
Л			650	800			
М			750	900			

Таблиця Д.2 – Механічні характеристики бурильних труб з титанових і алюмінієвих сплавів

Матеріал	Густина кг/м ³	Модуль пружності	Границя			Швидкість хвилі км/с	Коефіцієнт Пуассона
			плинності	міцності	міцності на розтяг		
			МПа				
Ti	4400	$1,12 \cdot 10^5$	250–380	950–1150	300–450	5,045	0,32
Al	2710	$0,7 \cdot 10^5$	50–120	350–510	130–160	5,189	0,34

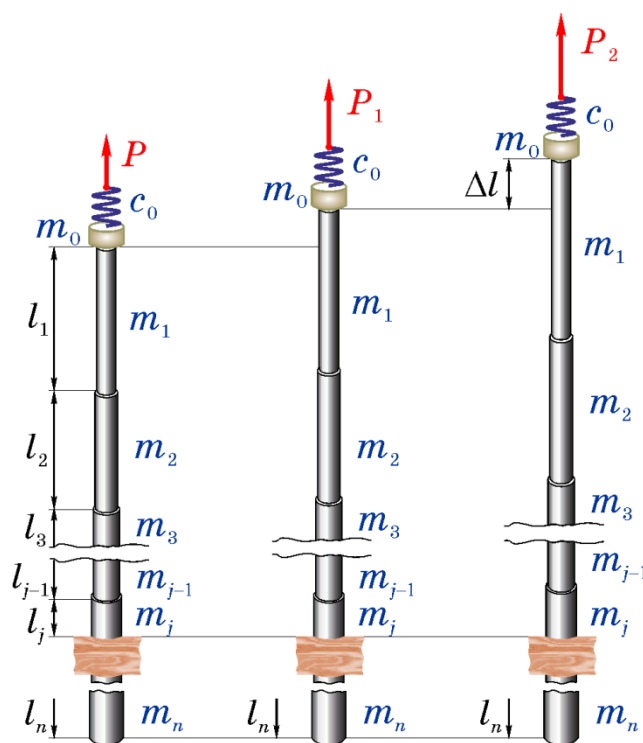


Рис. Д.1 – Визначення верхньої межі прихоплення бурильного інструменту у свердловині

позначку. Різницю між отриманими позначками ділять навпіл і вважають нижньою точкою відліку; вимірюють відстань між верхньою і нижньою точками відліку — видовження вільної компоновки бурильної колони Δl ;

- обчислюють верхню межу прихоплення — довжину вільної компоновки БК за формулою:

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

Приклад 1. У бурильній колоні виникло прихоплення (табл. Д.3). При визначенні верхньої межі зони прихоплення при різниці сил розтягу $\Delta P = P_2 - P_1$ бурильна колона отримала видовження Δl (табл. Д.3). Визначити верхню межу зони прихоплення бурильної колони, якщо БК має дві секції з площею поперечних перерізів БТ: $F_1 = 40,84 \text{ см}^2$, $F_2 = 260 \text{ см}^2$ та довжинами секцій $l_1 = 1400 \text{ м}$, $l_2 = 160 \text{ м}$.

$$\text{Сталь} \quad H_2 = 220,55 \left(\frac{1,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,75}{7850 \cdot 550 \cdot 10^3} - \frac{1400}{36,8} \right) = 57,33 \text{ м}; \quad (\text{Д.2})$$

$$L = l_1 + H_2 = 1457,33 \text{ м}.$$

Таблиця Д.3 – Приклад 1. Визначення верхньої межі зони прихоплення БК № 1

Матеріал	Маса секції, кг		Густина, кг/м ³	Модуль Юнга, ·10 ⁵ , МПа	Δl , м	ΔP , кН
	1	2				
Сталь 40ХН	36,8	220,55	7850	2,1	0,75	550
Дюралюміній Д16	12,7	76,14	2710	0,7	0,09	22
Титан ВТ1-0	20,6	123,6	4400	1,12	0,64	250

$$\text{Дюралюміній} \quad H_2 = 76,14 \left(\frac{1,05 \cdot 0,7 \cdot 10^{11} \cdot 0,09}{2710 \cdot 22 \cdot 10^3} - \frac{1400}{12,7} \right) = 54,55 \text{ м}; \quad (\text{Д.3})$$

$$L = l_1 + H_2 = 1454,55 \text{ м}.$$

$$\text{Титан} \quad H_2 = 123,6 \left(\frac{1,05 \cdot 1,12 \cdot 10^{11} \cdot 0,64}{4400 \cdot 250 \cdot 10^3} - \frac{1400}{20,6} \right) = 56,94 \text{ м}; \quad (\text{Д.4})$$

$$L = l_1 + H_2 = 1456,94 \text{ м}.$$

Приклад 2. У бурильній колоні, БТ якої виготовлено зі сталі 40ХН, виникло прихоплення. При визначенні верхньої межі прихоплення при різниці сил розтягу $\Delta P = P_2 - P_1$ бурильна колона отримала видовження Δl (табл. Д.4).

Визначити верхню межу зони прихоплення бурильної колоні, якщо БК має три секції з площею поперечних перерізів БТ: $F_1 = 30,45 \text{ см}^2$, $F_2 = 40,84 \text{ см}^2$, $F_3 = 198,6 \text{ см}^2$ та довжинами секцій $l_1 = 1800 \text{ м}$, $l_2 = 750 \text{ м}$, $l_3 = 180 \text{ м}$.

$$H_3 = 156 \left(\frac{1,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,5}{7850 \cdot 200 \cdot 10^3} - \frac{750}{36,8} - \frac{1800}{32,2} \right) = -945,07 \text{ м};$$

$$H_2 = 36,8 \left(\frac{1,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,5}{7850 \cdot 200 \cdot 10^3} - \frac{1800}{32,2} \right) = 527,06 \text{ м}; \quad (\text{Д.5})$$

$$L = l_1 + H_2 = 2327,06 \text{ м}.$$

Точніше верхню межу прихоплення БК визначають за допомогою прихопленоміра (рис. Д.2, табл. Д.5).

Для визначення нижньої межі зони прихоплення і виділення ділянок з різним ступенем обтиснення бурильної колоні найчастіше застосовують геофізичні методи. Серед різних типів акустичної апаратури найчастіше використовують акустичний цементомір (АЦ) (рис. Д.3), за допомогою яких проводять зондування прихоплених БТ.

Зондування дозволяє заміряти інтенсивність прихоплення і протяжність зони прихоплення, що визначає вибір способу ліквідації аварії. Зондування АЦ (табл. Д.6) засновано на збуренні коливальних у прихопленій колоні з одночасною фіксацією їхньої інтенсивності пристроєм, який приймає і записує сигнал. В інтервалах прихоплення коливання гасяться пропо-

Таблиця Д.4 – Приклад 2. Визначення верхньої межі зони прихоплення БК №2

Матеріал	Маса секції m_i , кг			Густина ρ , кг/м ³	Модуль Юнга E , $\cdot 10^5$, МПа	Δl , м	ΔP , кН
	1	2	3				
Сталь 40ХН	32,2	36,8	156	7850	2,1	0,5	200



Рисунок Д.2 – Прихопленомір: а – каротажний «Кедр», б – «Промгеофізсервіс»

Таблиця Д.5 – Технічні характеристики прихопленомірів

Параметр	Тип				
	ПВ-25	ПВ-43	ПВ-50	ПВ-70	ПВ-90
Для БТ з діаметром, мм	30–50	73–89	62–76	76–115	115–165
Довжина, мм	435	485	412	422	452
Зовнішній діаметр, мм	25	43	50	70	90
Маса, кг	2–5	5	5–10	9–14	15–20
Допустима температура, °С	135	100	100	100	100
Допустимий тиск, МПа	50	100	100	100	100



Рисунок Д.3 – Акустичний цементовимірювач: 1 – випромінювач, 2 – приймачі

Таблиця Д.6 – Технічні характеристики акустичних цементомірів

Параметр	Тип			
	АКЦ-36	АКЦ-42	АКЦС-К-73	АКЦ-89
Довжина зонда, мм	1700	1600	1600	1500
Довжина, мм	2500	3527	3500	3280
Діаметр, мм	36,5	42	73	89
Маса, кг	22,5	30	60	65
Швидкість каротажу, м/год	1200	1200	500	1200
Робоча температура, °С	10–120	5–120	10–120	10–170
Допустимий тиск, МПа	60	60	80	100

рційно величині сили прихоплення. Свердловинні прилади калібрують заздалегідь на неприхопленій трубі. На рис. Д.4 показано діаграму, що відображає інтенсивність прихоплення і повну картину усіх інтервалів прихоплень, а також можливих зон ускладнень.

Оскільки у теперішній час вертикальних свердловин прокладають мало, необхідно враховувати сили тертя БТ об кірку свердловини і намагатись зменшувати вплив цих сил. Тому доцільно провести розходжування БК.

Розходжування і відбивку ротором застосовують насамперед у випадку диференціального прихоплення БІ внаслідок утворення сальника і заклинювання у звуженій частині стовбура свердловини. При цьому рекомендовано розходжування і відбивку ротором провести з максимально можливими навантаженнями протягом 30 хв.

2. Розходжування бурильної колони

За допомогою розходжування — натягування і посадка колони БТ і відбивки її ротором у випадку легких прихоплень вдається вивільнити БК, або запобігти поширенню області прихоплення по БК. Порядок робіт залежить від виду прихоплення і полягає в наступному:

- якщо прихоплення виникло внаслідок перепаду тиску, то у цьому випадку спочатку від-

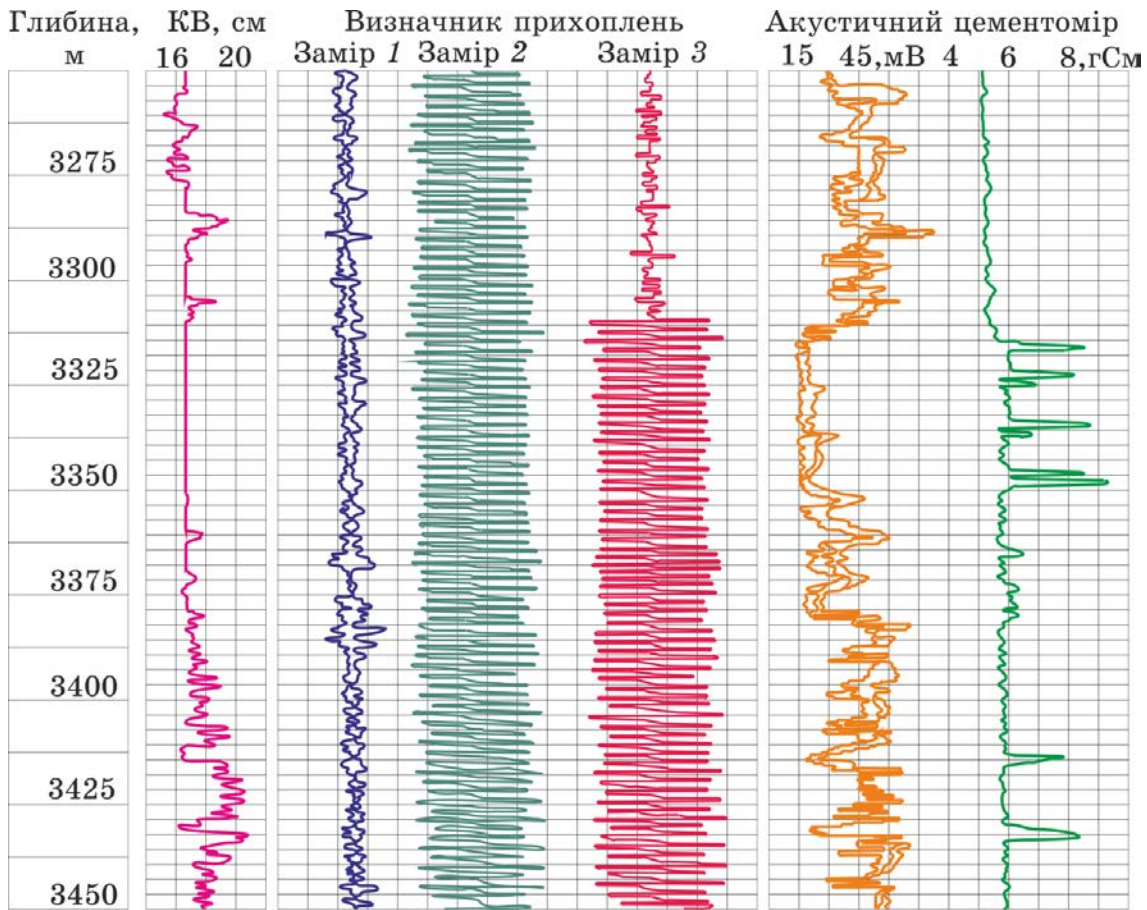


Рисунок Д.4 – Визначення меж прихоплення бурильного інструменту у свердловині 11-Завада [125]: каверноміром, прихопленоміром (замір 1 – до нанесення, замір 2 – після нанесення магнітних позначок, замір 3 – після натягу БК 90 т), акустичним цементоміром

новлюють циркуляцію бурового розчину до параметрів, які були до аварії. БК намагаються обернути ротором, допустима кількість обертів якої визначається за формулою:

$$n = 0,204 \cdot 10^{-11} H \sqrt{(\sigma_n/k_1)^2 - (m_{\text{пр}}g/F_{\text{мін}})^2} / D, \quad (\text{Д.6})$$

де $m_{\text{пр}}$ – маса неприхопленої компоновки БК, $F_{\text{мін}}$ – площа поперечного перерізу найменш міцної БТ, $k_1 = 1,3-1,5$ – коефіцієнт запасу міцності. Допустимі розраховані значення кількості обертів зведено до табл. Д.7 і табл. Д.8.

Якщо після 2–3 спроб повернути БК не вдалося, тоді переходять до її розходжування. Рекомендовано розходжування і відбивання ротором проводити з максимально можливими навантаженнями протягом 30 хвилин. Допустиму кількість обертів бурильної колони вибирають для найбільшої товщини стінки, найменшої групи міцності і найбільшого діаметра з усіх бурильних труб:

- якщо прихоплення виникло під час підйому БК у результаті затягування її в жолоб або у звужену частину стовбура свердловини, то не допускається розтягувати колону БТ із зусиллям, що перевищує її власну вагу. Необхідно негайно розвантажити БК на вагу обважнених бурильних труб (ОБТ). Розвантаження повторюють 4–5 разів. Одночасно відновлюють циркуляцію за допомогою одного насоса, а при збільшенні тиску відновлюють циркуляцію двома клапанами з поступовим збільшенням потужності бурових насосів і прокручуванням колони ротором;

Таблиця Д.7 – Допустима кількість обертів на 1000 м вільної частини бурильних труб зі сталевих сплавів

Зовнішній діаметр труби, мм	Групи міцності				
	Д	К	Е	Л	М
Труби сталеві (ГОСТ 631-80)					
60,3	8	10,5	11,5	13,6	15,7
73,0	6,6	8,7	9,5	11,2	13
89,0	5,4	7,1	7,8	9,2	10,6
101,6	4,7	6,2	6,8	8,1	9,3
114,3	4,2	5,5	6,1	7,2	8,3
127,0	3,8	5,0	5,5	6,5	7,5
139,7	3,5	4,5	5,0	5,9	6,8
168,3	2,8	3,7	4,1	4,9	5,6
Труби сталеві (API)					
Зовнішній діаметр труби, дюйм	Групи міцності				
	D	E75	X95	G105	S135
2¼	8,1	11,0	14,0	15,5	19,9
2¾	6,7	9,1	11,5	12,7	16,4
3½	5,5	7,5	9,5	10,5	13,5
4	4,8	6,5	8,3	9,2	11,8
4½	4,3	5,8	7,4	8,1	10,5
5	3,8	5,2	6,6	7,3	9,4
5½	3,5	4,8	6,0	6,7	8,6
6	3,2	4,4	5,5	6,1	7,9
6¾	2,9	3,9	5,0	5,5	7,1

Таблиця Д.8 – Допустима кількість обертів на 1000 м вільної частини бурильних труб з легкосплавних сплавів

Зовнішній діаметр труби, мм	60,3	73,0	89,0	101,6	114,3	127,0	139,7	168,3
Кількість обертів	14,5	12,7	10,0	9,0	8,1	7,2	6,0	5,5

- якщо прихоплення виникло під час спуску БК у результаті заклинювання її у звуженому стовбурі свердловини, то розходжують колону БТ натягуванням із зусиллями, що перевищує її власну вагу на 100–150 кН. Намагаються відновити циркуляцію за допомогою одного працюючого клапана з поступовим збільшенням потужності бурового насоса і прокручуванням колони ротором. Якщо не вдається прокрутити БК, то розходжування продовжують натягувати із зусиллями, що перевищує її власну вагу на 200 кН. При цьому величина такого навантаження обмежена границею міцності БТ і вантажопідйомністю бурової вежі;
- якщо прихоплення, що виникло, супроводжується втратою циркуляції та зростанням моменту обертання БК, необхідно негайно зупинити буровий насос. При цьому не рекомендовано знижувати тиск, він знизиться самовільно. Після цього починають розходжувати БК, приклавши зусилля до 100-150 кН. Необхідно слідкувати, щоб осьове зусилля розтягування БК:

$$P = \frac{\sigma_{II} F_{\min}}{k_1} \quad (\text{Д.7})$$

не перевищувало допустиме навантаження на бурову вежу.

Приклад 3. Визначити найбільшу кількість обертів, максимальне зусилля під час розходжування та вагу неприхопленої компоновки бурильної колони, скориставшись результатами розрахунків, отриманих у *прикладі 1*.

Найбільшу кількість обертів неприхопленої частини БК (приклад 1) обчислюємо за формулою (Д.6), максимальне зусилля під час розходжування — за формулою (Д.7), а вагу — $P_{\text{пр}} = mgH$ (m наведено в табл. Д.3).

$$n_{\text{сталь}} = 0,204 \frac{1457 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{(380 \div 750) \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{361 \cdot 1457}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 4,8 \div 10,3; \quad (\text{Д.8})$$

$$P = (380 \div 750) \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = (1127 \div 2225) \text{кН}; \quad P_{\text{пр}} = 526 \text{кН}.$$

$$n_{\text{Al}} = 0,204 \frac{1454,55 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{120 \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{124,6 \cdot 1454,55}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 1,5; \quad (\text{Д.9})$$

$$P = 120 \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = 356 \text{МН}; \quad P_{\text{пр}} = 181 \text{кН}.$$

$$n_{\text{Ti}} = 0,204 \frac{1457 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{(250 \div 380) \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{202 \cdot 1457}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 3,3 \div 5,2; \quad (\text{Д.10})$$

$$P = (250 \div 380) \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = (741,7 \div 1127) \text{кН}; \quad P_{\text{пр}} = 294 \text{кН}.$$

Згідно табличних даних (табл. Д.7 і табл. Д.8) допустима кількість обертів БТ із зовнішнім діаметром 139,7 мм становить 3,5–6,8 для БТ зі сталевих сплавів; 3,7 для труб з титанових сплавів і 6 для труб з алюмінієвих сплавів. Максимальне значення зусиль перевищує вагу неприхопленої компоновки БК у 2–3 рази. Отже, деформовано-напружений стан БК дозволяє застосовувати спосіб розходжування на початковому етапі її звільнення.

3. Від'єднання вільної компоновки бурильної колони

Після визначення місця прихоплення БІ бурильну колону від'єднують і піднімають неприхоплену компоновку БК для того, щоб можна було спустити інструменти, що призначені для ліквідації аварії, — яси або оббурювальні пристрої. Найрозповсюдженішими методами від'єднання неприхопленої компоновки БК є наступні:

- *відгвинчування.* В обраному різьбовому з'єднанні над зоною прихоплення розгвинчують БТ із застосуванням детонуючого шнура, який спускають у свердловину на кабелі;
- *хімічне розрізання.* На кабелі спускають снаряд, який за поданим сигналом викидає хімічний реагент (фторид галоїну), в результаті чого утворюється низка отворів у БТ. Міцність цієї труби зменшується в такому місці настільки, що у випадку незначного натягу вона обривається в знесиленій ділянці;
- *кумулятивне (струмене) різання.* На кабелі опускають кумулятивну торпеду кільцевої дії. У випадку спрацювання струменя продукти горіння розміщуються у площині поперечного перерізу труби і спрямовані від центра до периферії;
- *механічне різання.* Для різання використовують різці, закріплені в інструменті, який спус-

кають у прихоплену компоновку БК на трубах меншого діаметра, — внутрішній труборізці. Також труби можна розрізати зовнішньою труборізкою, яку спускають разом з обурювальними трубами. Таким способом відрізають обурені шматки невеликої довжини. Використання внутрішніх труборізок можна замінити хімічними і кільцевими кумулятивними торпедами, оскільки їх можна опускати на кабелі, а для опускання труборізки потрібна колона труб або глибиннонасосні штанги;

- *піротехнічний невибуховий*. Цей спосіб використовують для розрізання бурильних труб. У цьому випадку інструмент діє як полум'яний різак для миттєвого розрізання і перфорації БТ. Для запалювання горючого матеріалу використовують високовольний запальний пристрій, що перешкоджає випадковому займанню від зовнішніх джерел, що підвищує рівень безпеки операції.

Спосіб від'єднання неприхопленої компоновки БК необхідно вибирати з урахуванням подальших робіт. Якщо ловильний інструмент з'єднати з «головою», яка залишена у свердловині колони за допомогою різьби, то потрібно застосувати відгвинчування, оскільки тільки цим методом можливо зберегти різьбу на «голові».

При будь-якому способі від'єднання необхідно дотримуватись наступних умов: над зоною прихоплення доцільно залишати ділянку неприхопленої компоновки БК, довжина якої забезпечує надійне захоплення ловильним інструментом, необхідним для створення відповідного натягу ловильної колони (зазвичай, це 0,5–2 вільних труб над головою зони прихоплення). При визначенні довжини вільної ділянки необхідно враховувати характер та умови проведення операцій, що будуть проведені відразу після від'єднання:

- якщо в обсаженій свердловині необхідно оббурити БК, але не заплановано проводити згвинчування різьби, то потрібно відрізати БК вище зони прихоплення на півдовжини бурильної труби;
- якщо необхідно провести відгвинчування БК, щоб приступити до оббурювання (із залученням у БТ внутрішньої труболовки), то потрібно залишити вільною БТ вище зони прихоплення на одну її довжину, особливо якщо є ймовірність утворення осаджувальних породи;
- у деяких випадках залишають у резерві додаткове різьбове з'єднання, на випадок, якщо у верхній бурильній трубі різьба буде пошкоджена у разі відгвинчування БК;
- однак не варто залишати труб більше за необхідне, оскільки при оббурюванні це ускладнить роботу.

4. Комплектація ловильної колони

Після цього приступають до комплектації ловильної колони, яка містить ударні пристрої — механічні, гідравлічні (ГУМи) й гідромеханічні яси (рис. Д.5–рис. Д.8), а також декілька ОБТ з метою збільшення ударної маси.

До ловильної колони може бути вмонтовано акселератор і амортизатор — інтенсифікатор і бустер (рис. Д.9).

На рисунку Д.10 – а і б наведено принципові схеми перерахованих вище ударних механізмів. Всі вони мають бойок, ковадло і замок або захоплювально-вивільнювальний пристрій. Бойок жорстко зв'язаний з колоною БТ, а ковадло — з прихопленим інструментом. Призначення замка — забезпечити можливість пружного поздовжнього деформування бурильної колони (розвантаженням або натягуванням) у заданому положенні бойка по відношенню до ковадла, а далі різко вивільняють бойок, котрий у кінці розгону вдаряє по ковадлу.



Рисунок Д.5 – Гідроударники



Рисунок Д.6 – Гідровібратор

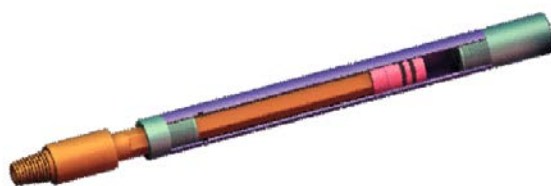


Рисунок Д.7 – Пристрій для ліквідації прихоплень

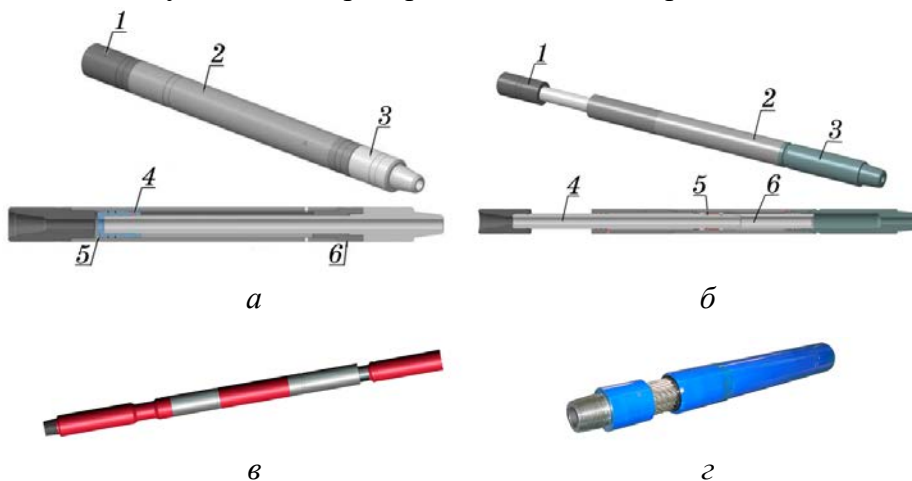


Рисунок Д.8 – Яс: *а* – механічний (1 – корпус верхній, 2 – корпус, 3 – шток, 4 – шпеник, 5 – хвостовик штока, 6 – корпус нижній); *б* – гідравлічний (1 – перевідник, 2 – корок, 3 – корпус, 4 – шток, 5 – поршень, 6 – хвостовик штока); *в* – hydraulic-fishing-drilling, *г* – крутильний «Shock Turn»

Зусилля розмикання замка у гідравлічних ударних механізмів (УМ) залежить від в'язкості мастила, розмірів отворів, по яким перетікає мастило, а також надійності ущільнювачів. Під час нанесення удару зусилля розмикання замка не регулюється. Пристрій для ліквідації прихоплень (ПЛП) виконано у вигляді несамогальмівної пари бокової взаємодії (рис. Д.10 – б і рис. Д.11). Пристрій для ліквідації прихоплень є механізмом комбінованої дії і забезпечує удари як вгору, так і вниз.

Зусилля розмикання, і як наслідок, сила удару визначається кутом повороту бурильної колони — крутним моментом, який створює ротор. Для створення ударів *знизу вгору* бурильну колону розтягують, а для нанесення ударів *зверху вниз* — розвантажують. Роботу ударних механізмів вважають ефективною, якщо вдається ліквідувати прихоплення БІ не більше,

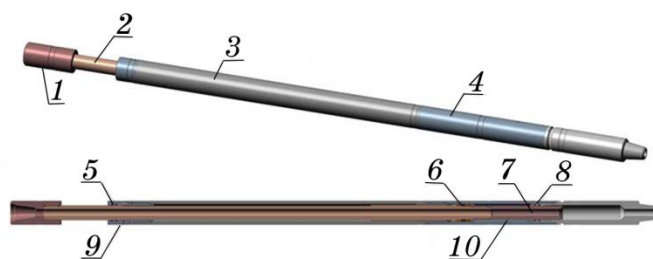


Рисунок Д.9 – Інтенсифікатор яса: 1 – перевідник, 2 – шток, 3 – корпус верхній, 4 – корпус нижній, 5 і 8 – ущільнювач штока, 6 – ущільнювач циліндра, 7 і 9 – заглушка, 10 – хвостовик штока

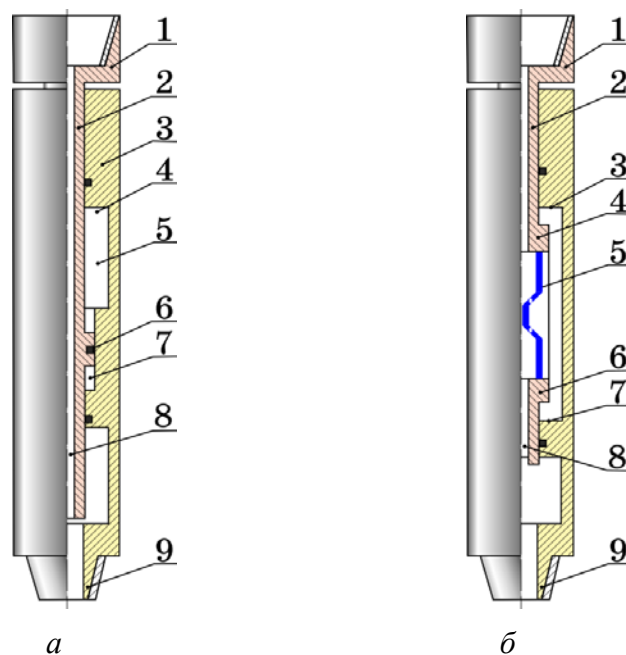


Рисунок Д.10 – Схеми ударних механізмів: а — гідравлічний ударний механізм (1 – верхній перевідник, 2 – стовбур, 3 – корпус, 4 – ковадло, 5 – велика камера, 6 – поршень-бойок, 7 – мала камера, 8 – канал для бурового розчину, 9 – нижній перевідник); б — пристрій для ліквідації прихоплень (1 – верхнє з'єднання, 2 – стовбур, 3 – верхнє ковадло, 4 – верхня частина бойка, 5 – замок (зубчаста пара), 6 – нижня частина бойка, 7 – нижнє ковадло, 8 – канал, 9 – нижнє з'єднання)

ніж за 100–150 ударів.

Яси — інструменти для нанесення сильних ударів по прихопленій компоновці БК зверху вниз або знизу вгору. Для вивільнення аварійної компоновки БК використовують ловильні яси, які за принципом дії поділяють на гідравлічні (ГУМи) і механічні. Гідравлічний яс призначений для нанесення ударів знизу вгору, а механічний — зверху вниз. Акселератор або амортизатор створює додатковий запас потенціальної енергії, яка перетворюється у кінетичну в момент спрацювання гідравлічного ясу, що приводить до пришвидшення руху ОБТ вгору. Крім того, за рахунок запасу вільного ходу, він гасить силу удару, практично попередивши її розповсюдження вище ОБТ та зберігши ударний імпульс.

Механічний яс (ЯМ) — телескопічний ударний інструмент механічної дії. ЯМ виготовляють у вигляді спрощеної конструкції, або складнішої — з герметизацією і мастилом на прямних пар валу і кожуха (табл. Д.9).

Таблиця Д.9 – Технічні характеристики і параметри механічних бурильних ясів

Тип		QJZ 159/165	QJZ 197/203	DJ 46B	DJ 70B
Параметри					
Діаметр, мм	зовнішній	159/165 (6¼"–6½")	197/203 (7¾"–8")	121 (4¾")	178 (7")
	внутрішній	57(2¼")	76,4(3")	32(1¼")	51(2")
Довжина, мм		6970	7310	3155	3090
Ударний хід, мм	верхній	142	145	–	–
	нижній	172	178	–	–
Максимальний удар, кН	верхній	620	800	400	800
	нижній	360	450	–	–
Допустиме зусилля розтягу, кН		2200	2500	1200	1500
Допустимий момент кручення, кН·м		15	20	20	20
Тип різьби		NC50	6 ⁵ / ₈ REG	NC38	NC50

Основними недоліками механічних ясів: неможливість створення ударів знизу вгору, а також важкість регулювання силою спрацьовування конусної замкової пари, особливо у глибоких свердловинах, оскільки величина такої сили залежить від властивостей бурової рідини, її складу, плавності й величини розвантаження колони при зарядці конусної пари, конфігурації стовбура й викривлення свердловини.

Зі зменшенням глибини прихоплення ефективність механічного яса знижується внаслідок недостатньої ваги бурильної колони і як наслідок неможливості забезпечити величину ударної сили.

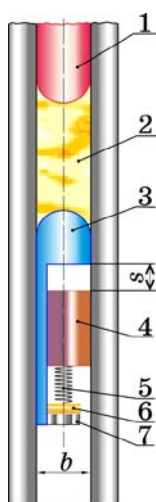
Гідравлічний яс (ЯГ) — вал з поршнем, що переміщається всередині гідравлічного циліндра, який входить до складу кожуха яса (табл. Д.10). Циліндр має внутрішній канал змінного перерізу, заповненого рідиною (зазвичай мастилом). Гідравлічний ударний механізм (табл. Д.11) може працювати у будь-якому буровому розчині. Інтенсивність ударного зусилля легко регулюється бурильником (рис. Д.11).

Таблиця Д.10 – Технічні характеристики і параметри гідравлічних бурильних ясів

Тип		ЯГ	YS	YS	ЯГ	YS	ЯГ	YS	YS
Параметри		105	114B	121B	146	159B	170	178B	203B
Діаметр, мм	зовнішній	105	114	121	146	159	170	178	203
	внутрішній	30	38	38	25	57	70	57	70
Робочий хід, мм		260	289	290	320	380	320	380	390
Максимальний робочий момент, кН·м		15	4,9	7,8	12	15	50	19,6	23,5
Максимальна робоча температура, °C		90	150	150	150	150	90	150	150
Тип різьби		3-76	NC31	NC38	3-121	NC50	–	NC50	6 ⁵ / ₈ REG

Таблиця Д.11 – Технічні характеристики і параметри гідравлічних ударних механізмів

Тип		ГУМ	ГУМ	ГУМ	ГУМ	ГУМ	ГУМ	ГУМД	ГУМД
Параметри		90	105	115	127	162	172	127	195
Діаметр, мм	зовнішній	91	104	116,5	130	168	172	127	195
	внутрішній	24	24	25	38	50	60	38	71
Довжина, мм		2755	2755	2354	2905	2319	2306	4420	5530
Максимальний удар, кН		1250	1250	2050	2500	3500	3500	2400	5200
Маса, кг		115	125	140	240	300	348	365	950
Допустимий момент кручення, кН·м		10	10	26	30	81	50	25	50
Тип різьби		3-73	3-86	3-101	3-108	3-147	3-147	3-108	3-147



- 1 – циліндричний перевідник;
- 2 – мастило,
- 3 – бойок циліндричний,
- 4 – втулка
- 5 – пружина
- 6 – перстина
- 7 – мутра

Рисунок Д.11 – Пристрій для усунення прихоплень бурильного інструмента

Гідромеханічний бурильний яс (ЯГМ) — інструмент, що використовує механічний і гідравлічний принципи роботи (табл. Д.12). ЯГМ використовують для ліквідації прихоплень бурильного інструменту в глибоких, похило-скерованих свердловинах та у свердловинах з ускладненнями. Конструкція цих ясів дозволяє передавати крутний момент від ротора до вибійного двигуна без зміни працездатності ЯГМ.

5. Нанесення удару по прихопленій компоновці бурильної колони

Удар наносять по прихопленій компоновці БК наносять обважненими бурильними трубами, розігнаними на ділянці руху, обмеженому довжиною ходу яса. Механічні яси встановлюють над ловильними інструментами типу овершота або внутрішньої труболовки для вивільнення БТ збиванням вниз при сильному їх заклинюванні. Фахівці з ловильних робіт часто спускають механічний яс у складі компоновки БК, призначеної для роботи внутрішньої труборізки. Доти, поки ловильна колона переміщається у межах довжини ходу яса, на труборізку діє постійне осьове навантаження, що дорівнює вазі колони на інтервалі від яса до труборізки. Наприклад, у похилій свердловині на ножі труборізки діє навантаження лише від ваги компоновки нижче яса, таким чином, виключається перенавантаження ножів від дії ваги решти частин ловильної колони. Поки яс закритий, поршень перебуває у нижньому положенні у вузькій частині циліндра, де внаслідок невеликої кільцевої щілини рух поршня утруднений. Манжети поршня мають особливу конструкцію, яка дозволяє мастилу дуже повільно переті-

Таблиця Д.12 – Технічні характеристики і параметри гідромеханічних бурільних ясів

Тип		ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ	ZSJ/ZXJ
Параметри		80B	76B	70B	62B	56B	46B
Діаметр, мм	зовнішній	203	197	178	160	146	121
	внутрішній	71,4	71,4	70	57	57	51
Ударний хід, мм	верхній	368	368	344	344	332	305
	нижній	178	178	178	178	180	178
Допустиме зусилля розтягу, кН		2500	2500	2300	2200	2000	1400
Максимальний робочий момент, кН·м		20	18	15	15	15	13

кати з порожнини над поршнем в порожнину під поршнем, коли вал з поршнем рухається догори під дією натягу ловильної колони. Після проходження половини довжини ходу яса, поршень потрапляє у широку частину циліндра, завдяки чому опір руху різко зменшується, і поршень, прискорившись, наносить удар по верхньому обмежувальному виступу кожуха. Силою удару можна керувати за допомогою зміни натягу колони, що є головною перевагою гідравлічного яса перед механічним.

Більшість гідравлічних ясів працює при температурі до 175°C, але можна використовувати спеціальне термостійке масло, яке витримує високі температури. Також використовують моделі гідравлічних ясів з перепускними клапанами, що забезпечують прискорений перетік рідини з порожнини під поршнем у порожнину над поршнем при перезарядці яса. Однак варто зважати на ту обставину, що якщо до яса прикласти надто велике стискаюче осьове навантаження, мастило буде перетікати під великим тиском, зруйнує ущільнення і виведе яс з ладу. Тому при перезарядці яса необхідно розвантажувати колону поступово. Для вирівнювання тиску в свердловині та в порожнині яса у сучасних конструкціях використовують плаваючий поршень.

Гідравлічний яс — ефективний інструмент для ліквідації прихоплень БІ. Потенціальна енергія розтягнутої колони труб над ясом перетворюється в енергію удару, яку можна змінювати, керуючи натягом колони.

Інтенсифікатор, амортизатор або акселератор (бустер) — допоміжний інструмент, що входить до ловильної колони з ясами. У випадку їх встановлення над ОБТ з'являється можливість збільшити силу удару та ізолювати від ударних навантажень ловильну колону і бурову установку. Вони є гідроаккумулятором поршневого типу, циліндр котрого заповнений робочим агентом, що стискається (нейтральним газом або силіконом). Коли у ловильній колоні створюють натяг, поршень акселератора стискає в циліндрі робочий агент, що приводить до накопичення потенціальної енергії. А коли спрацьовує гідравлічний яс, то енергія акселератора прискорює рух ОБТ догори, збільшивши силу удару яса. Іншою функцією акселератора є гасіння ударних навантажень, які погіршують напружено-деформований стан труб і різьб ловильної колони. Якість демпфування досягають за рахунок збільшення довжини ходу вала акселератора при переході з розкритого стану в закритий, тобто довжина ходу гідравлічного яса компенсується довжиною ходу акселератора.

Механічним ясом наносять удари зверху вниз для збивання прихоплених труб або заклиненого захоплення ловильного інструмента. Гідравлічним ясом наносять удари знизу

вгору. ОБТ забезпечує необхідну ударну масу, а акселератор збільшує швидкість руху ОБТ і гасить ударні навантаження, спрямовані вгору, що приводить до зменшення стискаючих напружень у трубах.

При виборі маси ОБТ враховують розміри ясів, глибину їх спускання, густину рідини у свердловині, характеристики міцності елементів БК та кількість прихоплених труб: ОБТ повинна бути одного діаметра з ясом, а довжина ОБТ в метрах дорівнювати діаметру в міліметрах, помноженому на 0,36. Наприклад, БК з ясом DJ 46В (зовнішній діаметр 121 мм = 4³/₄"), приєднаним до неї за допомогою різьби 89 мм = 3¹/₂" необхідно спускати $121 \times 0,36 = 43$ м ОБТ такого ж діаметра, 1 м яких має масу 73,7 кг. Розрахункова маса ОБТ складає $73,7 \times 43 \approx 3,17$ т. Для яса DJ 46В діаметром 178 мм = 7" з приєднаними муфтами 114,3 мм = 4¹/₂" необхідно спускати ОБТ довжиною $178 \times 0,36 = 64$ м такого ж діаметра, 1 м яких має масу 174,1 кг. Маса таких ОБТ $174,1 \times 64 \approx 11$ т.

У разі виникнення аварії на значних глибоких ОБТ можуть перенавантажувати БК тому, щоб зменшити кількість ОБТ, які необхідно включити в колону, в неї вмонтовують акселератори. У деяких випадках одну чи дві ОБТ розміщують над акселератором з метою стабілізації колони. Така компоновка дозволяє зменшити швидкість руху колони вгору, а також стабілізує БК у випадку наявності каверн й інших розширювачів стовбура свердловини у цьому інтервалі. Після з'єднання з прихопленими трубами створюють натяг ловильній колоні зусиллям, що перевищує вагу БК на задану величину і загальмовує бурову лебідку в очікуванні, коли поршень гідравлічного яса дійде до розширення частини циліндра і яс спрацює, нанісши удар. Силу удару можна змінювати в межах технічних можливостей труб та інструментів, спущених у свердловину. Зазвичай, відбивання ясом починають з порівняно легких ударів, поступово збільшуючи їхню силу за необхідності. Яси гідравлічні та ГУМи, які дозволяють змінювати силу удару, мають перевагу перед іншими ударними пристроями.

Коли прихоплену бурильну колону з'єднують з овершотом або тру-боловкою, відбивання ясом потрібно починати обов'язково з легких ударів і підсилювати їх поступово. При цьому захоплення ловильного інструменту більш рівномірно прилягає до поверхні прихопленої труби, а потім вриваються в неї своєю насічкою. Якщо відразу нанести сильні удари, то можна зірвати поверхню труби и затупити насічку захвату.

У випадку відбивання БК вгору механічний яс працює як видовжувач або як телескопічний вузол, а у випадку відбивання БК вниз — гідравлічний яс необхідно закрити і скористатись механічним ясом. Ця міра необхідна, оскільки удар зверху вниз по розкритому гідравлічному ясу може вивести зі строю його ущільнення, до того ж сила удару буде ослаблена.

Яси перебирають після кожного спуску в свердловину: розбирають УМ, оглядають і замінюють ущільнення і мастило. Потім їх випробовують на стенді для оцінки опору розтягуванню. Декілька ГУМів ніколи не спускають одночасно, так як вони обов'язково спрацюють у різний момент часу, і один з них обов'язково вдарить по ущільнювачам іншого, внаслідок чого може бути пошкоджено ущільнювачі й знижено силу удару. Яси варто замінювати при кожному підйомі колони зі свердловини.

Якщо БК виявилась прихопленою на невеликій глибині, наприклад, у жолобних виробках, щоб ліквідувати таку аварію, необхідно збивати труби вниз, оскільки удари вгору тільки посилять прихоплення, одним із способів [150]:

- «ударну трубу», що складається зі звичайної або старої провідної труби, на яку вільно надягають трубу більшого діаметра. До обох труб прикріплюють фланці як площини, що співударяються. Внутрішню трубу вгвинчують у верхній з'єднувальний кінець прихопленої ко-

лони, потім припіднімають допоміжною лебідкою зовнішню трубу і скидають донизу. При співударі фланців прихопленій колоні передаються досить сильні удари, що дозволяють ліквідувати прихоплення;

- яс для малих глибин, у якому регулюванням зусилля спрацьовування фрикційного спускового механізму, збільшують або зменшують силу удару. Такі яси можна ефективно використовувати для збивання вниз ловильних інструментів із заклиненням захопленням.

В ускладнених і глибоких похило-скерованих свердловинах з підвищеною небезпекою виникнення прихоплень БІ економічно вигідно вмонтувати яс у бурильну колону, щоб у випадку виникнення аварії відразу скористатись ним. Як було зазначено раніше, бурильні ударні механізми поділяють на два різновиди за принципом дії.

В одних моделях використовують принцип вала, що обертається. При дії на яс осьового навантаження ролики повертають втулку зі щілиноподібними прорізами до положення, коли забезпечується вільний хід яса. Величину крутного моменту змінюють шляхом регулювання пружиною під дією повороту БК ротором: у випадку повороту вправо — посилюється розтягувальне зусилля, необхідне для спрацьовування яса, а у випадку повороту вліво — осьове зусилля знижується. В конструкціях інших моделей один з елементів телескопічної пари має виступи, а другий — відповідні їм щілини. При спусканні у свердловину і у процесі буріння виступи знаходяться у щілинах, а у випадку прихоплень — створюється розтягувальне навантаження на яс з одночасним поворотом ротором, в результаті виступи виходять із щілин і яс стає придатним для відбивання прихопленого БІ. Бурильні яси необхідно розміщувати у розтягнутій частині БК над її нейтральним перерізом. Якщо УМ виявиться в перехідній зоні, то він зазнає згинальних напружень, що сприятиме його передчасному виходу з ладу. Розміщувати яси необхідно вище основної ваги обважненої бурильної труби, якщо відбулося прихоплення долота або ОБТ. Для збільшення сили удару за рахунок додаткової рухомої маси доцільно ввести до колони декілька ОБТ або бурильних труб з потовщеними стінками.

7. Реєстрація прихоплень

Всі аварії бурова організація реєструє в журналі обліку аварій протягом 24 годин з моменту їх виникнення. Усі випадки прихоплень заносять до картки обліку аварій (табл. 13), у якій відображають дані про свердловину, якість промивальної рідини, режим промивання, характеристики стовбура і вибійних умов, якість і кількість мастильних добавок, компоновку БК, обставини виникнення прихоплення, ймовірні причини виникнення аварії, заходи з ліквідації аварії та витрати часу і коштів.

Карточку обліку прихоплень складає технологічна служба управління бурових робіт (УБР) у 3 примірниках: перший зберігають у справі свердловини (діловодстві бурової організації), другий — у картці-базі реєстрації прихоплень, яку направляють у науково-дослідну або проектну організацію, а третій — направляють в об'єднання.

Карточку обліку прихоплень підписує начальник технологічної служби управління бурових робіт або його заступник, інженер або майстер з аварійних робіт і начальник бурової.

Якщо за планом, складеним буровою організацією, прихоплення не ліквідовано протягом 10 діб, то подальший план робіт з його ліквідації складає об'єднання, а при тривалості понад 30 діб об'єднання подає графік ліквідації аварії у відповідне управління міністерства і щомісяця звітує про хід робіт з ліквідації прихоплення. Усі розпорядження з ліквідації прихоплень або зміни плану робіт передаються особі, відповідальній за їх виконання.

Після ліквідації прихоплення бурильного інструмента протягом 24 годин з моменту вивільнення БК складається акт про ліквідацію аварії.

Таблиця Д.13 – Картка обліку прихоплень

Об'єднання	Конструкція		Параметри промивальної рідини			Режим промивання		Вага інструмента, кН	
	проектна	фактична	позначення	проектна	фактична			Вибій свердловини, м	
Площа			ρ , кг/м ³			Q , л/с		Знаходження долота, м	
№ свердловини			T , с			P , Н/см ²			
Проектна глибина			V , см ³			Характер циркуляції	T , °С	на вибої	
			СНС, міс/см ²					на гирлі	
Початок аварії			рН				$P_{\text{пласт}}$, Н/см ²		
Кінець аварії			K , мм						
			Вміст піску, %						
Характеристика стовбура свердловини у зоні прихоплення	Стратиграфія					Вид змащувальної добавки			
	Літологія					Вміст мастила, %			
	Діаметр свердловини, мм					Остання дата додавання мастила			
	Викривлення свердловини								
	Інтервали жолобоутворення, м					Обробка промивальної рідини реагентами			
	Проникність, мД								
Компоновка низу бурильної колони:				Верхня межа прихоплення, м		за пружним видовженням			
(Опис прихоплення)						за геофізичними даними			
				Причина прихоплення					
(Вжиті заходи з ліквідації аварії)				Витрати на ліквідацію аварії		час, год			
						вартість, грн.			

ІНСТРУКЦІЯ З ВИКОРИСТАННЯ ОСЦИЛЯТОРІВ ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА

ЗМІСТ

I. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

II. ВИКОРИСТАННЯ ОСЦИЛЯТОРІВ ДЛЯ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОГО БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

1. Визначення зон прихоплення
2. Розходжування бурильної колони
3. Від'єднання вільної компоновки бурильної колони
4. Комплектація ловильної колони
5. Вибір режиму роботи осцилятора
6. Реєстрація прихоплень

«Інструкція з використання осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» є регламентним нормативно-технічним документом при використанні вібраційних пристроїв для складання технічних, технологічних і режимно-технологічних планів робіт та інших нормативних документів у випадку розвідки або буріння кожної конкретної свердловини на родовищах України.

Викладені «Інструкцією з використання осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» вказівки і заходи необхідно виконувати з урахуванням специфіки кожної свердловини у конкретних гірсько-геологічних умовах.

Інструкція призначена для інженерно-технічних працівників, бурових майстрів, бурильників та їх помічників. Представлена «Інструкція» розроблена в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу К. Г. Левчук.

I. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. При розвідці й бурінні нафтових і газових свердловин необхідно неухильно дотримуватись «Правил розробки нафтових і газових родовищ» (Наказ Міністерства екології та природних ресурсів України № 118 від 15 березня 2017 р.), «Правил безпеки в нафтогазодобувній промисловості України» (Наказ Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду № 95 від 6 травня 2008 р.), «Загальних правил вибухобезпеки для вибухопожежонебезпечних хімічних, нафтохімічних і нафтопереробних виробництв» (НПАОП 0.00-1.41-88), «Правил безпеки під час експлуатації установок підготовки нафти на підприємствах нафтової промисловості» (НПАОП 23.2-1.01-76), «Правил безпеки в нафтогазодобувній промисловості України» (НПАОП 11.1-1.01-08), «Правил безпеки під час виконання робіт з розвідування та розроблення нафти і газу в акваторіях Чорного та Азовського морів» (НПАОП 11.1-1.15-13), та інших регламентних документів, які є основою для проектування і будівництва свердловин.

1.2. Інженерно-технічні працівники нафтогазової промисловості зобов'язані забезпечувати виконання буровими бригадами технічних і технологічних проектів на буріння свердловин, контролювати дотримання виконавцями правил, інструкцій та інших регламентних документів з безпечного прокладання свердловин на родовищах України.

1.3. Бурові майстри та їхні помічники, начальники бурових зобов'язані виконувати вимоги технічних і технологічних проектів з будівництва свердловин, правила, інструкції, регламентні документи та додаткові плани робіт з безаварійного прокладання свердловин.

1.4. Бурильники, бурові майстри і начальники бурових — керівники і виконавці робіт з буріння свердловин, несуть усю відповідальність за дотримання правил та інструкцій з безаварійного прокладання свердловин.

1.5. Заступаючи на зміну бурильник зобов'язаний:

- при знаходженні бурильної колони у свердловині при піднятті її на довжину не менше 15 метрів і переконатись за показаннями контрольно-вимірювальних приладів у її цілісності;
- перевірити справність обладнання;
- уважно оглянути талевий канат, гальмівну систему, елеватори, ключі і ланцюгові передачі;
- перевірити справність превенторів і їхню обв'язку;
- ретельно ознайомитись зі станом свердловини, з'ясувати можливі зони ускладнень стовбура, наявність затяжок, посадок, уступів або звужень;
- ознайомитись з характером і величиною обробки попереднього долота;
- перевірити якість і кількість бурового розчину;
- ознайомитись з розпорядженнями керівництва бурової бригади.

1.6. Всі операції у свердловині, за виключенням аварійних, повинен виконувати бурильник. Передавати пульт керування і гальмування лебідкою іншим особам заборонено.

1.7. У випадках виникнення у свердловині прихоплень або аварій бурильник зобов'язаний негайно повідомити керівництво бурової або начальника зміни через одного зі своїх помічників, а самостійно прийняти відповідні першочергові заходи з ліквідації прихоплення (аварії) і наступні роботи вести під керівництвом бурового майстра (начальника бурової).

II. ВИКОРИСТАННЯ ОСЦИЛЯТОРІВ ДЛЯ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОГО БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

До того, як приступити до вивільнення прихопленого бурильного інструменту, необхідно з'ясувати: глибину прихоплення; кількість і довжину прихоплених ділянок; потенціальну причину і тип прихоплення; стійкість і властивості гірських порід, що вистилають стінки свердловини; деякі особливості конкретної аварії: кількість шламу у випадку використання пристроїв на вибої, на яку висоту було піднято пристрій над вибоєм під час прихоплення, наявність або відсутність циркуляції промивальної рідини тощо.

Ліквідацію складних випадків прихоплень необхідно проводити лише після конкретного, всеохоплюючого аналізу, економічного обґрунтування і підготовки плану дій, затверджених головним інженером. Невірний вибір методики або способу ліквідації аварії може привести до ускладнення аварії.

Основні правила вибору способу полягають у наступному [255]:

- *перший етап*. Насамперед застосовують способи, що не вимагають доставки додаткових матеріалів і обладнання — гідровібрування буровими насосами паралельно з розходженням і відбиванням БК ротором, організація гідроімпульсу [145], зменшення тиску в зоні прихоплення шляхом зниження рівня у затрубному просторі;
- *другий етап*. Реалізують спроби вивільнення БК без її розгвинчування над прихопленою компоновкою БК за допомогою сторонніх організацій (геофізиків) і доставки додаткових матеріалів (нафти, кислоти). Застосовують наступні способи ліквідації прихоплень — встановлення рідинних ванн, струшування інструмента торпедами з детонувальним шнуром, імпульсно-хвильовий спосіб [146; 147];

• *третьей этап.* Передбачає роз'єднання БК (вільна компоновка бурильної колони від'єднується від прихопленої компоновки БК). Після чого використовують ударні механізми, осцилятори або випробувачі шарів гірської породи [144; 255], або пристрою для зменшення гідравлічного тиску, що спускається у свердловину, в зоні прихоплення [313]. Окрім того, можуть бути застосовані такі трудомісткі способи як оббурювання прихопленої БК і вилучення її частинами або встановлення цементного мосту і забурювання з нього нового стовбура.

1. Визначення зон прихоплення

У випадку прихоплення бурильного інструменту (БІ) насамперед необхідно визначити місце прихоплення, скориставшись методом, що базується на вимірюваннях видовження металевих бурильних труб (БТ). Пружність металевих бурильних труб визначається модулем Юнга (табл. Д.1 і табл. Д.2).

Верхню межу прихоплення бурильної колони розраховують наступним чином:

- вимірюють видовження Δl вільної компоновки бурильної колони (БК) при заданих розтягувальних зусиллях P_1 і P_2 : до колони БТ прикладають зусилля P_1 , що перевищує на 5 поділок покази індикатора ваги — повної ваги БК до її прихоплення з урахуванням сил опору (рис. Д.1). На провідну трубу наносять позначку навпроти нерухокої площини стола ротора; БК повністю розвантажують і повторно розтягують із зусиллям P_2 , яка перевищує зусилля P_1 на 5 поділок. Далі зусилля P_2 повільно зменшують до P_1 і на провідну трубу наносять другу позначку. Різницю між отриманими позначками за однакового натягу мертвого кінця канату пояснюється втратами на тертя у талевій системі. Відстань між позначками ділять навпіл і вважають верхньою точкою відліку; аналогічно прикладають зусилля P_2 , що перевищує P_1 на 10–20 поділок, і на провідну трубу наносять позначку. Однак зусилля P_2 не повинно перевищувати границю плинності (табл. Д.1 і табл. Д.2). Далі повторно розтягують БК із зусиллям, що перевищує P_2 на 5 поділок, і повільно зменшують до P_2 , а провідну трубу наносять другу позначку. Різницю між отриманими позначками ділять навпіл і вважають нижньою точкою відліку; вимірюють відстань між верхньою і нижньою точками відліку — видовження вільної компоновки бурильної колони Δl ;
- виначають верхню межу прихоплення — довжину вільної компоновки БК за формулою (Д.1)

Приклад 4. У бурильній колоні виникло прихоплення (табл. Д.14). При визначенні верхньої межі зони прихоплення при різниці сил розтягу $\Delta P = P_2 - P_1$ бурильна колона отримала видовження Δl (табл. Д.14). Визначити верхню межу зони прихоплення бурильної колони, якщо БК має дві секції з площею поперечних перерізів БТ: $F_1 = 40,84 \text{ см}^2$, $F_2 = 260 \text{ см}^2$ та довжинами секцій $l_1 = 1400 \text{ м}$, $l_2 = 160 \text{ м}$.

$$\text{Сталь} \quad L = H_1 = 36,8 \frac{1,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,75}{7850 \cdot 600 \cdot 10^3} = 1292,1 \text{ м.} \quad (\text{Д.11})$$

Таблиця Д.14 – Приклад 1. Визначення верхньої межі зони прихоплення БК № 1

Матеріал	Маса секції, кг		Густина, кг/м ³	Модуль Юнга, $\cdot 10^5$, МПа	Δl , м	ΔP , кН
	1	2				
Сталь 40ХН	36,8	220,55	7850	2,1	0,75	600
Дюралюміній Д16	12,7	76,14	2710	0,7	0,09	30
Титан ВТ1-0	20,6	123,6	4400	1,12	0,64	450

$$\text{Дюралюміній} \quad L = H_1 = 12,7 \frac{1,05 \cdot 0,7 \cdot 10^{11} \cdot 0,09}{2710 \cdot 30 \cdot 10^3} = 1033,34 \text{ м.} \quad (\text{Д.12})$$

$$\text{Титан} \quad L = H_1 = 20,6 \frac{1,05 \cdot 1,12 \cdot 10^{11} \cdot 0,64}{4400 \cdot 450 \cdot 10^3} = 783,0 \text{ м.} \quad (\text{Д.13})$$

Приклад 5. У бурильній колоні, БТ якої виготовлено зі сталі 40ХН, виникло прихоплення. При визначенні верхньої межі прихоплення при різниці сил розтягу $\Delta P = P_2 - P_1$ бурильна колона отримала видовження Δl (табл. Д.15). Визначити верхню межу зони прихоплення бурильної колоні, якщо БК має три секції з площею поперечних перерізів БТ: $F_1 = 30,45 \text{ см}^2$, $F_2 = 40,84 \text{ см}^2$, $F_3 = 198,6 \text{ см}^2$ та довжинами секцій $l_1 = 1800 \text{ м}$, $l_2 = 750 \text{ м}$, $l_3 = 180 \text{ м}$.

Визначити верхню межу зони прихоплення бурильної колоні, якщо БК має три секції з площею поперечних перерізів БТ: $F_1 = 30,45 \text{ см}^2$, $F_2 = 40,84 \text{ см}^2$, $F_3 = 198,6 \text{ см}^2$ та довжинами секцій $l_1 = 1800 \text{ м}$, $l_2 = 750 \text{ м}$, $l_3 = 180 \text{ м}$.

$$H_3 = 53,9 \left(\frac{1,05 \cdot 0,7 \cdot 10^{11} \cdot 1,5}{2710 \cdot 200 \cdot 10^3} - \frac{750}{12,7} - \frac{1800}{11,1} \right) = -959,64 \text{ м;}$$

$$H_2 = 12,7 \left(\frac{1,05 \cdot 0,7 \cdot 10^{11} \cdot 1,5}{2710 \cdot 200 \cdot 10^3} - \frac{1800}{11,1} \right) = 523,89 \text{ м;} \quad (\text{Д.14})$$

$$L = l_1 + H_2 = 2323,89 \text{ м.}$$

Точніше верхню межу прихоплення БК визначають за допомогою прихопленоміра (рис. Д.2, табл. Д.5).

Для визначення нижньої межі зони прихоплення і виділення ділянок з різним ступенем обтиснення бурильної колоні найчастіше застосовують геофізичні методи. Серед різних типів акустичної апаратури найчастіше використовують акустичний цементомір (АЦ) (рис. Д.3), за допомогою яких проводять зондування прихоплених БТ.

Зондування дозволяє заміряти інтенсивність прихоплення і протяжність зони прихоплення, що визначає вибір способу ліквідації аварії. Зондування АЦ (табл. Д.6) засновано на збуренні коливач у прихопленій колоні з одночасною фіксацією їхньої інтенсивності пристроєм, який приймає і записує сигнал. В інтервалах прихоплення коливання гасяться пропорційно величині сили прихоплення. Свердловинні прилади калібрують заздалегідь на неприхопленій трубі. На рис. Д.4 показано діаграму, що відображає інтенсивність прихоплення і повну картину усіх інтервалів прихоплення, а також можливих зон ускладнень.

Оскільки у теперішній час вертикальних свердловин прокладають мало, необхідно враховувати сили тертя БТ об кірку свердловини і намагатись зменшувати вплив цих сил. Тому доцільно провести розходжування БК.

Розходжування і відбивку ротором застосовують насамперед у випадку диференціального прихоплення БТ внаслідок утворення сальника і заклинювання у звуженій частині стов-

Таблиця Д.15 – Приклад 2. Визначення верхньої межі зони прихоплення БК № 2

Матеріал	Маса секції m_i , кг			Густина ρ , кг/м ³	Модуль Юнга E , ·10 ⁵ , МПа	Δl , м	ΔP , кН
	1	2	3				
Сталь 40ХН	32,2	36,8	156	7850	2,1	1,5	200

бура свердловини. При цьому рекомендовано розходжування і відбивку ротором провести з максимально можливими навантаженнями протягом 30 хв.

2. Розходжування бурильної колони

За допомогою розходжування — натягування і посадка колони БТ і відбивки її ротором у випадку легких прихоплень вдається вивільнити БК, або запобігти поширенню області прихоплення по БК. Порядок робіт залежить від виду прихоплення і полягає в наступному:

- якщо прихоплення виникло внаслідок перепаду тиску, то у цьому випадку спочатку відновлюють циркуляцію бурового розчину до параметрів, які були до аварії. БК намагаються обертати ротором, допустима кількість обертів якої визначається за формулою (Д.6);

Якщо після 2–3 спроб повернути БК не вдалося, тоді переходять до її розходжування. Рекомендовано розходжування і відбивання ротором проводити з максимально можливими навантаженнями протягом 30 хвилин. Допустиму кількість обертів бурильної колони вибирають для найбільшої товщини стінки, найменшої групи міцності і найбільшого діаметра з усіх бурильних труб:

- якщо прихоплення виникло під час підйому БК у результаті затягування її в жолоб або у звужену частину стовбура свердловини, то не допускається розтягувати колону БТ із зусиллям, що перевищує її власну вагу. Необхідно негайно розвантажити БК на вагу обважнених бурильних труб (ОБТ). Розвантаження повторюють 4–5 разів. Одночасно відновлюють циркуляцію за допомогою одного насоса, а при збільшенні тиску відновлюють циркуляцію двома клапанами з поступовим збільшенням потужності бурових насосів і прокручуванням колони ротором;

- якщо прихоплення виникло під час спуску БК у результаті заклинювання її у звуженому стовбурі свердловини, то розходжують колону БТ натягуванням із зусиллями, що перевищує її власну вагу на 100–150 кН. Намагаються відновити циркуляцію за допомогою одного працюючого клапана з поступовим збільшенням потужності бурового насоса і прокручуванням колони ротором. Якщо не вдається прокрутити БК, то розходжування продовжують натягувати із зусиллями, що перевищує її власну вагу на 200 кН. При цьому величина такого навантаження обмежена границею міцності БТ і вантажопідйомністю бурової вежі;

- якщо прихоплення, що виникло, супроводжується втратою циркуляції та зростанням моменту обертання БК, необхідно негайно зупинити буровий насос. При цьому не рекомендовано знижувати тиск, він знизиться самовільно. Після цього починають розходжувати БК, приклавши зусилля до 100–150 кН. Необхідно слідкувати, щоб осьове зусилля розтягування БК (Д.7) не перевищувало допустиме навантаження на бурову вежу.

Приклад 6. Визначити найбільшу кількість обертів, максимальне зусилля під час розходжування та вагу неприхопленої компоновки бурильної колони, скориставшись результатами розрахунків, отриманих у *прикладі Д.4.*

Найбільшу кількість обертів неприхопленої частини БК обчислюємо за формулою (Д.6), максимальне зусилля під час розходжування — за формулою (Д.7), а вагу — $P_{\text{пр}} = mgH$ (m наведено в табл. Д.14).

$$n_{\text{сталь}} = 0,204 \frac{1457 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{(380 \div 750) \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{361 \cdot 1457}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 4,8 \div 10,3; \quad (\text{Д.15})$$

$$P = (380 \div 750) \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = (1127 \div 2225) \text{ кН}; \quad P_{\text{пр}} = 526 \text{ кН.}$$

$$n_{Al} = 0,204 \frac{1454,55 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{120 \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{124,6 \cdot 1454,55}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 1,5; \quad (Д.16)$$

$$P = 120 \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = 356 \text{ МН}; \quad P_{np} = 181 \text{ кН}.$$

$$n_{Ti} = 0,204 \frac{1457 \cdot 10^{-11}}{0,1397} \sqrt{\left(\frac{(250 \div 380) \cdot 10^6}{1,5}\right)^2 - \left(\frac{202 \cdot 1457}{4,45 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 3,3 \div 5,2; \quad (Д.17)$$

$$P = (250 \div 380) \cdot 10^6 \cdot 4,45 \cdot 10^{-3} / 1,5 = (741,7 \div 1127) \text{ кН}; \quad P_{np} = 294 \text{ кН}.$$

Згідно табличних даних (табл. Д.7 і табл. Д.8) допустима кількість обертів БТ із зовнішнім діаметром 139,7 мм становить 3,5-6,8 для сталевих; 3,7 для титанових і 6 для дюралюмінієвих. Максимальне значення зусиль перевищує вагу неприхопленої компоновки БК у 2–3 рази. Отже, деформовано-напружений стан БК дозволяє застосовувати спосіб розходжування на початковому етапі її звільнення.

3. Від'єднання вільної компоновки бурильної колони

Після визначення місця прихоплення БІ бурильну колону від'єднують і піднімають неприхоплену компоновку БК для того, щоб можна було спустити інструменти, що призначені для ліквідації аварії, — яси або оббурювальні пристрої. Найрозповсюдженішими методами від'єднання неприхопленої компоновки БК є наступні:

- *відгвинчування*. В обраному різьбовому з'єднанні над зоною прихоплення розгвинчують БТ із застосуванням детонуючого шнура, який спускають у свердловину на кабелі;
- *хімічне розрізання*. На кабелі спускають снаряд, який за поданим сигналом викидає хімічний реагент (фторид галоїну), в результаті чого утворюється низка отворів у БТ. Міцність цієї труби зменшується в такому місці настільки, що у випадку незначного натягу вона обривається в знесиленій ділянці;
- *кумулятивне (струменево) різання*. На кабелі опускають кумулятивну торпеду кільцевої дії. У випадку спрацювання струменя продукти горіння розміщуються у площині поперечного перерізу труби і спрямовані від центра до периферії;
- *механічне різання*. Для різання використовують різці, закріплені в інструменті, який спускають у прихоплену компоновку БК на трубах меншого діаметра, — внутрішній труборізці. Також труби можна розрізати зовнішньою труборізкою, яку спускають разом з оббурювальними трубами. Таким способом відрізають обурені шматки невеликої довжини. Використання внутрішніх труборізок можна замінити хімічними і кільцевими кумулятивними торпедами, оскільки їх можна опускати на кабелі, а для опускання труборізки потрібна колона труб або глибиннонасосні штанги;
- *піротехнічний невибуховий*. Цей спосіб використовують для розрізання сталевих бурильних труб. У цьому випадку інструмент діє як полум'яний різак для миттєвого розрізання і перфорації БТ. Для запалювання горючого матеріалу використовують високовольтний запальний пристрій, що перешкоджає випадковому займанню від зовнішніх джерел, що підвищує рівень безпеки операції.

Спосіб від'єднання неприхопленої компоновки БК необхідно вибрати з урахуванням подальших робіт. Якщо ловильний інструмент з'єднати з «головою», яка залишена у свердловині колони за допомогою різьби, то потрібно застосувати відгвинчування, оскільки тільки цим методом можливо зберегти різьбу на «голові».

При будь-якому способі від'єднання необхідно дотримуватись наступних умов: над зоною прихоплення доцільно залишати ділянку неприхопленої компоновки БК, довжина якої забезпечує надійне захоплення ловильним інструментом, необхідним для створення відповідного натягу ловильної колони (зазвичай, це 0,5–2 вільних труб над головою зони прихоплення). При визначенні довжини вільної ділянки необхідно враховувати характер та умови проведення операцій, що будуть проведені відразу після від'єднання:

- якщо в обсадженої свердловині необхідно оббурити БК, але не заплановано проводити згвинчування різьби, то потрібно відрізати БК вище зони прихоплення на півдовжини бурильної труби;
- якщо необхідно провести відгвинчування БК, щоб приступити до оббурювання (із залученням у БТ внутрішньої труболітки), то потрібно залишити вільною БТ вище зони прихоплення на одну її довжину, особливо якщо є ймовірність утворення осаджувачів породи;
- у деяких випадках залишають у резерві додаткове різьбове з'єднання, на випадок, якщо у верхній бурильній трубі різьба буде пошкоджена у разі відгвинчування БК;
- однак не варто залишати труб більше за необхідне, оскільки при оббурюванні це ускладнить роботу.

4. Комплектація ловильної колони

Якщо за допомогою статичних зусиль вивільнити прихоплені БІ не вдалося, або неможливо, то після цього приступають до комплектації ловильної колони, яка містить осцилятор, який за рахунок збудованих коливальних рухів або періодичної ударної дії значно послаблює сили прихоплення (поперечна вібрація) або тертя (поздовжня вібрація), що полегшує процес вивільнення і вилучення прихопленої БІ. Осцилятори поділяють на:

- залежно від розміщення відносно прихопленої частини БК: *поверхневі* й *глибинні*;
- залежно від методу збудованих вібрацій: *дебалансні* (ексцентрикові) — вібротолоти [15], *бігункові*, *планетарні* та *ударні* [125];
- за типом приводу: *механічні*, *електричні*, *електромеханічні*, *гідравлічні*, *електрогідравлічні*, *пневматичні*, *вакуумно-компресорні*, *електромагнітні* та *магнітострикуційні*.

У свердловинних глибиною до 150 м використовують **поверхневі вібратори**, які розміщують над гирлом свердловини. В наш час найбільше розповсюдження отримали *дебалансні вібратори неспрямованої* і *спрямованої дії* з приводом від електромоторів змінного струму, а також *вібротолоти*.

Вібратор неспрямованої дії — на вісь осцилятора навішується неврівноважена маса, що обертається у підшипниках корпусу. При цьому виникає відцентрова сила (рис. Д.12, табл. Д.16) з амплітудою:

$$A_{P_{36}} = m\varepsilon\omega^2, \quad (\text{Д.18})$$

що передається через підшипники на корпус, який жорстко зв'язаний з вільною компоновкою БК. Ця сила є обертовим вектором, який змінює свій напрям за 1 оберт на 360° і проекція якого на напрям n , у якому осцилятор формує гармонічне збудовання:

$$P_{36}^n(t) = m\varepsilon\omega^2 \sin \omega t. \quad (\text{Д.19})$$

Зі збільшенням частоти ω зростає амплітуда сили, збудованої осцилятором, за квадратною залежністю від ω . Для різних частот також передбачається можливість зміни неврівноваженої маси осцилятора m і ексцентриситету ε (табл. 9).



Рисунок Д.12 – Розрахункова схема дебалансного вібратора: *a* – кутова швидкість ω і ексцентриситет ε ; *б* – розподілена сила тиску породи $p(x_n)$ і збурювальна сила $P_{36}(t)$

Таблиця Д.16 – Параметри дебалансних вібраторів

Вібратор	Діаметр d , мм	Довжина l_B , мм	Ексцентриситет ε , мм	Маса m , кг	Збурювальна сила Q , кН	Момент дебаланса M_D , Н·м
ІВ-78	50	412	0,19	10	2,92	18,14
ІВ-102А	75	440	0,33	15	7,9	49,08
ІВ-95А	75	440	0,40	12,5	7,9	49,08

Вібратор спрямованої дії — на вісь осцилятора встановлюють поруч два валика з навішеними на них неврівноваженими масами (рис. Д.13 – *a*). Валики обертаються одночасно з однаковими кутовими швидкостями у протилежних напрямках. При цьому відцентрові сили формують результуючу силу (рис. Д.13 – *б*) з амплітудою:

$$A_{P_{36}}(t) = 2m\varepsilon\omega^2 \sin \omega t, \quad (\text{Д.20})$$

Результуюча сила $P_{36}(t)$ під час всього руху спрямована вздовж однієї лінії.

Таким чином, у вібраторах неспрямованої дії величина збурювальна сила постійна, а напрям — змінюється, у вібраторах спрямованої дії величина збурювальної сили змінюється від найбільшого значення до нуля, потім змінює свій напрям на протилежний і зростає знову до свого максимального значення. Під дією цієї сили вібратор здійснює коливальні рухи, постійно спрямовані вздовж лінії дії збурювальної сили.

Зазначимо, що такі вібратори мають наступні недоліки: складність настроювання та регулювання; велику вагу; неодноразові поломки з'єднань, амортизаторів і двигунів; двигун працює в досить складних умовах; вихід з ладу окремих деталей вібратора під час роботи; оскільки відсутнє плавне регулювання кількості обертів ексцентриків, то неможливо безпе-

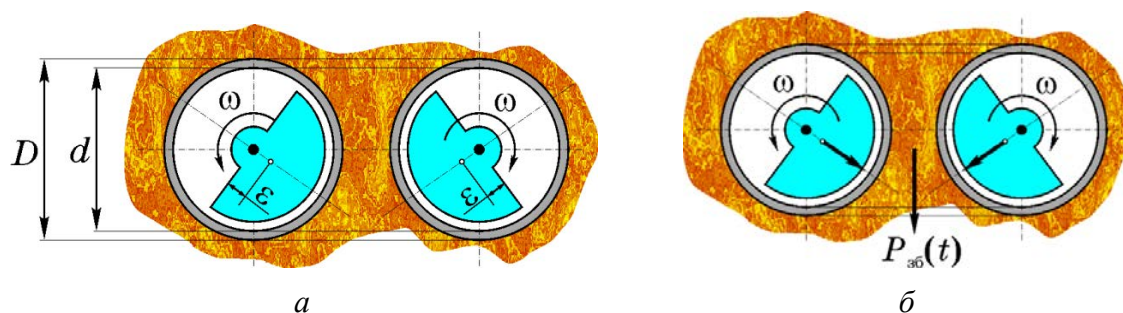


Рисунок Д.13 – Розрахункова схема вібратора спрямованої дії:
a – кутова швидкість ω і ексцентриситет ε ; *б* – збурювальна сила $P_{36}(t)$

рервно підтримувати резонанс; тривалість безперервної роботи складає 5–10 хв., після чого необхідна зупинка для охолодження двигуна; сильно зношуються і швидко виходять з ладу бурильні труби і вантажопідйомні пристрої. Використання у поверхневих осциляторах гідродвигунів дозволяють значно покращити їхню роботу.

Дебалансні вібратори не можуть збудовувати високочастотні коливання, оскільки на високих обертах підшипники швидко виходять з ладу. Тому, щоб збільшити частоту коливань застосовують вібримолоти [36].

Вібримолоти — це ексцентрикові вібратори спрямованої дії, у яких збудовальне зусилля перетворюється в ударні імпульси. Коливання в таких вібраторах збудовують під час обертання неврівноважених мас (дебалансів або ексцентриків) за рахунок відцентрових сил, що змінюють свій напрям у разі повороту ексцентриків. Вони поєднують переваги вібраторів і ударних механізмів. Робота цих машин заснована на сумісній дії на прихоплену зону ударів, збудованих вібрацією (рис. Д.14). Вібратор кріпиться на горі БК на пружних елементах і під час роботи вдаряє по ній. Схема роботи вібримолота (рис. Д.14) наступна: в ударну частину 1 вмонтовано два однакових електродвигуна з паралельними валами, на яких жорстко закріплено дебаланси 2. Вали обертаються у протилежних напрямках і збудовують коливання ударної частини, підвішеної на пружинах 4 до нижньої плити 6, що жорстко з'єднана з бурильною колоною. У залежності від жорсткості пружинної підвіски, ходу бойка — початкової проміжку між бойком 3 і ковадлом 5 та сили опору, зумовленою силою прихоплення, вібримолот може здійснювати удари по прихопленій БК з різною частотою. Жорсткість пружин необхідно підбирати з умов настроювання на один із резонансів БК. Правильний підбір ходу бойка дозволяє регулювати режим роботи вібримолота. Вібратор закріплюють на БК, натягують колону за допомогою лебідки і після цього вмикають електродвигуни. Вивільнення легкого прихоплення настає через 15–20 хвилин роботи вібратора. На важкий випадок прихоплення може бути витрачено 4–5 годин. Вібримолоти вивільняють прихопленій БК у 3–8 разів швидше за аналогічні за потужністю поверхневі дебалансні вібратори.

Відомі наступні різновиди гідравлічних вібримеханізмів: гідровібравання за допомогою насоса на горлі свердловини,

Спосіб гідровібравання заснований на використанні нерівномірності подачі промивальної рідини буровими насосами, внаслідок чого колона бурильних труб зазнає коливального руху. Для створення значних коливань БК на буровому насосі відключають компенсатор і частину клапанів. Недоліком такого способу є виникнення гідравлічних ударів в маніфольді, що може привести до руйнування останнього. З цієї причини спосіб гідровібравання широко не

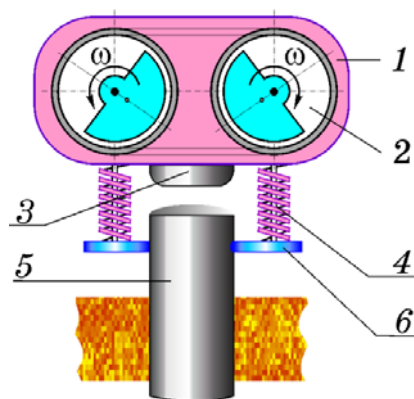


Рисунок Д.14 – Розрахункова схема вібримолота: 1 – вібримобудник, 2 – дебаланси, 3 – бойок, 4 – пружини, 5 – ковадло, 6 – нижня плита

застосовується. Насоси ЗІФ-Р-200/40 і НГР-250/50, які використовують у нафтогазовій промисловості, не дозволяють збудити у прихопленій БК коливання з такою амплітудою, яка б забезпечувала успішну ліквідацію аварії.

Поверхневі вібратори (табл. Д.17) використовують для ліквідації прихоплень бурового інструменту в неглибоких свердловинах. Завдяки їхньому розміщенню над гирлом свердловини без обмеження у розмірах вдається передати на бурильну колону поздовжню вібрацію достатньо великої потужності. Ефективність їхньої роботи знижується зі зростанням глибини прихоплення і не перевищує 200 м, оскільки інтенсивно згасають енергія і амплітуда коливань через поглинання вібрації масою бурильних труб.

Останнім часом збільшилась глибина і зросла кількість похило-скерованих свердловин, тому почастишали випадки застосування **глибинних вібраторів**, які вмонтовуються у БК близько до зони прихоплення [107].

Глибинні вібратори застосовують для вивільнення прихопленої БК за рахунок накладання ударних імпульсів на розтягнуту колону. Переміщення прихопленої БК, що виникають при цьому, знижують силу зчеплення між породою і трубами, і як наслідок необхідне значно менше зусилля для зрушення прихопленої колони. В наш час найбільше розповсюдження отримали **механічні (зубчасті)** і **гідравлічні глибинні вібратори**. Механічний вібратор створює ударні імпульси за рахунок відносного обертання зубчастої пари, гідравлічний вібратор працює за принципом гідроударника за рахунок енергії потоку очисного агента.

Глибинні **механічні (зубчасті) вібратори** виготовляють глухими і промивними в залежності від необхідності подачі промивальної рідини на вибій. Окрім того, промивні зубчасті вібратори за допомогою спеціальних пристроїв можна вмонтовувати у БК. Конструкція глухих вибійних вібраторів не передбачає промивання свердловини під час своєї роботи. Такі осцилятори не входять до складу ловильної колони і їх спускають у свердловину після виникнення аварії. Глухі зубчасті вібратори рекомендовано налаштовувати на наступний режим роботи осцилятора, що забезпечує збереження міцності БТ діаметром 50 мм.; $n = 350$ об/хв., $P = 10$ кН; $n = 300$ об/хв., $P = 15-20$ кН (P – величина натягу штока вібратора без врахування ваги вільної компоновки БК, n – число обертів інструменту);

Багаторічний досвід експлуатації зубчастих вібраторів виявив такі переваги їх використання: дозволяється їх встановлювати безпосередньо у зоні прихоплення; створюють як поздовжні, так і крутні коливання; успішно ліквідують прихоплення БІ дробом і окремими невеликими вивалами; відрізняються простою і зручністю їх експлуатації; у випадку зношення зіска-

Таблиця Д.17 – Технічні характеристики поверхневих вібраторів

Тип Параметри	БТ-9	В-109	ВБ-7	ВГ-6
Потужність електродвигуна, кВт	7,0	7,0	7,0	5,6
Кількість електродвигунів, шт.	1	2	1	2
Момент ексцентриків, Н·м	15	12,5–15	20	14
Частота обертань дебалансів, об/хв	1250	1250–2500	1250	1150
Збурювальне зусилля, кН	30	43,5–87	35	20,5
Габарити, мм	700×470× 1200	700×470×12 00	570×500× 730	810×620× 1970
Маса, кг	400	250	400	427

кувальний механізм легко замінити новим; простий у виготовленні; низька вартість виготовлення.

Найпростіший за конструкцією механічний глибинний вібратор (рис. 4.15 – а) складається з верхнього перевідника 1 з двома кулачками 2, порожнистого штока 3, верхньої зубчастої напівмуфти 4, корпуса 5, нижньої зубчастої напівмуфти 5, закріпленої на штоку 3 муфтою, труби 7, ізолюваною від камери сальником, перевідника-від'єднувача 8, мітчика 9 для з'єднання з зворотною трубою. Після з'єднання вібратора з аварійним БІ натягують БК, при цьому кулачки 2 виходять із зачеплення, а зубці нижньої напівмуфти 5 входять у зачеплення з верхньою напівмуфтою 4. Від обертання розтягнутої БК косі зубці нижньої напівмуфти будуть зіскакуватимуть зі зубців верхньої напівмуфти і наносити по ній удари, котрі передаються на прихоплений БІ. Для вібратора діаметром 89 мм рекомендується підтримувати зусилля натягу в межах 100–150 кН при частоті обертання 300–350 об/хв при одночасній подачі промивальної рідини.

Для підвищення зносостійкості зубчастої пари було запропоновано конструкції, які дозволили розвантажити зубці від ударів (рис. Д.15 – б). Для підвищення зносостійкості зубців храпового механізму було запропоновано ввести новий додатковий вузол — ударник і ковадло. Для цього з верхньою кулачковою напівмуфтою 3 з'єднано ударник 1, який передає удар на ковадло 2, посилене дією пружини. Хід ударника розраховано так, щоб удар сприймався ковадлом і ударником, а кулачки муфт 4 і 5 служать лише для переміщення ударника на визначену висоту. Удар по ковадлу забезпечується за рахунок сили стискання пружини і випереджає контакт кулачків у випадку їх зіскакування. Таким чином, кулачки не сприймають ударного навантаження і менше зношуються.

Зазначимо також суттєві недоліки використання механічних глибинних вібраторів: малий ресурс тривалості роботи (20–45 хв.), пов'язаний швидким зношуванням зубців зіскакувального механізму; обмежена величина амплітуди поздовжніх і крутних коливань; обмежена

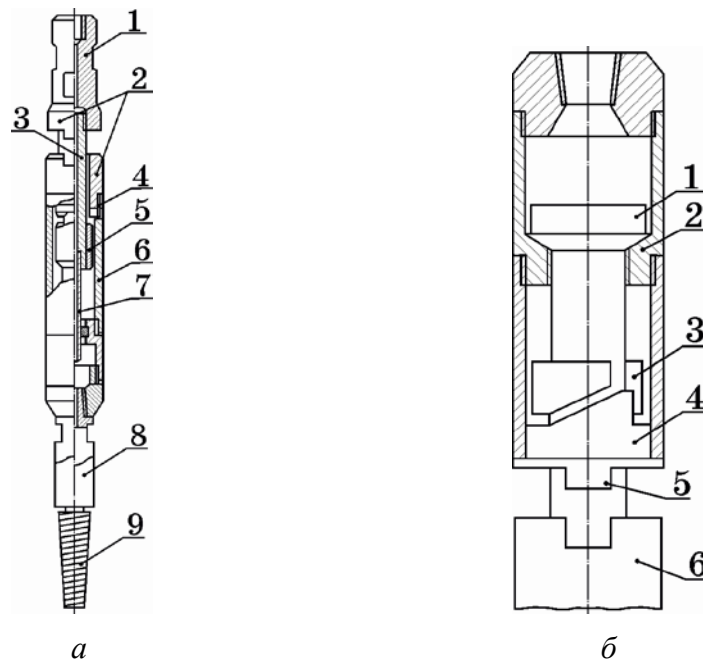


Рисунок 4.15 – Вібратор глибинний механічний зубчастий: *а* – конструкції Попова (1 – перевідник, 2 – кулачки, 3 – порожнистий шток, 4, 5 – напівмуфти, 6 – корпус, 7 – труба, 8 – перевідник-від'єднувач, 9 – мітчик), *б* – пружинний (ВС-1) Твердохлебова (1 – ударник, 2 – ковадло, 3 – напівмуфти, 4, 5 – кулачки, 6 – труба)

область використання (не використовують для ліквідації прихоплень БІ шламом і заклинюванням у нестійких породах); робота вібратора знижує міцність бурильних труб та їх різьбових з'єднань; неможливе плавне регулювання частоти ударів.

Крім описаних механічних глибоких вібраторів існують інші конструктивні варіанти їх виготовлення — глибокий вібратор двосторонньої дії, кульковий вібратор тощо.

Досвід використання механічних глибоких вібраторів показав, що через малий ресурс робочого часу і недостатньої енергії удару за їх допомогою можна ліквідувати лише прихоплення БІ дрібними або окремими шматками гірських порід. У всіх інших випадках вони мало-ефективні.

Гідравлічні глибокі вібратори — удари бойка по ковадлу формуються за рахунок ефекту гідравлічного удару потоку промивальної рідини, який відбувається внаслідок різкого перекриття потоку клапаном (рис. 4.16, табл. Д.18).

Гідровібратор починає працювати після перекриття пусковим клапаном 1 отвору 2, що відбувається за рахунок швидкісного напору промивальної рідини. При нижньому положенні бойка 13 рідина по каналу 3 з бурильних труб потрапляє під поршень 10 і піднімає його. При цьому рідина із зони над поршнем виходить по каналам 4, 5 і 9. По мірі підйому поршня 10 переміщається клапан 8, який закриває канал 5 і викликає перестановку клапана 6, що відкри-



Рисунок Д.16 – Вібратор глибокий гідравлічний

Таблиця Д.18 – Технічні характеристики поверхневих гідровібраторів

Тип Параметри	ВГ-57	ВГ-73	ВГ-89	ВГ-108	ВГ-106
Діаметр корпусу, мм	57	73	89	108	146
Витрати рідини, л/хв	90	120	180	250–350	300–400
Тиск рідини, МПа	2,9	2,5	2,8	3,5	4,0
Частота ударів, Гц	30	32,5	36,5	36	38,3
Енергія 1 удару, Дж	50	80	120	330	350
Довжина, м	2,3	2,4	2,3	2,4	2,2
Маса, кг	38	55	85	145	170

ває канал 7. Відбувається удар бойка 13 по верхньому ковадлу. Тепер рідина по каналу 7 і отвору 9 в клапані 8 потрапляє в зону над поршнем.

За рахунок різниці площ поршень 10 буде переміщатися вниз і закінчиться ударом бойка по нижньому ковадлу 14. При цьому клапани 6 і 8 пересуваються у нижнє положення, закривши канал 7. Поздовжні удари по верхньому і нижньому ковадлам передадуться прихопленому БІ, викликавши у ньому вимушені коливання.

Гідровібратор спускають на бурильних трубах і під'єднують до прихопленої БК. При витраті рідини 150 л/хв. (ВГ-73) натягують БК із зусиллям 20–30 кН. Після початку руху вгору збільшують натяг до 50–70 кН. Успішно використовується вібратор для послаблення затяжки різьб у випадку вивільненні БК із свердловини частинами. До БІ приєднують вібратор і мітчик або колокол. Після з'єднання з частиною БК, що залишилась у свердловині, дають натяг і запускають вібратор. Розгвинчування починають не раніше, ніж за 10–15 хв. роботи вібратора.

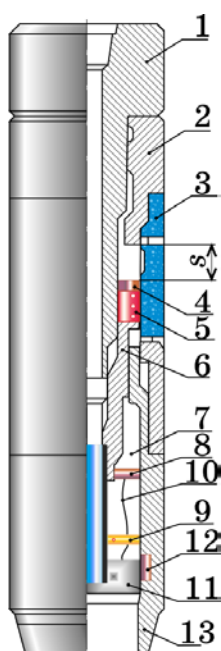
У гідравлічних вібраторах ударної дії (ГУМах) енергія гідроудару і рухомого потоку рідини надає поршню-бойку зворотно-поступальний рух. Бойок після удару по ковадлу, передає удари прихопленому БІ (рис. Д.17).

Згідно загальної класифікації об'ємних поршневих гідромашин глибинні гідравлічні вібратори за принципом їх роботи розділяють на три типи:

- гідровібратори одинарної дії з одним робочим порожнистим циліндром, в яких один хід бойок здійснює за рахунок енергії потоку промивальної рідини, а інший — за рахунок стиснутої пружини або власної ваги;
- гідровібратори диференціальної дії зі східчастим поршнем, що розділяє циліндр на дві робочі порожнини, з котрих тільки одну контролює водорозподільний пристрій;
- гідровібратори подвійної дії з двома робочими порожнистими циліндрами, які контролює водорозподільний пристрій.

Зворотно-поступальний рух бойка у гідровібраторів диференціальної та подвійної дії здійснюється потоком промивальної рідини без участі пружин.

Клапанно-дросельний гідроударник диференціальної дії виробництва США є гідравлічним ясом. Удари він наносить тільки по верхньому ковадлу вгору. Яс розрахований на декіль-



- 1 – шпindel;
 2 – шлицевий перевідник (ковадло),
 3 – циліндр,
 4 – бойок
 5 – поршень
 6 – шток
 7 – труба
 8 – датчик положення
 9 – ущільнювач
 10 – шнур електричний
 11 – блок живлення і записувач інформації
 12 – тензодатчик
 13 – перевідник

Рисунок Д.17 – Гідравлічний ударний пристрій

ка сотень ударів у хвилину, має великий діаметр і призначений для ліквідації прихоплень бурильних труб.

Гідровібратори мають низку переваг перед іншими вібротехніками: великий ресурс робочого часу; зручні і безпечні при експлуатації, поламані деталі легко замінюються новими; колонна бурильних труб не обертається; мають достатню енергію одиничного удару (до 350 кДж); дозволяють збудовувати у прихопленому БІ коливання необхідної амплітуди; просте і плавне регулювання частоти і сили ударів.

Збудник пружних коливань (ЗПК), розроблений Інститутом механіки МДУ, має замок, що складається з ніпеля і муфти, на яких нарізана спеціальна гелікоїдна різьба (рис. Д.18, табл. Д.19). Зарядка замка забезпечується вкручуванням ніпеля в муфту із заданим моментом. Замок розщеплюється осьовим натягом колони, при цьому ніпель виривається з муфти, яка пружно деформується. Для створення ударів знизу-вгору ЗПК встановлюють якомога ближче до місця прихоплення, а для створення ударів зверху-вниз ЗПК встановлюють на відстані 500–1500 м від місця прихоплення. Зусилля розщеплення регулюють числом обертів закручування ніпеля в муфту.

Вібраційний спосіб доцільно проводити при одночасному натягу БК. застосування такого способу може також привести до відновлення циркуляції БР. Для ліквідації прихоплен-



Рисунок Д.18 – Збудник пружних коливань

Таблиця Д.19 – Технічні характеристики збудників пружних коливань

Параметри	Тип	ВУК-170	ВУК-210
Діаметр корпусу, мм		170	210
Довжина, м		3,0	3,3
Хід штока, м		0,8	1,0
Діаметр прохідного каналу, мм		55	75
Сила удару вгору, кН		1500	2500
Сили зчеплення роз'єднувального вузла, кН		10–800	20–1000
Частота імпульсної дії, хв		1	1

ня БІ, викликаного шламом або затягуванням, у слабких породах коливання БК необхідно неперервно збурювати декілька годин.

5. Вибір режиму роботи осцилятора

Сила, прикладена до БК, повинна бути достатньою, щоб пружні деформації бурильних труб накопичували енергію для вивільнення прихопленого БІ. І водночас вона не повинна перевищувати допустимі значення напружень плинності $\sigma_{п}$ (табл. Д.20) матеріалу бурильних труб, що знаходиться в межах міцності та надійності, оскільки почнеться пластична деформація матеріалу:

$$\sigma = \frac{E}{L} \Delta l \leq \sigma_{п}, \quad (\text{Д.21})$$

де E – модуль пружності (Юнга), L – довжина неприхопленої компоновки БК, Δl – деформація неприхопленої компоновки БК під дією вібрації.

При цьому швидкість поширення пружних хвиль розтягання (стискання) бурильних труб визначається властивостями матеріалу, з якого вони виготовлені і не залежить від їхньої ваги:

$$v = a \frac{\Delta l}{L} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{\Delta l}{L}, \quad (\text{Д.22})$$

де ρ – густина матеріалу.

Відповідно частота вібрації десбалансного осцилятора неспрямованої дії визначається залежністю:

$$v \leq \sigma_{п} / (2\pi\varepsilon\sqrt{E\rho}); \quad (\text{Д.23})$$

десбалансного осцилятора спрямованої дії:

$$v \leq \sigma_{п} / (4\pi\varepsilon\sqrt{E\rho}); \quad (\text{Д.24})$$

вібромолота:

$$v \leq \sigma_{п} / 2s\sqrt{E\rho}, \quad (\text{Д.25})$$

де s – хід бойка до зустрічі з ковадлом.

Таблиця Д.20 – Граничні навантаженнями та граничні напруження металів, з яких виготовляють бурильні труби

Метал Параметри	Алюміній АД 31	Дюралюміній Д 16	Сталь 40ХН	Титан ВТ1-0
E , МПа	$7 \cdot 10^4$	$7,2 \cdot 10^4$	$2,1 \cdot 10^5$	$1,12 \cdot 10^5$
$[\sigma]$, МПа	330	350	735	950
$[\sigma_{п}]$, МПа	50	120	380	250
ρ , кг/м ³	2780	2800	7850	4400
$[P]$, кН	2,4	5,6	13,9	4,5
$[P_{\perp}]$, кН	148,6	367,5	739,4	449,8
$[p_{вн}]$, МПа	15,9	36,8	81,5	55,3
$[p_{зн}]$, МПа	3,6	35,2	97,7	10,5

6. Реєстрація прихоплень

Всі аварії бурова організація реєструє в журналі обліку аварій протягом 24 годин з моменту їх виникнення. Усі випадки прихоплень заносять до картки обліку аварій (табл. Д.13), у якій відображають дані про свердловину, якість промивальної рідини, режим промивання, характеристики стовбура і вибійних умов, якість і кількість мастильних добавок, компоновку БК, обставини виникнення прихоплення, ймовірні причини виникнення аварії, міри з ліквідації аварії та витрати часу і коштів.

Карточку обліку прихоплень складає технологічна служба управління бурових робіт (УБР) у 3 примірниках: перший зберігають у справі свердловини (діловодстві бурової організації), другий — у картці-базі реєстрації прихоплень, яку направляють у науково-дослідну або проектну організацію, а третій — направляють в об'єднання.

Карточку обліку прихоплень підписує начальник технологічної служби управління бурових робіт або його заступник, інженер або майстер з аварійних робіт і начальник бурової. Якщо за планом, складеним буровою організацією, прихоплення не ліквідовано протягом 10 діб, то подальший план робіт з його ліквідації складає об'єднання, а при тривалості понад 30 діб об'єднання подає графік ліквідації аварії у відповідне управління міністерства і щомісяця звітує про хід робіт з ліквідації прихоплення. Усі розпорядження з ліквідації прихоплень або зміни плану робіт передаються особі, відповідальній за їх виконання.

Після ліквідації прихоплення бурильного інструмента протягом 24 годин з моменту вивільнення БК складається акт про ліквідацію аварії.

Додаток Е

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи



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

76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (380) 03422 4-22-64, 4-24-53,
 факс (380) 03422 4-21-39; e-mail: admin@nung.edu.ua, public@nung.edu.ua



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

д.т.н., проф.  Чудик І. І.

« 5 » квітня 2019 р.

АКТ

Впровадження у навчальний процес результатів дисертаційної роботи Левчук К. Г. «Удосконалення наукових основ моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень буринного інструмента».

У результаті роботи над дисертацією докторантка кафедри нафтогазових машин та обладнання Левчук Катерина Григорівна одержала наукові та прикладні результати, які використовуються для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 185 «Нафтогазова інженерія та технології» при вивченні дисципліни «Машини та обладнання для буріння нафтових і газових свердловин», «Основи надійності нафтогазового обладнання», «Основи моделювання», та при виконанні магістерських робіт за освітньо-професійною програмою «Обладнання нафтових і газових промислів».

Директор інституту інженерної
 механіки,
 к.т.н., професор



Л. І. Романишин

Завідувач кафедри нафтогазових
 машин та обладнання,
 к.т.н., доцент



Я. Т. Федорович

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

76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (380) 03422 4-22-64, 4-24-53,
 факс (380) 03422 4-21-39; e-mail: admin@nung.edu.ua, public@nung.edu.ua

УЗГОДЖЕНО

Директор науково-дослідного
 інституту нафтогазової
 енергетики і екології
 к.т.н., доцент Терняк Б. А.


 2019 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
 ІФНТУНГ д.т.н., професор
 Чудик І. І.


 «28» 02 2019 р.

**ІНСТРУКЦІЯ З ВИКОРИСТАННЯ УДАРНИХ ПРИСТРОЇВ
 ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ**

ЗМІСТ

- I. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ
- II. ВИКОРИСТАННЯ УДАРНИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОГО БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ
 1. Визначення зон прихоплення
 2. Розходжування бурильної колони
 3. Від'єднання вільної компоновки бурильної колони
 4. Комплектація ловильної колони
 5. Нанесення удару по прихопленій компоновці бурильної колони
 6. Робота ловильної колони
 7. Реєстрація прихоплень

«Інструкція з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» є регламентним нормативно-технічним документом при використанні ударних пристроїв для складання технічних, технологічних і режимно-технологічних планів робіт та інших нормативних документів у випадку розвідки або буріння кожної конкретної свердловини на родовищах України.

Викладені «Інструкцією з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» вказівки і заходи необхідно виконувати з урахуванням специфіки кожної свердловини у конкретних гірсько-геологічних умовах.

Інструкція призначена для інженерно-технічних працівників, бурових майстрів, бурильників та їх помічників. Представлена «Інструкція» розроблена в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу К. Г. Левчук.

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

76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (380) 03422 4-22-64, 4-24-53,
 факс (380) 03422 4-21-39; e-mail: admin@nung.edu.ua, public@nung.edu.ua

УЗГОДЖЕНО

Директор науково-дослідного
 інституту нафтогазової
 енергетики і екології

к.т.н., доцент Тершак Б. А.


 02 2019 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
 ІФНТУНГ д.т.н., професор
 Чудик І. І.


 02 2019 р.

**ІНСТРУКЦІЯ З ВИКОРИСТАННЯ ОСЦИЛЯТОРІВ
 ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ**

ЗМІСТ

- I. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ
- II. ВИКОРИСТАННЯ ОСЦИЛЯТОРІВ ДЛЯ ВИВІЛЬНЕННЯ
 ПРИХОПЛЕНОГО БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ
 1. Визначення зон прихоплення
 2. Розходжування бурильної колони
 3. Від'єднання вільної компоновки бурильної колони
 4. Комплектація ловильної колони
 5. Вибір режиму роботи осцилятора
 6. Реєстрація прихоплень

«Інструкція з використання осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» є регламентним нормативно-технічним документом при використанні вібраційних пристроїв для складання технічних, технологічних і режимно-технологічних планів робіт та інших нормативних документів у випадку розвідки або буріння кожної конкретної свердловини на родовищах України.

Викладені «Інструкцією з використання осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструменту» вказівки і заходи необхідно виконувати з урахуванням специфіки кожної свердловини у конкретних гірсько-геологічних умовах.

Інструкція призначена для інженерно-технічних працівників, бурових майстрів, бурильників та їх помічників. Представлена «Інструкція» розроблена в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу К. Г. Левчук.



ЗАТВЕРДЖУЮ:

Заступник директора ПНДП «ІНТТЕХ»

Фабуляк Л.І.

15 листопада 2018 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи Левчук Катерини Григорівни
«Удосконалення наукових основ моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень
бурильного інструмента»,

представленої на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук
за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

Даний акт складено на підставі того, що Левчук Катериною Григорівною впроваджено в ПНДП «ІНТТЕХ», м. Івано-Франківськ розроблену технологію ліквідації прихоплень бурильного інструмента механічними способами.

Технологічний процес включає наступні основні операції:

- реєстрація прихоплень (заповнення «Картки обліку прихоплень»);
- визначення ділянок прихоплення бурильних труб геофізичними (акустичними та ядерно-фізичними) методами, їх довжини, типу і виду;
- побудова інтегральної утримувальної сили та сили опору рухові бурильної труби по довжині прихоплення і в радіальному напрямі;
- розходжування бурильної колони;
- від'єднання вільної компоновки бурильної колони;
- комплектація ловильної колони ударним пристроєм або осцилятором в залежності від вибору способу усунення аварії;
- у випадку застосування ударного способу ліквідації аварії підбирають параметри ударного пристрою (масу, хід бойка, місце встановлення) і послідовно наносять удари по прихопленій компоновці бурильної колони;
- у випадку застосування вібраційного способу – вибирають режим роботи осцилятора (частоту, амплітуду збуду вальної сили, тривалість вібрації) і збудують коливання у прихопленій зоні бурильної колони.
- підймання вивільненого бурильного інструмента.

Вказану технологію використовують для ліквідації прихоплень бурильного інструмента на нафтогазових свердловинах, зберігаючи його від деформацій, тріщин і руйнування.

Застосування удосконаленої технології щодо застосування механічних способів боротьби з аваріями дозволило знизити витрати на ліквідацію прихоплень бурильної колони за рахунок розробки нової методики, що дозволяє відслідковувати напружено-деформований стан бурильного інструмента протягом проведення аварійно-рятувальних робіт, та розробки пристроїв для руйнування виступів і жолобів на стінках свердловини і попередження прихоплень під дією диференційного тиску, а також дозволяє калібрувати стовбур свердловини. Результати випробовувань проведено за Методикою оцінки технологічної і економічної ефективності робіт з інтенсифікації видобування газу та нафти (Київ: ДП «Науканафтогаз» НАК «Нафтогаз України», 2008) та Оцінки ефективності інвестицій у розвідку і розробку нафтових родовищ (За ред. Витвицького Я. С. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2006).

К.т.н., доцент

Левчук К. Г.

Левчук К. Г.



ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор ТзОВ «Інтербур» ЛТД

Білецький М. С.

«01» березня 2019 р.

АКТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи Левчук Катерини Григорівни
«Удосконалення наукових основ моделювання динамічних процесів ліквідації
прихоплень бурильного інструмента»,
представленої на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук
за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

Основними результатами роботи, які отримані Левчук К. Г. та впроваджені в
ТзОВ «Інтербур» є:

- розроблено комплекс технічних і технологічних рішень, спрямованих на підвищення ефективності застосування механічних способів вивільнення бурильного інструмента у свердловинах;
- розроблено і передано для дослідно-конструкторських робіт модель випрямляча стовбура свердловини та шарошковий калібратор (патенти № 129396, № 130707);
- передано програмне забезпечення для підбору параметрів ударного яса або осцилятора для ефективного вивільнення прихопленого бурильного інструмента;
- передано для використання на практиці інструктивні документи, розроблені в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу: «Інструкція з використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструмента», «Інструкція з використання осциляторів для ліквідації прихоплень бурильного інструмента», які регламентують використання ударних і вібраційних пристроїв при ліквідації аварій.

Нові технічні рішення, які запропонувала к.т.н. Левчук К. Г. дозволять зменшити витрати та зекономити час на вивільнення прихопленого бурильного інструмента під час спорудження нафтових і газових свердловин.

Представник Івано-Франківського
національного технічного університету
нафти і газу:

К.т.н., доцент *Левчук* Левчук К. Г.

Представники ТзОВ «Інтербур» ЛТД:

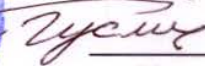
Технічний директор *Білецький* Білецький Я. С.

Головний технолог *Менко* Менко О. В.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова правління ТзОВ «Нафтогазтехнологія»


 Гусак М. М.

22 грудня 2017 р.

АКТ

про впровадження науково-технічних розробок Левчук Катерини Григорівни, отриманих у результаті виконання дисертаційної роботи «Удосконалення наукових основ моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента», представленої на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

1. *Назва заходу, що впроваджується.* Техніко-технологічне рішення про використання ударних пристроїв для ліквідації прихоплень бурильного інструмента, що включає застосування пристрою для ліквідації прихоплень зі зміненою геометрією бойка і торця перехідника (патент № 104433) і пристрій для ліквідації прихоплень з тензодатчиком для запису інформації про фізичні характеристики удару (патент № 108599).

2. *Назва закладу, яким запропоновано провадження:* Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ.

3. *Назва підприємства, де зроблено впровадження.* Товариство з обмеженою відповідальністю ТзОВ «Нафтогазтехнологія», м. Івано-Франківськ.

4. *Календарні терміни впровадження:* 15.05.2017–13.11.2017.

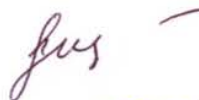
5. *Основні результати впровадження.* Інформація про тривалість удару дозволила керувати технологічним процесом, про ударну силу – стежити за напружено-деформованим станом прихопленої бурильної труби, а також за допомогою обчислювальної техніки розраховувати у реальному часі ударний імпульс, необхідний для швидкого вивільнення прихопленої бурильної труби.

Оцінка результатів випробувань проводились згідно Методики визначення ефективності впровадження заходів науково-технічного прогресу: СОУ 73.1-00135390-038:2007. – [Чинний від 2008–05–01].

Результати промислових випробувань пристроїв для вивільнення прихопленого бурильного інструмента показали зниження вартості ліквідації аварії у 1,6–1,7 разів, а тривалості – у 1,2–1,4 рази.

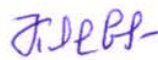
6. *Працівник, що приймає участь у впровадженні заходу:* Левчук Катерина Григорівна, докторант.

Головний технолог



Малярчук О. Б.

Канд. техн. наук



Левчук К. Г.